

# OBSERVACIONES SOBRE EL ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA INSTALACIÓN DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA CON CO<sub>2</sub> COMO FLUIDO DE BAJA TEMPERATURA

LLOPIS DOMÉNECH, Rodrigo<sup>(1)</sup>; CABELLO LÓPEZ, Ramón<sup>(1)</sup>; SANZ-KOCK, Carlos<sup>(1)</sup>

SANCHEZ GARCÍA-VACAS, Daniel<sup>(1)</sup>; TORRELLA ALCARAZ, Enrique<sup>(2)</sup>

rllopis@uji.es

<sup>(1)</sup> Universidad Jaume I de Castellón, Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción

<sup>(2)</sup> Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. Termodinámica Aplicada

## RESUMEN

En este trabajo se presentan las primeras conclusiones obtenidas sobre los análisis experimentales realizados en una instalación de producción de frío en doble compresión indirecta (cascada) que utiliza el CO<sub>2</sub> como fluido de baja temperatura. En primer lugar se describirá el banco de ensayos construido, formado por el equipamiento frigorífico, los elementos de medida y sistema de adquisición de datos desarrollado. A continuación se describirá el procedimiento de validación de los datos y cálculo de incertidumbres de los principales parámetros energéticos.

Finalmente, se presentarán las principales conclusiones obtenidas del análisis experimental trabajando con R134a como fluido de alta temperatura: la evolución y comparaciones de los rendimientos de los compresores, los principales parámetros de operación y la forma de regulación utilizada, el efecto del intercambiador intermedio en el ciclo de CO<sub>2</sub> y el efecto del gas-cooler en el ciclo de CO<sub>2</sub>.

**Palabras clave:** cascada, CO<sub>2</sub>, intercambiador intermedio, gas-cooler

## 1. Introducción

El alto impacto medioambiental del sector de la refrigeración, debido a la fuga de refrigerantes y a las emisiones indirectas de  $\text{CO}_2$  debido al consumo energético, hace que las instituciones y la comunidad científica se encaminen hacia soluciones más respetuosas con el medio ambiente. Dentro de los sectores de la refrigeración destaca la refrigeración comercial centralizada, donde se presentan elevados ratios de fuga anual, generalmente mayores de un 10% de la carga total del sistema [1] y elevados consumos energéticos [2]. Ambos aspectos motivaron a la Comisión Europea a aprobar la revisión de la reglamentación F-Gas[3], estando los esfuerzos encaminados a reducir las emisiones de gases de efecto invernadero a la atmósfera. Los acuerdos o prohibiciones que más afectan a la refrigeración comercial en Europa son: a partir del 01/01/2020 la recarga de los sistemas estará prohibida con refrigerantes de  $\text{GWP} > 2500$  si la carga total excede de las 40 toneladas de  $\text{CO}_2$  equivalente; a partir del 01/01/2022 en los sistemas multicompresor de más de 40kW de potencia frigorífica solo podrán utilizarse refrigerantes con  $\text{GWP} < 150$  excepto para los sistemas primarios de las cascadas, cuyo límite se fija en 1500, no obstante desde el refrigerante de alta no podrá ser utilizado para dar servicio a la media temperatura. Ambas prohibiciones significarán la futura desaparición de los refrigerantes más utilizados en la refrigeración comercial centralizada en Europa, el R404A y el R507A con  $\text{GWP}$  de 3700 y 3800 respectivamente [4]. El sector de la refrigeración comercial, en especial los supermercados, necesitará adaptar sus sistemas de refrigeración y fluidos de trabajo a la nueva F-Gas. Esta adaptación estará basada en fluidos de bajo  $\text{GWP}$ , y generalmente requerirán un reemplazo total del sistema frigorífico para adaptarlo a estos nuevos fluidos. El sistema que está atrayendo más atención actualmente es la cascada que utiliza el  $\text{CO}_2$  como fluido de baja temperatura, siendo considerados en el ciclo de alta temperatura diferentes opciones de refrigerantes.

En bibliografía el sistema de refrigeración en cascada más analizado es el de  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$ . Para esta combinación Lee et al. [5] evaluaron teóricamente la temperatura de condensación óptima y el COP para niveles de evaporación desde  $-45$  a  $-55^\circ\text{C}$ . Dopazo et al. [6], también desde un punto de vista teórico, analizaron la influencia de los parámetros del ciclo en su eficiencia y determinaron las condiciones óptimas de condensación. Finalmente, Messineo [7] evaluó teóricamente el comportamiento de este sistema en comparación con un sistema directo de doble etapa con R404A, concluyendo que el sistema en cascada es una buena alternativa para el sector de la refrigeración comercial por aspectos energéticos, de seguridad y medioambientales. Otros autores han analizado teóricamente otras combinaciones de fluidos [8, 9].

En referencia a la investigación experimental con sistemas en cascada, Bingming et al. [10] presentaron resultados de una cascada de  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$  accionada por dos compresores de tornillo para una temperatura de condensación de  $40^\circ\text{C}$  y de evaporación entre  $-50$  y  $-30^\circ\text{C}$ . Presentaron una comparación entre sistemas de simple y doble etapa de  $\text{NH}_3$ , concluyendo que la cascada es más competitiva en temperaturas por debajo de  $-40^\circ\text{C}$ . Con compresores alternativos, Dopazo y Fernández-Seara [11] evaluaron una instalación en cascada de  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$  para una temperatura de condensación de  $30^\circ\text{C}$  y de evaporación entre  $-50$  y  $-35^\circ\text{C}$ . Estudiaron el nivel de condensación óptimo del ciclo de baja temperatura y lo compararon con un sistema directo de doble etapa de amoníaco, concluyendo que el sistema en cascada presenta más rendimiento en temperaturas por debajo de  $-35^\circ\text{C}$ .

Como se observa se han iniciado ya las fases experimentales de análisis de instalaciones en cascada, principalmente dedicadas al estudio de las condiciones de condensación óptimas. En referencia a las reseñas, los autores hemos encontrado pocos resultados experimentales hasta el momento, siendo la mayor parte dedicados al sistema de  $\text{NH}_3/\text{CO}_2$ . Sin embargo esta combinación de fluidos no es apropiada para refrigeración comercial, debido a la toxicidad del amoníaco, por lo que es necesario el estudio de la instalación en cascada utilizando refrigerantes seguros adaptados a la nueva normativa F-Gas. En esta comunicación, para cubrir el hueco de investigación existente, se presentan las primeras observaciones obtenidas de la evaluación experimental de una instalación en cascada que trabaja con los fluidos R134a en el ciclo de alta temperatura y con el  $\text{CO}_2$  en el ciclo de baja temperatura. Como se comentará en la siguiente sección el diseño de esta instalación en cascada



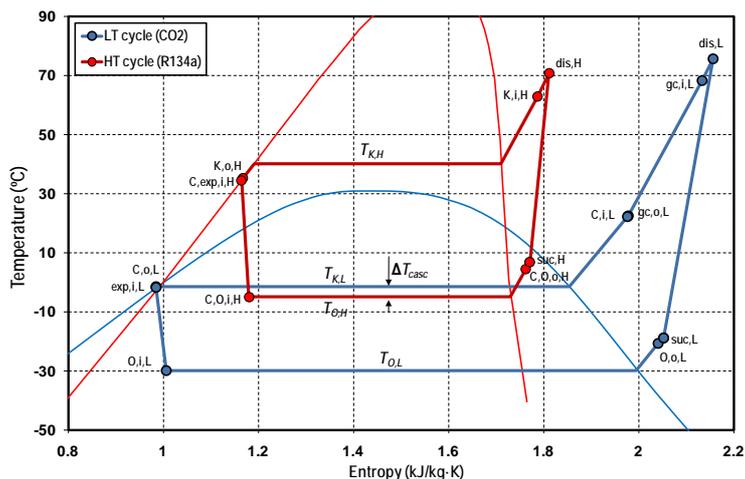


Figura 7. Diagrama T-s de la cascada trabajando sin IHX

A continuación se describen las principales características de la misma.

### 2.1. Ciclo de Baja Temperatura (BT)

El ciclo de baja temperatura, con  $\text{CO}_2$  como refrigerante, es accionado por un compresor semihermético de 1.5kW de potencia nominal para aplicaciones subcríticas con un desplazamiento de  $3.48\text{m}^3/\text{h}$  a 1450rpm. El compresor absorbe los vapores del evaporador (suc,L) y los comprime hasta la presión de condensación de BT (dis,L), a continuación se separa el aceite lubricante. A continuación el  $\text{CO}_2$  accede al gas-cooler (gc,i,L) donde se desrecalienta con un intercambiador de aletas y tubos antes de entrar en los condensadores de la cascada (gc,o,L). Este intercambiador es accionado por un ventilador de potencia nominal de 75W. A continuación el flujo de  $\text{CO}_2$  se divide en dos ( $\text{C1},\text{i},\text{L}$  y  $\text{C2},\text{i},\text{L}$ ) y se condensa en dos intercambiadores de placas ( $\text{C1},\text{o},\text{L}$  y  $\text{C2},\text{o},\text{L}$ ). Se juntan de nuevo las dos Corrientes y se mide el caudal másico con caudalímetro Coriolis ( $M_{\text{ref},\text{L}}$ ). A continuación entra en el depósito de acumulación y alimenta la válvula de expansión electrónica del evaporador (exp,i,L). Adicionalmente, el ciclo de BT tiene incorporado un intercambiador interno (IHX) que puede ser conectado o desconectado mediante válvulas de cierre manual. La carga al evaporador se proporciona con un circuito que trabaja con una mezcla de tyfoxit-agua al 84%. Dicho circuito permite medir el caudal volumétrico y las temperaturas de entrada y salida del fluido secundario.

### 2.2. Ciclo de Alta Temperatura (AT)

El de alta temperatura, con R134a como refrigerante, trabaja con un compresor de velocidad variable semihermético de 3.7kW de potencia nominal con un desplazamiento a 1450rpm de  $32.66\text{m}^3/\text{h}$ . El compresor absorbe los vapores procedentes de los intercambiadores de cascada (suc,H) y los envía a la alta presión del ciclo de AT (dis,H). A continuación se separa el lubricante y se alimenta el condensador de alta (k,I,H), también intercambiador de placas. A la salida del condensador se mide el caudal másico de refrigerante ( $M_{\text{ref},\text{H}}$ ) y entra en el depósito de acumulación. Después el refrigerante alimenta las dos válvulas de expansión electrónicas ( $\text{C1},\text{exp},\text{i},\text{H}$  and  $\text{C2},\text{exp},\text{i},\text{H}$ ) que regulan la evaporación en los intercambiadores de la cascada. Dichas válvulas controlar el grado de recalentamiento en el evaporador a la salida de los mismos ( $\text{C1},\text{O},\text{o},\text{H}$  and  $\text{C2},\text{O},\text{o},\text{H}$ ). La cesión del calor en el condensador de AT se realiza con un circuito que trabaja con agua, que permite medir su caudal volumétrico y las temperaturas a la entrada y salida del mismo.

### 2.3. Sistema de medida

La instalación está completamente monitorizada para evaluar el comportamiento energético del ciclo. La colocación de los sensores se detalla en la Figura 2. Está equipada con 29 termopares tipo T, 12 sondas de presión, 2 caudalímetros Coriolis y 2 vatímetros digitales. Los compresores son

accionados por dos variadores de frecuencia, de los que se obtiene indirectamente la velocidad de giro de los compresores. Adicionalmente en los sistemas de aporte de carga y disipación de calor se dispone de 2 caudalímetros volumétricos para realizar la validación. Los rangos de calibración e incertidumbres de los equipos de medida pueden consultarse en el trabajo de C. Sáenz [12]. Toda la información es recogida por un sistema de adquisición de datos cRIO y gestionada en tiempo real con una aplicación propia desarrollada en base a LabView.

### 3. Cálculos energéticos y validación de datos

El análisis energético de la planta se realiza a partir de los datos obtenidos con el sistema de medida anteriormente descrito. Con las medidas se evalúan las propiedades termodinámicas de los refrigerantes utilizando la base de datos de Refprop 9.1 [13].

Las temperaturas de cambio de estado se evalúan a partir de los datos de presión a la entrada de los intercambiadores ( $T_{O,L}$  temperatura de evaporación de BT;  $T_{K,L}$  temperatura de condensación de BT;  $T_{O,H}$  temperatura de evaporación de AT;  $T_{K,H}$  temperatura de condensación de AT). A partir de estos valores se evalúa la diferencia de temperaturas en el intercambiador de la cascada con la Ec. (1).

$$\Delta T_{casc} = T_{K,L} - T_{O,H} \quad (1)$$

Respecto a los parámetros energéticos, la transmisión de calor en el ciclo de baja temperatura se evalúa de la siguiente forma: la potencia frigorífica en BT, que corresponde a la potencia proporcionada por la cascada, se evalúa con la Ec. (2) donde los procesos de laminación se consideran isentálpicos. La cesión de calor en el gas-cooler se computa con la Ec. (3). La potencia de condensación en el intercambiador de la cascada se calcula con la Ec. (4) promediando la diferencia de entalpías en los dos intercambiadores. Y por último el COP del ciclo de BT se calcula con la Ec. (5).

$$\dot{Q}_{O,L} = \dot{m}_{ref,L} \cdot (h_{O,o,L} - h_{O,i,L}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{gc,L} = \dot{m}_{ref,L} \cdot (h_{gc,i,L} - h_{gc,o,L}) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{K,L} = \dot{m}_{ref,L} \cdot \left[ \frac{(h_{C1,k,i,L} - h_{C1,k,o,L}) + (h_{C2,k,i,L} - h_{C2,k,o,L})}{2} \right] \quad (4)$$

$$COP_L = \frac{\dot{Q}_{O,L}}{P_{C,L} + P_{gc,L}} \quad (5)$$

En referencia al ciclo de AT, la potencia frigorífica se evalúa con la Ec. (6), donde la producción frigorífica específica es el promedio en los dos intercambiadores de la cascada. También se consideran los procesos de expansión isentálpicos. La cesión de calor en condensador se evalúa con la Ec. (7) y el COP individual del ciclo de AT con la Ec. (8).

$$\dot{Q}_{O,H} = \dot{m}_{ref,H} \cdot \left[ \frac{(h_{C1,o,o,H} - h_{C1,o,i,H}) + (h_{C2,o,o,H} - h_{C2,o,i,H})}{2} \right] \quad (6)$$

$$\dot{Q}_{K,H} = \dot{m}_{ref,H} \cdot (h_{k,i,H} - h_{k,o,H}) \quad (7)$$

$$COP_H = \frac{\dot{Q}_{O,H}}{P_{C,H}} \quad (8)$$

Por último, el COP global de la cascada se computa con la Ec. (9), que considera la potencia frigorífica proporcionada por el ciclo de baja, Ec. (2), la potencia eléctrica absorbida por los compresores y la potencia eléctrica del motor que acciona el ventilador del gas-cooler, que es constante de 75W.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{O,L}}{P_{c,L} + P_{c,H} + P_{gc}} \quad (9)$$

Las potencias transferidas en los intercambiadores principales se evalúan también en los fluidos secundarios, siendo la potencia cedida por el fluido secundario en el evaporador de BT evaluada con la Ec. (10), y la absorbida por el agua en el condensador de AT con la Ec. (11). Estas potencias se utilizan para realizar la validación de datos experimentales.

$$\dot{Q}_{sf} = \dot{V}_{sf} \cdot \rho_{sf} \cdot c_{p,sf} \cdot (T_{sf,i} - T_{sf,o}) \quad (10)$$

$$\dot{Q}_w = \dot{V}_w \cdot \rho_w \cdot c_{p,w} \cdot (T_{w,o} - T_{w,i}) \quad (11)$$

La validación de datos experimentales se realiza por comparación entre las potencias intercambiadas por los dos fluidos circulantes por los intercambiadores, tal y como se muestra en la Figura 4. En rojo se compara la potencia de condensación del ciclo de AT, Ec. (7), con la absorción de calor del agua, Ec. (11); en verde se compara la potencia frigorífica del ciclo de AT, Ec. (6), con la potencia de condensación del ciclo de BT, Ec. (4); y en azul la potencia frigorífica del ciclo de BT, Ec. (2), con la cesión de calor del fluido secundario, Ec. (10). La desviación en todas las comparaciones es inferior a un 10% y no se observan sesgos en las comparaciones experimentales. Más detalles sobre el análisis de incertidumbre se pueden encontrar en el trabajo de C. Sáenz [12].

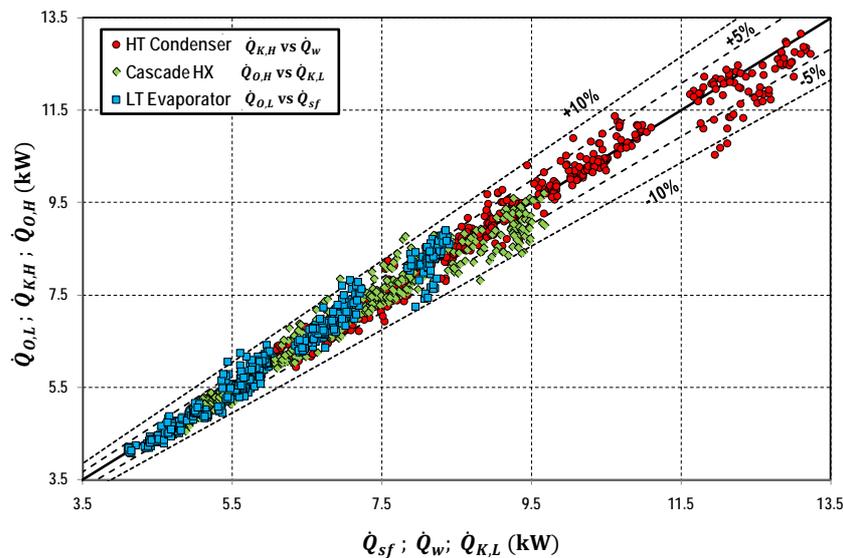


Figura 8. Validación de potencias intercambiadas en la instalación en cascada

#### 4. Comportamiento energético

En el presente apartado se presentan los principales resultados de la evaluación de la instalación en cascada. En el apartado 4.1 se presenta la dependencia de los parámetros principales de operación de la planta ante diferentes condiciones externas, en el 4.2 la influencia del intercambiador intermedio colocado en el ciclo de baja temperatura y por último en el apartado 4.3 la influencia del gas-cooler del ciclo de baja temperatura. Información más detallada sobre cada uno de los análisis aquí resumidos puede encontrarse en los siguientes trabajos: [12, 14, 15]

##### 4.1. Instalación en cascada sin intercambiador interno

En las Figuras 5 y 6 se presentan los resultados experimentales de la potencia frigorífica proporcionada por la instalación en cascada operando en niveles de evaporación de -30 a -40°C con temperaturas de condensación desde 30°C a 50°C, y en las Figuras 7 y 8 del COP global de la cascada. Dichos resultados han sido obtenidos operando el compresor de baja temperatura a su velocidad

nominal (1450 rpm) y variando la velocidad del compresor de R134a. La variación de velocidad del compresor de alta ha sido la variable utilizada para modificar las condiciones intermedias en el intercambiador en cascada.

A raíz de los datos experimentales cabe hacer las siguientes observaciones. La instalación en cascada considerada muestra fuerte dependencia a la temperatura de evaporación, siendo este el parámetro principal de variación de sus parámetros energéticos. No obstante su dependencia con el nivel de condensación es menor. Incluso, al referirse a la potencia frigorífica proporcionada por la instalación, esta no depende del nivel de condensación externo, sino que depende únicamente de las condiciones externas. Por otra parte, se observa en las Figuras 7 y 8 una dependencia del COP de la cascada del nivel de condensación del ciclo de baja temperatura, que en algunos casos puede llevar a un óptimo de funcionamiento. No obstante en la evaluación no se han alcanzado dichos óptimos por estar fuera de la zona de regulación de la instalación experimental. Adicionalmente se observa que la variación del COP con el nivel de condensación intermedio no es muy elevada, por lo que no es un parámetro tan crítico.

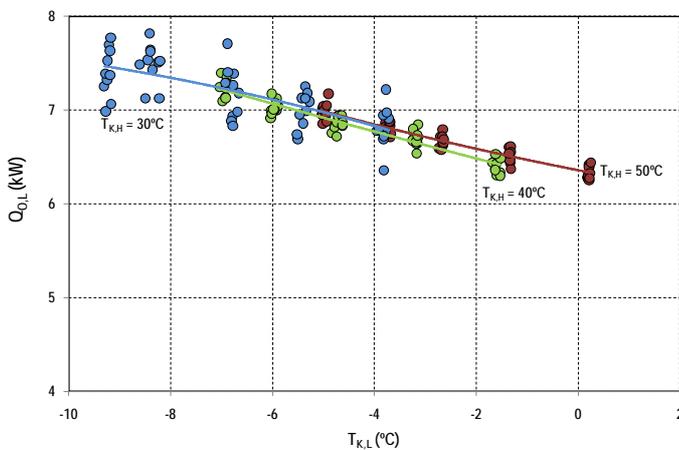


Figura 9. Potencia frigorífica vs. temperatura condensación BT ( $T_{O,L} = -30^\circ\text{C}$ )

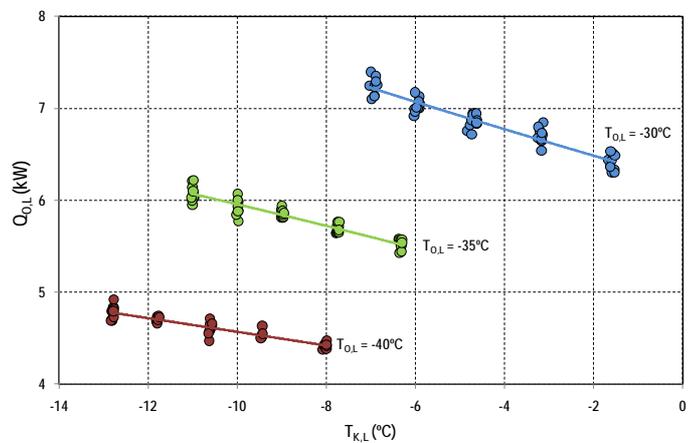


Figura 10. Potencia frigorífica vs. temperatura condensación BT ( $T_{K,H} = 40^\circ\text{C}$ )

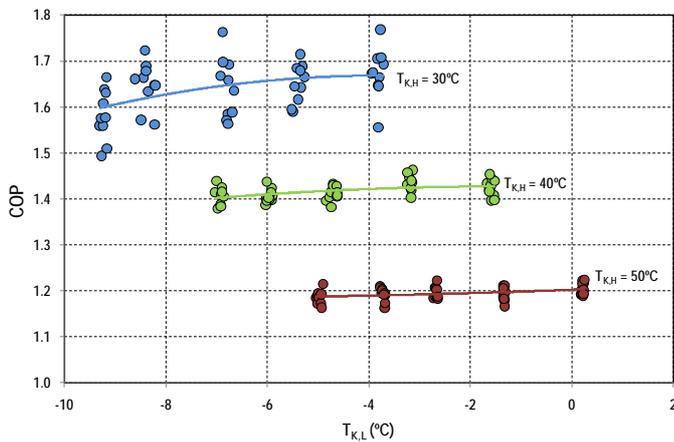


Figura 11. COP vs. temperatura condensación BT ( $T_{O,L} = -30^\circ\text{C}$ )

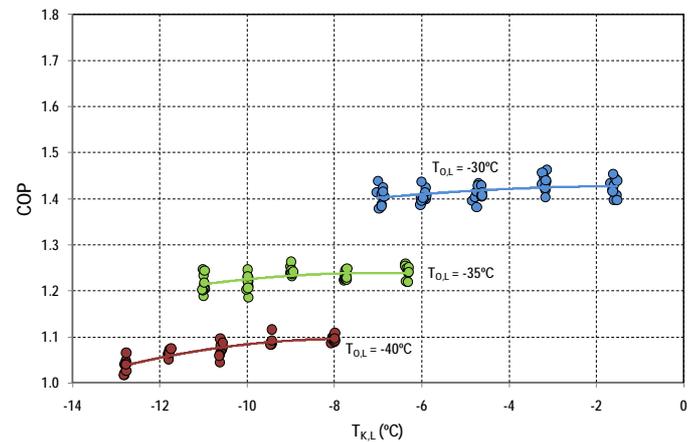


Figura 12. COP vs. temperatura condensación BT ( $T_{K,H} = 40^\circ\text{C}$ )

#### 4.2. Influencia del intercambiador interno en el ciclo de $\text{CO}_2$

Uno de los elementos más comunes en instalaciones para trabajo a bajas temperaturas es el intercambiador intermedio o intercambiador de líquido-vapor (IHX), cuyo objetivo principal es el de aumentar la temperatura en la aspiración del compresor de baja temperatura para evitar problemas de lubricación y extender su vida útil.

Análisis teóricos de la influencia del IHX en los parámetros energéticos de instalaciones de ciclo simple con CO<sub>2</sub> muestran que dicho elemento influye negativamente en los parámetros energéticos, tanto en la potencia frigorífica como en el COP. Estas afirmaciones han sido corroboradas experimentalmente, tal y como se observa en las Figuras 9 y 10 donde se presenta la potencia frigorífica proporcionada por el ciclo de baja temperatura y el COP alcanzado. Se observa que el IHX reduce la potencia frigorífica (Figura 9) y que reduce ligeramente el COP del ciclo de baja temperatura (Figura 10), por lo que a priori su influencia energética en el ciclo a priori es negativa. No obstante no hay que olvidar los efectos positivos que este supone, ya que aumenta la temperatura de aspiración del compresor de baja temperatura.

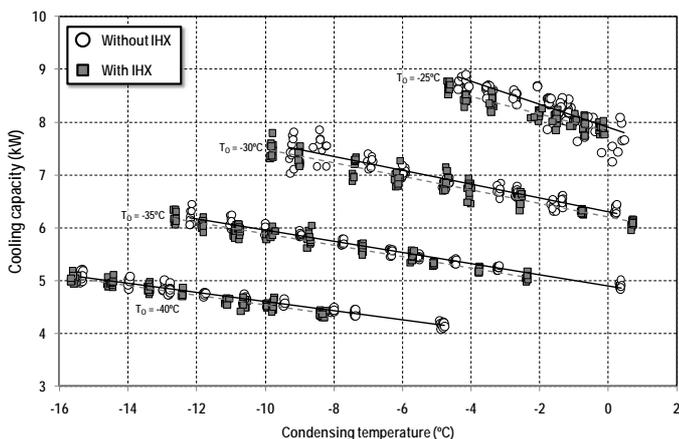


Figura 13. Potencia frigorífica con y sin IHX

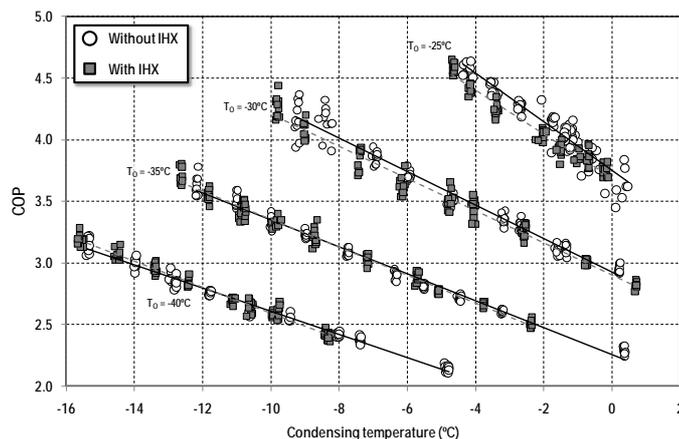


Figura 14. COP de B.T. con y sin IHX

Sin embargo, la influencia del IHX hay que analizarla de manera global en toda la instalación en cascada. Si bien la potencia frigorífica se reduce (Figura 9) se produce un ligero incremento del COP global, tal y como se muestra en la Figura 11, donde se presenta el COP de la planta con y sin IHX para todos los regímenes de operación ensayados.

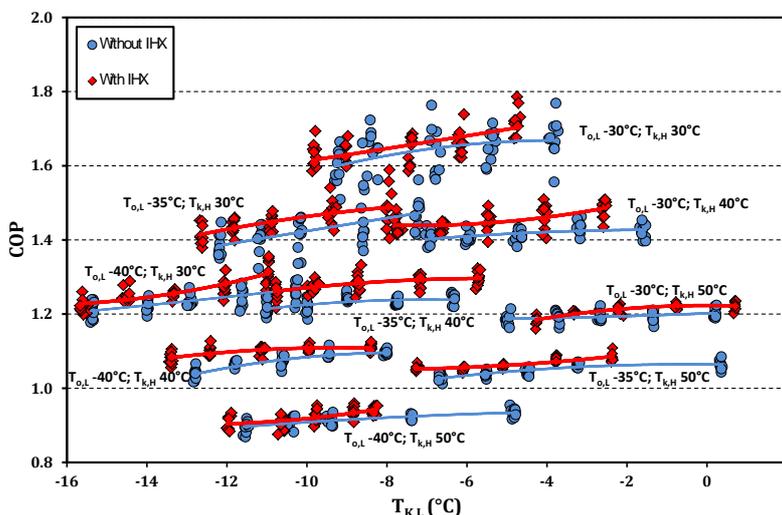


Figura 15. COP de la cascada con y sin IHX

Se observa pues que dicho elemento es positivo energéticamente desde un punto de vista global de la cascada. La mejora de dicho intercambiador solo se produce si el IHX del ciclo de baja temperatura es combinado con un gas-cooler en dicho ciclo, tal y como se describe en el siguiente apartado.

### 4.3. Influencia del Gas-cooler en el ciclo de CO<sub>2</sub>

Una peculiaridad del ciclo de CO<sub>2</sub> subcrítico es que la temperatura de descarga del compresor generalmente es superior a la temperatura ambiente, tal y como se muestra en la Figura 12. Dicha temperatura además se incrementa con el uso del IHX. Por tanto, una forma sencilla de mejorar el comportamiento del ciclo en cascada es colocar un gas-cooler a la descarga del compresor de CO<sub>2</sub>, tal y como se muestra en el esquema de la Figura 2.

La función de dicho intercambiador es la de liberar energía al ambiente, procediendo al desrecalentamiento del CO<sub>2</sub> a la salida del compresor de baja, y reducir por tanto la cantidad de energía a transferir al ciclo de alta temperatura en el intercambiador de la cascada. En la Figura 13 puede observarse la reducción de la potencia de condensación. Ello redundará en mejoras sustanciales del COP respecto a la operación sin gas-cooler.

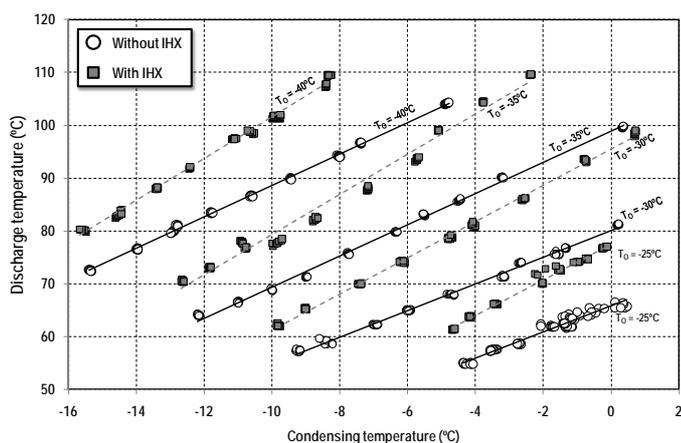


Figura 16. Temperatura de descarga del compresor de CO<sub>2</sub> con y sin IHX

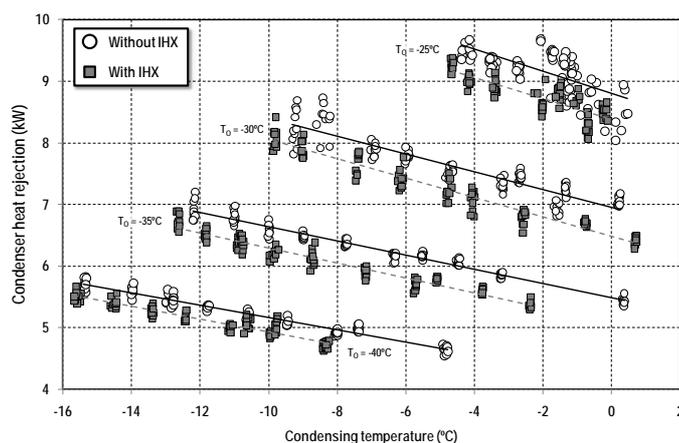


Figura 17. Cesión de calor en el condensador de la cascada con y sin IHX

## 5. Conclusiones

En este trabajo se ha presentado una instalación experimental de producción de frío en cascada que opera con dos compresores semiherméticos y la combinación de fluidos R134a en alta temperatura y CO<sub>2</sub> en baja temperatura. Se ha dedicado la comunicación a presentar la instalación experimental y a detallar los principales parámetros energéticos y observaciones derivadas de la primera fase de experimentación.

Como conclusiones se puede destacar que los parámetros energéticos de la instalación en cascada dependen mucho del nivel de evaporación de baja, son menos sensibles al nivel de condensación de alta temperatura y que el COP no varía mucho respecto al nivel de condensación del ciclo de baja temperatura elegido.

Por último, se concluye que el intercambiador intermedio en el ciclo de baja temperatura, aparte de permitir incrementar la temperatura de aspiración del ciclo de baja para mejorar la lubricación, permite globalmente mejorar el comportamiento energético de la cascada (COP) si es usado en combinación con un gas-cooler en el ciclo de baja temperatura.

## Agradecimientos

Los autores agradecen a la Universitat Jaume I de España, quien ha financiado parcialmente el presente estudio con el proyecto de investigación P1·B2013-10, y al Ministerio de Economía y Competitividad con el proyecto de investigación ENE2014-53760-R.

## 6. Referencias

- [1] Cowan D, Gartshore J, Chaer I, Francis C, Maidment G. REAL ZERO - reducing refrigerant emissions & leakage - feedback from the IOR project. Proceedings of the Institute of Refrigeration. 2010;2009-10. 7-1.
- [2] Arias J. Energy Usage in Supermarkets - Modelling and Field Measurements: Royal Institute of Technology, Sweden; 2005.
- [3] 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.
- [4] Calm JM, Hourahan GC. Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants. In: Refrigeration Ito, editor. 23rd IIR International Congress of Refrigeration. Prague: IIR; 2011.
- [5] Lee TS, Liu CH, Chen TW. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems. International Journal of Refrigeration. 2006;29:1100-8.
- [6] Dopazo A, Fernández-Seara J, Sieres J, Uhía FJ. Theoretical analysis of a CO<sub>2</sub>-NH<sub>3</sub> cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. Applied Thermal Engineering. 2009;29:1577-83.
- [7] Messineo A. R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System. Energy Procedia. 2012;14:56-65.
- [8] Getu HM, Bansal PK. Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system. International Journal of Refrigeration. 2008;31:45-54.
- [9] Xiao J, Liu YF. Thermodynamic analysis of a R32/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration cycle. Advanced Materials Research 2013. p. 527-30.
- [10] Bingming W, Huagen W, Jianfeng L, Ziwen X. Experimental investigation on the performance of NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration system with twin-screw compressor. International Journal of Refrigeration. 2009;32:1358-65.
- [11] Dopazo JA, Fernández-Seara J. Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO<sub>2</sub> and NH<sub>3</sub> for freezing process applications. International Journal of Refrigeration. 2011;34:257-67.
- [12] Sanz-Kock C. Evaluación experimental de una instalación de producción de frío en cascada con CO<sub>2</sub> como fluido de baja temperatura. Castellón de la Plana, Spain: Jaume I University; 2014.
- [13] Lemmon EW, Huber ML, McLinden MO. REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.9.1. National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, U.S.A. 2013.
- [14] Sanz-Kock C, Llopis R, Sánchez D, Cabello R, Torrella E. Experimental evaluation of a R134a/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration plant. Applied Thermal Engineering. 2014;73:39-48.
- [15] Llopis R, Sanz-Kock C, Cabello R, Sánchez D, Torrella E. Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO<sub>2</sub> subcritical refrigeration cycle with gas-cooler. Applied Thermal Engineering. 2015;80:31-41.