

LÍMITES DE MEJORA ENERGÉTICA DE CICLOS DE REFRIGERACIÓN CON CO₂ TRANSCRÍTICO UTILIZANDO UN SISTEMA DE SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO

LLOPIS DOMÉNECH, Rodrigo ⁽¹⁾; SANCHEZ GARCÍA-VACAS, Daniel ⁽¹⁾

CABELLO LÓPEZ, Ramón ⁽¹⁾; TORRELLA ALCARAZ, Enrique ⁽²⁾

rllopis@uji.es

⁽¹⁾ Universidad Jaume I de Castellón, Dpto. de Ingeniería Mecánica y Construcción

⁽²⁾ Universidad Politécnica de Valencia, Dpto. Termodinámica Aplicada

RESUMEN

En este trabajo se estudian de forma teórica las posibilidades de mejora del comportamiento energético de instalaciones de refrigeración en CO₂ transcrítico utilizando un sistema de subenfriamiento mecánico dedicado. A partir de modelos simplificados de los ciclos se estudian las modificaciones de las condiciones óptimas de operación de los ciclos transcríticos utilizando el sistema de subenfriamiento. A continuación, para las condiciones óptimas establecidas, se estudian las posibilidades de incremento de la eficiencia energética para tres niveles de evaporación (5, -5 y -30°C) para temperaturas de evaporación desde 20 a 35°C utilizando como refrigerante para el ciclo de subenfriamiento el propano. Se observa que la combinación de ciclos permite incrementar el COP del conjunto hasta un máximo de un 20% y la potencia frigorífica hasta un máximo de un 28.8%, siendo los incrementos más elevados a altos niveles de evaporación. Adicionalmente, los resultados indican que esta tipología de ciclos es conveniente para temperaturas ambiente superiores a 25°C.

Palabras clave: CO₂, transcrítico, ciclo de subenfriamiento mecánico, eficiencia energética

1. Introducción

En estos momentos el sector de la refrigeración está inmerso en uno de sus mayores procesos de renovación, la transición desde los refrigerantes tradicionales, con gran impacto medioambiental, refrigerantes sostenibles, en su mayor parte de la familia de los naturales. El germen de este proceso fue la comunidad científica, con el objetivo de desarrollar nuevos sistemas frigoríficos con nuevos refrigerantes para reducir el impacto medioambiental. Sin embargo, la razón que ha favorecido su implantación han sido las normativas derivadas del Protocolo de Kyoto. Por ejemplo, en Europa la nueva regulación F-Gas [1] ha entrado en vigor en 2015. Sus principales restricciones sobre el uso de refrigerantes fluorados afectan principalmente al sector de la Refrigeración Comercial, donde solo se podrán utilizar refrigerantes con GWP inferior a 150 a partir de 2020, excepto para el refrigerante primario de las cascadas, donde se establece un límite de GWP de 2500. Su consecuencia para sistemas centralizados a baja temperatura será la transición del R404A o R507A al CO₂.

El CO₂ en sistemas centralizados de refrigeración comercial se está implementando con cascadas o ciclos puros transcíticos. Según la Guía de Shecco [2], actualmente en Europa hay 2885 supermercados con sistemas transcíticos y 1638 con cascadas HFC/CO₂. Sin embargo, cuando se analizan los datos en climas cálidos como España o Italia, solo 21 operan con sistemas transcíticos y 231 con cascadas. Por tanto, la solución predominante en países cálidos es la cascada, ya que cuando la temperatura ambiente es elevada el rendimiento de los sistemas transcíticos es inferior al de las cascadas [3].

Diferentes investigadores han estudiado modificaciones de ciclos transcíticos de CO₂ para aumentar su eficiencia. Aprea y Maiorino [4], Torrella et al. [5] y Sánchez et al. [6] estudiaron las mejoras derivadas del uso de intercambiadores internos (IHX) en ciclos de compresión simple y Cavallini et al. [7, 8] en ciclos de doble compresión. Los análisis experimentales mostraron que el IHX puede aumentar el COP del ciclo hasta un 10% aproximadamente, ya que incrementa la producción frigorífica específica y reduce la presión óptima de trabajo. Otros analizaron experimentalmente el efecto de extracción de vapor del depósito para inyectarlo en diferentes puntos del ciclo. Las mejoras de COP alcanzaron hasta un 7% en ciclos de simple etapa [9] y 16.5% en ciclos de doble etapa [10]. Otras mejoras corresponden al uso de expansores [11, 12] y eyectores [13, 14] para reducir irreversibilidades durante la expansión, que ofrecen también mejoras del COP. En paralelo se han desarrollado estrategias de control de la presión de alta [15-17] y ahora las mejoras se están evaluando mediante la combinación del ciclo con otras instalaciones térmicas a partir de la recuperación de calor en el gas-cooler. Aprea et al. [18] analizaron la combinación con un rueda desecante para aplicaciones de climatización y Arora et al. [19], con una máquina de absorción.

Otro enfoque reciente es la mejora del COP mediante el subenfriamiento del CO₂ a la salida del gas-cooler. Este subenfriamiento permite incrementar la producción frigorífica y para sistemas transcíticos reducir también la presión óptima de alta. Esta aproximación fue planteada por Sarkar [20] utilizando un sistema termoeléctrico activado por el calor liberado en el gas-cooler, mostrando incrementos máximos de COP de hasta un 25.6%. Una estrategia similar, basada en subenfriar a la salida de gas-cooler, consiste en utilizar un sistema de subenfriamiento mecánico dedicado (MS), que fue reintroducido por Zubair en 1994 [21]. Dicho sistema se muestra de forma esquemática en la Figura 1. El ciclo MS se utiliza para subenfriar el refrigerante del ciclo principal a la salida del condensador mediante el acople térmico en el subcooler. Ambos ciclos ceden calor sobre la misma fuente de alta temperatura. El incremento de COP por el uso del ciclo MS puede cuantificarse comparando el COP global del ciclo con y sin el ciclo de MS a través del balance energético en el subcooler. La Ec. (1) representa el COP del ciclo principal sin subenfriamiento, la Ec. (2) el COP de la combinación de ambos ciclos y la Ec. (3) la relación entre los caudales máxicos de ambos ciclos a partir del balance de energía en el subcooler. q_o corresponde a la producción frigorífica específica del ciclo principal y $q_{o,ms}$ la del ciclo MS; Δh_{sub} a la diferencia de entalpía del ciclo principal en el subcooler; y w_c y w_{ms} a los trabajos específicos de compresión del ciclo principal y del ciclo MS respectivamente.

$$COP = \frac{q_o}{w_c} \quad (1)$$

$$COP^* = \frac{q_o + \Delta h_{sub}}{w_c + w_{c,ms}} \quad (2)$$

$$\dot{m}_{ms} = \dot{m}_r \cdot \frac{\Delta h_{sub}}{q_{o,ms}} \quad (3)$$

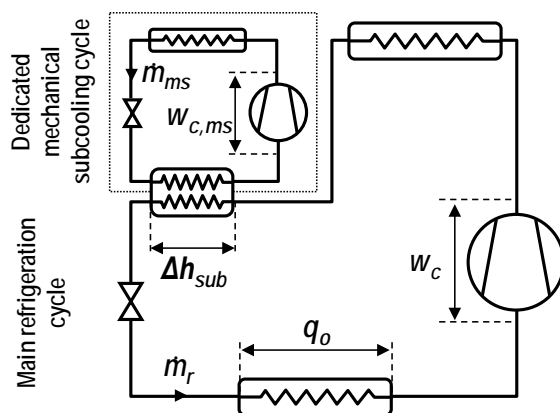


Figura 17. Representación esquemática del sistema de subenfriamiento mecánico dedicado

El efecto del ciclo MS en la combinación de ciclos será positiva si $COP^* > COP$. Manipulando las Ec. (1) a (3), se puede demostrar que su uso es positivo si el COP del ciclo MS es más elevado que el COP del ciclo principal, según muestra la Ec. (4). En general la condición establecida por la Ec. (4) siempre se satisface si ambos ciclos ceden calor al mismo foco caliente y si la temperatura de evaporación del ciclo MS es más alta que la de evaporación del ciclo principal.

$$COP_{ms} > COP \quad (4)$$

Estudios teóricos recientes de Qureshi & Zubair [22, 23], mostraron que el ciclo MS ofrece beneficios en el COP para los refrigerantes principales R134a y R717. Estos estudios se complementaron con un primer análisis experimental [24] con un ciclo de imple etapa con R22 usando R12 en el ciclo MS. Midieron que el efecto era positivo, ya que permitió incrementar la potencia frigorífica y la eficiencia de la segunda ley en un promedio de un 21%. Sin embargo, no se han encontrado más resultados teóricos o experimentales al respecto.

El uso del ciclo MS en plantas de CO₂ transcriticals tendrá dos implicaciones: Primero, de igual forma que ocurre con los ciclos de HFC, el subenfriamiento aumentará la potencia frigorífica y aumentará el COP. Segundo, como observó Sarkar [20], el subenfriamiento adicional reducirá la presión óptima, lo que permitirá reducir la tasa de compresión, lo que proporcionará beneficios adicionales. Por tanto, el uso del ciclo MS en plantas de CO₂ transcriticals puede proporcionar más beneficios que en sistemas con HFC, sin embargo los autores no han encontrado más información en la literatura. Por tanto el objetivo de este trabajo es cuantificar teóricamente los posibles incrementos de eficiencia en los ciclos de CO₂ transcriticals. El análisis se basa en el uso de modelos simplificados pero realistas de dos sistemas de CO₂ transcriticals, la simple y doble etapa, que son subenfriados mediante un ciclo simple de propano. El análisis se extiende a tres niveles de evaporación y un amplio rango de temperaturas ambiente. Obviamente los resultados son una aproximación a lo que puede ocurrir en realidad, será necesaria una futura fase de experimentación para corroborar los resultados.

2. Descripción del modelo

Para analizar las posibilidades de mejora de eficiencia de los ciclos transcriticals con el uso del ciclo de subenfriamiento mecánico se considera el ciclo de la Figura 2. Es un ciclo de CO₂ transcritical con un sistema de doble expansión y un subcooler adicional a la salida del gas-cooler, donde el subenfriamiento se provoca con el ciclo MS. El ciclo transcritical incorpora un dispositivo de regulación de la presión de alta y otro para el proceso de evaporación. Se consideran dos sistemas de compresión, para media y alta temperatura de evaporación un compresor de simple etapa y para baja temperatura de evaporación un sistema de doble etapa con intercooling. Ambos ciclos realizan la

cesión de calor (condensador del ciclo MS, gas-cooler e intercooler del ciclo transcrito) al mismo foco caliente, la temperatura ambiente.

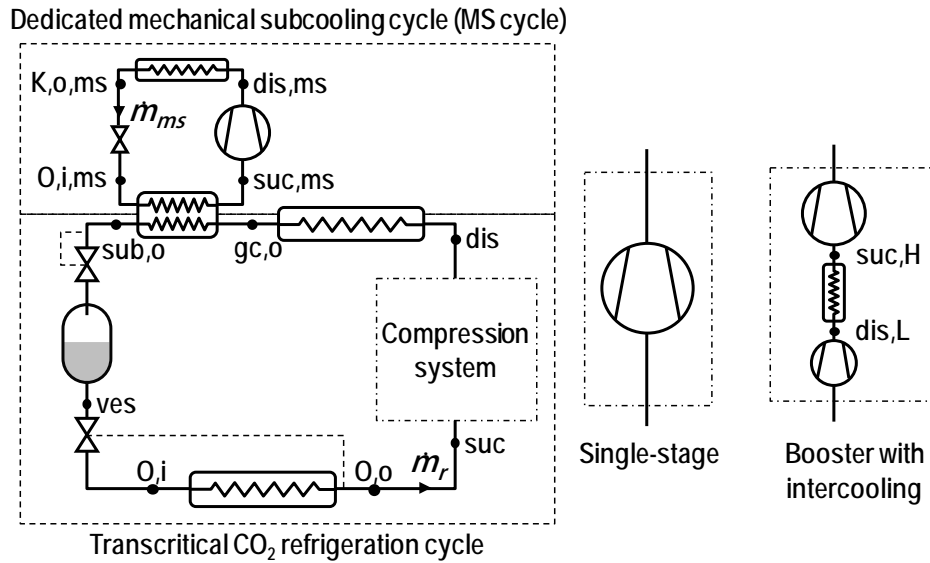


Figura 18. Ciclo transcrito de CO₂ con subenfriamiento mecánico dedicado

La evaluación del sistema se realiza utilizando las propiedades termodinámicas del Refprop 9 [25]. A continuación se detallan las consideraciones y suposiciones de cada ciclo

2.1. Ciclo de CO₂ transcrito

Para evaluarlo se desprecian las pérdidas de carga y la transmisión de calor en líneas al ambiente. Se fija la temperatura de evaporación y se considera un recalentamiento útil de 10°C. Los cálculos se realizan para las presiones óptimas, que se obtienen mediante un procedimiento iterativo.

La temperatura de salida de gas-cooler se calcula considerando un approach de 5°C, Eq. (5). La temperatura de salida del subcooler se obtiene considerando un grado de subenfriamiento en dicho intercambiador, Eq. (6), proporcionado por el ciclo MS. La diferencia de entalpía en el subcooler se calcula con la Eq. (7).

$$T_{gc,o} = T_{env} + 5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5)$$

$$T_{sub,o} = T_{gc,o} - SUB \quad (6)$$

$$\Delta h_{sub} = h_{gc,o} - h_{sub,o} \quad (7)$$

La producción frigorífica específica, considerando los procesos de laminado isentálpicos, se evalúa con la Eq. (8).

$$q_o = h_{O,o} - h_{sub,o} = h_{O,o} - h_{gc,o} + \Delta h_{sub} \quad (8)$$

Para considerar un modelo simplificado pero realista los compresores se modelan utilizando la misma curva de rendimiento interno y volumétrico, Eq. (9).

$$\eta_i = \eta_v = 0.95 - 0.1 \cdot t \quad (9)$$

Para el compresor de simple etapa el trabajo de compresión específico se calcula con la Ec. (10).

$$w_c = \frac{h_{dis,s} - h_{suc}}{\eta_{i,1.stage}} \quad (10)$$

Para el compresor de doble etapa, modelado como tipo booster con intercooler, se considera una presión intermedia de trabajo igual a la media geométrica entre la de gas-cooler y la de evaporación, Eq. (11). El trabajo específico de compresión de la primera etapa se evalúa con la Ec. (12), donde $\eta_{i,L}$ es el rendimiento interno de la primera etapa de compresión. La temperatura de aspiración de la etapa

de alta se calcula considerando una diferencia de temperatura con el ambiente de 5°C, según la Ec. (13), y con ella el trabajo específico de compresión de la etapa de alta, Ec. (14). Finalmente, el trabajo total de compresión para el compresor de doble etapa se obtiene con la Ec. (15).

$$p_{dis,L} = p_{suc,H} = \sqrt{p_o \cdot p_{gc}} \quad (11)$$

$$w_{c,L} = \frac{h_{dis,L,S} - h_{suc}}{\eta_{i,L}} \quad (12)$$

$$T_{suc,H} = T_{env} + 5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (13)$$

$$w_{c,H} = \frac{h_{dis,H,S} - h_{suc,H}}{\eta_{i,H}} \quad (14)$$

$$w_c = w_{c,L} + w_{c,H} \quad (15)$$

2.2. Ciclo de subenfriamiento mecánico dedicado (ciclo MS)

En este ciclo únicamente se considera propano como refrigerante. Se desprecian las pérdidas de carga y transmisión de calor de líneas al ambiente. Su presión de condensación se evalúa considerando una diferencia de temperatura con el ambiente de 10°C. La salida de condensador se considera en saturación. Para fijar el nivel de evaporación pueden seguirse dos criterios: Primero, puede considerarse una diferencia de temperatura fija entre la evaporación y la temperatura media del CO₂ en el subcooler. Este criterio puede proporcionar mejores resultados, no obstante en muchos casos la temperatura de evaporación del ciclo MS estará fuera del rango de operación de los compresores comerciales (en general 10°C). Segundo, fijar la temperatura de evaporación del ciclo MS a la máxima admisible por los compresores, en este caso 10°C. Se considera el segundo criterio porque es una mejora aproximación a la realidad. No obstante hay que señalar que este criterio proporcionará peores resultados energéticos que el primero. Para los cálculos se considera un grado de recalentamiento útil en evaporador de 10°C.

Con estas simplificaciones y considerando los procesos de laminado isentápicos, la producción frigorífica específica del ciclo MS se calcula con la Ec. (16).

$$q_{o,ms} = h_{O,o,ms} - h_{K,o,ms} \quad (16)$$

Para el trabajo específico de compresión se utiliza la misma curva de rendimiento isentrópico que para los compresores de CO₂, Ec. (9), por tanto este se evalúa con la Ec. (17).

$$w_{c,ms} = \frac{h_{dis,s,ms} - h_{suc,ms}}{\eta_{i,ms}} \quad (17)$$

2.3. Sistema completo

El comportamiento energético del ciclo completo se expresa utilizando el balance de energía en el subcooler, Ec. (3), que proporciona la relación entre los caudales másicos de ambos ciclos. Con él, se expresa el ratio de potencia consumida por cada uno de los ciclos, según la Ec. (18), y el COP global con la Ec. (19).

$$\frac{P_{C,ms}}{P_C} = \frac{\dot{m}_{ms} \cdot w_{c,ms}}{\dot{m}_r \cdot w_c} = \frac{\Delta h_{sub} \cdot w_{c,ms}}{q_{o,ms} \cdot w_c} \quad (18)$$

$$COP = \frac{\dot{m}_r \cdot q_o}{\dot{m}_r \cdot w_c + \dot{m}_{ms} \cdot w_{c,ms}} = \frac{q_o}{w_c + \frac{\Delta h_{sub}}{q_{o,ms}}} \quad (19)$$

Por último, las modificaciones de capacidad frigorífica se evalúan en forma de variación porcentual, según la Ec. (20), donde las variables con asterisco (*) corresponden a la operación con el ciclo MS y sin asterisco a la operación como ciclo transcrito. El rendimiento volumétrico se evalúa con la relación (9), usando la tasa total de compresión para el sistema de simple etapa y la tasa de compresión de baja para el sistema de compresión de doble etapa.

$$\Delta\dot{Q}_o = \frac{\dot{Q}_o^* - \dot{Q}_o}{\dot{Q}_o} \cdot 100 = \left(\frac{\eta_v^*}{\eta_v} \cdot \frac{q_o^*}{q_o} - 1 \right) \cdot 100 \quad (20)$$

3. Análisis energético

En este apartado se presentan y analizan los efectos del uso del ciclo de subenfriamiento mecánico dedicado en el ciclo de CO₂ transcrito utilizando el modelo anteriormente descrito. Se utiliza el propano como refrigerante del ciclo MS. Primero se analizan las modificaciones de las condiciones óptimas de operación y después el comportamiento energético en diferentes condiciones de operación. Para las simulaciones se ha considerado que la planta opera siempre en condiciones transcricas, siendo la presión mínima de operación de 74bar. Los resultados podrían extenderse a la operación subcrítica, pero las mejoras serían inferiores a las obtenidas en la zona transcrito.

3.1. Condiciones óptimas de operación

En ciclos de CO₂ transcritos el parámetro más importante a regular es la presión óptima de cesión de calor en gas-cooler. La temperatura de salida de gas-cooler depende poco de dicha presión, ya que su dependencia principal es del approach de temperatura con el ambiente en el gas-cooler.

Para el uso del ciclo MS en ciclos transcritos existen dos posibilidades: Primero, es posible subenfriar el CO₂ a la misma presión óptima que el ciclo transcrito, o segundo, subenfriar el CO₂ a la nueva presión óptima de funcionamiento del ciclo combinado que maximiza el COP definido por la Ec. (19). Ambas situaciones se representan en el diagrama p-h de la Figura 3 para una temperatura de evaporación de -5°C, ambiente de 35°C y subenfriamiento en subcooler de 4°C. Si es subenfriamiento se realiza a la misma presión que la óptima del ciclo transcrito (línea punteada) se incrementa el COP por el aumento de la producción frigorífica específica, sin embargo, si además se reduce la presión de trabajo (línea a rayas) se obtienen beneficios adicionales derivados de la reducción de la tasa de compresión. Este razonamiento se cuantifica en la Figura 4, donde se presenta la evolución del COP combinado en función de los diferentes grados de subenfriamiento en subcooler. Se observa que el subenfriamiento reduce la presión óptima de gas-cooler, debido al incremento de la producción frigorífica específica y reducción del trabajo de compresión. Otro aspecto importante es la potencia consumida por el ciclo MS para producir dicho subenfriamiento. Este valor se representa en la Figura 4 como ratio respecto a la potencia consumida por el ciclo de CO₂. Se observa que dicho ratio está por debajo de un 20% para las presiones óptimas de trabajo, pero que se incrementa notablemente en presiones inferiores a dicho valor. Por tanto, operar por debajo de dichos valores implicará sobredimensionar el compresor del ciclo MS. Por último, en la Figura 5 se muestra el incremento de potencia frigorífica en porcentaje obtenido con el uso del ciclo MS. Se observa que dicho valor se incrementa, especialmente en presiones por debajo de la óptima del ciclo transcrito, donde la potencia frigorífica sufre fuertes reducciones.

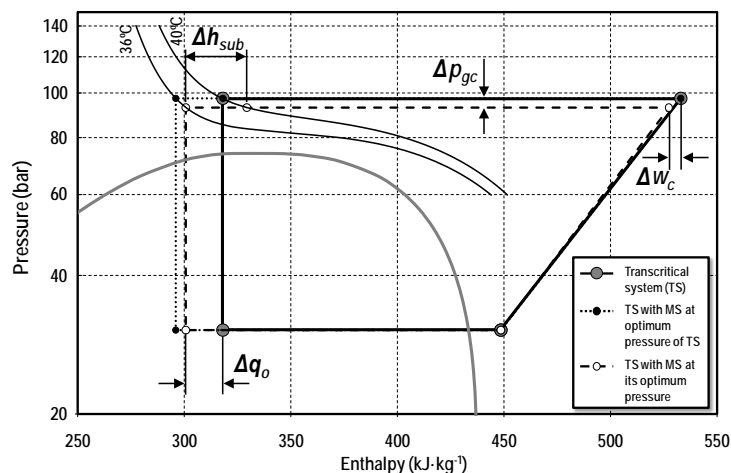


Figura 19. Diagrama p-h del ciclo de CO₂ transcrito y sus modificaciones por el uso del ciclo MS

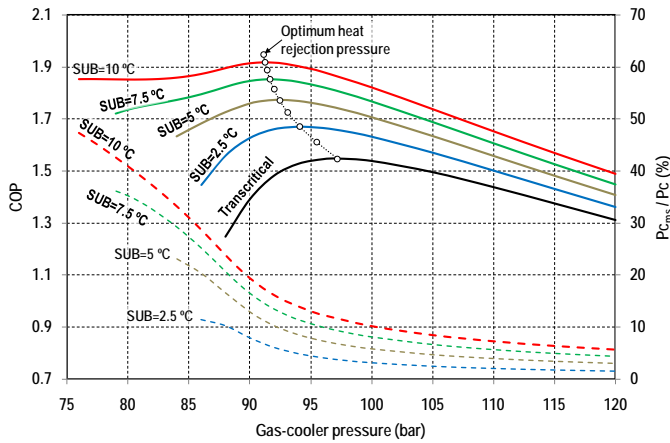


Figura 20. COP (línea continua eje izquierdo) y ratio de potencia consumida (línea discontinua eje derecho). vs. presión en gas-cooler para diferentes grados de subenfriamiento ($T_o=-5^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{amb}}=35^{\circ}\text{C}$)

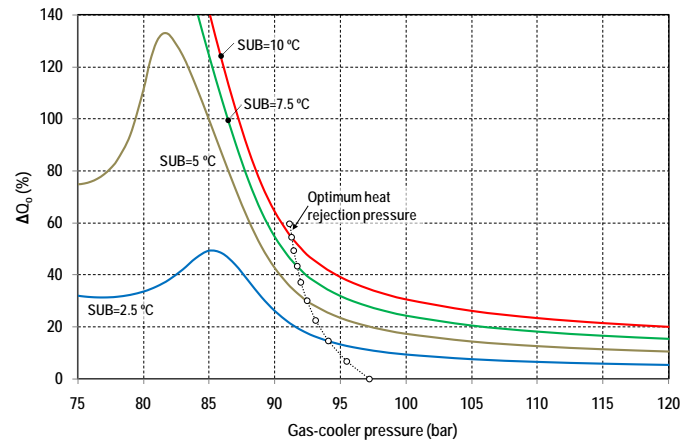


Figura 21. Incremento de potencia frigorífica respecto operación transcritical vs. presión en gas-cooler para diferentes grados de subenfriamiento ($T_o=-5^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{amb}}=35^{\circ}\text{C}$)

Por tanto, puede afirmarse que el uso del ciclo MS en combinación con el de CO_2 transcritical debe operarse a las nuevas presiones óptimas combinadas, que son más bajas que las del ciclo transcritical.

3.2. Incremento de eficiencia con el sistema de subenfriamiento mecánico

Establecidas las condiciones óptimas de operación, en esta sección se analiza la mejora energética que ofrece el ciclo MS en ciclos transcritical de CO_2 . Se consideran tres niveles de evaporación, 5°C para la alta temperatura, -5°C para la media y -30°C para la baja temperatura. Los niveles de alta y media temperatura se simulan con el sistema de compresión de simple etapa y el nivel de baja temperatura con el de doble etapa con intercooler. La evaluación cubre temperaturas ambiente desde 20 a 35°C . Todos los datos se han evaluado a la presión óptima de cesión de calor de la combinación de ciclos utilizando como refrigerante de trabajo en el ciclo MS el propano.

En la Figura 6 se presenta la evolución del COP combinado, Ec. (19), para los tres niveles de evaporación y todo el rango de temperatura ambiente para el ciclo transcritical y el ciclo transcritical con subenfriamiento mecánico dedicado para tres grados de subenfriamiento en subcooler. Y en la Figura 7 el incremento porcentual de COP conseguido respecto al ciclo transcritical. Puede observarse que el uso del ciclo MS siempre mejora el COP proporcionado, estando los mayores incrementos a -5°C de evaporación. Por ejemplo, para una temperatura ambiente de 30°C y un grado de subenfriamiento en subcooler de 5°C , las mejoras de COP son de un 9.5% a 5°C , 13.7% a -5°C y 13.1% a -30°C . Aunque el ciclo MS es beneficioso para todo el rango, en la Figura 7 se observa claramente que su uso es más recomendable a partir de temperaturas ambiente por encima de 25°C . Por tanto su uso sería recomendable para países con ambientes cálidos. La razón de dicha mejora se presenta en la Figura 8, donde puede verse que a partir de dichos valores de temperatura ambiente el ciclo MS permite reducir también la presión óptima de trabajo del sistema, lo que resulta en reducciones adicionales del trabajo específico de compresión y mejora de los rendimientos de los compresores. Las reducciones de presión óptima para 30°C de ambiente y subenfriamiento de 5°C son de 1.9bar a 5°C , de 3bar a -5°C y de 7.5bar a -30°C . Adicionalmente, en la Figura 9 se presenta el ratio de potencia consumida por el compresor del ciclo MS respecto a la consumida por el ciclo transcritical de CO_2 . Este ratio incrementa cuando aumenta el nivel de evaporación y cuando aumenta el grado de subenfriamiento en subcooler, y en todos los caso presenta un fuerte incremento en temperaturas ambiente por encima de unos 25°C , punto a partir del cual se reduce la presión óptima de trabajo. Este incremento se debe al aumento del caudal másico de CO_2 al reducirse la presión óptima de trabajo. En referencia la ratio de potencias, para un ambiente a 30°C y subenfriamiento de 5°C , este es de un 13.8% a 5°C , de un 9.5% a -5°C y de un 4.4% a -30°C .

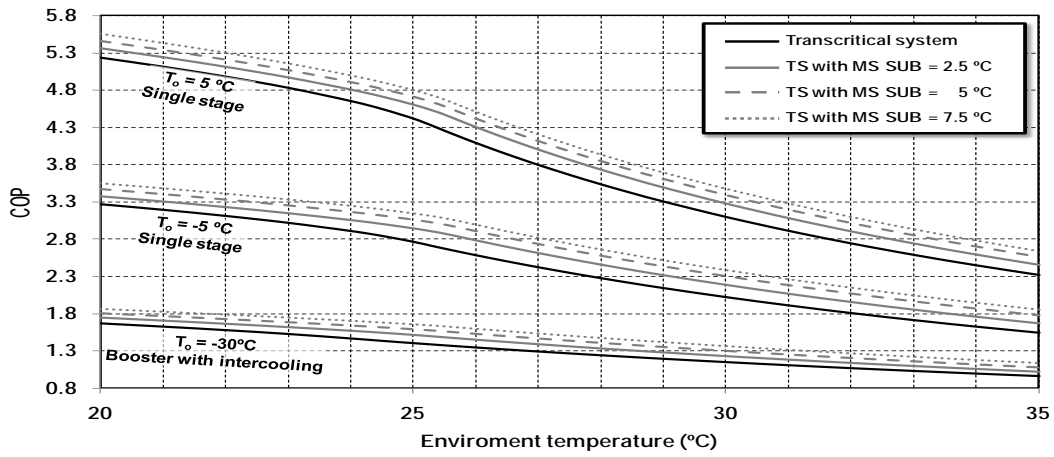


Figura 22. COP del ciclo transcrito y transcrito con MS vs. temperatura ambiente

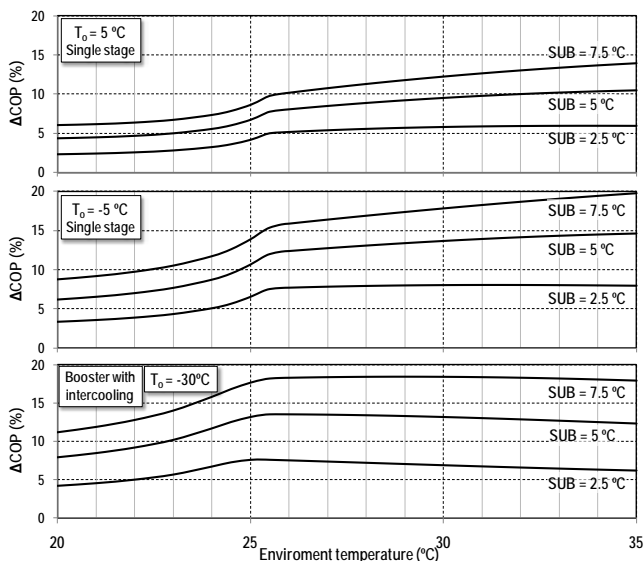


Figura 23. Incremento de COP respecto al transcrito

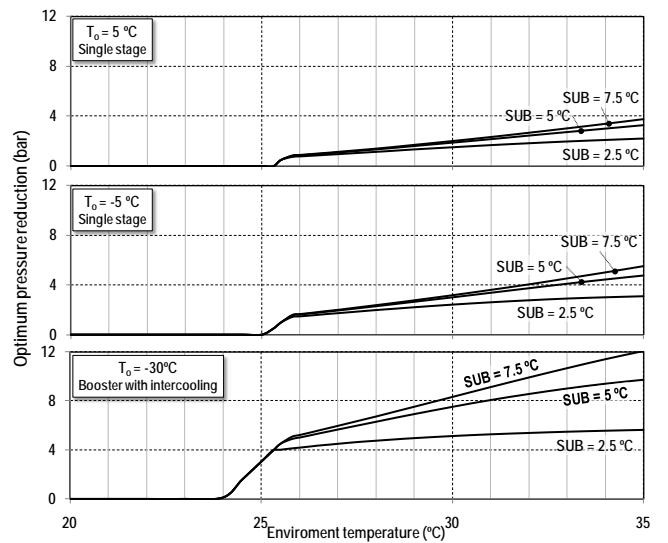


Figura 24. Reducción de presión óptima

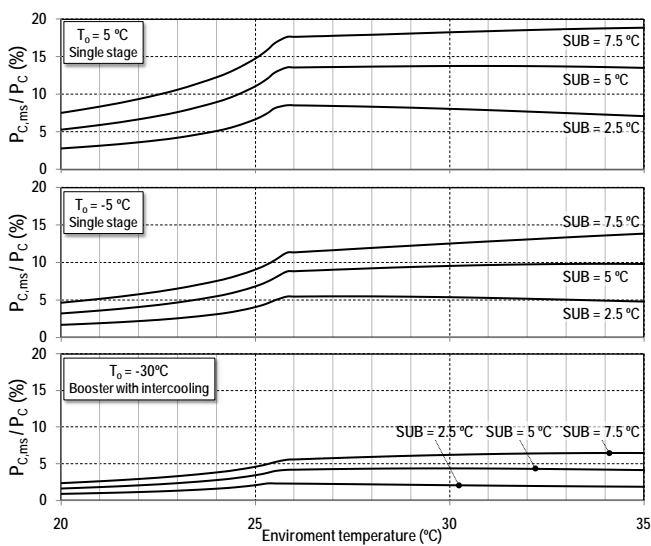


Figura 25. Ratio de potencias consumidas en los ciclos

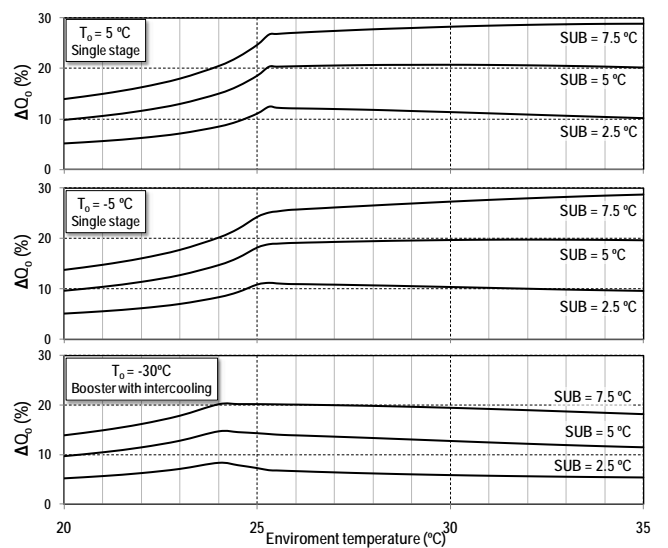


Figura 26. Incremento de potencia frigorífica

Por último, en la Figura 10 se presenta en forma de incremento porcentual la mejora en potencia frigorífica conseguida. El incremento de la potencia se debe al incremento de la producción frigorífica específica y para altas temperaturas de evaporación también a la reducción de la tasa de compresión. Desde el punto de vista de capacidad el uso del ciclo MS siempre resulta beneficioso, pero los mejores resultados se obtienen en temperaturas ambiente superiores a los 25°C. En cuanto a capacidad, para un ambiente a 30°C y un grado de subenfriamiento de 5°C, las mejoras son de un 20.7% a 5°C, de un 19.7% a -5°C y de un 12.7% a -30°C.

4. Conclusiones

En esta comunicación se han estudiado las posibilidades y límites de mejora de la eficiencia energética de ciclos de CO₂ transcíticos mediante el uso del ciclo de subenfriamiento mecánico dedicado o ciclo MS desde un punto de vista teórico. Se han estudiado, bajo suposiciones próximas a la realidad, las modificaciones de las condiciones óptimas de operación debido al uso del ciclo MS y las mejoras energéticas conseguidas para tres niveles de evaporación en un amplio rango de temperatura ambiente.

Se ha observado que el ciclo MS permite reducir la presión óptima de trabajo del ciclo transcítico, siendo esta la forma correcta de operar, ya que permite incrementar la producción frigorífica específica y para elevadas temperaturas ambiente reducir la tasa de compresión. Su uso mejora el COP y la capacidad del sistema en todas las condiciones de trabajo.

Respecto a la mejoras, estas se han analizado para los niveles de evaporación de 5 y -5°C con un sistema de compresión de simple etapa y para -30°C con un sistema booster con intercooler. El rango donde más mejora se observa en todos los casos es para temperaturas ambiente por encima de 25°C, aunque su uso sería recomendable para todo el rango de operación.

Como conclusión final puede afirmarse que el uso del ciclo de subenfriamiento mecánico dedicado es una forma relativamente sencilla de incrementar las prestaciones energéticas de ciclos transcíticos de CO₂ que debe de ser considerada especialmente en países con climas cálidos. Esta modificación del ciclo transcítico puede apoyar la implantación de los ciclos de CO₂ en estos climas, donde por ahora no son completamente competitivos. Por último hay que destacar que los resultados están derivados de un estudio teórico, pero que es necesaria una fase de experimentación para cuantificar exactamente las mejoras que puede proporcionar dicho sistema.

5. 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] 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] Shecco Publications. Guide 2014: Natural refrigerants continued growth & innovation in Europe. In: <http://publication.shecco.com/publications/view/2014-guide-natural-refrigerants-europe>, November 2014. 2014.
- [3] Llopis R, Sánchez D, Sanz-Kock C, Cabello R, Torrella E. Energy and environmental comparison of two-stage solutions for commercial refrigeration at low temperature: Fluids and systems. *Applied Energy*. 2015;138:133-42.
- [4] Aprea C, Maiorino A. An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*. 2008;31:1006-11.
- [5] Torrella E, Sánchez D, Llopis R, Cabello R. Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data. *International Journal of Refrigeration*. 2011;34:40-9.

- [6] Sánchez D, Patiño J, Llopis R, Cabello R, Torrella E, Fuentes FV. New positions for an internal heat exchanger in a CO₂ supercritical refrigeration plant. Experimental analysis and energetic evaluation. *Applied Thermal Engineering*. 2014;63:129-39.
- [7] Cavallini A, Cecchinato L, Corradi M, Fornasieri E, Zilio C. Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis. *International Journal of Refrigeration*. 2005;28:1274-83.
- [8] Cavallini A, Corradi M, Fornasieri E. Experimental investigation on the effect of the Internal Heat Exchanger and Intercooler effectiveness of the energy performance of a two-stage transcritical carbondioxide cycle. In: IIR, editor. 22nd International Congress of Refrigeration. Beijing, China.2007.
- [9] Cabello R, Sánchez D, Patiño J, Llopis R, Torrella E. Experimental analysis of energy performance of modified single-stage CO₂ transcritical vapour compression cycles based on vapour injection in the suction line. *Applied Thermal Engineering*. 2012;47:86-94.
- [10] Cho H, Baek C, Park C, Kim Y. Performance evaluation of a two-stage CO₂ cycle with gas injection in the cooling mode operation. *International Journal of Refrigeration*. 2009;32:40-6.
- [11] Li M, Ma Y, Guan H, Li L. Development and Experimental Study of CO₂ Expander in CO₂ Supercritical Refrigeration Cycles. *International Journal of Green Energy*. 2004;1:89-99.
- [12] Yang JL, Ma YT, Liu SC. Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander. *Energy*. 2007;32:237-45.
- [13] Lee JS, Kim MS, Kim MS. Studies on the performance of a CO₂ air conditioning system using an ejector as an expansion device. *International Journal of Refrigeration*. 2014;38:140-52.
- [14] He Y, Deng J, Zhang Z. Thermodynamic study on a new transcritical CO₂ ejector expansion refrigeration system with two-stage evaporation and vapor feedback. *HVAC&R Res*. 2014;20:655-64.
- [15] Aprea C, Maiorino A. Heat rejection pressure optimization for a carbon dioxide split system: An experimental study. *Applied Energy*. 2009;86:2373-80.
- [16] Ge YT, Tassou SA. Control optimisation of CO₂ cycles for medium temperature retail food refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*. 2009;32:1376-88.
- [17] Peñarrocha I, Llopis R, Tárrega L, Sánchez D, Cabello R. A new approach to optimize the energy efficiency of CO₂ transcritical refrigeration plants. *Applied Thermal Engineering*. 2014;67:137-46.
- [18] Aprea C, Greco A, Maiorino A. The application of a desiccant wheel to increase the energetic performances of a transcritical cycle. *Energy Conversion and Management*. 2015;89:222-30.
- [19] Arora A, Singh NK, Monga S, Kumar O. Energy and exergy analysis of a combined transcritical CO₂ compression refrigeration and single effect H₂O-LiBr vapour absorption system. *International Journal of Exergy*. 2011;9:453-71.
- [20] Sarkar J. Performance optimization of transcritical CO₂ refrigeration cycle with thermoelectric subcooler. *Int J Energy Res*. 2013;37:121-8.
- [21] Zubair SM. Thermodynamics of a vapor-compression refrigeration cycle with mechanical subcooling. *Energy*. 1994;19:707-15.
- [22] Qureshi BA, Zubair SM. The effect of refrigerant combinations on performance of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling. *International Journal of Refrigeration*. 2012;35:47-57.
- [23] Qureshi BA, Zubair SM. The impact of fouling on performance of a vapor compression refrigeration system with integrated mechanical sub-cooling system. *Applied Energy*. 2012;92:750-62.
- [24] Qureshi BA, Inam M, Antar MA, Zubair SM. Experimental energetic analysis of a vapor compression refrigeration system with dedicated mechanical sub-cooling. *Applied Energy*. 2013;102:1035-41.
- [25] Lemmon EW, Huber ML, McLinden MO. REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.9. National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, U.S.A. 2010.