

## COMPARATIVA ENERGÉTICA Y MEDIOAMBIENTAL DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN DE DOBLE ETAPA

LLOPIS DOMÉNECH, Rodrigo <sup>(1)</sup>; SANCHEZ GARCÍA-VACAS, Daniel <sup>(1)</sup>

CABELLO LÓPEZ, Ramón <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

Los acuerdos internacionales plasmados en la nueva reglamentación sobre gases fluorados (F-Gas) han establecido futuras pero próximas restricciones al uso de refrigerantes de alto-GWP en Europa. Estas restricciones favorecerán la implantación de sistemas de refrigeración con refrigerantes de bajo-GWP, especialmente en aplicaciones con elevados ratios de fuga, como es la refrigeración comercial centralizada. Para clarificar posibles soluciones para cumplir con la reglamentación F-Gas, se presenta el análisis de cinco sistemas de refrigeración de doble etapa de compresión con diferentes refrigerantes de bajo-GWP (HFC, HFO y naturales). Se analiza el comportamiento energético frente a un amplio rango de temperaturas de evaporación y ambiente, y se evalúa su comportamiento medioambiental (basado en el TEWI) frente a un mismo escenario de operación, típico de la refrigeración comercial centralizada. Se concluye que para refrigerantes de alto-GWP las emisiones directas de refrigerante tienen un peso mucho más importante que las indirectas, por lo que las futuras soluciones de refrigeración estarán basadas en fluidos de bajo-GWP, en algunos casos con riesgo de toxicidad o inflamabilidad. Se observa que los sistemas indirectos de doble etapa en cascada con CO<sub>2</sub> como fluido de baja temperatura son soluciones prometedoras, especialmente para regiones cálidas.

**Palabras clave:** cascada, doble etapa, TEWI

## 1. Introducción

El impacto medioambiental asociado a la refrigeración con compresión de vapor mueve a la comunidad científica hacia soluciones medioambientalmente más sostenibles, enfocadas a reducir el efecto directo de emisión de refrigerantes y reducir el efecto indirecto debido al consume energético. Los nuevos acuerdos internacionales están restringiendo ya el uso de refrigerantes de alto GWP. En concreto la legislación europea limitó el uso de refrigerantes con  $GWP > 150$  en aplicaciones de automoción [1] e incrementó la supervisión de plantas y emisiones de refrigerantes [2]. Además, existen normativas específicas que graban la compra de refrigerantes del tipo HFC, como en Dinamarca, Suecia, Alemania o España. Adicionalmente, en Marzo de 2014, la Comisión Europea aprobó el texto final de la revisión de la Normativa F-Gas [3] que ha entrado en vigor en 2015 siendo su objetivo la eliminación total o parcial de fluidos fluorados con elevado GWP. Esta legislación prohíbe el uso de HFC con  $GWP > 150$  en aplicaciones domésticas, en frigoríficos y congeladores de uso comercial y en sistemas de aire acondicionado. Además, solo permite el uso de fluidos con  $GWP < 150$  para sistemas de refrigeración centralizados de uso comercial de capacidad igual o superior a 40kW, con excepción de los sistemas primarios de cascadas, donde se permite el límite de GWP de 1500. Adicionalmente establece un límite de recarga de instalaciones de 40 toneladas de  $CO_2$  equivalente con refrigerantes de  $GWP > 2500$ . Estas dos últimas prohibiciones afectan enormemente a la refrigeración comercial, especialmente a los supermercados, donde el uso del R404A y R507A estará prohibido.

Según UNEP [4], los fluidos más utilizados en refrigeración comercial son el R404A para media y baja temperatura y el R134a para alta temperatura. El R404A es un fluido de alto GWP y el R134a de medio GWP (Tabla 1). Su uso estará limitado por dicha regulación, por tanto nuevas opciones están siendo estudiadas. Entre los naturales están el amoníaco, dióxido de carbono y diferentes hidrocarburos, todos ellos de muy bajo GWP. Por razones de seguridad el R717 se analiza con instalaciones indirectas de doble etapa [5, 6] o sistemas de fluido secundario [7-9]. El R744 con ciclos transcíticos de simple [10, 11] o doble etapa [12, 13], en instalaciones en cascada [14] o como fluido secundario [15, 16]. Y los hidrocarburos, en especial el R290, se utilizan como refrigerante de alta temperatura en cascadas [17] o con fluidos secundarios [18]. Además, pueden considerarse los nuevos HFO de muy bajo GWP [R1234yf, R1234ze(E)] y el HFC de bajo GWP R152a. todos ellos con características de inflamabilidad. Sus principales propiedades se presentan en la Tabla 1.

De la discusión sobre las presentes y futuras opciones de refrigerantes para refrigeración comercial, sugerimos desde un punto de vista de seguridad que todos los fluidos de bajo-GWP, con excepción del  $CO_2$ , no son recomendables para sistemas centralizados directos, ya que presentan características de inflamabilidad y por tanto la seguridad de los usuarios no estará garantizada. La opción más lógica para ellos es implementar sistemas indirectos, por ejemplo cascadas con  $CO_2$  como fluido de BT o sistemas indirectos de fluido secundario con  $CO_2$  u otro fluido. Podemos considerar sistemas de simple o doble etapa, pero solo se analizarán sistemas de doble etapa por sus mayores prestaciones energéticas. Por tanto, la discusión lleva a analizar solo cinco sistemas: dobles etapas directas con  $CO_2$  (subcooler o flash tank), dobles etapas indirectas con un refrigerante de bajo GWP en AT y  $CO_2$  en BT, y sistemas directos de doble etapa (subcooler o flash tank) combinados con un sistema de fluido secundario. Los sistemas directos de doble etapa se han analizado con fluidos HFC con subcooler en [19-21] y con  $CO_2$  con flash tank en [22] y sin sistemas intermedios en [23]. Las cascadas se han estudiado con las combinaciones  $NH_3/CO_2$  en [6, 24] y con R134a/ $CO_2$  in [14]. Finalmente, sobre sistemas de fluido secundario Wang *et al.*[25] presenta resultados experimentales con  $CO_2$ . Como se observa se han realizado diferentes trabajos previos, pero no está suficientemente claro que sistema con que combinación de refrigerantes de bajo GWP es más atractiva.

Tabla 1. Características físicas, medioambientales y de seguridad de los refrigerantes considerados [26, 27]

	R717	R744	R290	R152a	R1234ze(E)	R134a	R404A
Fórmula química	NH <sub>3</sub>	CO <sub>2</sub>	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub>	CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	CHF=CHCF <sub>3</sub>	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	44 R125
composición (%peso)							4 R134a 52 R143a
Peso molecular (g·mol <sup>-1</sup> )	17.03	44.01	44.10	66.05	114.04	102.03	97.60
P.N. ebullición (°C)	-33.3	-56.6	-42.1	-24	-19.0	-26.1	-46.2
Temp. crítica (°C)	132.3	31.0	96.7	113.3	109.4	101.1	72.0
GWP <sub>100 años</sub>	<1	1	~20	133	6	1370	3700
Grupo de seguridad	B2	A1	A3	A2	A2 (A2L)	A1	A1
OEL (PPMv)	25	5000	1000	1000	1000	1000	1000
LFL (% vol.)	16.7	0	2.1	4.8	7.6	ninguno	n
HOC (MJ·kg <sup>-1</sup> )	22.5	n.d.	50.4	17.4	n.d.	4.2	-6.6

La bibliografía proporciona pocos trabajos comparativos entre las soluciones. Girotto *et al.*[28] presentó la energía consumida por un supermercado con dos soluciones, CO<sub>2</sub> transcrito (simple etapa para MT y doble etapa compound para BT) con un sistema de doble etapa directo con R404A. Observaron menor eficiencia para el CO<sub>2</sub> pero afirmaron que con mejoras puede alcanzarse la del R404A. Da Silva *et al.*[29] presentaron una comparación experimental de un sistema de supermercado trabajando a -30°C con una cascada R404A/CO<sub>2</sub> con una simple etapa con R404A y R22. Concluyeron que la cascada reduce el consumo de energía entre un 13 y un 24%. Mumanachit *et al.*[30], con una aproximación teórica, presentaron la comparativa energética y de costes de una cascada NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> con un sistema de doble etapa de amoníaco. Concluyeron que la cascada es más eficiente a bajas temperaturas. Finalmente, Messineo[31] presentó un análisis de una cascada NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> con una doble etapa de R404A, afirmando que la cascada es un sistema atractivo para refrigeración comercial por razones de energía, seguridad y medioambientales.

Como se observa, existen pocos resultados e informes de soluciones de refrigeración para adaptar la refrigeración comercial a las nuevas regulaciones y se presentan pocas soluciones en la comparativa. Por tanto, pretendemos proporcionar una comparativa más amplia sobre las instalaciones de doble etapa para refrigeración comercial, incluyendo sistemas de refrigeración y diferentes refrigerantes ante una misma base de comparación. Analizamos teóricamente cinco sistemas de refrigeración con los fluidos actuales y con otros no ampliamente usados en refrigeración comercial pero que serán interesantes cuando la nueva reglamentación entre en vigor. Presentamos el análisis con énfasis en los principales parámetros de diseño, analizamos su comportamiento energético en diferentes condiciones de operación y los comparamos entre ellos utilizando el parámetro de afección medioambiental TEWI. El objetivo es presentar una comparativa más clara sobre las soluciones que cumplirán los requisitos de la F-Gas, estableciendo sus ventajas e inconvenientes.

## 2. Fluidos considerados y modelos de los sistemas

Como mencionamos en la introducción, se pretende proporcionar una comparación teórica en base energética y medioambiental de diferentes ciclos de doble etapa trabajando con refrigerantes de bajo GWP, candidatos a sustituir los sistemas actuales de refrigeración en sistemas centralizados de refrigeración comercial para baja temperatura. Se han seleccionado los refrigerantes y sus sistemas en base a la siguiente restricción: el refrigerante enviado a uso final (sala de ventas del supermercado) tiene que ser un refrigerante de alta seguridad, o sea, de clase A1 (Figura 1). Sin embargo, se incluyen fluidos de baja seguridad en la parte del ciclo que no está en contacto con el usuario final (sala de máquinas del supermercado).

Por lo tanto, se comparan los refrigerantes más utilizados en refrigeración comercial con los siguientes de bajo GWP: R717, R744 y R290 de la familia de naturales, R1234ze(E) de los HFO, y el R152a de la familia HFC con GWP inferior a 150. Sus propiedades están detalladas en la Tabla 1.

Se evalúan sus prestaciones utilizando sus ciclos más recomendados, como se muestra en la Figura 1. Se consideran ciclos de doble etapa directos para fluidos de clase A1 (sistemas A y B) y ciclos indirectos (cascada o con fluido secundario) para fluidos que no son A1. Las combinaciones que se han considerado son las siguientes:

- Doble etapa directa con subcooler (sistema A, Figura 1): usado generalmente con mezclas zeotrópicas. Utiliza el subcooler como sistema intermedio, donde parte del refrigerante de la salida del condensador se expande a la presión intermedia para subenfriar el resto de líquido y desrecalentar entre etapas. Con este ciclo se evalúa el R404A y el CO<sub>2</sub> en condiciones subcríticas y transcíticas.
- Doble etapa directa con flash tank (sistema B, Figura 1): Usado para fluidos puros. Utiliza un sistema de doble etapa de expansión y un depósito de separación de líquido y vapor a presión intermedia. Ello permite incrementar la producción frigorífica específica y desrecalentar entre etapas. Se evalúa el CO<sub>2</sub> en condiciones subcríticas y transcíticas.
- Doble etapa directa con flash tank y CO<sub>2</sub> como fluido secundario (sistema C, Figura 1): Para refrigerantes inflamables o tóxicos. Se selecciona el sistema B combinado con un sistema de CO<sub>2</sub> de fluido secundario. Se evalúan las combinaciones R717/CO<sub>2,sf</sub> y R290/CO<sub>2,sf</sub>.
- Doble etapa directa con subcooler y CO<sub>2</sub> como fluido secundario (sistema D, Figura 1): Para inflamables o de alto GWP. Se combina el sistema A con un sistema de CO<sub>2</sub> como fluido secundario. Se evalúan las combinaciones R404A/CO<sub>2,sf</sub>, R152a/CO<sub>2,sf</sub> and R1234ze(E)/CO<sub>2,sf</sub>.
- Sistema de doble etapa indirecto o cascada (sistema E, Figura 1): También para fluidos inflamables, tóxicos o de alto GWP, se considera el ciclo en cascada con el fluido de clase no A1 o de alto GWP en el ciclo de AT y el CO<sub>2</sub> en el de BT. Se evalúan las combinaciones: R717/CO<sub>2</sub>, R1234ze(E)/CO<sub>2</sub>, R290/CO<sub>2</sub>, R152a/CO<sub>2</sub> and R134a/CO<sub>2</sub>.

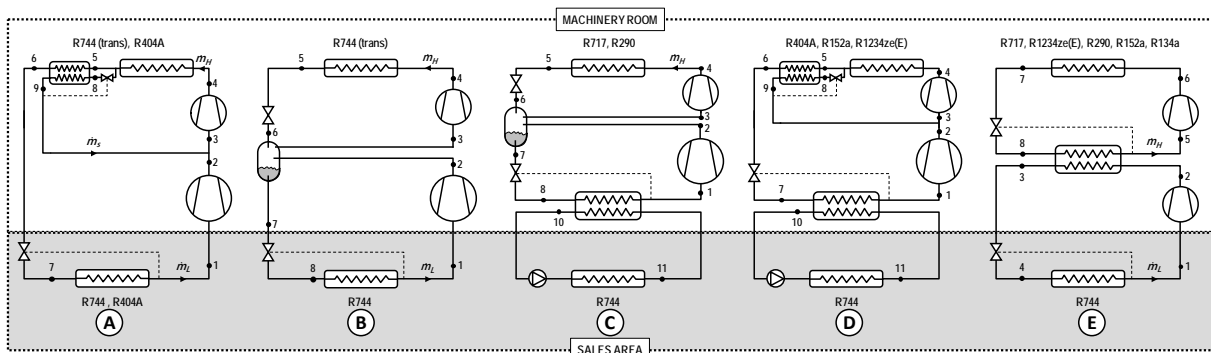


Figura 1. Ciclos de doble etapa considerados

Se analizan los ciclos de la Figura 1 en base a la aproximación energética más eficiente pero considerando los efectos derivados de las eficiencias de los compresores. Las comparativas se basan en las siguientes suposiciones: diferencia de temperatura entre ambiente y condensación de 10°C para todos los ciclos con excepción de los transcíticos, donde se considera una aproximación de temperatura de 5°C debido a las mejores propiedades de transmisión de calor del CO<sub>2</sub>; salida de evaporadores y condensadores en saturación; recalentamientos, subenfriamientos y recalentamiento provocado por compresores despreciable. Los procesos de expansión se consideran isentrópicos. El comportamiento de los compresores en todos los ciclos se modeliza con la misma curva de rendimiento interno, ecuación ( 1 ), para todos los refrigerantes. Las propiedades termodinámicas se evalúan utilizando el Refprop [27]. Es necesario mencionar que cuando se traslade este estudio a sistemas reales será necesario considerar las diferencias de temperatura reales en los intercambiadores

y las diferencias entre los rendimientos de los compresores, por lo que los resultados exactos pueden variar ligeramente.

$$\eta_i = 1 - 0.04 \cdot t \quad (1)$$

Los parámetros energéticos de los ciclos dependen del nivel intermedio de trabajo, de la presión intermedia en ciclos de doble etapa y en la temperatura de condensación del ciclo de BT en las cascadas. Se obtiene este nivel intermedio óptimo mediante un proceso iterativo y se utiliza este para la comparación. Para los ciclos transcíticos de CO<sub>2</sub> se evalúa también la presión óptima de cesión de calor, siendo esta última utilizada para las comparativas.

Además de las suposiciones anteriormente detalladas para todos los ciclos, en el trabajo de [32] se describen otros condicionantes específicos para cada uno de los ciclos.

### 3. Comparación energética de sistemas de doble etapa

Como se ha comentado en la sección 2, los ciclos presentan un rendimiento energético que depende de los parámetros de operación. Este depende del nivel intermedio, que es analizado en detalle en [32], y de las diferencias de temperatura en los intercambiadores (en el intercambiador de la cascada o en el evaporador en el caso de sistemas de fluido secundario).

Establecer valores de referencia para estos parámetros es difícil, ya que dependen de las características finales de las instalaciones. Por tanto, se analiza en este apartado la influencia de las diferencias de temperatura en los intercambiadores.

A continuación, dado que el objetivo es analizar el rendimiento de los ciclos y comparar su dependencia con las condiciones externas, se consideran los valores para dichos parámetros que son recomendados por diferentes investigadores. Con ello se realiza la comparativa de rendimientos de cada uno de los ciclos con las diferentes combinaciones de refrigerantes para diferentes niveles de evaporación y diferentes temperaturas ambiente.

#### 3.1. Influencia de los parámetros de diseño

En este apartado se analiza la influencia de los parámetros de diseño en el COP alcanzado por cada ciclo. Los parámetros son: la eficiencia térmica del subcooler, para el ciclo de doble etapa con subcooler (sistema A); la diferencia de temperatura en el intercambiador de cascada (sistema E); y la diferencia de temperaturas entre la evaporación y fluido secundario en sistemas con fluido secundario (sistemas C y D). Ellos se analizan para una temperatura de evaporación de -30°C y una ambiente de 30°C, condición general en sistemas de refrigeración comercial.

Respecto a la eficiencia térmica del subcooler, podemos afirmar que el COP del ciclo correspondiente tiene mayor valor cuanto mayor sea la eficiencia. No se incluye el análisis ya que se ha analizado extensamente en el trabajo de Torrella *et al.*[33]. Sin embargo, cabe destacar que este valor no suele superar el 70%, ya que para mayores valores de eficiencia el coste del intercambiador suele ser elevado.

En las cascadas (sistema E) el parámetro que influye más en su rendimiento es la diferencia de temperatura en el intercambiador de cascada ( $\Delta T_{casc}$ ), reduciéndose el COP cuando esta aumenta. En la Figura 2 se presenta el COP (eje izquierdo, línea continua) y la reducción de COP (eje derecho, línea discontinua) de las combinaciones de refrigerantes para una temperatura de evaporación de -30°C y ambiente de 30°C. Se observa que conforme aumenta dicha temperatura se reduce el COP. La reducción es similar para todos los refrigerantes, y es de aproximadamente un 2% de reducción de COP por cada 1°C de incremento de la diferencia de temperatura. Obviamente, es recomendable reducir al máximo dicha diferencia de temperaturas, sin embargo este comentario se debe relacionar con el coste económico que tendría el intercambiador de la cascada.

Para los sistemas con fluido secundario (sistemas C y D), se presenta en la Figura 3 el COP (eje izquierdo, línea continua) y su reducción (eje derecho, línea discontinua) frente a la diferencia de

temperaturas entre evaporación y la necesaria en el fluido secundario. Los datos para el sistema D se evalúan considerando una eficiencia térmica del subcooler del 70%. Un incremento de esta diferencia resulta en un descenso del COP para todos los refrigerantes, de aproximadamente un 2.3% por cada 1°C de diferencia de temperaturas, siendo la tendencia entre ellos similar. No obstante se observa que este incremento de temperaturas es más sensible que en el caso de las cascada. Adicionalmente hay que considerar que esta diferencia de temperatura ocurre a una menor temperatura de evaporación que en las cascadas, donde los coeficientes de transmisión de calor son menores. Ello implica que el diseño de los intercambiadores para sistemas de fluido secundario tiene que ser más preciso que para las cascadas.

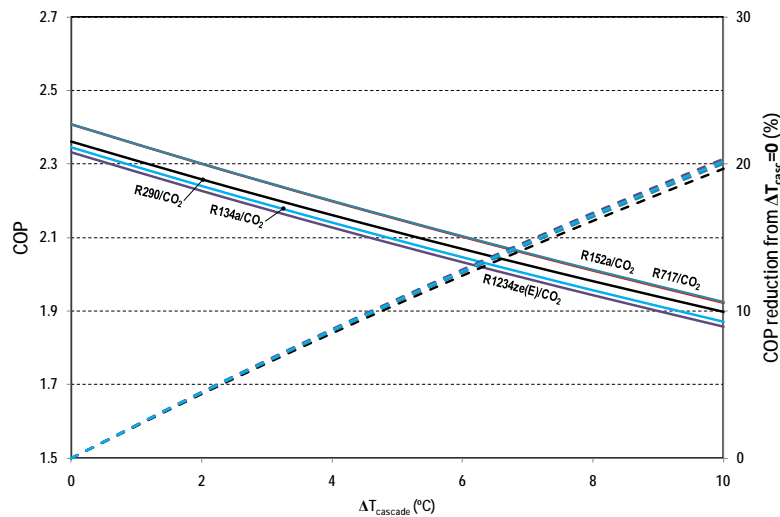


Figura 2. COP (línea continua eje izquierdo) y reducción de COP (línea discontinua eje derecho) vs. diferencia de temperatura en el intercambiador de cascada ( $T_O = -30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{amb}} = 30^{\circ}\text{C}$ )

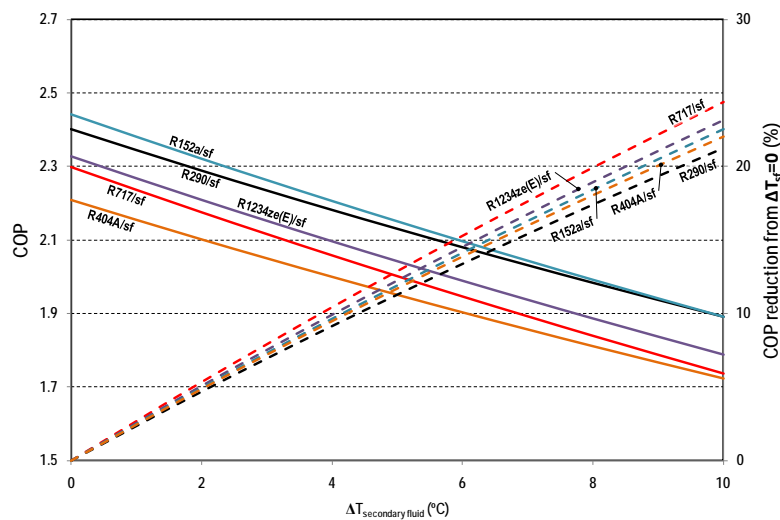


Figura 3. COP (línea continua eje izquierdo) y reducción de COP (línea discontinua eje derecho) vs. diferencia de temperatura en el evaporador de fluido secundario ( $T_O = -30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{amb}} = 30^{\circ}\text{C}$ )

### 3.2. COP vs. temperaturas de operación

Anteriormente se ha mencionado que establecer parámetros de operación para los ciclos es difícil, ya que dependen del diseño final de las plantas. Para comparar el rendimiento de los ciclos con los diferentes refrigerantes, se ha seleccionado una base de comparación establecida por diferentes autores que han estudiado ampliamente, pero por separado, dichos sistemas:

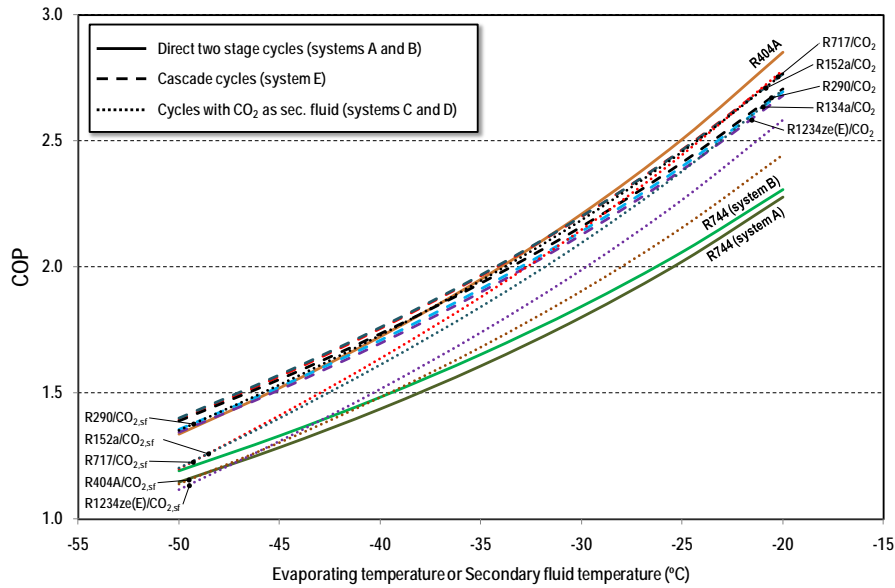
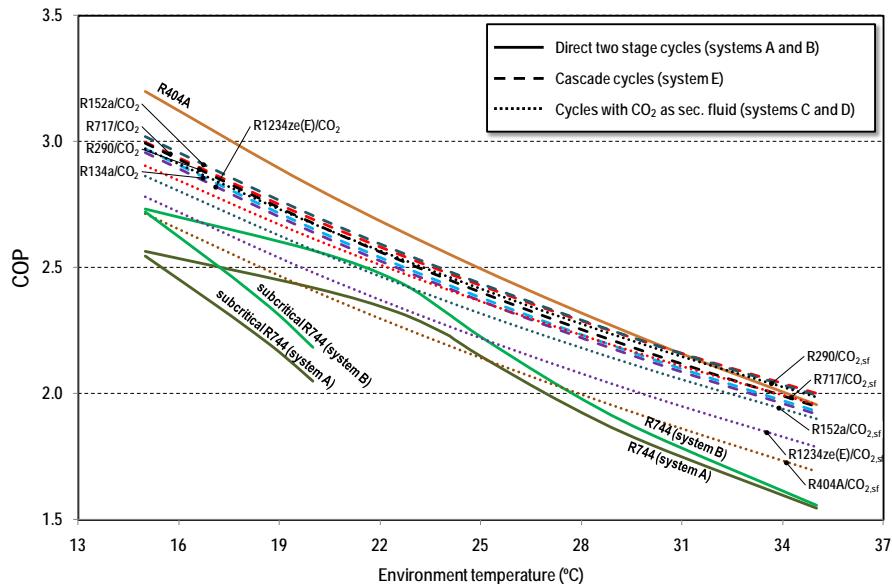
- Doble etapa directa con subcooler: eficiencia térmica de un 70% [33]
- Cascadas: diferencia de temperatura en el intercambiador de la cascada de 4°C. [14, 34]
- Sistemas indirectos con CO<sub>2</sub> como fluido secundario: Eficiencia térmica del subcooler del 70% y diferencia de temperatura en el evaporador de 6°C. [35]

Con esta base de comparación se evalúa la dependencia del COP frente a diferentes temperaturas de evaporación y ambiente. Los cálculos se presentan para los niveles intermedios óptimos y para los ciclos transcíticos también a las presiones óptimas de cesión de calor en gas-cooler.

Se presenta la comparativa de rendimientos entre los sistemas para diferentes niveles de evaporación en la Figura 4 y para diferentes temperaturas de evaporación en la Figura 5. (Línea continua para dobles etapas directas, línea discontinua para cascadas y línea punteada para sistemas con CO<sub>2</sub> como fluido secundario). A raíz de los resultados se obtienen las siguientes observaciones: el sistema con más rendimiento es el de doble etapa con subcooler con R404A, las cascadas presentan un nivel intermedio de eficiencia y finalmente están los ciclos con fluido secundario. Sin embargo, se observa que el ciclo de R404A es sobrepasado por las cascadas en bajas temperaturas de evaporación (<-30°C) o elevadas temperaturas ambiente (>31°C). Adicionalmente, las cascadas con CO<sub>2</sub> son las menos dependientes a variaciones de temperatura ambiente o evaporación y su rendimiento no varía mucho según el fluido utilizado en el ciclo de AT. Por otra parte, se observa que el COP para sistemas con CO<sub>2</sub> como fluido secundario depende del fluido utilizado en el ciclo, con variaciones importantes entre ellos. Mención aparte requieren los sistemas directos de CO<sub>2</sub> (sistemas A y B). En general su eficiencia es mucho menor a elevados niveles de evaporación y altas temperaturas ambiente, lo que no los hace recomendables para regiones cálidas. Su reducción de COP es especialmente importante para temperaturas ambiente por encima de 25°C (Figura 5). La operación en régimen subcrítico no aporta beneficios respecto a la transcítica hasta temperaturas ambiente por debajo de 15°C.

En cuanto a las opciones de bajo GWP, la mejor combinación son las cascadas con CO<sub>2</sub> como fluido de baja temperatura con R717, R152a o R290 como fluido de alta, con pequeñas diferencias entre ellos. Finalmente los sistemas con CO<sub>2</sub> como fluido secundario solo ofrecen valores razonables de COP a elevados niveles de evaporación o altas temperaturas ambiente, pero solo para los refrigerantes R290, R717 o R152a.

Resumiendo los resultados de este apartado, se puede afirmar que el sistema con más rendimiento energético es el ciclo directo de R404A. La adaptación de los sistemas de refrigeración comercial a los fluidos de bajo GWP (junto a los sistemas correspondientes) resultará en una reducción de eficiencia a bajas temperaturas de evaporación y bajas temperaturas ambientes, siendo los sistemas más prometedores las cascadas con CO<sub>2</sub> como fluido de baja temperatura combinados con fluidos tóxicos o inflamables en alta temperatura, como el R717, R152a o el R290. Adicionalmente, el diseño, coste y regulación de estos últimos sistemas para fluidos de bajo GWP será notablemente más complejo que para las soluciones actuales.


 Figura 4. COP a  $T_{amb}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $\epsilon=70\%$ ,  $\Delta T_{casc}=4^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T_{sf}=6^{\circ}\text{C}$ 

 Figura 5. COP a  $T_0=T_{sf}=-30^{\circ}\text{C}$ ,  $\epsilon=70\%$ ,  $\Delta T_{casc}=4^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T_{sf}=6^{\circ}\text{C}$ 

#### 4. Comparación medioambiental basada en el TEWI

En la sección 3 solo se han tenido en cuenta consideraciones energéticas, sin embargo, para proporcionar una visión más amplia sobre la afección medioambiental de los refrigerantes/sistemas es necesario considerar el impacto medioambiental de las soluciones, incluyendo el efecto de fugas de refrigerante a la atmósfera. En este apartado se presenta una comparativa medioambiental de las opciones consideradas basadas en el parámetro TEWI (Impacto Total Equivalente de Calentamiento Atmosférico), ecuación ( 2 ), que considera las emisiones totales equivalentes de CO2 debido a las emisiones de refrigerante y las asociadas al consumo de energía de los sistemas de refrigeración.

$$TEWI = [GWP \cdot L \cdot n] + [GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha)] + [n \cdot E_{an} \cdot \beta] \quad (2)$$

De esta forma, en esta sección se presenta una comparación medioambiental basada en el TEWI para clarificar el impacto ambiental total de las soluciones.



#### 4.1. Escenario de comparación

De nuevo, establecer la base de comparación para sistemas de refrigeración basados en el TEWI es difícil, porque es necesario considerar muchas suposiciones. En esta comparativa se selecciona un escenario de comparación basado en un método estandarizado propuesto por el AIRAH [36] que se aplica a la refrigeración comercial centralizada a baja temperatura de evaporación. Representa una condición normal de operación de un sistema de refrigeración de baja temperatura de un supermercado de tamaño medio. Se considera una potencia frigorífica promedio, carga de refrigerante en el sistema y horas de operación recomendadas por la UNEP [4] y Rhiemeier et al [37]. Las suposiciones y el escenario de comparación es el siguiente:

- Condiciones de operación: temperatura de evaporación o en el fluido secundario de  $-30^{\circ}\text{C}$ , temperaturas ambiente de  $20$  y  $30^{\circ}\text{C}$ .
- Parámetros de diseño de los ciclos: doble etapa con subcooler con  $\varepsilon=70\%$  [33], cascada con  $\text{CO}_2$  como fluido de baja temperatura  $\Delta T_{\text{casc}}=4^{\circ}\text{C}$  [34], ciclos con  $\text{CO}_2$  como fluido secundario  $\Delta T_{\text{sf}}=6^{\circ}\text{C}$  [35].
- Carga de refrigerante: para ciclos directos (sistemas A y B)  $500\text{kg}$ ; para el resto de sistemas  $25\text{kg}$  en el ciclo dentro de la sala de máquinas y  $500\text{kg}$  de  $\text{CO}_2$  en el circuito de fluido secundario o en el ciclo de baja temperatura en las cascadas.
- Potencia y parámetros de operación: Se analiza un sistema de refrigeración que proporciona  $125\text{kW}$  de potencia frigorífica durante  $4380$  horas año. Se considera una vida útil de la instalación de  $25$  años.
- Ratios de fuga: AIRAH [36] recomienda tres ratios de fuga anual para evaluar aplicaciones de supermercado: uno bajo de un  $5\%$ , uno típico de un  $12.5\%$  y uno elevado del  $23\%$ . Se selecciona el típico de  $12.5\%$ . Se utiliza este ratio para el sistema de distribución (en la zona del supermercado) y de un  $5\%$  para el ciclo contenido en la sala de máquinas. Por simplicidad se omite el factor de reciclaje en la ecuación (2).
- Factor indirecto de emisiones: Aunque cada país presenta un factor diferente de emisiones, se realizan los cálculos para el factor de emisiones indirecto de España para el año  $2012$ , de  $0.241 \text{ kgCO}_2/\text{kWh}$ [38].

Los resultados con esta base de comparación pueden variar entre diferentes usos de los sistemas de refrigeración, localización de la planta y número de horas de operación. No obstante, dado que se pretende comparar los sistemas en una misma base de funcionamiento, se considera este escenario como apropiado.

#### 4.2. Comparativa medioambiental

Se presentan los valores del TEWI para una temperatura ambiente de  $20^{\circ}\text{C}$  en la Figura 6 y para  $30^{\circ}\text{C}$  en la Figura 7. Se presenta en verde el efecto indirecto asociado al consumo energético, en rojo el efecto directo del refrigerante en la sala de ventas (que es prácticamente insignificante) y en azul el efecto directo del refrigerante en la sala de máquinas. El TEWI es la suma de los tres términos.

A partir de los resultados se obtienen las siguientes observaciones sobre las contribuciones parciales al TEWI:

- Sobre el efecto indirecto (consumo de energía): la mejor solución es la de doble etapa directa con  $\text{R404A}$  a ambas temperaturas de evaporación, ya que su COP es el mayor (Figura 5). No obstante, su contribución indirecta es similar a las de otras soluciones. Por ejemplo, las cascadas de  $\text{R152a}/\text{CO}_2$  o  $\text{R134a}/\text{CO}_2$  tienen solo un  $0.44$  y  $3.17\%$  más contribución para una temperatura ambiente de  $30^{\circ}\text{C}$  y de un  $4.3$  y  $6.3\%$  respectivamente para una temperatura ambiente de  $20^{\circ}\text{C}$ . Estas diferencias no son muy significativas.
- Respecto el efecto directo causado por la fuga de  $\text{CO}_2$  en las cascadas y los circuitos de fluido secundario con  $\text{CO}_2$ , se afirma que su contribución es insignificante, debido al bajo valor de GWP del  $\text{CO}_2$ . Con el ratio de fuga considerado su contribución en el TEWI es inferior al  $0.15\%$  en cualquiera de las soluciones.

- Sobre el efecto directo de emisión de refrigerante por los sistemas A y B, el refrigerante en la sala de máquinas de los sistemas C y D y del refrigerante del ciclo de alta temperatura en el sistema E, es insignificante para todos los fluidos de bajo GWP. Pero él supone un 70% del TEWI en el sistema A con R404A, refrigerante de muy elevado GWP. Si este refrigerante se combina con un sistema de fluido secundario con CO<sub>2</sub> (sistema D) la contribución del efecto directo se reduce a menos de un 10% del TEWI. Y el efecto directo de la solución trabajando con el fluido de alto GWP R134a en la sala de máquinas supone menos de un 3.5% del TEWI, que es una baja contribución. Por tanto, refrigerantes de alto o muy alto GWP pueden ser utilizados con sistemas de fluido secundario sin tener una alta repercusión en el TEWI, por el contrario no ocurre lo mismo con sus ciclos directos.
- Respecto a los ciclos directos de CO<sub>2</sub> (sistemas A y B): su principal contribución es el efecto indirecto, puede desprejarse el efecto indirecto. La mejor configuración corresponde a la doble etapa con flash tank. Para esta configuración (sistema B), a 30°C de temperatura ambiente su TEWI es el mayor de entre todas las soluciones de bajo GWP. Su valor está entre un 8 y un 19% más alto. Cuando la temperatura ambiente se reduce a 20°C, debido al incremento de COP de los ciclos transcíticos, las diferencias en el TEWI se reducen a incrementos del 1.8 a 10%, no obstante su TEWI sigue siendo superior al de otras soluciones. Ello indica que los ciclos transcíticos puros de CO<sub>2</sub> no sean recomendables para climas cálidos.

Finalmente, desde el punto de vista del TEWI, pueden realizarse la siguiente observación: si el TEWI es el único criterio de decisión, todas las soluciones analizadas con refrigerantes de bajo GWP están en una banda muy estrecha, no se observan diferencias significativas del TEWI entre ellas. Se concluye que todas las soluciones analizadas son buenas opciones para reemplazar los actuales sistemas de refrigeración para baja temperatura, a excepción de los ciclos transcíticos de CO<sub>2</sub>, cuya recomendación es solo posible para zonas con climas fríos. Sin embargo, además del TEWI es necesario valorar otros aspectos, como el coste económico, complejidad de regulación, etc...

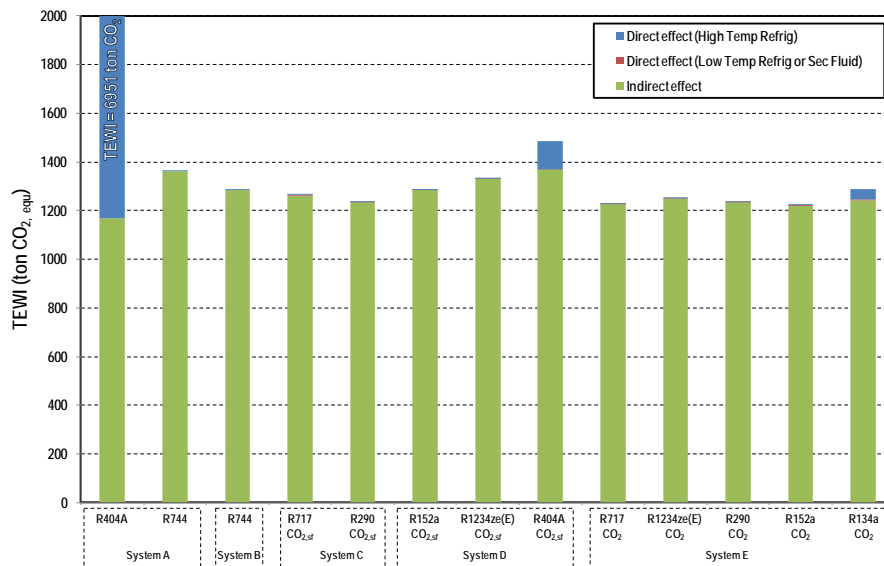


Figura 6. TEWI a T<sub>0</sub>=-30°C, T<sub>env</sub>=20°C, ε=70%, ΔT<sub>casc</sub>=4°C, ΔT<sub>sf</sub>=6°C

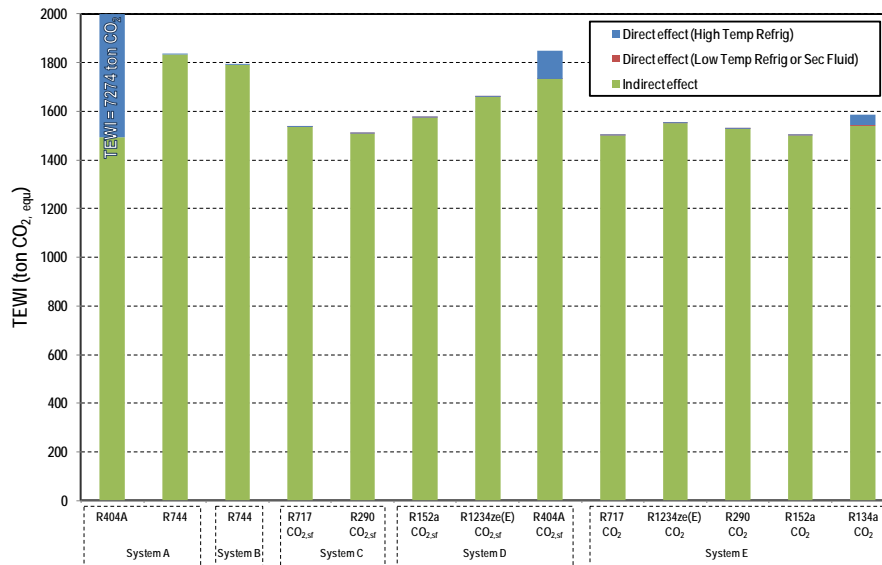


Figura 7. TEWI a  $T_o=-30^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{env}=30^{\circ}\text{C}$ ,  $\epsilon=70\%$ ,  $\Delta T_{casc}=4^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta T_{sf}=6^{\circ}\text{C}$

## 5. Conclusiones

En este trabajo se han analizado teóricamente, desde un punto de vista energético y medioambiental, cinco posibles soluciones de doble etapa que trabajan con refrigerantes de bajo GWP, candidatos a reemplazar los actuales sistemas de refrigeración centralizada para baja temperatura que utilizan fluidos de alto GWP.

Se han desarrollado modelos matemáticos simplificados de los siguientes sistemas: doble etapa directa con subcooler o flash tank, su combinación con circuitos de fluido secundario con CO<sub>2</sub> y cascadas con CO<sub>2</sub> como fluido de baja temperatura. Los ciclos se han analizado utilizando la misma relación de dependencia del rendimiento interno con la tasa para todos los compresores. Con los modelos se han evaluado energéticamente diferentes combinaciones de refrigerantes, incluyendo los más utilizados actualmente y varios candidatos de bajo GWP.

El análisis de los parámetros de diseño muestra que en las cascadas se produce una reducción de un 2% de COP por cada 1°C de diferencia de temperatura en el intercambiador de cascada, mientras que en los sistemas de fluido secundario la reducción de COP es de un 2.3% por cada 1°C de incremento de temperatura en el evaporador. Por tanto se concluye que el diseño de los sistemas con fluido secundario tiene que ser más preciso que el de las cascadas.

Se han comparado los ciclos con diferentes refrigerantes en diferentes niveles de evaporación y temperaturas ambiente. Se concluye que el sistema con mayor rendimiento energético es el de doble etapa directo con R404A, sin embargo su uso estará restringido por la regulación F-Gas en Europa. De entre los candidatos analizados las cascadas ofrecen altos niveles de COP, los ciclos con fluido secundario están en una posición intermedia y finalmente se posicionan los ciclos directos de CO<sub>2</sub>.

Se han comparado las combinaciones de los sistemas/refrigerantes desde un punto de vista medioambiental utilizando el TEWI como parámetro de comparación utilizando un método estandarizado y un mismo escenario de comparación, para una temperatura de servicio de -30°C y temperaturas ambiente de 20 y 30°C. Se concluye que todas las posibilidades que operan con refrigerantes de bajo GWP están dentro de una banda muy estrecha. No se observan diferencias significativas entre ellos con excepción de de las soluciones que trabajan solo con CO<sub>2</sub>. Estas últimas presentan valores de TEWI más elevados, debido a la contribución indirecta, en elevadas temperaturas ambiente.

Para concluir, se puede afirmar que las futuras soluciones de refrigeración comercial centralizada pueden estar basadas en fluidos de bajo GWP, con algún riesgo de inflamabilidad o toxicidad. Para refrigeración comercial centralizada a baja temperatura los candidatos más prometedores son las cascadas con CO<sub>2</sub> como fluido de baja temperatura. Con esta solución el sector podrá adaptarse a las nuevas restricciones y operar con sistemas de alto rendimiento energético.

## 6. 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.

## 7. Referencias

- [1] European Commission. Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC 2006.
- [2] European Commission. Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 on certain fluorinated greenhouse gases. 2006.
- [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] UNEP. 2010 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee (RTOC), 2010 Assessment. 2011.
- [5] 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.
- [6] Fernández-Seara J, Dopazo JA, Uhía FJ, Diz R. Experimental analysis of the freezing process in a horizontal plate freezer with CO<sub>2</sub> as refrigerant in a cascade refrigeration system. *Heat Transfer Engineering*. 2012;33:1170-6.
- [7] Rolfsman L. CO<sub>2</sub> and NH<sub>3</sub> in the supermarket ica-fous. In: *Refrigeration Ito*, editor. IIR Conference on Applications for Natural Refrigerants. Aarhus, Denmark 1996. p. 219-25.
- [8] Thomas AS. Retail refrigeration systems – the use of ammonia and two-level secondary refrigeration. *ASHRAE Transactions*. 1998;104:440-8.
- [9] Nyvad J, Lund S. Indirect cooling with ammonia in supermarket. In: *Refrigeration Ito*, editor. IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids. Oslo, Norway: IIR; 1998. p. 725-34.
- [10] Cabello R, Sánchez D, Llopis R, Torrella E. Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO<sub>2</sub> refrigerating plant working in transcritical conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2008;28:1596-604.
- [11] Cabello R, Sánchez D, Torrella E, Llopis R, Patiño J. Experimental comparison of two CO<sub>2</sub> transcritical cycles: Single and double-stage expansion. *23rd International Congress of Refrigeration*. Prague, Czech Republic: IIR; 2011.
- [12] Sawalha S. Theoretical evaluation of trans-critical CO<sub>2</sub> systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions. *International Journal of Refrigeration*. 2008;31:516-24.
- [13] Sawalha S. Theoretical evaluation of trans-critical CO<sub>2</sub> systems in supermarket refrigeration. Part II: System modifications and comparisons of different solutions. *International Journal of Refrigeration*. 2008;31:525-34.
- [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] Christensen KG. Use of CO<sub>2</sub> as primary and secondary refrigerant in supermarket application. In: Refrigeration Ilo, editor. 20<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration. Sydney, Australia: IIR/IIF; 1999. p. 1936-42.
- [16] Nilsson PO, Rogstam J, Sawalha S, Shahzad K. Ice rink refrigeration system with carbon dioxide as secondary fluid in copper tubes. In: Refrigeration Ilo, editor. 7<sup>th</sup> IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids. Trondheim, Norway.: IIR/IIF; 2006.
- [17] Baxter VD. Advances in Supermarket Refrigeration Systems. ORNL IEA Annex 26 Summary. 2006.
- [18] Rivers N. Unconventional secondary refrigeration in a UK supermarket. IEA Heat Pump Centre Newsletter. 2000;18.
- [19] Llopis R, Torrella E, Cabello R, Sánchez D. Performance evaluation of R404A and R507A refrigerant mixtures in an experimental double-stage vapour compression plant. Applied Energy. 2010;87:1546-53.
- [20] Llopis R, Cabello R, Sánchez D, Torrella E, Patiño J, Sánchez JG. Experimental evaluation of HCFC-22 replacement by the drop-in fluids HFC-422A and HFC-417B for low temperature refrigeration applications. Applied Thermal Engineering. 2011;31:1323-31.
- [21] Llopis R, Torrella E, Cabello R, Sánchez D. HCFC-22 replacement with drop-in and retrofit HFC refrigerants in a two-stage refrigeration plant for low temperature. International Journal of Refrigeration. 2012;35:810-6.
- [22] Cho H, Baek C, Park C, Kim Y. Performance evaluation of a two-stage CO<sub>2</sub> cycle with gas injection in the cooling mode operation. International Journal of Refrigeration. 2009;32:40-6.
- [23] 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.
- [24] 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.
- [25] Wang K, Eisele M, Hwang Y, Radermacher R. Review of secondary loop refrigeration systems. International Journal of Refrigeration. 2010;33:212-34.
- [26] Calm JM, Hourahan GC. Physical, safety, and environmental data for current and alternative refrigerants. In: Refrigeration Ilo, editor. 23rd IIR International Congress of Refrigeration. Prague: IIR; 2011.
- [27] Lemmon EW, Huber ML, McLinden MO. REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.9. National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, U.S.A. 2010.
- [28] Girotto S, Minetto S, Neksa P. Commercial refrigeration system using CO<sub>2</sub> as the refrigerant. International Journal of Refrigeration. 2004;27:717-23.
- [29] da Silva A, Bandarra Filho EP, Antunes AHP. Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets. Applied Thermal Engineering. 2012;41:30-5.
- [30] Mumanachit P, Reindl DT, Nellis GF. Comparative analysis of low temperature industrial refrigeration systems. International Journal of Refrigeration. 2012;35:1208-21.
- [31] Messineo A. R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System. Energy Procedia. 2012;14:56-65.
- [32] 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.
- [33] Torrella E, Llopis R, Cabello R, Sanchez D. Experimental Energetic Analysis of the Subcooler System in a Two-Stage Refrigeration Facility Driven by a Compound Compressor. HVAC&R Res. 2009;15:583-96.

- [34] Dopazo JA. Diseño, construcción y evaluación experimental de un prototipo de sistema de refrigeración en cascada con refrigerantes naturales CO<sub>2</sub> y NH<sub>3</sub>. Vigo: Universidad de Vigo; 2010.
- [35] Sawalha S. Carbon dioxide in supermarket refrigeration. Stockholm, Sweden: KTH Royal Institute of Technology; 2008.
- [36] AIRAH. Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012: The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating.; 2012.
- [37] Rhiemeier J.M, Harnisch. J, Ters C., Kauffeld. M., Leisewitz A. Comparative Assessment of the Climate Relevance of Supermarket Refrigeration Systems and Equipment. In: Environmental research of the Federal Ministry of the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety. Research Report 206 44 300. ([http://www.epa.gov/greenhill/downloads/ubastudy\\_supermarkets.pdf](http://www.epa.gov/greenhill/downloads/ubastudy_supermarkets.pdf)), editor.2009.
- [38] García Monzón R. Observatorio de la electricidad Enero 2013. in: [http://awsassets.wwf.es/downloads/oe\\_enero\\_2013\\_15022013.pdf](http://awsassets.wwf.es/downloads/oe_enero_2013_15022013.pdf) (September 2014). WWF reports. 2013.