



EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS AL R404A EN TUBERÍAS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

ADRIÁN MOTA-BABILONI^{1,2}, JOAQUÍN NAVARRO ESBRI², ÁNGEL BARRAGÁN CERVERA², FRANCISCO MOLÉS RIBERA², BERNARDO PERIS PÉREZ²

¹Universitat Politècnica de València

Instituto de Seguridad Industrial, Radiofísica y Medioambiental (ISIRYM)

Camino de Vera, s/n – 46022 Valencia – España

²Universitat Jaume I

Grupo de Investigación ISTENER (Ingeniería de Sistemas Térmicos y Energéticos)

Departamento de Ingeniería Mecánica y Construcción

Campus RiuSec – 12071 Castellón de la Plana – España

(Recibido 21 de octubre de 2014, revisado 18 de noviembre de 2014, para publicación 4 de diciembre de 2014)

Resumen – Debido a normativas aprobadas recientemente en algunos países desarrollados, los refrigerantes de alto GWP (*Global Warming Potential*) van a ser retirados o grabados con altos impuestos. En este artículo se obtiene la desviación de la velocidad y las pérdidas de carga entre el R404A y diversas alternativas (L40, DR-7, N40 y DR-33, todas ellas mezcla de HFO y HFC), las cuales van a ser relevantes en refrigeración comercial a medio plazo. Dichos parámetros son considerados en las líneas de aspiración, descarga y líquido. A partir de los resultados obtenidos se concluye que las alternativas presentan velocidades de circulación similares (alrededor de $\pm 10\%$) y pérdidas de presión inferiores a las del R404A (hasta un 70% menor), por lo que no supondrá un problema la sustitución del refrigerante considerando estos parámetros. Adicionalmente, los resultados se muestran en gráficos que ayudan a conocer la desviación los nuevos refrigerantes respecto al R404A para varias condiciones operativas.

Palabras clave – HFO, GWP, tuberías, pérdida de carga, velocidad.

1. INTRODUCCIÓN

En los últimos años se ha intensificado el interés en proteger el medio ambiente de efectos perjudiciales asociados a la emisión de gases a la atmósfera. Primero, se estableció en el Protocolo de Montreal [1] una retirada de refrigerantes que contribuyen con la destrucción de la capa de ozono, los HFC y HCFC.

Posteriormente, en el Protocolo de Kioto [2], se negociaron las bases para reducir el calentamiento atmosférico. Se identificaron los HFC (entre otros) como fluidos que provocan este fenómeno.

Así en Europa, con el Reglamento (UE) N° 517/2014 [3] se establecieron límites en diversos ámbitos de la refrigeración para los HFC. Los límites se cuantifican mediante el parámetro GWP (*Global Warming Potential*), que cuantifica el efecto de los refrigerantes al ser emitidos directamente a la atmósfera, con el dióxido de carbono como base de comparación.

Además de impedir el uso de refrigerantes de alto GWP, en muchos países han sido grabados con impuestos. Estas tasas son proporcionales a su valor de GWP [4] (en España es de 0.02 €/kg GWP hasta un límite de 100 €/kg [5]), por lo que no solo interesa estar por debajo de cierto valor límite de GWP, sino emplear refrigerantes con valores lo más bajo posibles.

El R404A, refrigerante ampliamente usado en refrigeración comercial para congelación y conservación, tiene un GWP de 3922 [6] y será retirado de las aplicaciones en las que está siendo utilizado actualmente siguiendo lo establecido por el Reglamento (UE) N° 517/2014 (Tabla 1).

Para sustituir el R404A hay diferentes opciones [7]: refrigerantes naturales, como el dióxido de carbono [8] (CO₂ o R744); hidrocarburos [9] (isobutano, propano, etc.) o refrigerantes sintéticos (hidrofluoroolefinas, HFO) [10]. Cada tipo de refrigerante presenta unas ventajas y desventajas particulares y la elección

Tabla 1. Límites establecidos en el Reglamento (UE) No 517/2014 que afectan a las aplicaciones del R404A.

Aparatos fijos de refrigeración que contengan HFC, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un GWP igual o superior a 2500, excepto los aparatos diseñados para aplicaciones destinadas a refrigerar productos a temperaturas inferiores a -50 °C	2020
Centrales frigoríficas multicompressor compactas, para uso comercial, con una capacidad valorada igual o superior a 40 Kw, que contengan gases fluorados de efecto invernadero, o cuyo funcionamiento dependa de ellos, con un GWP igual o superior a 150, excepto en los circuitos refrigerantes primarios de los sistemas en cascada, en que pueden emplearse gases fluorados de efecto invernadero con un GWP inferior a 1500	2022

de la combinación sistema/refrigerante final que se imponga dependerá de parámetros medioambientales, económicos y energéticos, y la regulación aprobada en cada país.

En el caso particular de los HFO, los más prometedores son R1234yf y R1234ze(E). Estos presentan muy bajo GWP (4 y 6 respectivamente), ligera inflamabilidad (A2L según ASHRAE [11]) y buenas propiedades termodinámicas. R1234yf y R1234ze(E) son mezclados con HFC (principalmente R32, R125 y R134a) para producir fluidos que superen las desventajas de ambos fluidos [12]. Las grandes compañías químicas, destacando Honeywell [13] y DuPont [14], han patentado mezclas para reemplazar el R404A que se pueden clasificar en dos grupos: de bajo GWP y ligeramente inflamables, Solstice™ L40 y DR-7; y de medio GWP y no inflamables, Solstice™ N40 y DR-33.

Para emplear los nuevos refrigerantes en instalaciones diseñadas para HFC se recomiendan distintas modificaciones con el fin de alcanzar buenas eficiencias. A pesar de que entre las modificaciones más comunes destacan el ajuste de la válvula de expansión o sustitución del compresor para ajustar la potencia, es muy importante asegurar que el fluido circula a una velocidad adecuada (asegurando el retorno de aceite al compresor) y sin grandes pérdidas de carga, mediante el redimensionado de tuberías.

Con dicho objetivo, se puede encontrar investigaciones similares en la bibliografía [15,16] o software desarrollado a tal efecto [17].

En el presente artículo se evalúan las diferencias de comportamiento en las tuberías de líquido, aspiración y descarga del R404A respecto a mezclas comerciales de HFC/HFO (L40, DR-7, N40 y DR-33) que pueden ser utilizadas como sustitutivos directos de bajo GWP.

El estudio se realiza considerando la variación en velocidad de circulación y pérdida de carga de las alternativas respecto al refrigerante de referencia. Estas variaciones se grafican en diagramas que serán usados para redimensionar instalaciones que funcionen con los nuevos refrigerantes.

El resto del artículo continúa como sigue: El apartado 2 contiene una breve comparación de las principales propiedades de los refrigerantes seleccionados. El apartado 3 explica las condiciones de trabajo consideradas para la simulación. El apartado 4 desarrolla los principios de dimensionado de tuberías. El apartado 5 muestra las ecuaciones y los resultados asociados a la velocidad de circulación de los refrigerantes por las tuberías mientras que el apartado 6 se ocupa de las pérdidas de carga. El apartado 7 reúne las principales conclusiones del estudio y finalmente se presentan los agradecimientos y las referencias y nomenclatura utilizadas en el estudio.

2. REFRIGERANTES SELECCIONADOS

La Tabla 2 muestra las principales propiedades de los refrigerantes considerados en el presente estudio.

El Punto de Ebullición Normal (NBP) es estudiado a 10 kPa y debe ser lo más inferior posible para no entrar en vacío (puede infiltrarse aire en la instalación) para temperaturas de congelación (alrededor de 233K).

El *glide* o deslizamiento, es bastante mayor que el del R404A (considerado cuasi azeotrópico) y provoca que no se puedan utilizar elementos tales como *flash tank* o evaporador inundado. El GWP de las alternativas poco inflamables (A2L, según la clasificación ASHRAE) es bastante menor (entre 246 y 285) que aquellos que no son inflamables (A1), entre 1205 y 1410 (aun así estos son mucho menores que el

Tabla 2. Mezclas HFC/HFO alternativas al R404A.

	NBP	T _{Crit}	P _{Crit}	Glide	GWP
R404A (A1)	226.65 K	345.15 K	3.73 MPa	0.8 K	3922
L40 (A2L)	228.45 K	359.95 K	4.73 MPa	7.7 K	285
DR-7 (A2L)	229.85 K	342.25 K	4.55 MPa	5.0 K	246
N40(A1)	228.05 K	356.35 K	4.45 MPa	6.1 K	1205
DR-33(A1)	228.85 K	356.25 K	4.31 MPa	6.0 K	1410

GWP del R404A y pueden ser utilizados en aparatos fijos de refrigeración (GWP<2500) y centrales frigoríficas multicompresor compactas, para uso comercial en cascada (GWP<1500).

3. METODOLOGÍA

Para estudiar las diferencias de comportamiento desde el punto de vista del dimensionado de tuberías en instalaciones de compresión de vapor entre el R404A y las alternativas (presentadas en el apartado II), se plantean las siguientes condiciones para simular los ciclos teóricos (suponiendo ciclo simple ideal):

- Temperatura de evaporación: [233-263]K.
- Temperatura de condensación: 303K y 323K.
- Grado de recalentamiento y subenfriamiento nulo.
- Pérdidas de carga nulas.

Para la temperatura de evaporación se ha tenido en cuenta el rango de trabajo del R404A (congelación y conservación de alimentos en instalaciones comerciales). Para la temperatura de condensación, por su parte, se ha considerado dos temperaturas que corresponderían (aproximadamente) a condiciones de trabajo para invierno (303K) y verano (323K).

Las propiedades y los estados termodinámicos de los refrigerantes son calculados usando REFPROP v8 [18].

4. DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS EN REFRIGERACIÓN

Previamente a mostrar los resultados, se van a comentar en este apartado los principales criterios de dimensionado de tuberías en instalaciones de refrigeración.

A la hora de dimensionar las tuberías en una instalación de compresión de vapor, es muy importante diferenciar los criterios de diseño entre tuberías donde circula refrigerante en estado líquido (desde la salida del condensador hasta la válvula de expansión) y gas (aspiración y descarga), Fig. 1.

4.1. Línea de líquido

En toda instalación siempre queda un poco de aceite en forma de gotas líquidas que no ha sido retenido por el separador de aceite. En las tuberías de líquido esto no plantea un problema ya que el aceite es arrastrado por la circulación del refrigerante. Por lo tanto, el criterio de selección para las tuberías es la pérdida de carga.

En caso de ocurrir una gran pérdida de carga en la línea de líquido (producidas por fricción del fluido en las paredes de la misma), entre la salida del condensador y la entrada de la válvula de expansión, puede provocar que el refrigerante entre en la campana de saturación, donde el fluido está en estado bifásico (gas y líquido coexisten).

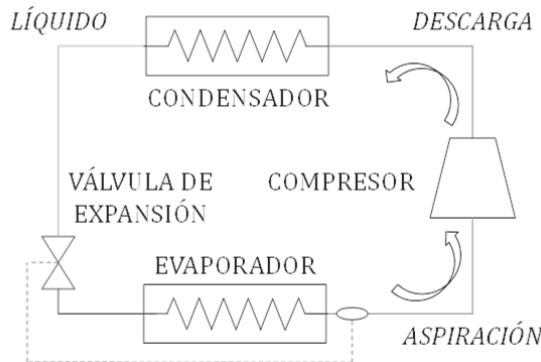


Fig. 1. Situación de las líneas de líquido, aspiración y descarga en una instalación de compresión de vapor.

$$\Delta P(kPa) = K \Delta P(K) \text{ si } \Delta P = 1K$$

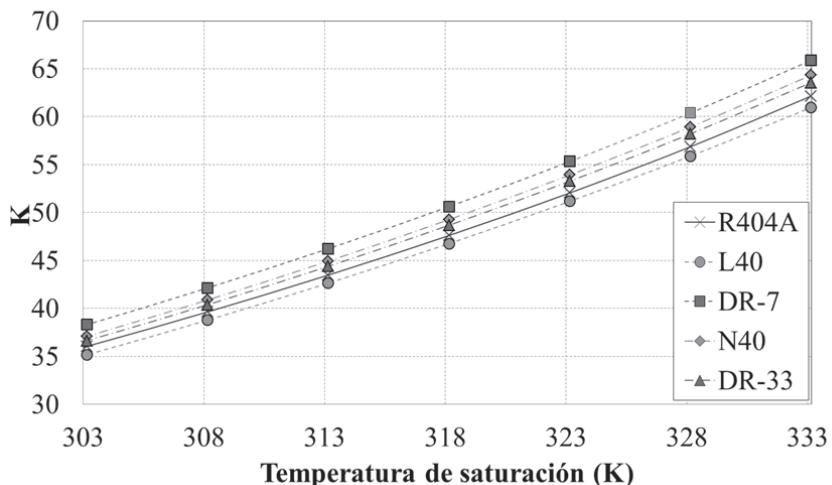


Fig. 2. Coeficiente K para varias temperaturas de saturación.

Esto daría como resultado un mal funcionamiento de la válvula de expansión, ya que necesita que el refrigerante entre en ella en estado líquido solamente. Este hecho puede ser compensado controlando el grado de subenfriamiento.

Ante un determinado grado de subenfriamiento (diferencia entre la temperatura de condensación y la de salida del condensador, expresada en K) cada refrigerante permite una determinada diferencia de presiones en la línea de líquido, es decir, antes de introducirse en la campana de saturación.

La diferencia de presiones siempre debe ser menor que el grado de subenfriamiento para que el refrigerante entre en estado líquido a la válvula. Es por ello que en general se cuantifica la pérdida de carga permitida en la línea de líquido en K (aunque es calculada en $kg\ cm^{-2}$).

La equivalencia entre Kelvin y $kg\ cm^{-2}$ se muestra Fig. 2, pudiendo ser relacionadas mediante un coeficiente (K) que depende fuertemente de la temperatura de saturación.

Cuanto mayor sea el coeficiente, menor será el efecto sobre la caída de temperatura para una misma pérdida de carga. El rango de temperaturas escogido simula condiciones típicas de condensación (entre 303K y 333K). La relación entre las pérdidas de carga expresadas en K y $kg\ cm^{-2}$ es mayor para el DR-7, seguido de las alternativas no inflamables (N40 y DR-33) y R404A, y el reemplazo ligeramente inflamable L40.

Tabla 3. Límites de velocidad del refrigerante en las tuberías.

Tubería	Velocidad mínima	Velocidad máxima
Líquido	-	2 m/s
Gas horizontal o descendente	3 - 4 m/s	
Gas vertical	7 - 8 m/s	15 - 20 m/s

En el valor de K influye en gran medida la proporción de R1234yf en la composición de mezcla.

Las pérdidas de carga en la línea de líquido suele estar limitada a 0.5K y la velocidad es siempre inferior a 2 m/s para que no se produzcan ruidos, vibraciones, desgaste de asientos de válvulas, etc.

4.2. Líneas de gas

Para el caso de las tuberías por las que circula el refrigerante en estado gaseoso, en este artículo se trata solo el caso de refrigerantes miscibles con el aceite.

Para que sea arrastrado por la corriente de gas, en la tubería de descarga primero, y aspiración después, el refrigerante debe circular con una velocidad mínima. Por lo tanto, al contrario que en la línea de líquido, el criterio de diseño se centra en la velocidad del fluido del refrigerante y no en la pérdida de carga.

Usualmente para tuberías horizontales o descendentes suele aconsejarse establecer una velocidad mínima de 3 m/s. En tuberías ascendentes no existe un criterio general, puesto que la velocidad mínima que asegura un arrastre de aceite es función del diámetro de la tubería y de la temperatura (a temperaturas bajas la situación es más crítica).

El límite superior de velocidad de circulación está establecido 15 m/s. La relación entre el diámetro interior y la velocidad de circulación del fluido es establecida a través del caudal volumétrico, (1).

$$v = \frac{4}{\pi D^2} \dot{V} \quad (1)$$

Los límites de velocidad para las tuberías de líquido y vapor están resumidos en la Tabla 3.

5. VELOCIDAD DE CIRCULACIÓN

Una vez vistas las restricciones de velocidad de circulación, se van a calcular las diferencias entre las alternativas y el R404A para este parámetro. Puesto que es más usual medir el caudal másico en una instalación (mediante caudalímetros de efecto Coriolis), en (1) se sustituye el caudal volumétrico por el másico, (2).

$$v = \frac{4}{\pi D^2} \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2)$$

En general la instalación se diseña a través de la carga frigorífica aportada por el evaporador y esta se puede relacionar con el caudal másico mediante la expresión mostrada en (3).

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_o}{(h_{os} - h_{oe})} \quad (3)$$

Finalmente, la relación de velocidades entre el R404A (tomado como referencia) y los refrigerantes alternativos se calcula utilizando (4).

$$\frac{v_{alternativa}}{v_{R404A}} = \frac{[(h_{os} - h_{oe})\rho]_{R404A}}{[(h_{os} - h_{oe})\rho]_{alternativa}} \quad (4)$$

Para una misma carga frigorífica y según el objetivo del artículo, siendo el diámetro de la tubería el mismo, se obtiene la relación de velocidades entre el R404A y los refrigerantes alternativos utilizando los valores calculados en la simulación del ciclo simple. Los resultados obtenidos para las tuberías de aspiración y descarga se muestran en la Fig. 3.

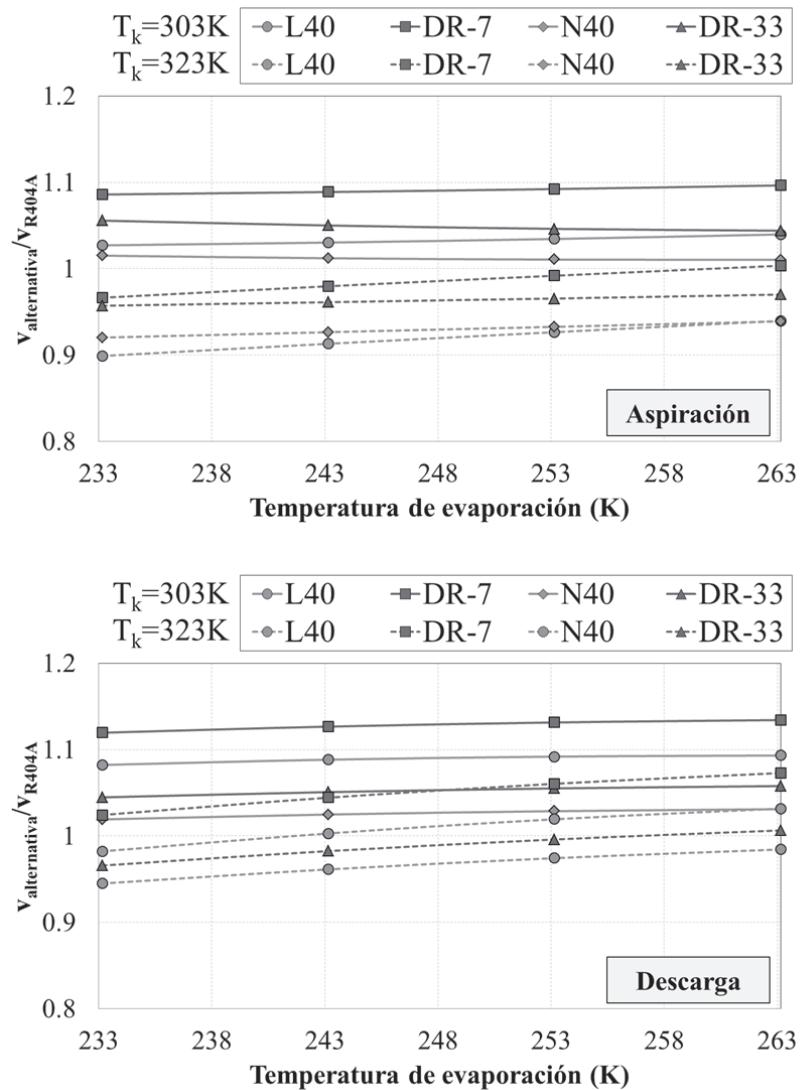


Fig. 3. Relación de velocidades a) en aspiración y b) en descarga.

Como se observa en la Fig. 3.a), que representa los cálculos de desviación de la velocidad para la tubería de aspiración, a bajas temperaturas de condensación las alternativas presentan velocidades ligeramente superiores (hasta un 10% mayor) a las del R404A mientras que para alta temperatura de condensación ocurre lo contrario (hasta 10% menor). El refrigerante que mayor velocidad presenta es el DR-7 seguido por DR-33. L40 es el refrigerante con menor velocidad a 323K y N40 lo es para 303K. La variación en temperatura de evaporación es menos influyente en los resultados que la de la temperatura de condensación.

En la Fig. 3.b) se estudia el caso de la relación de velocidades en la tubería de descarga. Las conclusiones obtenidas en la tubería de aspiración se pueden aplicar a este caso también con la diferencia de que las velocidades de las alternativas son aún mayores respecto a las del R404A, comparando con el caso anterior (sobre todo para 323K).

Así, para bajas temperaturas de condensación las velocidades llegan a ser hasta un 13% mayor (DR-7) y para altas temperaturas de condensación, la diferencia entre el R404A y las alternativas se reduce a un 6% (N40).

No se ha estudiado la variación de la velocidad del refrigerante en tuberías de líquido puesto que, tal y como se ha explicado anteriormente, el factor determinante en el diseño de este tipo de tuberías es la pérdida de carga.

6. PÉRDIDA DE CARGA

Una vez observados los resultados para la velocidad de circulación del refrigerante por las tuberías, se van a presentar los resultados para la pérdida de carga, el otro parámetro principal a considerar en el dimensionamiento de tuberías.

En cualquier régimen la pérdida de carga en una tubería debida a la circulación del fluido se puede estimar mediante la ecuación Darcy-Weisbach, (5).

$$\Delta P = f \frac{Lv^2}{2Dg} \quad (5)$$

En su caso, el factor de fricción para régimen turbulento se determina mediante la ecuación de Colebrook-White, (6).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (6)$$

En (6) aparece el número de Reynolds (Re), un parámetro adimensional que caracteriza el régimen de circulación del fluido. Según el valor del parámetro, se puede diferenciar los siguientes regímenes: laminar, para $Re < 2300$, y turbulento, para $Re > 4000$, y en caso de valores intermedios de Re el régimen es conocido como transitorio. En instalaciones frigoríficas comerciales siempre se trabaja con regímenes turbulentos. El número de Reynolds se calcula a través de (7).

$$Re = \frac{4}{\pi D \mu} \frac{\dot{Q}_o}{(h_{os} - h_{oe})} \quad (7)$$

Además de la pérdida de carga en las tuberías, también se deben de considerar las provocadas por otros factores presentes en las instalaciones reales. Uno de los más relevantes es la pérdida de carga que se produce en un fluido al atravesar un accesorio. Para determinar la pérdida de carga total, se cuantifica el efecto del accesorio mediante un parámetro conocido como longitud equivalente.

Si la diferencia de cotas es nula (o se trata de tuberías que transportan refrigerante en estado gaseoso), la pérdida de presión en kg cm^{-2} se expresa tal y como se muestra en (8).

$$\Delta P = f \frac{Lv^2}{2Dg} \frac{\rho g}{98050} \quad (8)$$

Se obtiene en este apartado la relación de pérdidas de carga de las alternativas con el R404A. Se determina mediante (9).

$$\frac{\Delta P_{\text{alternativa}}}{\Delta P_{\text{R404A}}} = \frac{(f\rho)_{\text{alternativa}}}{(f\rho)_{\text{R404A}}} \left(\frac{v_{\text{alternativa}}}{v_{\text{R404A}}} \right)^2 \quad (9)$$

Para el cálculo del factor de fricción se escoge la rugosidad correspondiente a una tubería de cobre, 0.0000015 m. El diámetro utilizado para los cálculos será el recomendado para el caso de una instalación diseñada para trabajar con R404A, proporcionando 5 kW de potencia frigorífica.

Para obtener dichos diámetros se emplean las ecuaciones anteriores y las limitaciones de velocidad expuestas. Los valores resultantes son expuestos en la Tabla 4.

Los resultados de los cálculos se muestran en la Fig. 4.

Tabla 4. Diámetros escogidos para las tuberías.

	Descarga	Aspiración	Líquido
Tubería en pulgadas	1/2"	1-1/8"	1/2"
Diámetro interior (m)	0.01092	0.026035	0.01092

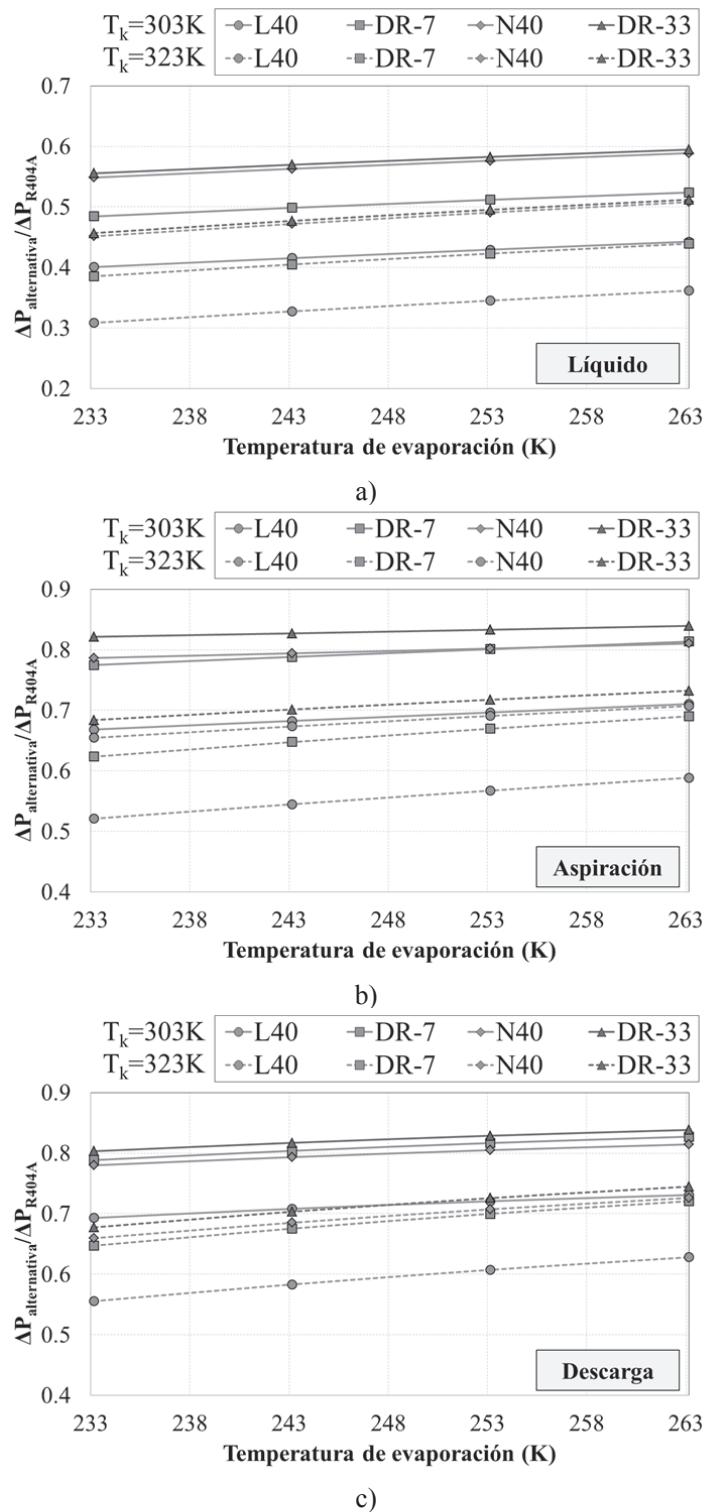


Fig. 4. Relación de pérdidas de carga: a) en la línea de líquido, b) en aspiración y c) en descarga.

En todos los casos, las pérdida de carga de las alternativas es menor que la del R404A. De la misma forma que se ha observado en el anterior apartado para la velocidad, la pérdida de carga relativa es menor para altas temperaturas de condensación. En este caso la influencia de la temperatura de evaporación es mayor, cuanto mayor es este parámetro, las caídas de presión de las alternativas se acercan más a las del R404A.

Comparando los resultados obtenidos según la línea considerada, las menores diferencias entre el R404A y sus alternativas se obtienen en las líneas de gas: aspiración (Fig. 4.a) y descarga (Fig. 4.b), siendo los valores representados muy similares; aproximadamente entre un 17% y un 30% menor para 303K, y entre un 30% y un 55% menor para 323K.

DR-33 es la mezcla que mayores pérdidas de carga presenta para todos los casos (líquido, aspiración, descarga a ambas temperaturas de condensación) mientras que con L40 se observan las menores pérdidas, mostrando valores muy alejados de los otros refrigerantes considerados. N40 y DR-7 presentan valores intermedios en aspiración y descarga, siendo similares los resultados observados.

Por su parte, en la línea de líquido la pérdida de carga relativa N40 es aproximadamente 10% superior a la del DR-7.

7. CONCLUSIONES

En el presente estudio se han obtenido las diferencias de comportamiento entre el R404A y cuatro alternativas: L40, DR-7, N40 y DR-33. Dichos fluidos son mezclas comerciales de HFC y HFO con gran potencial de remplazo del R404A. Así, se obtienen las velocidades de circulación y las pérdidas de carga relativas entre las alternativas y el R404A, si se considera una sustitución directa de refrigerantes. Las principales conclusiones del estudio son las siguientes.

Las velocidades de circulación de las alternativas son similares a aquellas que presentaría el R404A. En el caso de una temperatura de condensación alta (se simuló a 323K), las velocidades son hasta un 10% mayores en aspiración y un 12% en descarga.

Para el caso de temperatura de condensación baja (303K), los valores obtenidos están por debajo, hasta un 10% menor en aspiración y un 6% en descarga.

Como las diferencias entre R404A y sus alternativas son pequeñas, se puede concluir que no presentaría problemas el remplazo en este aspecto, siempre que la instalación considerada esté bien diseñada para R404A (tomando valores de velocidad lejanos de los límites).

Las pérdidas de carga por circulación en tuberías son menores para las mezclas que para el R404A en todas las situaciones consideradas. El caso más alejado se presenta en la tubería de líquido, donde la pérdida de carga para las alternativas es entre un 40% y un 60% menor para 323K y un 55% y un 70% menor para 303K. Así, este factor muestra una ventaja en el uso de las alternativas frente al R404A.

A la vista de los resultados, se puede concluir que sustituir de forma directa el R404A por las mezclas propuestas en instalaciones de refrigeración diseñadas para R404A no supondrá un problema desde el punto de vista del comportamiento en tuberías.

Adicionalmente, aprovechando los cálculos realizados en el estudio, se ha presentado un método gráfico para obtener las velocidades y pérdidas de carga de las alternativas una vez conocidas las del R404A. Dicho método es de fácil aplicación y cubre un gran rango de temperaturas operativas. También permite el redimensionamiento de instalaciones considerando una ya existente con R404A.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al Ministerio de Educación, Cultura y Deporte por apoyar este trabajo a través de las “Becas y Contratos de Formación de Profesorado Universitario del Programa Nacional de Formación de Recursos Humanos de Investigación del ejercicio 2012”.

REFERENCIAS

- [1] PNUMA Secretaría del Ozono Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente, Manual del Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la Capa de Ozono, Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente, Nairobi (2009)
- [2] Naciones Unidas, “Protocolo de Kioto de la convención marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático” (1998)
- [3] Parlamento Europeo y el Consejo, “Reglamento (UE) nº 517/2014 del Parlamento Europeo y del Consejo de 16 de abril de 2014 sobre los gases fluorados de efecto invernadero y por el que se deroga el Reglamento (CE) nº 842/2006”, Diario Oficial de la Unión Europea 150, 195-223 (2014)
- [4] Maratou, A., “EU policy update - F-Gas Regulation, HFC taxes & fiscal incentives for natural refrigerants”, Proceedings, ATMOSphere Asia 2014 – Technology & Innovation, Tokio (2014)
- [5] Jefatura del Estado Español, “Ley 16/2013, de 29 de octubre, por la que se establecen determinadas medidas en materia de fiscalidad medioambiental y se adoptan otras medidas tributarias y financieras”, Boletín Oficial del Estado, **260**(1), 87528-87568 (2013)
- [6] IPPC, Climate change 2001—the scientific basis, intergovernmental panel on climate change, Cambridge University Press, Cambridge (2001)
- [7] Calm, J.M., “The next generation of refrigerants – historical review, considerations, and outlook”, *International Journal of Refrigeration*, **31**(7), 1123–1133 (2008)
- [8] Palm, B., “Hydrocarbons as refrigerants in small heat pump and refrigeration systems – A review”, *International Journal of Refrigeration*, **31**(4), 552-563 (2008)
- [9] Ma, Y., Liu, Z., Tian, H., “A review of transcritical carbon dioxide heat pump and refrigeration cycles”, *Energy*, **55**, 156-172 (2013)
- [10] Mota-Babiloni, A., Navarro-Esbrí, J., Barragán, Á., Molés, F., Peris, B., “Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements”, *Applied Thermal Engineering*, **71**(1), 259-265 (2014)
- [11] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, ANSI/ASHRAE Addendum ak to ANSI/ASHRAE Standard 34-2010, Designation and Safety Classification of Refrigerants, ASHRAE Customer Service, Atlanta (2013)
- [12] Schultz, K., Kulak, S., “System Drop-in Test of R-410A Alternative Fluids (ARM-32a, ARM-70a, DR-5, HPR1D, L-41a, L-41b and R-32) in a 5-RT Air-Cooled Water Chiller (Cooling Mode)”, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) (2012) Disponible online el 29 julio 2014 en: http://www.ahrinet.org/App_Content/ahri/files/RESEARCH/AREP_Final_Reports/AHRI%20Low-GWP%20AREP-Rpt-001.pdf
- [13] Honeywell International Inc, Honeywell Solstice™ N40 Refrigerant Improved Energy Efficiency Case Study, Gaining Competitive Advantage through Improved Energy Efficiency and Reduced Environmental Impact (2012), Disponible online en: <http://www.honeywell-refrigerants.com/india/resources/customer-case-studies/honeywell-solstice-n40-improved-energy-efficiency-case-study/>, 3 septiembre 2013
- [14] Minor, B.H., Rinne, F., “Low GWP R-404A Alternatives for Commercial Refrigeration”, *ASHRAE Transactions*, **118**(1), 9-11 (2012)
- [15] Pinazo, J.M., Barragán, Á., García, A., Soto, V., Pichetto, G., “Diferencias en el dimensionado de tuberías entre los HCFCs y los HFCs”, Libro de actas, I Congreso Español de Ciencias y Técnicas del Frío, Cartagena (2002)
- [16] Barragán, Á., Navarro-Esbrí, J., Mota-Babiloni, A., Molés, F., Peris, B., “Dimensionado de tuberías para refrigerantes de bajo PCA como alternativas al R134a”, Libro de actas, VII Congreso Ibérico de Ciencias y Técnicas de Frío y V Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas de Frío, Tarragona (2014)
- [17] Barragán Á., García A., Pinazo, J.M., “Utilización de programas interactivos de psicrometría y producción de frío”, Libro de actas, II Jornadas de Ingeniería Termodinámica, Tarragona (2001)
- [18] Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O., REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.8. Gaithersburg: National Institute of Standard (2007)

UNIDADES Y NOMENCLATURA

D	Diámetro (m)
f	Factor de fricción
g	Constante de gravedad (m s^{-2})
h	Entalpía (kJ kg^{-1})
L	Longitud (m)
\dot{m}	Caudal másico (kg s^{-1})
P	Presión (kPa)
\dot{Q}	Carga frigorífica (kW)
Re	Número de Reynolds
T	Temperatura (K)
v	Velocidad (m s^{-1})
\dot{V}	Caudal volumétrico ($\text{m}^3 \text{s}^{-1}$)

Símbolos Griegos

ε	Rugosidad (m)
μ	Viscosidad
ρ	Densidad (kg m^{-3})

Subíndices

e	Entrada
o	Evaporador
s	Salida

Abreviaturas

GWP	Global Warming Potential
HCFC	HidroCloroFluoroCarbono
HFC	HidroFluoroCarbono
HFO	HidroFluoroOlefina
NBP	Normal Boiling Point

R404A ALTERNATIVES EVALUATION IN REFRIGERATION SYSTEMS PIPES

Abstract – Due to recently approved regulations in some developed countries, refrigerants with high GWP values are going to be banned or penalized levying high taxes. In this paper we obtain velocity and pressure drop deviation between R404A and different alternatives (HFC/HFO mixtures). The fluids selected are going to be used in mid-term commercial refrigeration: L40, DR-7, N40 and DR-33. Those parameters are calculated in suction, discharge and liquid lines. From results obtained it can be concluded that the alternatives show similar velocities (around $\pm 10\%$) and lower pressure drops than R404A (until 70% below). So, using alternatives in R404A refrigeration systems will not be a problem in terms of pipe sizing. In addition, results are presented in graphics that allows obtaining the deviation between R404A and replacements considering several operative conditions.

Keywords – HFO, GWP, Pipes, Pressure drop, Velocity.