

## EVALUACIÓN EXPERIMENTAL DEL R455A COMO SUSTITUTO AL R410A EN UNA BOMBA DE CALOR GLICOL-AGUA

Ignacio Ortega<sup>1</sup>, Jaime Sieres<sup>1\*</sup>, Fernando Cerdeira<sup>1</sup> y José M. Santos<sup>1</sup>

1: Grupo de Investigación ‘Chemical Environmental and Thermal Engineering’ (ChETE), Escuela de Ingeniería Industrial, Universidad de Vigo.  
Campus Lagoas-Marcosende. c/ Maxwell 9, 36310 Vigo.  
e-mail: jsieres@uvigo.es

**Resumen:** *El R410A es un refrigerante ampliamente utilizado en bombas de calor domésticas. Sin embargo, el potencial de calentamiento atmosférico (PCA) del R410A es de 1924, por lo que, en los últimos años, y ligado a políticas medioambientales, se han venido proponiendo distintos refrigerantes alternativos con valores inferiores del PCA. Una posible alternativa al R410A es el refrigerante R455A, que tiene un PCA inferior a 150.*

*Este artículo presenta un estudio experimental para comparar el funcionamiento de una bomba de calor glicol-agua con los refrigerantes R410A y R455A. Los componentes principales de la bomba de calor son un compresor tipo scroll, dos intercambiadores de calor de placas soldadas (condensador y evaporador) y una válvula de expansión electrónica. A partir de mediciones experimentales, se calculan parámetros como el COP, la potencia calorífica, la temperatura de descarga del compresor o el consumo de energía eléctrica del compresor para los dos refrigerantes.*

**Palabras clave:** bomba de calor, R410A, R455A, PCA, refrigerantes alternativos.

## 1. INTRODUCCIÓN

En la última década se ha venido utilizando ampliamente el refrigerante R410A en bombas de calor domésticas. Si bien el R410A es un refrigerante que no daña la capa de ozono, sí que contribuye al calentamiento global y tiene un potencial de calentamiento global (PCA) elevado, de 1924 (AR5) [1].

En Europa, el nuevo reglamento F-gas (EU) 2024/573 afecta a distintos tipos de productos y equipos que utilizan gases de efecto invernadero. El F-gas limita el refrigerante a utilizar en distintos tipos de equipos en función del PCA del gas fluorado que contenga. En el caso concreto de bombas de calor, se prohibirá, a partir de enero de 2027, la introducción en el mercado de bombas de calor con una capacidad nominal de hasta 12 kW que contengan gases fluorados de efecto invernadero con un PCA igual o superior a 150, excepto si son necesarios para cumplir requisitos de seguridad, en cuyo caso el límite será de 750.

La industria de la refrigeración ha investigado y desarrollado alternativas al R410A [2, 3]. Principalmente, se ha trabajado en dos grupos diferentes de refrigerantes. Por un lado, refrigerantes naturales como el propano (PCA < 1) o el CO<sub>2</sub> (PCA = 1). Otro grupo incluye mezclas de HFO /HFC (hidrofluoroolefinas / hidrofluorocarbonos) con PCA en el rango 300-700 (como R452B, R454B o R466A) e incluso inferiores a 150 (como el R455A o el R454C) que encajarían con los nuevos requisitos del reglamento F-gas. Este conjunto de refrigerantes presentan propiedades termodinámicas similares a las del R410A y se están considerando como posibles sustitutos del R410A en equipos nuevos o existentes.

En este trabajo se presenta un estudio experimental de una bomba de calor líquido-agua con los refrigerantes R410A y R455A. En el trabajo se presentan y comparan, para ambos refrigerantes, resultados experimentales de presiones de trabajo, potencias caloríficas y de compresión, COPs y temperatura de descarga.

## 2. REFRIGERANTES ANALIZADOS

En la Tabla 1 se indica la composición y las propiedades principales de los refrigerantes R410A y R455A. Los dos refrigerantes son mezclas de R32 con otros refrigerantes y con un PAO nulo. El bajo valor del PCA del R455A se logra mediante la inclusión de R1234yf, que tiene un PCA de 4, pero que, como consecuencia provoca que la mezcla sea ligeramente inflamable. El refrigerante R455A tiene una temperatura crítica ligeramente más alta que el R410A y una entalpía de vaporización más baja (por kg de refrigerante). Sin embargo al ser la masa molecular del R455A superior a la del R410A, la entalpía molar de vaporación es superior para el R455A. Por último, nótese que así como el deslizamiento del R410A es despreciable, para el caso del R455A es bastante elevado.

Tabla 1. Composición y propiedades del R410A y R455A.

Propiedad	R410A	R455A
Composición (% masa)	R32/R125 (50%/50%)	R1234yf/R32/R744 (75,5%/21,5%/3%)
Masa molecular (kg/kmol)	72,6	87,5
Temperatura de rocío a 1 atm (°C)	-51,4	-39,2
Temperatura crítica (°C)	71,3	85,6
Entalpía de vaporación a 1 atm (kJ/kg)	273,0	239,5
Entalpía de vaporación a 1 atm (kJ/kmol)	19813	20501
Densidad de líquido a 25 °C (kg/m <sup>3</sup> )	1059	1033
Deslizamiento a 1 atm (K)	0,1	12,8
Potencial de agotamiento del ozono (PAO)	0	0
Potencial d calentamiento atmosférico (PCA) (AR5)	1924	146
Clasificación de seguridad ASHRAE 34	A1	A2L

## 3. EQUIPO EXPERIMENTAL

En la figura se incluye una representación esquemática del equipo utilizado, que se corresponde con una bomba de calor líquido-agua. Los componentes principales de la bomba de calor son un compresor del tipo scroll de velocidad variable, una válvula de expansión electrónica y tres intercambiadores de placas para el condensador, evaporador y desrecalentador. El desrecalentador es un intercambiador de calor situado entre el compresor y el condensador, que permite producir agua caliente sanitaria (ACS) al mismo tiempo que el condensador se destina a la calefacción de recintos. En este trabajo, sin embargo, el desrecalentador no fue utilizado y se desvió el refrigerante directamente hacia el condensador mediante el juego de válvulas representado en la figura.

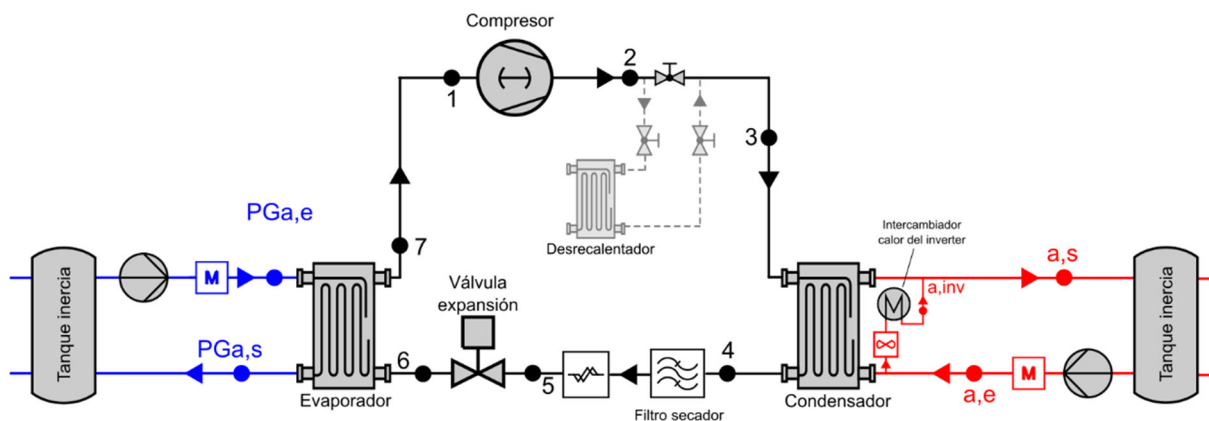


Figura 1. Representación esquemática de la bomba de calor.

El inverter del compresor tiene un pequeño intercambiador de calor para refrigerarlo. Del caudal de agua que entra a la bomba de calor a la temperatura  $T_{a,e}$  una pequeña cantidad circula por el intercambiador de calor del inverter y se mezcla con el caudal restante que ha pasado por el condensador. La temperatura del agua a la salida del intercambiador del inverter y a la salida la bomba de calor son  $T_{a,inv}$  y  $T_{a,s}$ , respectivamente. En el evaporador se utiliza como fluido secundario una mezcla de propilenglicol-agua (PGa) con una concentración del 24% en masa de propilenglicol.

La instalación experimental ha sido equipada con un sistema de supervisión, control y adquisición de datos basado en un PC y un controlador programable. En la Tabla 1 se indican el tipo y precisión de los sensores utilizados.

Tabla 2. Tipo y precisión de los sensores utilizados.

Variable	Instrumentación	Precisión
Caudal volumétrico de agua y de PGa	Caudalímetro electromagnético	$\pm 0,2\%$ lectura
Caudal volumétrico de agua (Int. Inverter)	Caudalímetro de paletas	$\pm(0,1 \text{ L/min} + 2,5\% \text{ lectura})$
Temperaturas de agua y de PGa	PT 100 Clase B 1/10	$\pm 0,06 \text{ K}$
Caída de presión lado agua y PGa	Sensor de presión diferencial	$\pm 0,1\%$ lectura
Temperaturas de refrigerante	PT 100 Clase A	$\pm 0,4 \text{ K}$
Presión refrigerante (2-5) (relativa)	Transmisor de presión	$\pm 0,04 \text{ bar}$
Presión refrigerante (1, 6 y 7) (relativa)	Transmisor de presión	$\pm 0,02 \text{ bar}$
Caudal de refrigerante	Caudalímetro tipo Coriolis	$\pm 0,2\%$ lectura
Densidad de refrigerante	Caudalímetro tipo Coriolis	$\pm 5 \text{ kg/m}^3$
Presión atmosférica	Barómetro digital	$\pm 0,003 \text{ bar}$
Potencia eléctrica compresor	Vatímetro digital	$\pm 0,2\%$ lectura
Potencia eléctrica ventilador	Vatímetro digital	$\pm 0,5\%$ lectura

### 3. CONDICIONES DE ENSAYO

La comparación entre los dos refrigerantes se realizó para las siguientes condiciones de ensayo: temperaturas de entrada / salida del PGa al evaporador de  $0/-3^\circ\text{C}$ , temperaturas de entrada / salida del agua al condensador de  $30/35^\circ\text{C}$ , grado de recalentamiento a la salida del evaporador de  $10 \text{ K}$ . Se realizaron ensayos a distintas velocidades del compresor, comprendidas entre la mínima y máxima posible en las condiciones de temperatura de trabajo indicadas. La carga de refrigerante para ambos refrigerantes fue la mínima que permitió regular un grado de recalentamiento de  $10 \text{ K}$  con el compresor funcionando a máxima velocidad.

### 4. CÁLCULOS Y RESULTADOS

#### 4.1. Cálculos

La potencia calorífica que proporciona la bomba de calor se puede determinar mediante un balance de energía, a partir de los valores medidos de caudal y temperaturas de entrada y salida del agua a la bomba de calor:

$$\dot{Q}_a = \dot{V}_a \rho_a c_{p,a} (T_{a_s} - T_{a_e}) \quad (1)$$

El valor anterior se ha corregido para tener en cuenta la aportación debido a la bomba del circuito interior, tal y como se indica en la norma EN 14511-3 [4]:

$$\dot{Q}_{BC} = \dot{Q}_a + \dot{W}_{b,a} (1 - \eta_{b,a}) \quad (2)$$

donde  $\dot{W}_{b,a}$  y  $\eta_{b,a}$  son la potencia absorbida por la bomba de agua y su eficiencia, respectivamente. Estos valores se estiman a partir del valor de la potencia hidráulica del lado agua ( $\dot{W}_{b,h,a}$ ), según las expresiones indicadas en la norma EN 14511-3 [4]:

$$\dot{W}_{b,a} = \dot{W}_{b,h,a} / \eta_{b,a} \quad (3)$$

$$\eta_{b,a} = \frac{0,35844 \dot{W}_{b,h,a}}{1,7 \dot{W}_{b,h,a} + 17(1 - e^{-0,3 \dot{W}_{b,h,a}})} \times \frac{0,49}{0,23} \quad (4)$$

La potencia hidráulica se determina a partir de las medidas del caudal de agua ( $\dot{V}_a$ ) y de la caída de presión estática entre la sección de entrada y salida a la bomba de calor ( $\Delta P_a$ ).

$$\dot{W}_{b,h,a} = \dot{V}_a \Delta P_a \quad (5)$$

El COP de la bomba de calor se determina a partir de la potencia calorífica suministrada ( $\dot{Q}_{BC}$ ) y la potencia efectiva absorbida por la bomba de calor ( $\dot{W}_{BC}$ ).

$$COP_d = \dot{Q}_{BC} / \dot{W}_{BC} \quad (6)$$

La potencia total absorbida incluye la potencia necesaria para activar el compresor ( $\dot{W}_{comp}$ ), las potencias necesarias de las bombas de circulación en el circuito de agua y PGa para vencer las pérdidas de carga internas de la bomba de calor ( $\dot{W}_{b,g}$  y  $\dot{W}_{b,PGa}$ ), y cualquier otra potencia absorbida adicional ( $\dot{W}_{ad}$ ) por la bomba de calor durante su funcionamiento (control de válvulas, electrónica de la bomba de calor...). La potencia del compresor ( $\dot{W}_{comp}$ ) y la adicional ( $\dot{W}_{ad}$ ) se miden directamente, la de la bomba de agua ( $\dot{W}_{b,a}$ ) se estima en base a las ecuaciones expuestas anteriormente y la de la bomba de PGa ( $\dot{W}_{b,PGa}$ ) mediante ecuaciones análogas.

$$\dot{W}_{BC} = \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{b,a} + \dot{W}_{b,PGa} + \dot{W}_{ad} \quad (7)$$

## 4.2. Resultados

En la figura 2 se representan los resultados de la presión de aspiración ( $P_1$ ) y de descarga ( $P_2$ ) con los dos refrigerantes para distintas velocidades del compresor. La presión de aspiración se mantiene relativamente constante al variar el régimen de giro del compresor, mientras que la presión de descarga aumenta a medida que lo hace la velocidad de giro del compresor. En la figura también se aprecia que tanto las presiones de aspiración como la de descarga son inferiores con el refrigerante alternativo R455A que con R410A.

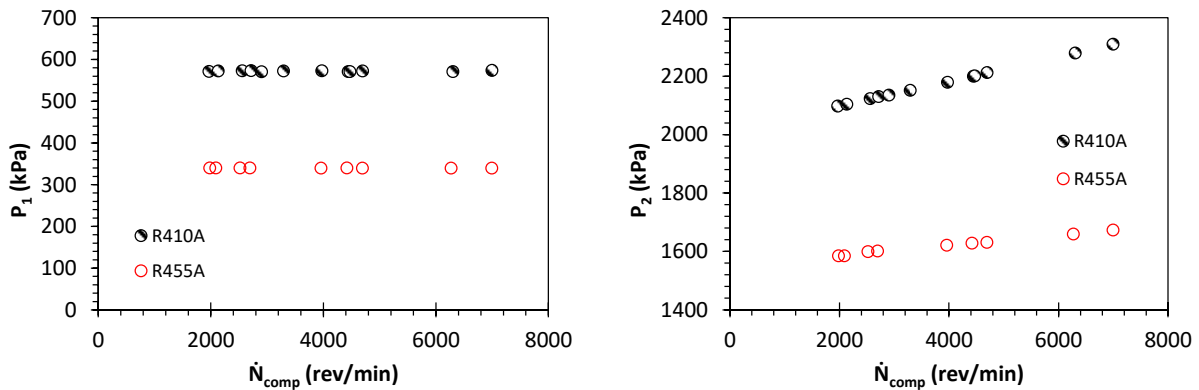


Figura 2. Presión de aspiración y de descarga con los refrigerantes R410A y R455A, para distintas revoluciones del compresor.

En la figura 3 se representan los valores de la relación de presiones ( $PR = P_2/P_1$ ) y de la temperatura de descarga del compresor. La relación de presiones es siempre superior con R455A, mientras que la temperatura de descarga es similar para ambos refrigerantes, habiéndose obtenido diferencias máximas de 4 K a velocidades bajas del compresor.

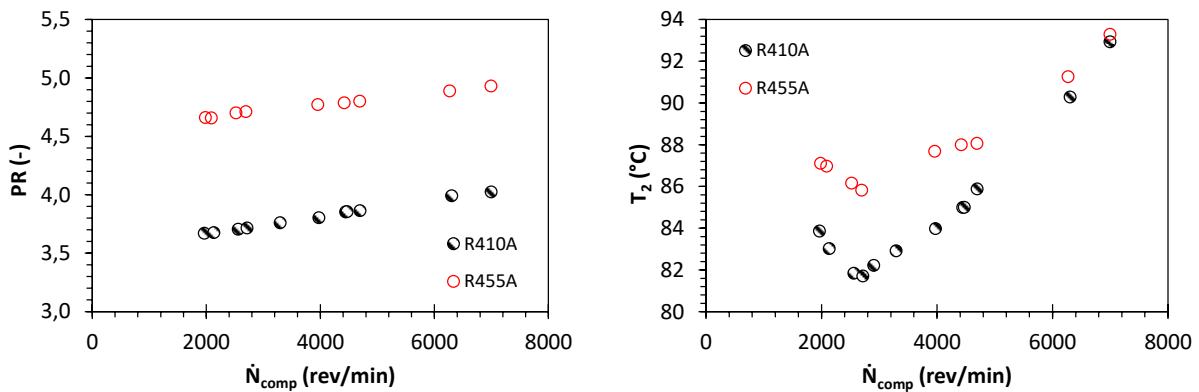


Figura 3. Relación de presiones y temperatura de descarga con los refrigerantes R410A y R455A, para distintas revoluciones del compresor.

Los resultados de potencia calorífica suministrada y de la potencia eléctrica absorbida se representan en la figura 4. Como es previsible, ambas potencias aumentan con la velocidad del compresor y además lo hacen de forma prácticamente proporcional. Ambas potencias son siempre menores con el refrigerante alternativo que con el R410A. Para una velocidad determinada del compresor, el sistema con R455A proporciona una potencia calorífica alrededor de un 36% inferior que con R410A, consumiendo una potencia eléctrica que es un 25% inferior, aproximadamente.

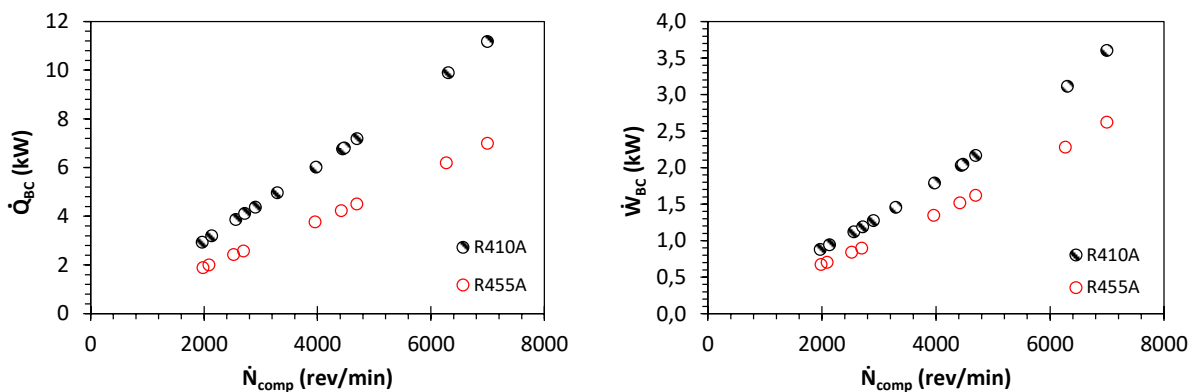


Figura 4. Potencia calorífica y potencia total absorbida con los refrigerantes R410A y R455A, para distintas revoluciones del compresor.

En la figura 5 (izquierda) se representa el COP obtenido con ambos refrigerantes en función de la velocidad de giro del compresor. El COP es inferior con R455A que con R410A. Con ambos refrigerantes se observa que el COP aumenta a medida que disminuye la velocidad del compresor, con un máximo para una velocidad de 2700 rev/min; si se sigue reduciendo la velocidad del compresor, el COP empieza de nuevo a disminuir. En la figura 5 (derecha) se representa el COP en función de la potencia calorífica para el conjunto de ensayos realizados. Nuevamente se observa la superioridad del R410A respecto al R455A ya que, a igualdad de potencia calorífica, el R410A tiene un COP considerablemente superior.

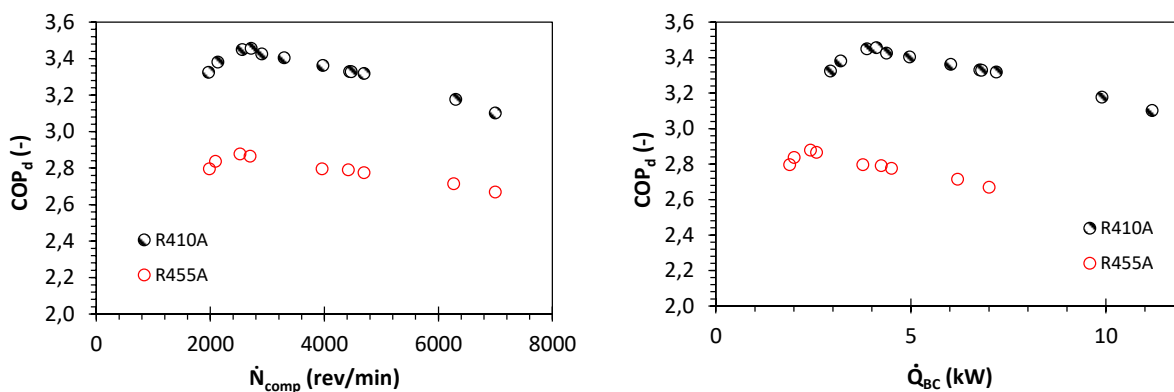


Figura 5. COP en función de la velocidad del compresor (izquierda) y en función de la potencia calorífica (derecha) con los refrigerantes R410A y R455A.

## 5. CONCLUSIONES

En este trabajo se ha comparado, en base a resultados experimentales, el funcionamiento de una bomba de calor glicol-agua con los refrigerantes R410A y R455A. La evaluación se realizó a distintas velocidades del compresor, con unos valores de temperatura de entrada/salida del agua al condensador de 30/35°C, temperaturas de entrada/salida del PGA al evaporador de 0/-3°C y con un grado de recalentamiento de 10 K. Las conclusiones principales son las siguientes:

- Para la misma velocidad del compresor, la sustitución de R410A por R455A dio lugar a una disminución de la potencia calorífica, de compresión y COP del 36-37%, 24-27% y 14-17%, respectivamente. La temperatura de descarga con R455A fue similar a la del R410A, con diferencias no superiores a 4 K.

- Al aumentar la velocidad de giro del compresor aumentan la potencia calorífica y la potencia de compresión. En cuanto al COP, se observa que aumenta al reducir la velocidad del compresor, presentado un máximo a una velocidad de 2700 rev/min, aproximadamente; por debajo de esta velocidad se observa una disminución del COP.

## AGRADECIMIENTOS

Este trabajo es parte del proyecto TED2021-129982B-I00 financiado por MCIN/AEI/10.13039/501100011033 y por la Unión Europea “NextGenerationEU”/PRTR.

## REFERENCIAS

- [1] Myhre G, Shindell D, Bréon F-M, Collins W, Fuglestedt J, Huang J, Koch D, Lamarque J-F, Lee D, Mendoza B, Nakajima T, Robock A, Stephens G, Takemura T, Zhang H. Anthropogenic and natural radiative forcing; en: Stocker TF, Qin D, Plattner G-K, Tignor M, Allen SK, Boschung J, Nauels A, Xia Y, Bex V, Midgley P.M. (editores): Climate change 2013: the physical science basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, 2013.
- [2] Kujak S, Schultz K. Insights into the next generation HVAC&R refrigerant future, Science and Technology for the Built Environment, 2016, 22: 1226-1237.
- [3] Heredia-Aricapa Y, Belman-Flores J, Mota-Babiloni A, Serrano-Arellano J, García-Pabón J. Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A, International Journal of Refrigeration, 2020, 111: 113-123.
- [4] CEN, Standard EN 14511-3: 2022. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps for space heating and cooling and process chillers, with electrically driven compressors. Part 3: Test methods. Brussels, Belgium, 2018.