

COMPARATIVA ENTRE EL CICLO DE COMPRESION DE VAPOR SIMPLE Y CON ECONOMIZADOR EN EL RENDIMIENTO ESTACIONAL DE UNA BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA

Ignacio Ortega, Jaime Sieres*, Fernando Cerdeira y José M. Santos

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: *Este artículo estudia una bomba de calor aire-agua que funciona siguiendo un ciclo de compresión de vapor e incluye un depósito de refrigerante que permite compensar los desbalances de carga de refrigerante derivados de la diferencia de volúmenes internos de los distintos componentes según su modo de funcionamiento. Estas variaciones en la distribución de la carga, así como las variaciones climáticas a las que están expuestas este tipo de máquinas, hacen que la utilización de un sistema con economizador en la que se realiza una inyección de vapor a una presión intermedia sea una alternativa real para la mejora de su rendimiento.*

Se realiza por tanto una valoración del efecto que tiene la inyección intermedia de vapor en ensayos normalizados en modo invierno sobre una bomba de calor con R410A como refrigerante, compresor de velocidad variable y válvulas de expansión electrónicas. El uso de un depósito de refrigerante permite obtener un ciclo con dos expansiones, regulando así la presión intermedia a la que se realiza la inyección. Los resultados muestran que el sistema con economizador proporciona potencias caloríficas hasta un 13% superiores con un rendimiento estacional (SCOP) ligeramente superior que el sistema de compresión de vapor simple.

Palabras clave: bomba de calor, R410A, economizador, inyección de vapor, SCOP.

1. INTRODUCCIÓN

Las bombas de calor aerotérmicas se utilizan ampliamente en edificios residenciales para satisfacer las necesidades de refrigeración, calefacción y agua caliente sanitaria. Sin embargo, su rendimiento disminuye en climas fríos, ya que a medida que desciende la temperatura ambiente, disminuye la potencia calorífica que pueden suministrar y aumenta la temperatura de descarga del compresor [1]. Para mejorar su rendimiento en condiciones de baja temperatura exterior, se han sugerido varias modificaciones del ciclo básico de compresión simple [1]. Una de estas modificaciones es la adopción de un ciclo mejorado, que consiste en un sistema con economizador en el que se realiza un enfriamiento intermedio de los vapores del compresor mediante la inyección de vapor. Con esta modificación, el vapor se inyecta en una etapa intermedia del proceso de compresión [2]. En comparación con los sistemas de compresión simple, la característica distintiva del sistema con economizador es que su eficiencia no está determinada únicamente por las temperaturas de la fuente y del sumidero de calor, sino también por la forma en que se implementa la inyección de vapor [3].

Este artículo se centra en una bomba de calor aire-agua que utiliza refrigerante R410A y que funciona siguiendo un ciclo con economizador que utiliza un depósito separador desde el que se realiza una inyección de vapor al compresor. En el trabajo se analizan los resultados de una campaña de ensayos destinada a obtener el rendimiento estacional (SCOP) de la bomba de calor. A continuación, se repite la campaña de ensayos desactivando la inyección de vapor intermedia para poder comparar el ciclo con inyección de vapor con uno de compresión simple que no dispusiese de este tipo de tecnología.

2. DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO EXPERIMENTAL

El componente principal a estudiar es una bomba de calor aire-agua, que puede funcionar en los modos de calefacción o refrigeración. El refrigerante utilizado es R410A.

La figura 1 muestra un esquema de la bomba de calor analizada en este trabajo. La bomba de calor tiene un compresor tipo scroll de velocidad variable con inyección de vapor. El intercambiador de calor interior (utilizado para la producción de agua caliente) es de placas soldadas. El intercambiador exterior es una batería de tubos aleteados. La válvula de 4 vías permite que el equipo funcione en modo calefacción, produciendo agua caliente en el intercambiador de calor interior, o como máquina frigorífica. En la figura 1 se muestra la situación en la que el equipo funciona en modo bomba de calor. La bomba de calor funciona siguiendo un ciclo con economizador, utilizando un compresor de inyección de vapor. El líquido que sale del condensador (intercambiador interior) se expande a una presión intermedia en la válvula de expansión VExp-2 y se dirige al depósito separador. Una fracción del refrigerante expandido se vaporiza y se inyecta en el puerto de inyección de vapor del compresor. La mayor parte del caudal de refrigerante que sale del depósito separador está en fase líquida y fluye a una segunda válvula de expansión, VExp-1, donde se expande hasta la presión de evaporación. En el caso de que la válvula solenoide V.S. esté desactivada, no hay inyección de vapor y el caudal y condiciones del refrigerante a la entrada y salida del depósito coinciden.

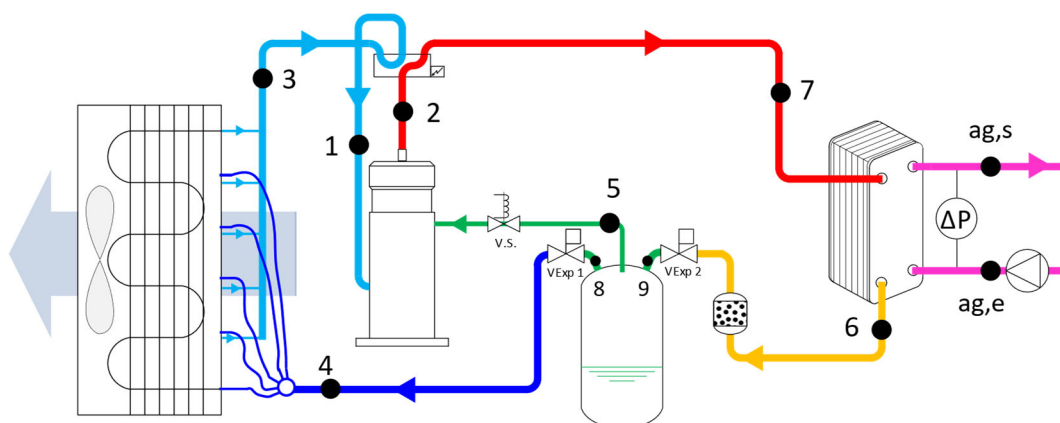


Figura 1. Representación esquemática de la bomba de calor en modo calefacción. (Los números están relacionados con los estados del refrigerante a la entrada/salida de cada componente).

La bomba de calor se ensaya en el interior de una cámara climática en la que es posible controlar la temperatura y humedad. En el interior del cámara se utiliza una matriz de muestreo de aire que consta de 12 sensores de temperatura y humedad relativa para medir la temperatura de bulbo seco y húmedo. La instalación experimental ha sido equipada con un sistema de supervisión, control y adquisición de datos (SCADA) basado

en un PC y un controlador programable. En la Tabla 1 se indican el tipo y precisión de los sensores utilizados.

Tabla 1. Tipo y precisión de los sensores utilizados.

Variable	Instrumentación	Precisión
Caudal volumétrico de agua	Caudalímetro electromagnético	±0.2% lectura
Temperaturas de agua	PT 100 Clase B 1/10	±0.1 K
Caída de presión lado agua	Sensor de presión diferencial	±0.1% lectura
Temperaturas de refrigerante	Sensores digitales	±0.5 K
Presión refrigerante 1 (relativa)	Transmisor de presión	±1.2 % FS (-1 a 12.8 bar)
Presión refrigerante 2-7 (relativa)	Transmisor de presión	±1.2 % FS (-1 a 45 bar)
Presión atmosférica	Barómetro digital	±0.003 bar
Temperatura bulbo seco	Sensores digitales	±0.1 K
Potencia eléctrica compresor	Vatímetro digital	±0.2% lectura
Potencia eléctrica ventilador	Vatímetro digital	±0.5% lectura

3. CONDICIONES DE ENSAYO

Con el fin de poder determinar el rendimiento estacional de la bomba de calor se han realizado un conjunto de ensayos siguiendo la metodología de la norma EN 14825 [4] para bombas de calor aire-agua en modo calefacción y aplicación de baja temperatura. Los ensayos se realizaron para las condiciones de carga parcial correspondientes a la estación de referencia ‘W’ (más cálida), característica de la ciudad de Atenas.

En la Tabla 2 se indican las condiciones de ensayo a carga parcial para las condiciones indicadas. Según la norma EN 14825 [4] la temperatura de diseño de referencia para calefacción es igual a $T_{dis} = 2 \text{ °C}$ y la temperatura límite es de $T_{lim} = 16 \text{ °C}$. En este trabajo se ha considerado una temperatura bivalente (T_{biv}) y mínima de operación (TOL) de valores iguales a la temperatura de diseño para la estación ‘W’ (i. e. 2 °C). Por este motivo, no es necesario considerar las condiciones de ensayo E y F de la norma EN 14825 [4], ya que coinciden con la condición B indicada en la Tabla 2.

En todas las condiciones se mantiene una variación de temperatura de 5 K en el circuito de agua del intercambiador interior. Además, los ensayos se realizaron controlando el grado de apertura de la válvula de expansión electrónica V.Exp-2 para conseguir una presión intermedia igual a la media geométrica entre la de descarga y aspiración, y regulando la válvula V.Exp-1 para obtener un grado de recalentamiento a la salida del evaporador de 5 K.

Tabla 2. Condiciones de ensayo a carga parcial para bombas de calor aire-agua en modo calefacción y aplicaciones de baja temperatura para la estación de calefacción de referencia ‘W’ = más cálida.

Condición	Factor de carga parcial (%)	Intercambiador exterior	Intercambiador interior
		Temperatura de bulbo seco (húmedo) (°C)	Temperatura entrada / salida (°C)
A	n/a	-7 (-8)	n/a
B	100	2 (1)	30 / 35
C	64	7 (6)	26 / 31
D	29	12 (11)	21 / 26

Las condiciones indicadas en la Tabla 2 se utilizaron para ensayar el funcionamiento de la bomba de calor con y sin inyección de vapor. La válvula solenoide instalada en la toma de inyección de vapor del compresor se activa cuando se desea realizar la inyección de vapor. Si no se realiza inyección de vapor, el funcionamiento es equivalente al de un sistema de compresión simple.

4. CÁLCULOS

4.1. Potencia y COP declarados

La potencia efectiva absorbida por la bomba de calor (\dot{W}_{BC}) incluye la potencia absorbida por el compresor (\dot{W}_{comp}), la potencia del ventilador (\dot{W}_{vent}), la potencia necesaria de la bomba de circulación en el circuito de agua para vencer las pérdidas de carga internas de la bomba de calor ($\dot{W}_{b,ag}$), 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...).

$$\dot{W}_{BC} = \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{vent} + \dot{W}_{b,ag} + \dot{W}_{ad} \quad (1)$$

Las potencias del compresor y ventilador se miden directamente, mientras que la potencia adicional se ha despreciado ($\dot{W}_{ad} \approx 0$). La potencia absorbida por la bomba de agua se estima utilizando la siguiente ecuación, basada en la potencia hidráulica ($\dot{W}_{b,h,ag}$) y la eficiencia de la bomba ($\eta_{b,ag}$).

$$\dot{W}_{b,ag} = \dot{W}_{b,h,ag} / \eta_{b,ag} \quad (2)$$

La potencia hidráulica se calcula a partir del caudal de agua (\dot{V}_{ag}) y de la caída de presión estática entre la sección de entrada y salida a la bomba de calor (ΔP_{ag}).

$$\dot{W}_{b,h,ag} = \dot{V}_{ag} \Delta P_{ag} \quad (3)$$

La eficiencia de la bomba se estima aplicando la expresión indicada en la norma EN 14511:3 [5], válida para bombas que no son parte integral de la bomba de calor.

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

La potencia calorífica (\dot{Q}_{ag}) suministrada por la bomba de calor puede determinarse mediante las medidas del caudal volumétrico de agua y las temperaturas del agua a la entrada y salida de la bomba de calor.

$$\dot{Q}_{ag} = \dot{V}_{ag} \rho_{ag} c_{p,ag} (T_{ag_s} - T_{ag_e}) \quad (5)$$

Esta potencia debe ser corregida para tener en cuenta la aportación debido a la bomba del circuito interior:

$$\dot{Q}_{BC} = \dot{Q}_{ag} + \dot{W}_{b,ag} (1 - \eta_{b,ag}) \quad (6)$$

Por último, el COP declarado de la bomba de calor viene dado por:

$$COP_d = \dot{Q}_{BC} / \dot{W}_{BC} \quad (7)$$

Para los ensayos en los que se consigue una situación de funcionamiento en condiciones de régimen estable, el cálculo de las variables anteriores se basa en los valores medios registrados durante el periodo de recopilación de datos [5]. Sin embargo, en algunos ensayos no se consigue un funcionamiento en régimen estable debido a la realización de ciclos de desescarche. En estos casos, las potencias medias se determinan utilizando las potencias integradas y el tiempo transcurrido correspondiente al número total de ciclos realizados, tal y como se detalla en la norma EN 14511:3 [5].

4.2. COP estacional

A partir de los resultados obtenidos para las condiciones de ensayo indicadas en la Tabla 2 es posible determinar el SCOP de la bomba de calor para la estación de referencia considerada (W). Para una descripción detallada del método de cálculo del SCOP se remite al lector a la norma EN 14825 [4] o a trabajos previos realizados por los autores de este trabajo [6].

5. RESULTADOS

Antes de la determinación del rendimiento estacional, se realizaron un conjunto de ensayos para comparar el sistema con economizador con el sistema de compresión simple, mediante la activación o no de la válvula solenoide instalada en la toma de inyección de vapor del compresor.

En la figura 2 se representa, en un diagrama p-h, los ciclos de trabajo para el sistema con economizador y de compresión simple. Las condiciones de ensayo son con el compresor a máxima velocidad, temperaturas de retorno/impulsión en el intercambiador interior de 30/35 °C, y temperaturas seca y húmeda de 7 °C y 6 °C, respectivamente, en el intercambiador exterior.

En el ciclo con inyección de vapor, el caudal de refrigerante que circula por el condensador es superior al que circula por el evaporador. La fracción de caudal inyectado a la presión intermedia se puede determinar mediante un balance de energía en el depósito separador:

$$(1 + i) h_9 = h_8 + i h_5 \quad (8)$$

Para el caso en el que la válvula solenoide está desactivada, no hay inyección de vapor y, por tanto,

$$h_9 = h_8 \quad (9)$$

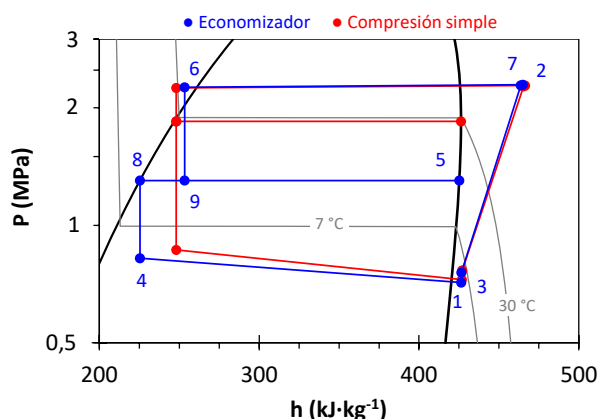


Figura 2. Ciclos de trabajo, sobre un diagrama P-h, para el sistema con economizador y de compresión simple. (Condiciones de ensayo: compresor a máxima velocidad, temperaturas en el intercambiador interior de 30/35 °C y temperaturas seca y húmeda de 7 °C y 6 °C, respectivamente, en el intercambiador exterior).

En la figura 2 se observa que, para ambos casos, las condiciones en el condensador (intercambiador interior) son similares, a excepción de que en el sistema con economizador (con inyección de vapor) el grado de subenfriamiento a la salida del condensador fue considerablemente inferior. Las condiciones de aspiración y descarga son similares en los dos casos, por lo que cabe esperar que el caudal aspirado por el compresor y que, por tanto, circula por el evaporador, sea similar. Puesto que en el ciclo con inyección de vapor se trabaja con mayores caudales en el condensador y en la segunda etapa de compresión, cabe esperar una mayor potencia calorífica y de compresión para el sistema con economizador. En la Tabla 3 se comparan los resultados de algunas variables y parámetros de ambos casos. El caso del sistema con economizador proporciona una mayor potencia calorífica a expensas de un mayor consumo del compresor, obteniéndose un COP superior.

Tabla 3. Resultados para la bomba de calor con sistema economizador o como sistema de compresión simple.

Sistema	P_1 (kPa)	P_2 (kPa)	P_5 (kPa)	T_2 (°C)	\dot{Q}_{BC} (kW)	\dot{W}_{comp} (kW)	\dot{W}_{vent} (W)	COP_d (-)
Economizador	757	1303	2282	64,8	11,38	2,66	195	3,92
Compresión simple	766	1847	2268	66,0	10,10	2,39	191	3,85

En la figura 3 se muestran los resultados de la evaluación del SCOP de la bomba de calor funcionando como un sistema con economizador o como un sistema de compresión simple. En la figura se representa la carga de calefacción (\dot{Q}_{ed}) y la potencia calorífica (\dot{Q}_{BC}) de la bomba de calor en función de la temperatura exterior (T_j). También se representa el COP correspondiente al periodo de temperatura exterior (COP_{bin}). Los valores de potencia y COP correspondientes a los puntos B, C y D se corresponden con los valores experimentales en las condiciones de ensayo recogidas en la tabla 2. Para otras condiciones los valores de la potencia calorífica (\dot{Q}_{BC}) y del COP_{bin} se obtienen por interpolación o extrapolación. En el punto B, el compresor de la bomba de calor funciona a su velocidad máxima, en el punto D a su velocidad mínima y en el punto C a una velocidad intermedia.

Tal y como puede verse en los resultados de la figura 3, para temperaturas exteriores inferiores a 2 °C (punto B) el compresor de la bomba de calor funcionaría a velocidad máxima y la bomba de calor no sería capaz de suministrar la potencia necesaria para satisfacer la carga de calefacción, por lo que sería necesario un sistema de apoyo. Para temperaturas superiores a 12 °C (punto D) la bomba de calor estaría funcionando a velocidad mínima y la potencia que suministraría sería superior a la demandada, por lo que tendría que funcionar en modo arranque/parada. Para temperaturas exteriores comprendidas entre 2 °C y 12 °C la velocidad del compresor se ajustaría para que la potencia suministrada por la bomba de calor coincidiese con la demandada. Comparando los resultados del sistema con economizador y de compresión simple, se observa que para el

primero las potencias y COP obtenidos son superiores que para el segundo.

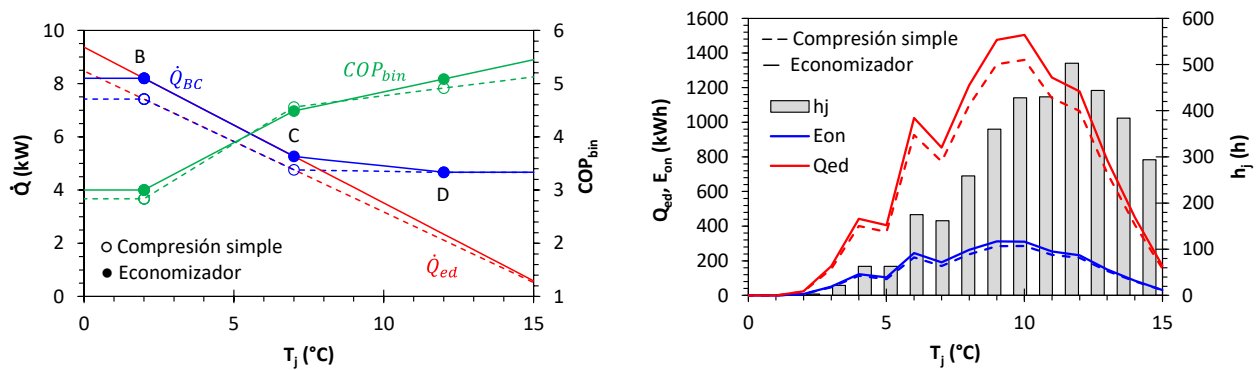


Figura 3. Comparativa entre el sistema con economizador y de compresión simple. Carga de calefacción, potencia calorífica de la bomba de calor y COP para cada periodo de temperatura (izquierda). Número de horas, demanda de calefacción y consumo eléctrico para cada periodo de temperatura (derecha).

En la figura 3 también se representan el número de horas (h_j), la demanda de calefacción (Q_b) y el consumo eléctrico (E_{on}) para cada periodo de temperatura en los dos sistemas considerados. Se aprecia que el consumo de energía es ligeramente inferior en el sistema de compresión simple (líneas a trazos) y que el sistema con economizador sería capaz de satisfacer una demanda considerablemente superior (líneas sólidas). Realizados los cálculos según la norma EN-14825 [4] se obtiene que el SCOP en modo activo para el sistema con economizador y de compresión simple es de 4,64 y 4,58, respectivamente.

6. CONCLUSIONES

En este trabajo se realiza una evaluación experimental de una bomba de calor aire-agua con economizador, que incorpora un compresor de velocidad variable con una toma de inyección de vapor. El vapor inyectado se obtiene mediante expansión en un depósito separador. Una válvula solenoide permite anular la inyección de vapor lo que haría que el sistema se comportase como uno de compresión simple. Los resultados experimentales muestran que el sistema con economizador proporciona potencias caloríficas hasta un 13% superiores con un COP estacional ligeramente superior que el sistema de compresión de vapor simple.

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] Bertsch SS, Groll EA. Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates, *International Journal of Refrigeration*, 2008, 31(7): 1282–1292.
- [2] Shuxue X, Guoyuan M, Qi L, Zhongliang L. Experiment study of an enhanced vapor injection refrigeration/heat pump system using R32, *International Journal of Thermal Science*, 2013, 68: 103-109.
- [3] Redón, A, Navarro-Peris E, Pitarch M, González-Macia J, Corberán JM. Analysis and optimization of subcritical two-stage vapor injection heat pump systems, *Applied Energy*, 2014, 124: 231-240.
- [4] CEN, Standard EN 14825: 2018. Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling - Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance. Brussels, Belgium, 2018.
- [5] CEN, Standard EN 14511-3: 2018. 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.
- [6] Sieres J, Ortega I, Cerdeira F, Álvarez E, Santos JM. Seasonal Efficiency of a Brine-to-Water Heat Pump with Different Control Options according to Ecodesign Standards, *Clean Technologies*, 2022, 4(2): 542-554.