Rendimiento de bombas de calor con ciclo de compresión de simple etapa y ciclo de compresión de doble etapa con inyección de vapor para producción de agua caliente sanitaria

Fernando M. Tello-Oquendo¹, Bryan A. López-Romero², Daniela C. Váscquez-Núñez¹, y Gloria E. Miño-Cascante³

(1) Grupo de Investigación y Desarrollo en Nanotecnología, Materiales y Manufactura (GIDENM), Carrera de Ingeniería Automotriz, Facultad de Mecánica, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Panamericana Sur km 1 ½, Riobamba, Ecuador. (correo-e: fernando.tello@esPOCH.edu.ec; daniela.vasquez@esPOCH.edu.ec)

(2) Investigador Independiente, Cooperativa Jardín del Valle, Mz. B, N° 28, Riobamba-Ecuador
(correo-e: bryanromero_@hotmail.com)

(3) Grupo de Investigación en Seguridad, Ambiente e Ingeniería (GISAI), Carrera de Ingeniería Industrial, Facultad de Mecánica, Escuela Superior Politécnica de Chimborazo (ESPOCH), Panamericana Sur km 1 ½, Riobamba, Ecuador.
(correo-e: gmino@esPOCH.edu.ec)

Recibido Jun. 25, 2021; Aceptado Ago. 28, 2021; Versión final Oct. 27, 2021, Publicado Feb. 2022

Resumen

El objetivo de esta investigación es comparar el rendimiento de una bomba de calor con ciclo de compresión simple etapa con una de doble etapa con inyección de vapor para la producción de agua caliente sanitaria (ACS). La comparación se realiza en términos de la capacidad calorífica y el COP (Coefficient of Performance, en inglés). Las simulaciones del funcionamiento se realizan para varias temperaturas de salida del agua con varios refrigerantes. Los resultados muestran que la bomba de calor doble etapa presenta mayores COPs para bajas temperaturas de evaporación y altas temperaturas de salida de agua. Con el refrigerante R-407C, el COP de la bomba de calor doble etapa es mayor en 17.57% y 8.82% para temperaturas de salida de agua de 40°C y 65°C, respectivamente, evaporando a 0°C. Se concluye que para aplicaciones de ACS, el subenfriamiento es un factor importante para la optimización del funcionamiento de las bombas de calor. Para calentar agua de 15°C a 65°C, evaporando a 0°C y utilizando refrigerante R-134a, el subenfriamiento óptimo es de 42 K, y la bomba de calor doble etapa presenta un COP 25.13% mayor que cuando se trabaja con 0 K de subenfriamiento.

Palabras clave: bomba de calor; compresión simple etapa; doble etapa; inyección de vapor; rendimiento; ACS

Performance of heat pumps with a single-stage compression cycle and a two-stage compression cycle with vapor-injection for domestic hot water production

Abstract

The aim of this research is to compare the performance of a single-stage compression cycle heat pump to a two-stage compression cycle heat pump with vapor-injection when producing domestic hot water (DHW). Comparisons assessed heating capacity and the COP (Coefficient of Performance). Simulations are conducted by using different outlet water temperatures and refrigerants. The results show that the two-stage heat pump has the highest COPs for low evaporation temperatures and high-water outlet temperatures. When using the R-407C refrigerant, the COP of the two-stage heat pump is higher than that of the single-stage heat pump by 17.57% and 8.82% for water outlet temperatures of 40°C and 65°C respectively, evaporating at 0°C. It is concluded that for DHW production, subcooling is an important factor for heat-pump performance optimization. To heat water from 15°C to 65°C, evaporating at 0°C and using R-134a refrigerant, the optimal subcooling is 42 K, and the two-stage heat pump presents a COP 25.13% higher than when working with 0 K subcooling.

Keywords: heat pump; single-stage compression; two-stage; vapor injection; performance; DHW

INTRODUCCIÓN

El agua caliente sanitaria (ACS) es agua para consumo humano que ha sido previamente calentada hasta un determinado nivel térmico. Para producir ACS se dispone de varias tecnologías como las calderas de gas, calentadores solares, calentadores eléctricos, calentadores de biomasa y bombas de calor para ACS. En Ecuador, la norma NEC-11 (2011) establece las temperaturas del agua dependiendo el tipo de edificación y aparato sanitario; además, define la temperatura del agua en función del tipo de sistema de producción de ACS, por ejemplo, las instalaciones puntuales de servicio instantáneo deben calentar agua entre 35 y 45 °C, mientras que las instalaciones autónomas deben producir ACS a 60 °C. La norma EN 100030 (2017) establece que para sistemas centralizados con acumulación, la temperatura del agua debe ser en todo momento igual o superior a 60 °C. El sistema de calentamiento debe ser capaz de elevar la temperatura del agua hasta 70 °C o más en los depósitos acumuladores y hasta 60 °C o más en el punto más alejado de la red de distribución para su desinfección contra la bacteria legionella.

En Ecuador, la demanda energética en el sector residencial constituye el 13.2%. En dicho sector el consumo de GLP representa el 51.7% y la electricidad el 37% del consumo de energía (IIGE, 2018). Las principales tecnologías utilizadas para producción ACS son las calderas de gas (calefones), calderas y duchas eléctricas. Los calefones utilizan principalmente GLP para su funcionamiento. Esta realidad en el sector residencial ha generado un incremento de la emisión de CO₂ al ambiente, contribuyendo al calentamiento global y el cambio climático. La mejora de la eficiencia de los equipos y sistemas utilizados para la calefacción y la producción de ACS es uno de los desafíos más importantes en el sector residencial. El objetivo principal es reducir el consumo de combustibles fósiles y las emisiones de CO₂ en estas aplicaciones. En este contexto, la bomba de calor se considera una tecnología energéticamente eficiente para la calefacción y la producción de agua caliente sanitaria. Esta tecnología puede ser una alternativa a las calderas convencionales para la producción de calefacción y ACS, que utilizan combustibles fósiles.

La bomba de calor es una máquina térmica que utiliza un ciclo de compresión de vapor para transferir calor desde una fuente de baja temperatura hasta sumidero de calor de más alta temperatura. Las fuentes térmicas que utiliza la bomba de calor puede ser el aire, el agua y el suelo. El sistema de la bomba de calor se compone principalmente de cuatro componentes básicos (ciclo simple etapa), compresor, condensador, evaporador y dispositivo de expansión, como se muestra en la Figura 1(a). La Figura 1(b) muestra el diagrama presión-entalpía de la bomba de calor con un ciclo de compresión de vapor simple etapa y se indican los cuatro procesos termodinámicos del ciclo (compresión, condensación, expansión y evaporación). Las bombas de calor simple etapa son las más usadas por su simplicidad y versatilidad en la producción de ACS. Se han realizado estudios sobre el rendimiento de las bombas de calor (COP) y el cálculo del rendimiento medio estacional (SPF) (Morrison et al., 2004; Correa y Cuevas, 2018; Kinab et al., 2010; Tammara et al., 2015). Otros estudios se enfocan en modificaciones del sistema para mejorar el rendimiento (Pitarch et al., 2017b). Se han establecido análisis del funcionamiento de bombas de calor con refrigerantes naturales (Jin et al., 2017; Pitarch et al., 2017a, 2017b); se han realizado estudios de optimización del subenfriamiento a la salida del condensador para mejorar el COP de la máquina (Hervas-Blasco et al., 2018; Pitarch et al., 2017) y otros autores analizaron el rendimiento de compresores de pistones y scroll en ciclos de bombas de calor (Arecibia y Tricio, 2014; Tello-Oquendo et al., 2020).

Fig. 1: a) Esquema del ciclo de compresión vapor simple etapa. b) Diagrama P-h del ciclo de compresión simple etapa.

METODOLOGÍA

Para estudiar el desempeño de la bomba de calor simple etapa y la bomba de calor doble etapa con inyección de vapor para producción de ACS se implementaron modelos termodinámicos para simular el funcionamiento del ciclo de compresión de vapor. Los modelos fueron implementados en el programa EES, las propiedades termodinámicas de los refrigerantes se obtuvieron de la base de datos de NIST a través del programa Refprop (Lemmon et al., 2010).

Bomba de calor simple etapa

El sistema de ecuaciones para la bomba de calor simple etapa tiene cinco parámetros, la temperatura de evaporación ($^{\circ}\text{C}$), la temperatura de condensación ($^{\circ}\text{C}$), el sobrecalentamiento a la salida del evaporador (K), el subenfriamiento a la salida del condensador (K) y la cilindrada del compresor (m^3). Las incógnitas del modelo son las propiedades termodinámicas (presión y entalpía) de los puntos del ciclo de la Figura 1. Los niveles de presión se calculan como las presiones de saturación de las temperaturas de rocío en el evaporador y condensador. Se asumen caídas de presión nulas en los intercambiadores de calor, un proceso de expansión isoentálpico en la válvula. El flujo másico de refrigerante se calcula con la ecuación (1), donde el número 1 se encuentra en la entrada del compresor, ρ representa la densidad en (kg/m^3), η_v representa la eficiencia volumétrica y $\dot{V}$ es el caudal volumétrico del compresor en (m^3/h). La eficiencia volumétrica del compresor se modela con una correlación lineal (ecuación (2)), en términos de la relación de presiones (P_r). La entalpía en la descarga del compresor (h_2) se calcula con la ecuación (3), utilizando la eficiencia isentrópica del compresor. Esta eficiencia se calcula mediante la ecuación (4) en función de la relación de presiones. Los coeficientes de las correlaciones de eficiencia del compresor (ecuaciones (2) y (4)) se ajustaron en base a los datos de catálogo de un compresor scroll de $14.27 \text{ m}^3/\text{h}$. La potencia eléctrica del compresor se calcula mediante la ecuación (5) en (kW). La potencia calorífica del condensador se calcula con la ecuación (6) en (kW) y el coeficiente de desempeño (COP) se calcula con la ecuación (7). La temperatura de descarga del compresor corresponde a la temperatura del punto 2 en la Figura 1.

$$\dot{m}_e = \rho_{(P_1, h_1)} \dot{V} \eta_v \quad (1)$$

$$\eta_v = A_1 * P_r + B_1 \quad (2)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_c} \quad (3)$$

$$\eta_c = A_2 \left[1 - \exp \left(- \frac{P_r - D_2}{B_2} \right) \right] - C_2 \ln(P_r + 1) \quad (4)$$

$$\dot{E} = \frac{\dot{m}_e (h_{2s} - h_1)}{\eta_c} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_e (h_2 - h_3) \quad (6)$$

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{E}} \quad (7)$$

Bomba de calor doble etapa con inyección de vapor

El ciclo de compresión de vapor doble etapa con inyección de vapor es más complejo porque incluye tres variables adicionales al sistema, el sobrecalentamiento en la inyección (SH_{inj}), la presión intermedia (P_{int}) y el flujo másico de refrigerante de inyección ($\dot{m}_{\text{inj}}$). El SH_{inj} se fija en el sistema a través de una válvula de expansión adicional (EV-1 en la Figura 2(a)), la P_{int} se fija con el tamaño del economizador y el $\dot{m}_{\text{inj}}$ se fija con el tamaño del compresor de la segunda etapa de compresión. Los parámetros del ciclo son los mismos que se definieron para el ciclo de compresión simple etapa. Adicionalmente, se debe satisfacer el balance energético en el mecanismo de inyección (economizador) expresado en la ecuación (8). El flujo másico de refrigerante a través del condensador se calcula con la ecuación (9) en (kg/s). La entalpía a la salida del compresor de la segunda etapa se calcula con la ecuación (10) en (kJ/kg). En este ciclo se tienen dos potencias eléctricas correspondientes a cada etapa de compresión. La entalpía del punto de mezcla 3 se calcula asumiendo una mezcla isobárica a la presión intermedia, expresada en la ecuación (11) (Tello-Oquendo et al., 2018). Se asumen procesos de expansión isoentálpicos en las válvulas. La potencia calorífica del condensador se calcula con la ecuación (12) en (kW) y el coeficiente de desempeño (COP) se calcula con la ecuación (13). La temperatura de descarga del compresor de la segunda etapa de compresión corresponde a la temperatura del punto 4D en la Figura 2(b).

$$\dot{m}_c h_5 = \dot{m}_e h_6 + \dot{m}_{inj} h_8 \quad (8)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m}_e + \dot{m}_{inj} \quad (9)$$

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_{c,H}} \quad (10)$$

$$\dot{m}_c h_3 = \dot{m}_e h_2 + \dot{m}_{inj} h_8 \quad (11)$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c (h_4 - h_5) \quad (12)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{E}_L + \dot{E}_H} \quad (13)$$

En el presente estudio, tanto para la bomba de calor simple etapa como para la bomba de calor doble etapa con inyección de vapor, la temperatura de condensación (T_c) y el subenfriamiento (SC) se determinan con el balance energético en el condensador. Estas variables están limitadas por el perfil de temperaturas en el condensador. Según Pitarch et al. (2017), el subenfriamiento óptimo se obtiene cuando el punto de aproximación de temperaturas (pinch) interno y externo en el condensador son 0, considerando un intercambiador de calor de área infinita. Este análisis permite considerar el salto térmico del fluido secundario ($\Delta T_w = T_{wout} - T_{win}$) que es el agua que se pretende calentar. En el caso de producción de ACS, el ΔT_w puede tener valores altos (30 a 50 °C) dependiendo de la temperatura de ingreso del agua al condensador, por tal motivo, el análisis del perfil de temperaturas es importante para trabajar con el subenfriamiento óptimo y la T_c más baja posible.

En los análisis se usaron ocho refrigerantes: R-134a, R-290, R-407C, R-32, R-152a, R-410A, R-161, y R-1234yf. En la actualidad, el refrigerante R-134a es el más usado en las bombas de calor, por lo tanto, se lo tomará como refrigerante nominal, de manera que los resultados que se obtengan con este refrigerante serán base para la comparación entre todos los refrigerantes. Los refrigerantes R-410A y R-407C son mezclas de los refrigerantes HFC, y en la actualidad reemplazaron al refrigerante R-22, porque éste es dañino para la capa de ozono y actualmente ya no puede ser comercializado (Razzaq et al., 2019). Pitarch et al. (2017a) usaron el propano (R-290) para obtener los resultados del estudio experimental. Además, Redón et al. (2014) menciona que los refrigerantes con menor temperatura de descarga ($T_{descarga}$) tienen mayor posibilidad de aumentar su COP, siendo el caso del R-32.

Rendimiento de las bombas de calor para varias temperaturas de salida de agua

Para estudiar el rendimiento de las bombas de calor considerando el salto térmico del fluido secundario, se realizaron simulaciones empleando los parámetros descritos en la Tabla 1. El parámetro DT_b en (K) indica la aproximación de temperatura a la salida del economizador ($T_6 - T_7$, ver Figura 2(a)).

Tabla 1: Parámetros de simulación de las bombas de calor considerando el salto térmico del fluido secundario

Datos	Valores
Refrigerantes	R-134a, R-290, R-407C, R-32, R-152a, R-410A, R-161, y R-1234yf
SH (K)	5
T_e (°C)	-15, -10, 0 y 10
T_{win} (°C)	15°
T_{wout} (°C)	40, 45, 50, 55, 60 y 65
Fluido secundario	Agua
$\dot{V}$ (m ³ /h)	14.27
SH_{inj} (K)	5
DT_b (K)	5

Para la bomba de calor con ciclo de compresión doble etapa con inyección de vapor, se debe definir la presión intermedia de trabajo. En el presente estudio, se considera que la bomba de calor trabaja con la presión intermedia óptima. Esta presión se calcula a partir de la correlación (14) propuesta por Tello-Oquendo et al. (2018), para la temperatura de rocío intermedia óptima. La correlación tiene tres términos lineales dependientes de la temperatura de condensación, temperatura de evaporación y el subenfriamiento. Tanto la temperatura de condensación como el subenfriamiento se obtienen del análisis de transferencia de calor del condensador, considerando el perfil de temperaturas en un condensador de área infinita. La presión intermedia óptima corresponde a la temperatura de saturación a la temperatura de $Tr_{i,opt}$.

$$Tr_{i,opt} = 0.5 T_c + 0.5 T_e - 0.621 SC \quad (14)$$

Rendimiento de las bombas de calor para una misma capacidad calorífica

La bomba de calor doble etapa con inyección de vapor tiene la particularidad de que el flujo másico de refrigerante del condensador es mayor que la de una bomba de calor simple etapa, puesto que es igual a la suma del flujo másico del evaporador y el flujo másico de inyección (ecuación (9)). En ese contexto, para establecer una comparación justa entre las dos bombas de calor, se debe calcular el tamaño de compresor de la primera etapa de compresión que permita obtener la misma capacidad calorífica en el condensador que la bomba de calor simple etapa, operando en un punto nominal de trabajo. Las condiciones del punto nominal de trabajo se describen en la Tabla 2. Se define la temperatura de ingreso de agua de 15°C, por ser la menor temperatura de agua de red en la ciudad de Riobamba. Se considera una diferencia de temperaturas en el evaporador de 15 K, por lo tanto, se trabaja con una temperatura de evaporación de 0°C. Se define una temperatura de salida del agua de 65°C, para prevenir la proliferación de legionella en el tanque de almacenamiento de ACS.

Tabla 2: Parámetros de simulación de las bombas de calor para una misma capacidad calorífica.

Datos	Valores
Refrigerantes	R-134a, R-290, R-407C, R-32, R-152a, R-410A, R-161, y R-1234yf
SH (K)	5
T _e (°C)	0
T _{W_{in}} (°C)	15
T _{W_{out}} (°C)	65
Fluido secundario	Agua

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Los modelos implementados de las bombas de calor se utilizaron para simular su funcionamiento en varias condiciones de operación, con varios refrigerantes. La comparación de las bombas de calor se realizó en términos del COP y capacidad calorífica. En las figuras que se presentan a continuación, se utilizaron líneas continuas para representar los parámetros de la bomba de calor doble etapa con inyección de vapor y líneas entrecortadas para representar los parámetros de la bomba de calor simple etapa.

Rendimiento para varias temperaturas de salida de agua (R-134a)

La Figura 3(a) muestra la comparación del COP de las bombas de calor para varias temperaturas de evaporación y de salida del agua. El COP de las dos bombas de calor decrecen cuando trabajan con bajas temperaturas de evaporación y con altas temperaturas de salida de agua, esto se debe a que el compresor trabaja con relaciones de presiones elevadas, incrementando la potencia eléctrica del compresor; sin embargo, se observa que la bomba de calor doble etapa presenta mejores COPs que la bomba de calor simple etapa en dichas condiciones. Por ejemplo, evaporando a -15 °C, para una temperatura de salida de agua de 65°C, la bomba de calor doble etapa presenta un COP 1.25% mayor, y a una temperatura de salida de 40°C, la bomba de calor doble etapa presenta un COP 2.51% mayor.

La Figura 3(b) muestra la comparación de la capacidad calorífica de las bombas de calor para varias temperaturas de evaporación y de salida del agua. La bomba de calor doble etapa presenta una capacidad calorífica mayor a la bomba de calor simple etapa y la diferencia es más notable para para bajas temperaturas de evaporación y altas temperaturas de salida de agua. Esto se debe a que el flujo másico de refrigerante a través del condensador es mayor en la bomba doble etapa, puesto que se añade el flujo másico de inyección. Evaporando a -15 °C, para una temperatura de salida de agua de 65°C, la bomba de calor doble etapa presenta una capacidad calorífica 22.21% mayor, y a una temperatura de salida de 40°C, la bomba de calor doble etapa presenta una capacidad calorífica 19.90% mayor.

En aplicaciones de ACS, el fluido secundario tiene un salto térmico elevado (de 25 a 50 K), consecuentemente, al optimizar la transferencia de calor en el condensador, considerando un intercambiador de calor de área infinita (puntos de aproximación de temperatura interna y externo igual a 0 K), se obtienen valores para el subenfriamiento óptimo y para la temperatura de condensación correspondiente, que se muestran en la Figura 4. Para las dos bombas de calor, los resultados de subenfriamiento y temperatura de condensación son los mismos, puesto que las temperaturas de ingreso de los fluidos primario y secundario en el condensador son iguales. La Figura 3(c) muestra una alta dependencia de la temperatura de condensación con la temperatura de salida del agua, la temperatura de condensación es mayor conforme mayor sea la temperatura de salida del agua. La Figura

3(d) muestra los valores de subenfriamiento óptimo, éstos varían de 20.96 K, para temperaturas de salida del agua de 40 °C a 40.19 K, para temperaturas de salida del agua de 65 °C, evaporando a -15 °C.

Fig. 3: Funcionamiento de las bombas de calor para varias temperaturas de salida de agua. a) Comparación del COP. b) Comparación de la capacidad calorífica. c) Temperatura de condensación. d) Subenfriamiento óptimo

Los resultados muestran que el subenfriamiento es un factor importante para optimizar el COP de las bombas de calor cuando se tienen saltos térmicos elevados del fluido secundario. Para evaluar la influencia del subenfriamiento, se realizaron simulaciones para varios valores de subenfriamiento en un punto nominal de operación en la bomba de calor doble etapa ($T_e=0$ °C, $T_{w,in}=15$ °C, $T_{w,out}=65$ °C, $SH=5$ K, $SH_{linj}=5$ K). La Figura 4(a) muestra la variación del COP con el subenfriamiento, se observa que existe un óptimo para $SC=42.00$ K. En este punto, el COP es 25.13% mayor que cuando se trabaja con 0 K de subenfriamiento. A pesar de que la capacidad calorífica siempre se incrementa para mayores SC, a partir del SC óptimo el COP baja debido a que la potencia eléctrica del compresor se incrementa porque la temperatura de condensación crece como se muestra en la Figura 4(b).

Fig. 4: Influencia del subenfriamiento en el COP de la bomba de calor doble etapa. a) COP y capacidad calorífica para vs subenfriamiento. b) Potencia eléctrica del compresor y temperatura de condensación vs subenfriamiento.

Rendimiento para varias temperaturas de salida de agua y varios refrigerantes

En este estudio, se realizaron simulaciones de las bombas de calor para varias temperaturas de salida de agua, utilizando varios refrigerantes, para una $T_e=0\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{w,in}=15\text{ }^{\circ}\text{C}$. La Figura 5(a) muestra el COP de las dos bombas de calor para varias temperaturas de salida del agua, operando con varios refrigerantes. Con todos los refrigerantes el COP disminuye para mayores temperaturas de salida de agua. Las bombas de calor simple y doble etapa muestran diferencias en COP muy pequeñas, excepto con el refrigerante R-407C, con el cual la bomba doble etapa presenta un COP 17.57% mayor al de la bomba simple etapa, para una temperatura de salida de agua es de $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y un COP 8.82% mayor para una temperatura de agua de $65\text{ }^{\circ}\text{C}$. La Figura 5(b) muestra la capacidad calorífica de las dos bombas de calor para varias temperaturas de salida del agua, operando con varios refrigerantes.

Fig. 5: a) Comparación del COP de las bombas de calor para varios refrigerantes. b) Comparación de la capacidad calorífica de las bombas de calor para varios refrigerantes

En general, las curvas de capacidad son bastante planas, con un ligero incremento para altas temperaturas de salida de agua, especialmente con los refrigerantes R-32, R-410A y R-407C. Con todos los refrigerantes, la capacidad de la bomba de calor doble etapa supera a la del simple etapa, por ejemplo, con el refrigerante R-32, la bomba de calor doble etapa muestra una capacidad 14.62% mayor a la de la bomba simple etapa, para una temperatura de salida de agua de $65\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para un mismo tamaño de compresor, los refrigerantes que más capacidad calorífica presentan son el R-32 y R-410A, seguido del R-407C, R-161 y R-290, finalmente, el R-1234yf, R-134a y el R-152a.

Rendimiento para una misma capacidad calorífica operando en un punto nominal

La Figura 6(a) muestra el volumen desplazado de las bombas de calor para varios refrigerantes operando en el punto nominal descrito en la Tabla 2.

Fig. 6: Comparación de las bombas de calor con varios refrigerantes, operando en un punto nominal, para una misma capacidad calorífica. a) Comparación del volumen desplazado del compresor de las bombas de calor. b) Comparación del COP de las bombas de calor.

El volumen desplazado de la primera etapa de compresión de la bomba de calor doble etapa, fue ajustado para obtener la misma capacidad calorífica de la bomba de calor simple etapa. Como se esperaba, para todos los refrigerantes, la bomba de calor doble etapa requiere un volumen desplazado del compresor más pequeño, puesto que el caudal de refrigerante del condensador es mayor que el de las bombas simple etapa porque se incluye al flujo másico de inyección, por lo tanto, las bombas de calor doble etapa pueden proporcionar más capacidad calorífica para el mismo tamaño de compresor. Las bombas de calor doble etapa trabajando con los refrigerantes R-407C y R-1234yf, presentan un volumen desplazado de compresor 14.79% y 14.93% menor que las bombas de calor simple etapa, respectivamente. Estos refrigerantes son los que más reducción de volumen del compresor presentan.

La Figura 6(b) muestra la comparación del COP de las bombas de calor para varios refrigerantes, operando en el punto nominal, para una misma capacidad calorífica. La bomba de calor doble etapa presenta un COP mayor a la bomba de calor simple etapa, con todos los refrigerantes; aunque la diferencia es menor al 1%, excepto con los refrigerantes R-407C y R-32, con los cuales las diferencias son del 8.82% y del 7.31%, respectivamente. Con el refrigerante R-32 se consigue el mayor COP de todos los refrigerantes analizados, para una misma capacidad calorífica que la bomba de calor simple etapa.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se analiza el rendimiento de bombas de calor simple etapa y bombas de calor doble etapa con inyección de vapor, para producción de ACS. El aporte del trabajo radica en el análisis del subenfriamiento óptimo en el condensador considerando el salto térmico del fluido secundario que, para aplicaciones de ACS, es grande (entre 25 y 50 K) y, generalmente, no se considera para cálculos de optimización de bombas de calor. Además, el estudio muestra el desempeño de nuevos refrigerantes de bajo GWP (naturales, R-32 y HFOs) respecto a fluidos convencionales (HFCs). Del presente estudio, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- 1) La bomba de calor doble etapa, trabajando con el refrigerante R-134a, presenta un COP mayor que la bomba de calor simple etapa para bajas temperaturas de evaporación y altas temperaturas de salida de agua; para temperaturas de salida de agua de 40 °C y 65 °C se obtiene un 2.51% y 1.25% mayor COP que la bomba de calor simple etapa, respectivamente, evaporando a -15 °C.
- 2) Para aplicaciones de ACS, el subenfriamiento es un factor importante para la optimización del funcionamiento de las bombas de calor. En un punto nominal ($T_e=0$ °C, $T_{w,in}=15$ °C, $T_{w,out}=65$ °C, $SH=5$ K, $SH_{inj}=5$ K) el subenfriamiento óptimo de la bomba de calor doble etapa es de 42.00 K, con COP de la bomba de calor es 25.13% mayor que cuando se trabaja con 0 K de subenfriamiento.
- 3) La bomba de calor doble etapa, trabajando con R-407C consigue la mayor ventaja de COP con respecto a la bomba de calor simple etapa; el COP es mayor en 17.57% y 8.82% para temperaturas de salida de agua de 40 °C y 65 °C, respectivamente, evaporando a 0 °C.
- 4) Para una misma capacidad calorífica en el punto nominal de funcionamiento, la bomba de calor doble etapa trabajando con los refrigerantes R-407C y R-1234yf, requiere un volumen desplazado de baja 14.79% y 14.93% menor que el volumen desplazado de compresor en la bomba de calor simple etapa, respectivamente. La bomba de calor doble etapa trabajando con R-32 consigue el mayor COP de todos los refrigerantes analizados, para una misma capacidad calorífica que la bomba de calor simple etapa.

REFERENCIAS

- Arencibia, K., y Tricio, V., Evaluación Experimental de Compresores Herméticos en Condiciones de Clima Tropical: Eficiencia y Capacidad Frigorífica, <http://dx.doi.org/10.4067/S0718-07642014000200012>, Inf. Tecnol., 25(2), 103-110 (2014)
- Cho, I.Y., Ko, B.S., y Kim, Y., Optimization of Injection Holes in Symmetric and Asymmetric Scroll Compressors with Vapor Injection, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.01.007>, Int. J. Refrig., 35(4), 850–860 (2012)
- Correa, F., y Cuevas, C., Air-Water Heat Pump Modelling for Residential Heating and Domestic Hot Water in Chile, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.07.130>, Appl. Therm. Eng., 143, 594–606 (2018)
- EN 100030, Guidelines for Prevention and Control of Proliferation and Spread of Legionella in Facilities, European Committee for Standardization, Brussels, Belgium: EN Standard (2017)
- Feng, C., Kai, W., y otros tres autores, Investigation of the Heat Pump Water Heater Using Economizer Vapor Injection System and Mixture of R22/R600a, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.06.012>, Int. J. Refrig., 32(3), 509–514 (2009)
- Hervas-Blasco, E., Pitarch, M., Navarro-Peris, E., y Corberán, J.M., Study of Different Subcooling Control Strategies in Order to Enhance the Performance of a Heat Pump, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.02.003>, Int. J. Refrig., 88, 324–336 (2018)
- IIGE, Balance Energético Nacional 2018, <https://www.rekursosyenergia.gob.ec/> (2018)

- Jin, Z., Eikevik, T.M., y otros tres autores, Annual Energy Performance of R744 and R410A Heat Pumping Systems, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.02.072>, Appl. Therm. Eng., 117, 568–576 (2017)
- Kinab, E., Marchio, D., Rivière, P., y Zoughaib, A., Reversible Heat Pump Model for Seasonal Performance Optimization, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.07.007>, Energy Build., 42(12), 2269–2280 (2010)
- Lemmon, E., Huber, M., y Mc Linden, M., NIST Standart Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-Refprop. Version 9.0, Gaithersburg:National Institute of Stantards and Technology, Standard Reference Data Program (2010)
- Ma, G.Y., y Zhao, H.X., Experimental Study of a Heat Pump System with Flash-Tank Coupled with Scroll Compressor, <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.05.003>, Energy Build., 40(5), 697–701 (2008)
- Morrison, G.L., Anderson, T., y Behnia, M., Seasonal Performance Rating of Heat Pump Water Heaters, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2003.08.007>, Solar Energy, 76(1–3), 147–152 (2004)
- Navarro, E., Redón, A., y otros tres autores, Characterization of a Vapor Injection Scroll Compressor as a Function of Low, Intermediate and High Pressures and Temperature Conditions, <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2013.04.022>, Int. J. Refrig., 36(7), 1821–1829 (2013)
- NEC-11, Norma Hidrosanitaria NHE Agua, Norma Ecuatoriana De La Construcción (2011)
- Pitarch, M., Hervás-Blasco, E., y otros tres autores, Evaluation of optimal subcooling in subcritical heat pump systems, <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2017.03.015>, Int. J. Refrig., 78, 18–31 (2017)
- Pitarch, M., Navarro-Peris, E., González-Maciá, J., y Corberán, J.M., Evaluation of Different Heat Pump Systems for Sanitary Hot Water Production Using Natural Refrigerants, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.12.166>, Appl. Energy, 190, 911–919. (2017a)
- Pitarch, M., Navarro-Peris, E., González-Maciá, J., y Corberán, J.M., Experimental Study of a Subcritical Heat Pump Booster for Sanitary Hot Water Production Using a Subcooler in Order to Enhance the Efficiency of the System with a Natural Refrigerant (R290), <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2016.08.017>, Int. J. Refrig., 73, 226–234 (2017b)
- Razzaq, M.A., Ahamed, J.U., Hossain, M.A.M., y Hossain, S., A Review on Hydrocarbon (HCs) as an Alternative Refrigerant : Based on Thermodynamic and Environmental Approach, Mechanical Engineering Research Journal, 11, 86–96 (2019)
- Redón, A., Navarro-Peris, E., y otros tres autores, Analysis and Optimization of Subcritical Two-Stage Vapor Injection Heat Pump Systems, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.02.066>, Appl. Energy, 124, 231–240 (2014)
- Roh, C.W., y Kim, M.S., Effects of Intermediate Pressure on the Heating Performance of a Heat Pump System Using R410A Vapor-Injection Technique, <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2011.07.011>, Int. J. Refrig., 34(8), 1911–1921 (2011)
- Tammaro, M., Montagud, C., y otros tres autores, A Propane Water-To-Water Heat Pump Booster for Sanitary Hot Water Production: Seasonal Performance Analysis of a New Solution Optimizing COP, <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2014.12.008>, Int. J. Refrig., 51, 59–69 (2015)
- Tello-Oquendo, F.M., Navarro-Peris, E., y González-Maciá, J., A Comprehensive Study of Two-Stage Vapor Compression Cycles with Vapor-Injection for Heating Applications, Taking into Account Heat Sink of Finite Capacity, <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2018.05.039>, Int. J. Refrig., 93, 52–64 (2018)
- Tello-Oquendo, F.M., Navarro-Peris, E., y González-Maciá, J., Comparison of the Performance of a Vapor-Injection Scroll Compressor and a Two-Stage Scroll Compressor Working with High Pressure Ratios, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114023>, Appl. Therm. Eng., 160, 114023 (2019)
- Tello, F.M., Navarro, E., González, J., y Corberán, J.M., Performance of a Scroll Compressor with Vapor-Injection and Two-Stage Reciprocating Compressor Operating Under Extreme Conditions, <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2015.10.035>, Int. J. Refrig., 63, 144–156 (2016)
- Tello-Oquendo, F. M., Váscónez-Núñez, D.C., y Navarro-Peris, E., Comparación de la influencia de las pérdidas energéticas en las eficiencias de un compresor de desplazamiento (scroll) y un compresor de pistones utilizados en bombas de calor, <http://dx.doi.org/10.4067/S0718-07642020000500205>, Inf. Tecnol., 31(5), 205–214 (2020)
- Wang, B., Shi, W., Han, L., y Li, X., Optimization of Refrigeration System with Gas-Injected Scroll Compressor, <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2009.06.008>, Int. J. Refrig., 32(7), 1544–1554 (2009)
- Wang, X., Hwang, Y., y Rademacher, R., Two-Stage Heat Pump System with Vapor-Injected Scroll Compressor Using R410A as a Refrigerant, <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2009.03.004>, Int. J. Refrig., 32(6), 1442–1451 (2009)
- Xu, X., Hwang, Y., y Rademacher, R., Refrigerant Injection for Heat Pumping/Air Conditioning Systems: Literature Review and Challenges Discussions, <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2010.09.015>, Int. J. Refrig., 34(2), 402–415 (2011)
- Xu, S., Ma, G., Liu, Q., y Liu, Z., Experiment Study of an Enhanced Vapor Injection Refrigeration/Heat Pump System Using R32, <https://doi.org/10.1016/j.jthermalsci.2012.12.014>, Int. J. Therm. Sci., 68, 103–109 (2013a)
- Xu, X., Hwang, Y., y Rademacher, R., Performance Comparison of R410A and R32 in Vapor Injection Cycles, <https://doi.org/10.1016/j.jrefrig.2012.12.010>, Int. J. Refrig., 36(3), 892–903 (2013b)