

ESTUDIO COMPARATIVO DE UN COMPRESOR SCROLL CON INYECCIÓN DE VAPOR Y UN COMPRESOR DOBLE ETAPA DE PISTONES

TELLO OQUENDO, Fernando; NAVARRO PERIS, Emilio

GONZÁLVEZ MACIA, José; CORBERÁN, José Miguel

E-mail: fertelol@upvnet.upv.es

Universitat Politècnica de València, Instituto de Ingeniería Energética, Camino de Vera s/n, Valencia, 46022

RESUMEN

Hoy en día diversas aplicaciones domésticas e industriales utilizan sistemas de refrigeración y bombas de calor que trabajan en condiciones extremas de temperatura y altas relaciones de compresión. Estos sistemas utilizan ciclos simples de compresión de vapor que presentan limitaciones como la pérdida de capacidad, reducción de la eficiencia del sistema, altas temperaturas de descarga del compresor, entre otras [1,2]. Para superar estas limitaciones, la solución más utilizada es la compresión en dos etapas con inyección de vapor, principalmente empleando compresores scroll con inyección de vapor y los compresores doble etapa de pistones. Sin embargo, no se ha encontrado en la literatura estudios sistemáticos que establezcan una comparativa entre los dos tipos de compresores en todo el rango de temperaturas en los cuales son capaces de trabajar.

El presente trabajo es un estudio comparativo de un compresor scroll con inyección de vapor y un compresor doble etapa de pistones trabajando con altas relaciones de compresión y grandes diferencias entre las temperaturas de evaporación y condensación. La comparación se realizó en términos de COP, eficiencia del compresor, rendimiento volumétrico y la capacidad de refrigeración. Para ello se utilizaron datos recogidos en el laboratorio de un compresor scroll con inyección de vapor de 17.1 m³/h y datos de catálogo de un compresor doble etapa de pistones de 27.6/17.4 m³/h, ambos trabajando con el refrigerante R407C. Los resultados obtenidos muestran que el rendimiento del compresor scroll es superior para relaciones de compresión menores a 7, presenta eficiencias de hasta del 63% y valores de COP superiores 3.5. Por otro lado el compresor doble etapa de pistones presenta mejor rendimiento trabajando con altas relaciones de compresión (de 5 a 25), con eficiencias que superan el 50% y valores de COP superiores a 2. Debido a la baja eficiencia volumétrica que presenta el compresor de pistones, se requiere de un mayor volumen desplazado para alcanzar capacidades similares a las del compresor scroll en las mismas condiciones de trabajo.

Palabras clave: Compresor scroll, Compresor doble etapa de pistones, Inyección de vapor.

1. Introducción

Los sistemas de refrigeración y las bombas de calor que funcionan con un sistema simple de compresión de vapor presentan varias limitaciones cuando trabajan con grandes diferencias de temperatura tales como: alta temperatura de descarga del compresor, pérdida de la capacidad de refrigeración/calefacción, rápida disminución del COP, entre otros [1]. La solución más utilizada es la compresión de dos etapas con inyección de vapor, principalmente utilizando compresores scroll con inyección de vapor (SCVI) y compresores doble etapa de pistones (TSRC). Con esta técnica se consiguen varias ventajas: mejora la capacidad de refrigeración/calefacción de los sistemas trabajando en climas severos, la capacidad del sistema se puede variar mediante el control de la velocidad de flujo másico de refrigerante inyectado, lo que permite un ahorro de energía evitando el funcionamiento intermitente del compresor; la temperatura de descarga del compresor es más baja que la de un ciclo convencional de una sola etapa [2].

Varias investigaciones recientes se han desarrollado entorno a estas dos tecnologías de compresores. Ma et al. [3] investigaron experimentalmente de una bomba de calor para regiones frías donde se utiliza el aire exterior como fuente de calor. Se probó un SCVI con R22 y economizador; estudios similares fueron realizados en [4] y [5]. Bertsch y Groll [1] diseñaron y probaron una bomba de calor utilizando un SCVI trabajando con R410A. La bomba de calor fue capaz de funcionar a temperaturas ambiente bajas (-30°C) para suministrar temperaturas de hasta 50°C para calentar agua o aire. Wang et al. [6] propusieron un modelo para optimizar el sistema de refrigeración que utiliza un SCVI, con este modelo estudiaron los efectos de la inyección de refrigerante en el sistema y en sus componentes. Wang et al. [7] estudiaron el rendimiento de un sistema de bomba de calor usando un SCVI con las configuraciones de ciclo: tanque flash y economizador, utilizando R410A.

La mayoría de investigaciones encontradas sobre el TSRC fueron aplicaciones en bombas de calor que utilizan ciclos transcíticos de CO₂. Entre ellos, Cecchinato et al. [8] analizaron y optimizaron diferentes ciclos transcíticos de CO₂ para condiciones severas de trabajo. Como resultado, la compresión doble etapa con TSRC y economizador presenta la mayor mejora en la eficiencia energética comparado con el ciclo simple de compresión de vapor. Cho et al. [9] estudiaron las características de rendimiento y de operación de un ciclo de CO₂ doble etapa con inyección de gas, encontraron que el COP de refrigeración aumentó en un 16,5% con respecto a un ciclo doble etapa sin inyección. Sin embargo, no se ha encontrado en la literatura estudios que realicen una comparación sistemática del rendimiento de las tecnologías TSRC y SCVI. Por esta razón, hemos desarrollado un estudio comparativo entre ellas en términos de COP, eficiencia del compresor, rendimiento volumétrico, capacidad del economizador y rendimiento estacional de refrigeración y calefacción.

2. Estación experimental

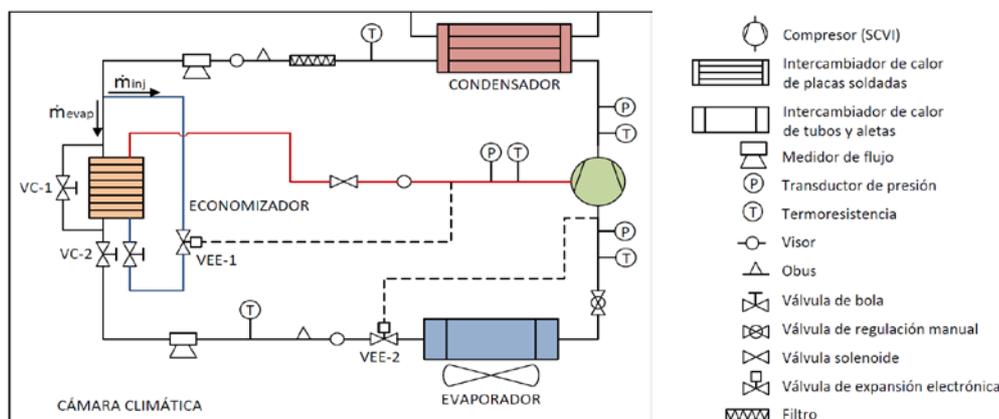


Figura 1: Esquema de la estación experimental.

En la Figura 1 se muestra el esquema de la estación experimental utilizada para recoger los datos del SCVI. El sistema consta de tres circuitos: el circuito de la bomba de calor aire-agua, el circuito de agua que controla la presión de condensación y el circuito de aire para la cámara climática en la cual

está instalada la bomba de calor. La cámara climática es capaz de controlar la temperatura del aire en un rango de -25°C a 50°C. La temperatura de evaporación y el sobrecalentamiento son controlados por el control de temperatura de la cámara climática y por la válvula de expansión VEE-2 (ver Figura 1).

La bomba de calor consta de un economizador (intercambiador de calor de placas) cuyo tamaño limita la presión intermedia. El sobrecalentamiento intermedio se controla con la válvula de expansión electrónica secundaria VEE-1 (ver Figura 1). El sistema está equipado con cinco termorresistencias con una precisión de 0.1K, tres transductores de presión con una precisión de 0.2%, dos medidores de flujo tipo coriolis con una precisión de 0.05% y un medidor de potencia eléctrica de precisión 0.1%. Todo el sistema es controlado por 5 bucles PID capaces de fijar la presión de condensación, la presión de evaporación, el sobrecalentamiento de baja y el sobrecalentamiento intermedio.

3. Campaña experimental

El SCVI se ensayó con el refrigerante R407C. Las pruebas se llevaron a cabo considerando un sobrecalentamiento a la salida del evaporador de 5K, un sobrecalentamiento intermedio de 5K y 0K de sub-enfriamiento. La Tabla 1 muestra la matriz de ensayos definida para el SCVI, la cual se diseñó considerando un amplio rango de temperaturas de evaporación y condensación para evaluar el rendimiento del compresor en refrigeración y calefacción. Adicionalmente la Tabla 1 muestra los datos de catálogo del TSRC utilizados en el estudio.

Tabla 7: Matriz de ensayos de los compresores.

Tc (°C)	Te (°C)						
	-35	-25	-20	-15	-10	-5	0
30	b	a	a, b	a	a, b	a	a, b
50	b	a	a, b	a	a, b	a	a, b
60	b		a, b	a	a, b	a	a, b
70	b		b	a	a	a	a, b

a = SCVI (Datos recogidos en el laboratorio)
 b = TSRC (Datos obtenidos de catálogo)

4. Metodología

Este trabajo se llevó a cabo en dos partes. Primero se realizó un estudio comparativo del desempeño de los dos compresores mencionados trabajando con altas relaciones de compresión y grandes diferencias entre las temperaturas de evaporación y condensación como se muestra en la Tabla 1. Posteriormente se comparó el rendimiento estacional de los compresores trabajando en modo refrigeración y calefacción.

4.1. Estudio comparativo del rendimiento de los compresores SCVI y TSRC

El SCVI estudiado tiene un volumen desplazado de 17.1 m³/h y el TSRC de 27.6/17.4 m³/h.

Cálculo de los parámetros del SCVI

La potencia frigorífica \dot{Q}_c [kW], el rendimiento volumétrico η_v y el COP están definidos con las siguientes expresiones:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{\text{evap}}(h_1 - h_9) \quad (1)$$

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{\text{evap}}}{\rho_1 \dot{V}} \quad (2)$$

$$\text{COP} = \frac{\dot{m}_{\text{evap}}(h_1 - h_9)}{P_a} \quad (3)$$

donde \dot{m}_{evap} = flujo másico del evaporador [kg/s], P_a = potencia consumida del compresor [kW], h = entalpía [kJ/kg]. El número 1 se ubica a la entrada del compresor y el número 9 se ubica a la entrada del evaporador como se muestra en la Figura 2.

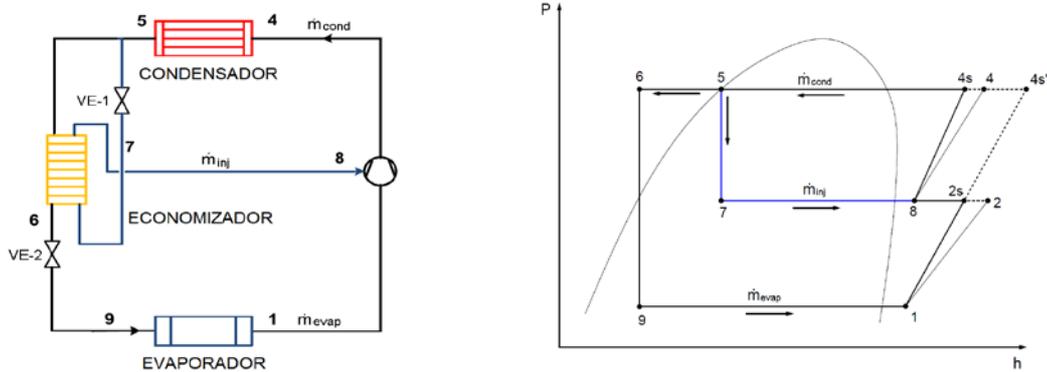


Figura 2: Ciclo de inyección de vapor con economizador de un SCVI y diagrama p-h.

La eficiencia del SCVI se define con la ecuación (4). Esta expresión representa la potencia ideal que consume el compresor cuando el refrigerante es comprimido isentrópicamente desde los puertos de succión e inyección hasta la presión de descarga dividida para el consumo real del compresor. De acuerdo con [10] y [11], basándose en resultados experimentales, la ecuación (4) describe adecuadamente la eficiencia del compresor scroll.

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_{evap} (h'_{4s} - h_1) + \dot{m}_{inj} (h_{4s} - h_8)}{P_a} \quad (4)$$

donde h'_{4s} = entalpía a la presión de descarga del compresor considerando una compresión isentrópica desde la entrada del compresor [kJ/kg], h_{4s} = entalpía a la presión de descarga del compresor considerando una compresión isentrópica desde la presión intermedia [kJ/kg] (ver el diagrama presión-entalpía de la Figura 2).

Cálculo de los parámetros del compresor TSRC

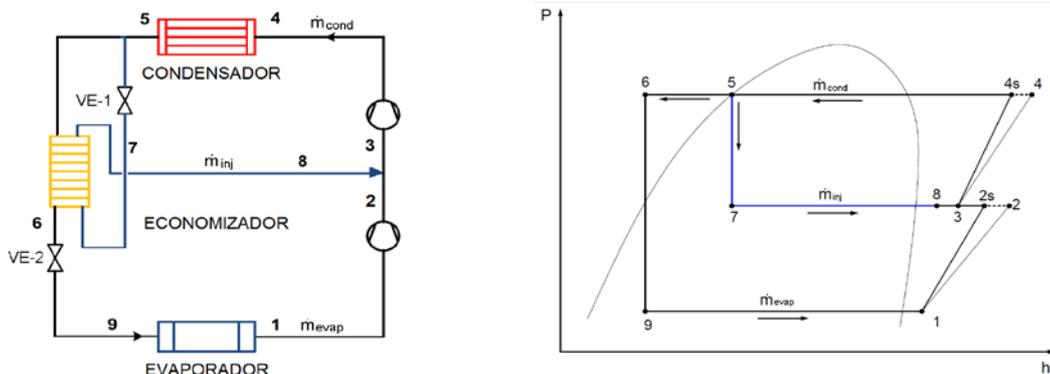


Figura 3: Ciclo de inyección de vapor con economizador de un TSRC y diagrama p-h.

La capacidad frigorífica, el rendimiento volumétrico de la primera etapa de compresión y el COP del TSRC se calcularon utilizando las ecuaciones (1), (2) y (3) respectivamente.

La eficiencia del compresor TSRC se define con la ecuación (5):

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_{evap} (h_{2s} - h_1) + (\dot{m}_{inj} + \dot{m}_{evap}) (h_{4s} - h_3)}{P_a} \quad (5)$$

donde h_{2s} = entalpía a la presión intermedia considerando una compresión isentrópica desde la entrada del compresor [kJ/kg], h_{4s} = entalpía a la presión de descarga del compresor considerando una compresión isentrópica desde la presión intermedia [kJ/kg], h_3 = entalpía en el punto de mezcla del

flujo másico del evaporador con el flujo másico de inyección a la presión intermedia [kJ/kg] (ver el diagrama presión-entalpía de la Figura 3). Las propiedades del punto 3 se calcularon utilizando la ecuación (6) de mezclas de gases ideales:

$$h_3 = \frac{\dot{m}_{inj} h_8 + \dot{m}_{evap} h_{2s}}{\dot{m}_{evap} + \dot{m}_{inj}} \quad (6)$$

donde \dot{m}_{inj} = flujo másico de inyección [kg/s], h_8 = entalpía a la salida del economizador [kJ/kg], h_{2s} = entalpía a la salida de la primera etapa del compresor, considerando una compresión isentrópica desde la entrada del compresor hasta la presión intermedia [kJ/kg]. El rendimiento volumétrico de la segunda etapa de compresión se define con la ecuación (7):

$$\eta_{v2} = \frac{\dot{m}_{evap} + \dot{m}_{inj}}{\rho_3 \dot{V}_2} \quad (7)$$

donde ρ_3 = densidad en el punto de mezcla 3 [kg/m³], \dot{V}_2 = volumen desplazado por el compresor en la segunda etapa de compresión [m³/h].

4.2. Estudio comparativo del rendimiento estacional de refrigeración y calefacción

Los compresores trabajan en condiciones de temperatura diferentes a las de los puntos ensayados descritos en la Tabla 1; para aplicaciones de refrigeración como contenedores refrigerados, almacenamiento de productos alimenticios congelados, entre otros, los compresores pueden trabajar con temperaturas de evaporación de -10°C, -20°C hasta -30°C. Para aplicaciones de calefacción como producción de agua caliente sanitaria, calefacción por radiadores entre otros, los compresores pueden trabajar con temperaturas de condensación de 50°C, 60°C incluso hasta temperaturas superiores a 70°C; por lo tanto es necesario estudiar el desempeño de los compresores trabajando bajo dichas condiciones de temperatura, considerando además la variación de las temperaturas ambientales externas a lo largo del año. En este estudio se estima el coeficiente de rendimiento estacional (SCOP) de los compresores trabajando en modo refrigeración y calefacción. El SCOP es el coeficiente global de rendimiento estacional del compresor calculado como la demanda anual de refrigeración/calefacción dividido para el consumo eléctrico anual del compresor. El SCOP se estimó según la metodología de la norma EN14825 [12].

5. Resultados alcanzados

5.1. Comparación de la eficiencia del compresor y el rendimiento volumétrico

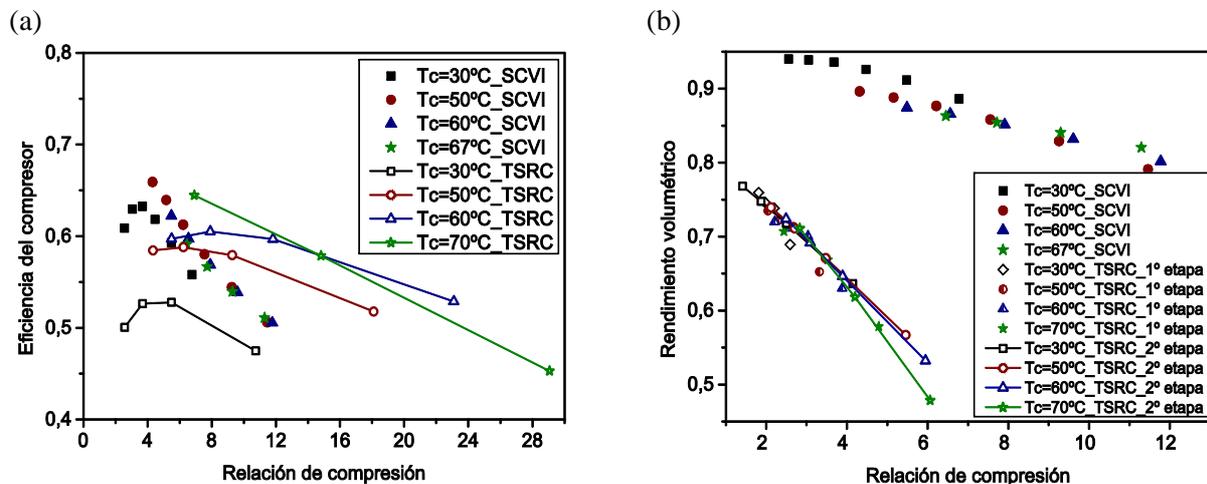


Figura 4: (a) Eficiencia del compresor vs relación de compresión, (b) rendimiento volumétrico vs relación de compresión, para el SCVI y el TSRC.

La Figura 4 (a) muestra la eficiencia de los compresores en función de la relación de compresión. El compresor SCVI muestra mejores eficiencias para relaciones de compresión menores a 7, su eficiencia mejora en un 22% para $R_p=2.5$ (0°C , 30°C) y un 3% para $R_p=5.5$ (0°C , 60°C). El compresor TSRC presenta mejores eficiencias cuando trabaja con relaciones de compresión superiores a 7, su eficiencia mejora un 9% para $R_p=7$ (0°C , 70°C) y un 18% para $R_p=11.5$ (-20°C , 60°C). Además el TSRC es capaz de trabajar con relaciones de compresión más altas (hasta 29), mientras que el SCVI alcanza relaciones de compresión de hasta 12, ambos con eficiencias que superan el 0.5.

La Figura 4 (b) representa el rendimiento volumétrico en función de la relación de compresión. El SCVI presenta rendimientos volumétricos más altos (mayor a 0.8) para cualquier relación de compresión. Este compresor alcanza rendimientos volumétricos mayores en un 30% y 70% para relaciones de compresión de 2.5 y 6 respectivamente con respecto al TSRC.

5.2. Comparación del COP de refrigeración y de la capacidad frigorífica específica

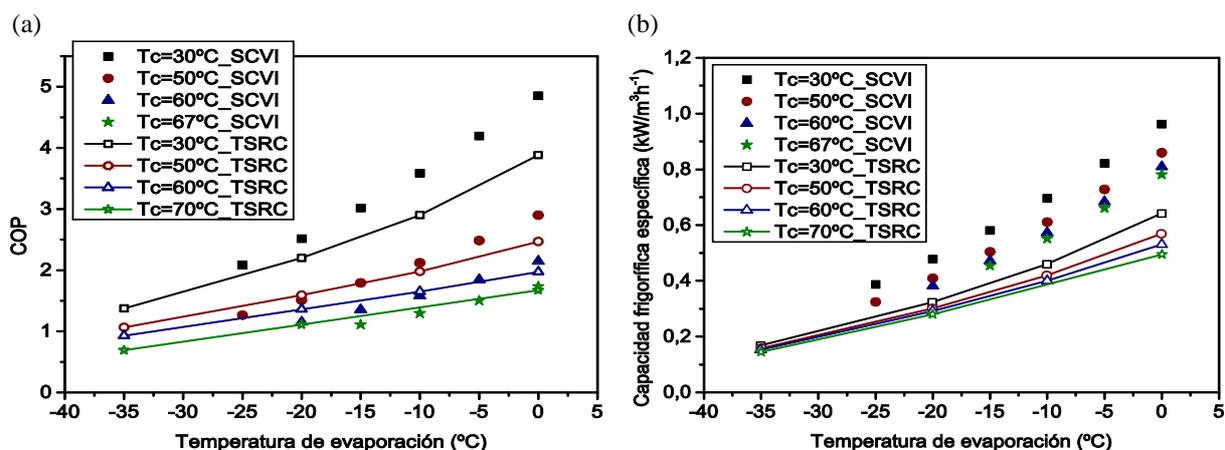


Figura 5: (a) COP de refrigeración vs temperatura de evaporación, (b) Capacidad frigorífica específica vs temperatura de evaporación, para el SCVI y el TSRC.

La Figura 5 (a) ilustra el COP de refrigeración en función de la temperatura de evaporación. El SCVI presenta un COP superior en un 15%, punto (-20°C , 30°C), pero para temperaturas de condensación como 50°C y 60°C , el COP es menor al COP del TSRC en un 5% y 18% respectivamente. Esta reducción en el COP del SCVI se debe a que su eficiencia decrece para relaciones de compresión mayores a 7. Cuando los compresores trabajan con altas temperaturas de evaporación (0°C), el SCVI presenta hasta un 25% mejor COP que el TSRC condensando a 30°C . Por lo tanto, el SCVI puede aplicarse en sistemas de aire acondicionado y bombas de calor que trabajen bajo condiciones de temperatura moderadas. Por otra parte, el TSRC puede ser aplicado en sistemas de producción de agua caliente sanitaria en climas fríos, en sistemas de refrigeración que trabajan con bajas temperaturas de evaporación (por debajo de -20°C).

La Figura 5 (b) representa la capacidad frigorífica específica en función de la temperatura de evaporación. Esta figura muestra que el sistema con SCVI produce un 45-50% mayor capacidad frigorífica específica. El bajo rendimiento volumétrico del TSRC produce la caída de la capacidad frigorífica con respecto al SCVI. Sin embargo, la curva de capacidad frigorífica específica del TSRC es más plana, esta característica beneficia al momento del dimensionado de la bomba de calor cuando se requiere ajustar la demanda de refrigeración con la producción del sistema. Esta mejora puede deberse al incremento de la capacidad del economizador del TSRC cuando trabaja en condiciones severas de temperatura, como se muestra en las Figuras 6 (a) y (b).

5.3. Comparación de la capacidad del economizador

La Figura 6 (a) muestra la capacidad del economizador en función de la temperatura de evaporación. Para temperaturas de evaporación bajas (-35°C a -20°C), lo cual implica relaciones de compresión superiores a 7, el sistema con TSRC presenta una mayor capacidad del economizador que el sistema

con SCVI. Este efecto se muestra en la Figura 6 (b), que representa la variación del ratio de inyección con la relación de compresión. El ratio de inyección del TSRC es mayor para relaciones de compresión superiores a 7; por lo tanto, este compresor inyecta una mayor cantidad de refrigerante para compensar la baja eficiencia volumétrica en estas condiciones de trabajo; sin embargo, no es capaz de alcanzar la capacidad de refrigeración específica del SCVI, en consecuencia, para la misma capacidad de refrigeración, el volumen desplazado del TSRC debe ser mayor.

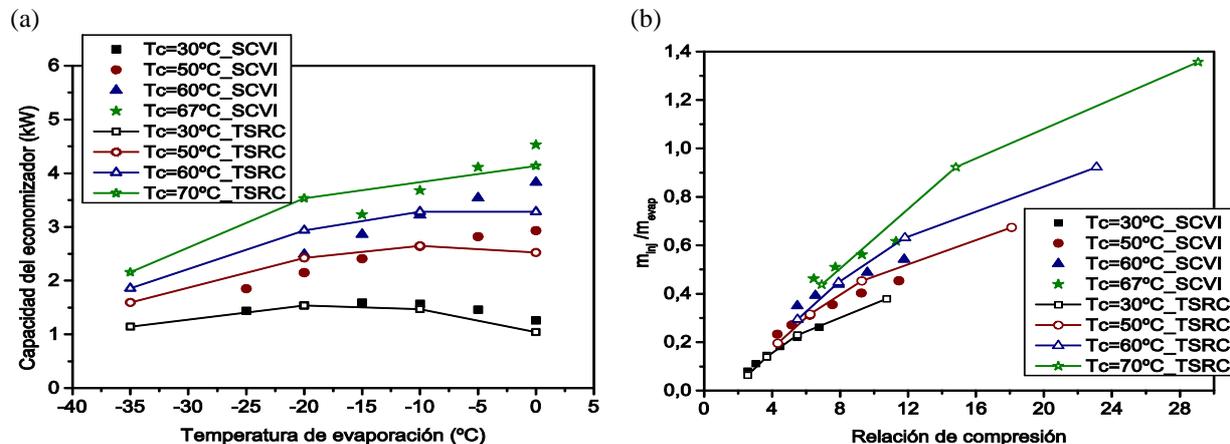


Figura 6: (a) Capacidad del economizador vs temperatura de evaporación, (b) Ratio de inyección vs relación de compresión, para el SCVI y el TSRC.

5.4. Comparación del rendimiento estacional para refrigeración y calefacción

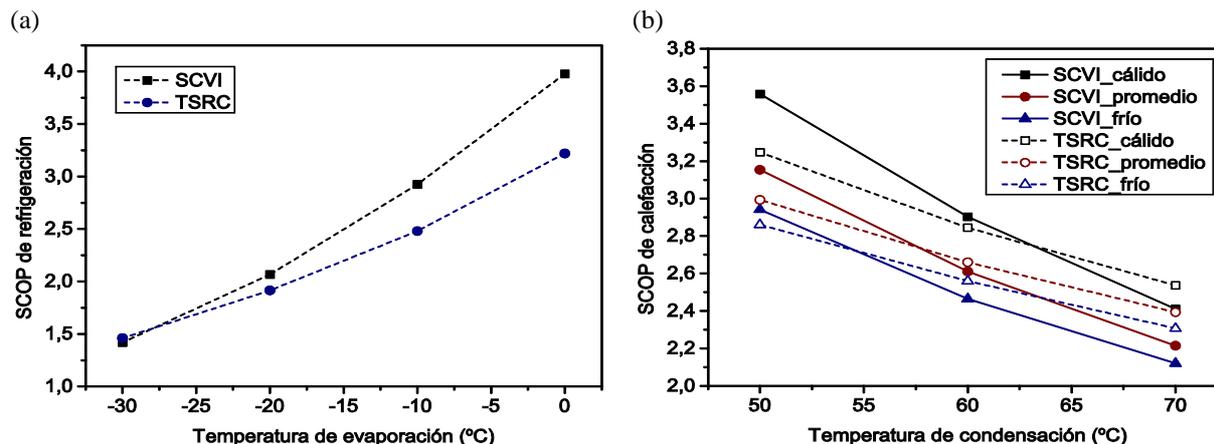


Figura 7: (a) COP de refrigeración vs temperatura de evaporación, (b) SCOP de calefacción vs temperatura de condensación, para el SCVI y el TSRC.

La Figura 7 (a) muestra el SCOP de refrigeración para varias temperaturas de evaporación. El SCOP del SCVI excede al del TSRC en un 23%, 18% y 8% cuando trabajan con temperaturas de evaporación de 0°C, -10°C y -20°C respectivamente. Por lo tanto este compresor puede ser utilizado en sistemas de refrigeración que trabajan con temperaturas de evaporación superiores a -25°C como en sistemas de refrigeración de supermercados, contenedores refrigerados para transporte de frutas, vegetales, productos farmacéuticos, flores, entre otros. Además, cuando ambos compresores trabajan a -30°C de evaporación, el TSRC presenta un SCOP mayor al del SCVI en un 3%; en estas condiciones de trabajo se alcanzan relaciones de compresión superiores a 7 y el TSRC trabaja con mejor eficiencia. Este compresor puede ser aplicado en sistemas de refrigeración a muy bajas temperaturas (por debajo de los -25°C) como en sistemas de ultracongelación para carnes, pescados, mariscos, comidas preparadas, entre otros.

La Figura 7 (b) ilustra el SCOP de calefacción para varios climas y temperaturas de condensación. En climas cálidos, el SCVI presenta mejores valores de SCOP en 14% y 3% para temperaturas de condensación de 50°C y 60°C respectivamente y el TSRC mejora el SCOP en un 9% para altas

temperaturas de condensación (70°C). En climas promedio el SCVI presenta un SCOP superior en 8% para temperaturas de condensación de 50°C. El TSRC supera en SCOP en 3% y 14% para temperaturas de condensación de 60°C y 70°C respectivamente. Para climas fríos, el comportamiento es similar que para climas promedios. Con estos resultados, el SCVI puede ser utilizado para calefacción en sistemas de acondicionamiento de aire que condensen hasta en 50°C. Por otro lado el TSRC puede ser aplicado en sistemas que trabajen con temperaturas de condensación más elevadas, en sistemas de producción de agua caliente sanitaria que alcancen temperaturas superiores a 60°C.

6. Conclusiones

El SCVI presenta mejores eficiencias cuando trabaja con relaciones de compresión menores que 7, alcanza eficiencias del 63% y valores de COP superiores a 3.5. Por otro lado, el TSRC presenta mejor rendimiento trabajando con altas relaciones de compresión (de 5 a 25), con eficiencias que superan el 50% y valores de COP superiores a 2. Debido a la baja eficiencia volumétrica que presenta el compresor de pistones, se requiere de un mayor volumen desplazado para alcanzar capacidades similares a las del compresor scroll en las mismas condiciones de trabajo. En modo refrigeración, el SCVI presenta mejor SCOP trabajando con temperaturas de evaporación superiores a -20°C, para temperaturas más bajas el TSRC presenta mejor SCOP. En modo calefacción, el SCVI presenta mejor SCOP condensando a 60°C en climas cálidos y hasta 50°C en climas fríos y promedio. El TSRC presenta mejor SCOP condensando a 70°C en climas cálidos y hasta 55°C en climas fríos y promedio.

7. Referencias

- [1] BERTSCH, S. y GROLL, E. *Two-stage air-source heat pump for residential heating and cooling applications in northern U.S. climates*. Revista Int. J. Refrig., 2008, vol. 31, pp. 1282-1292.
- [2] XU, X. HWANG, Y. RADERMACHER, R. *Refrigerant injection for heat pumping/air conditioning systems: literature review and challenges discussions*. Revista Int. J. Refrig., 2011, vol. 34, pp. 402-415.
- [3] MA, G. CHAI, Q. JIANG, Y. *Experimental investigation of air-source heat pump for cold regions*. Revista Int. J. Refrig., 2003, vol. 26, pp. 12-18.
- [4] DING, Y. CHAI, Q. MA, G. JIANG, Y. *Experimental study of an improved air source heat pump*. Revista Energ. Convers. Manage., 2004, vol. 45, pp. 2393-2403.
- [5] MA, G. CHAI, Q. *Characteristics of an improved heat-pump cycle for cold regions*. Revista Appl. Energ., 2004, vol. 77, pp. 235-247.
- [6] WANG, B. SHI, W. HAN, L. LI, X. *Optimization of refrigeration system with gas-injected scroll compressor*. Revista Int. J. Refrig., 2009, vol. 32, pp. 1544-1554.
- [7] WANG, X. HWUANG, Y. RADERMACHER, R. *Two-stage heat pump system with vapor-injected scroll compressor using R410A as a refrigerant*. Revista Int. J. Refrig., 2009, vol. 32, pp. 1442-1451.
- [8] CECCHINATO, L. CHIARELLO, M. CORRADI, M. FORNASIERI, E. MINETTO, S. STRINGARI, P. ZILIO, C. *Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles*. Revista Int. J. Refrig., 2009, vol. 32, pp. 1058-1067.
- [9] CHO, H. BAEK, C. PARK, C. KIM, Y. *Performance evaluation of a two-stage CO₂ cycle with gas injection in the cooling mode operation*. Revista Int. J. Refrig., 2009, vol. 32, pp. 40-46.
- [10] WANG, B. SHI, W. LI, X. *Numerical analysis on the effects of refrigerant injection on the scroll compressor*. Revista Appl. Therm., 2009, vol. 29, pp. 37-46.
- [11] NAVARRO, E. REDÓN, A. GONZÁLVEZ, J. MARTINEZ, I. *Characterization of a vapor injection scroll compressor as a function of low, intermediate and high pressures and temperature conditions*. Revista Int. J. Refrig., 2013, vol. 36, pp. 1821- 1829.

- [12] FrpEN 14825 *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*. 2013.