

APLICACIÓN PRÁCTICA DE MÉTODOS PARA EVALUAR IN-SITU EL RENDIMIENTO INSTANTÁNEO DE MÁQUINAS FRIGORÍFICAS DE COMPRESIÓN MECÁNICA

SAN JUAN RODRÍGUEZ, Daniel; CARRILLO ANDRÉS, Antonio

FERNÁNDEZ HERNÁNDEZ, Francisco A.; FERNÁNDEZ GUTIÉRREZ, Alberto

acarrillo@uma.es

Universidad Málaga, E.T.S.I. Industriales, Dpto. de Máquinas y Motores Térmicos, Grupo de Energética

RESUMEN

Los equipos de aire acondicionado, bombas de calor y refrigeración suponen un elevado consumo de energía eléctrica en los países industrializados. Es frecuente que, en la práctica, estos equipos no estén operando con la eficiencia que debieran. De ahí la importancia de realizar inspecciones periódicas, que incluyan mediciones de los diferentes parámetros de operación de los equipos, destacando por su importancia la medición de su rendimiento (EER/COP). La medición precisa in-situ del EER/COP sobre una instalación frigorífica de compresión mecánica, fuera de un banco de ensayo de laboratorio, ha sido desde siempre una cuestión muy complicada, con muchas dificultades prácticas. Un punto crítico es la medición del caudal de fluido refrigerante. Si no se dispone de un caudalímetro instalado, que es la situación más habitual, hay que recurrir a mediciones indirectas. Hay varios métodos indirectos para estimar el caudal de refrigerante, que se pueden clasificar en los que se basan en: a) el rendimiento volumétrico del compresor, b) el rendimiento global del compresor, c) un balance de energía sobre el condensador y d) un balance de energía sobre el compresor. En este trabajo se ponen en práctica y analizan estos cuatro métodos sobre instalaciones frigoríficas existentes en el laboratorio docente del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad de Málaga [1]. Para ello se utiliza un sistema de medición de bajo coste, basado en sensores ONSET [2]. El procesado y análisis de los datos se hace mediante el software Engineering Equation Solver [3]. Se discuten los resultados y dificultades encontradas en la aplicación de los diferentes métodos y se ofrecen recomendaciones a tener en cuenta para abordar instalaciones más complejas.

Palabras clave: Máquinas Frigoríficas, Rendimiento, Experimental

1. Introducción

Los equipos de aire acondicionado, bombas de calor y refrigeración suponen un elevado consumo de energía eléctrica en los países industrializados. Es frecuente que, en la práctica, estos equipos no estén operando con la eficiencia que debieran. De ahí la importancia de realizar inspecciones periódicas, que incluyan mediciones de los diferentes parámetros de operación de los equipos, destacando por su importancia la medición de su rendimiento (EER/COP). La medición precisa in-situ del EER/COP sobre una instalación frigorífica de compresión mecánica, fuera de un banco de ensayo de laboratorio, ha sido desde siempre una cuestión muy complicada, con muchas dificultades prácticas. Hay diversas definiciones posibles de la eficiencia energética de una planta frigorífica, dependiendo de la complejidad de dicha planta y de la extensión del volumen de control que se tome, ver capítulo 3 de [5]. En el ámbito de este trabajo, se utilizará la definición genérica de COP (Coefficient of Performance) para referirse a la razón entre la potencia absorbida por el fluido refrigerante en el evaporador y la potencia eléctrica consumida por el compresor de la máquina para su funcionamiento, ecuación (1).

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{E}_{\text{comp}}} \quad (1)$$

Se trata de una definición sencilla y limitada al ciclo termodinámico del fluido refrigerante. Esta definición eventualmente se puede extender para tratar casos más complejos, que podrían incluir ventiladores, bombas o sistemas de recuperación de calor [5]. La medición de la potencia eléctrica \dot{E}_{comp} es relativamente sencilla, pero no así la medición de la potencia calorífica absorbida en el evaporador \dot{Q}_{evap} , que depende de forma crítica de la medición del caudal de fluido refrigerante. Si no se dispone de un caudalímetro instalado en la máquina, lo que es la situación más habitual, hay que recurrir a mediciones indirectas, haciendo uso de diversos métodos que se exponen en el apartado 3 de esta comunicación.

2. Objetivo

El objetivo de este trabajo es poner en práctica varios métodos de estimación indirecta del caudal de fluido refrigerante sobre instalaciones frigoríficas sencillas ya existentes en el laboratorio docente del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad de Málaga. Para ello se utiliza un sistema de medición de bajo coste, basado en sensores ONSET de bajo coste. El procesamiento posterior de los datos se hace mediante el software Engineering Equation Solver [2] muy utilizado en entorno académico. Por razones de espacio únicamente se discuten los resultados de una de las instalaciones, en [1] se recogen las experiencias sobre otras dos.

3. Metodología

El experimento presentado en esta comunicación se hace sobre una pequeña cámara frigorífica situada en el laboratorio docente del Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad de Málaga, que se utiliza para prácticas de los estudiantes. Esta cámara tiene una unidad motocondensadora Tecumseh AJE4492YFZ con un compresor hermético alternativo CAJ9510Z, que trabaja con R134a y que tiene una potencia frigorífica nominal de 2256 W así como un COP de 2,59 en condiciones EN12900 ($T_{\text{evap}} = 5^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{cond}} = 45^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{amb}} = 32^{\circ}\text{C}$, $T_{\text{comp, in}} = 15^{\circ}\text{C}$). En este trabajo se ensayan cuatro métodos indirectos para estimar el caudal de fluido refrigerante, que se describen a continuación.

3.1 Método basado en el rendimiento volumétrico del compresor

El rendimiento volumétrico se define como la razón entre el caudal másico de refrigerante (kg/s) y el producto del volumen de desplazamiento del compresor (m^3/s) con la densidad del refrigerante (kg/m^3) en las condiciones de aspiración, según la norma EN 12900 [4], ver la ecuación (2):

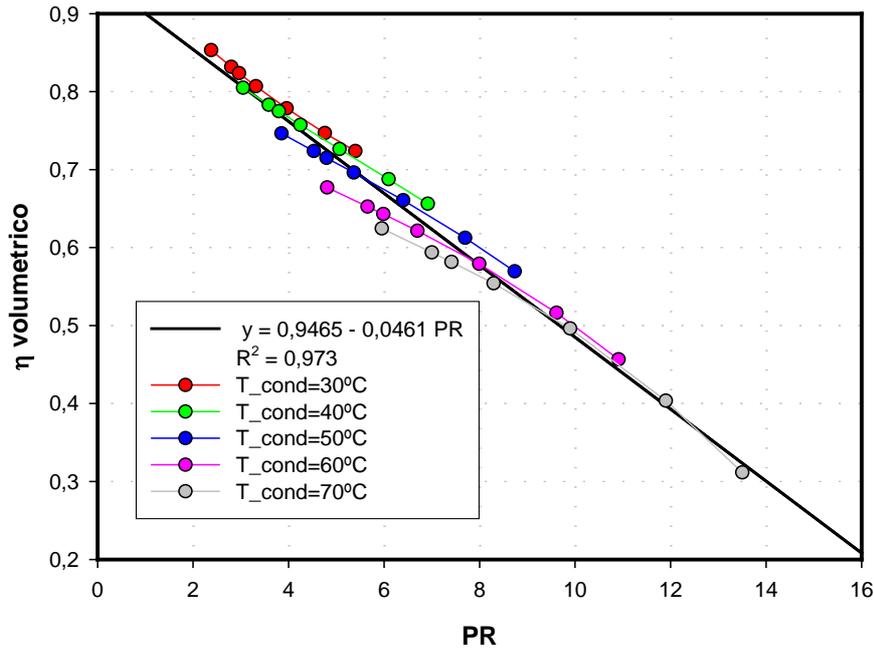


Figura 1: Ajuste lineal del rendimiento volumétrico con la relación de compresión, para el compresor Tecumseh CAJ9510Z, utilizado en la cámara frigorífica estudiada, a partir de datos del fabricante.

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{\dot{V}_{\text{geom}} \cdot \rho_{\text{ref}}} \quad (2)$$

En la mayoría de los compresores se puede establecer un ajuste entre el rendimiento volumétrico y la relación de compresión, a partir de datos de fabricante, ver por ejemplo la Figura 1. Esto permite, para un modelo de compresor determinado, estimar el caudal másico de refrigerante en un momento dado midiendo la presión y temperatura del fluido refrigerante a la entrada del compresor (necesaria para poder calcular la densidad del refrigerante), junto con la presión de condensación.

3.2 Método basado en el rendimiento total del compresor

El rendimiento “total” del compresor se define según la siguiente ecuación (3):

$$\eta_{\text{total}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}} (h_{\text{ref,out,isen}} - h_{\text{ref,in}})}{\dot{E}_{\text{comp}}} \quad (3)$$

En el numerador se tiene la potencia instantánea que demandaría un compresor ideal, para comprimir un caudal de fluido refrigerante \dot{m}_{ref} (kg/s) según una evolución adiabática-isentrópica, lo que supone un salto de entalpía específica ($h_{\text{ref,out,isen}} - h_{\text{ref,in}}$) (kJ/kg). En el denominador se tiene la potencia eléctrica instantánea absorbida por el compresor \dot{E}_{comp} (W). En un compresor real este rendimiento es siempre menor que la unidad, tanto a causa de las irreversibilidades internas del compresor, como de las externas (pérdidas de calor al ambiente exterior). De forma parecida al rendimiento volumétrico, a partir de datos tabulados por el fabricante es posible encontrar un ajuste del rendimiento total con la relación de compresión, aunque el ajuste ya no es lineal, ver Figura 2, y además aparece una dependencia adicional con la temperatura de condensación que no es despreciable. En la práctica, para un modelo de compresor, se puede estimar el caudal másico de refrigerante midiendo la potencia eléctrica consumida por el compresor, la presión y temperatura del fluido a la entrada del compresor y la presión de condensación.

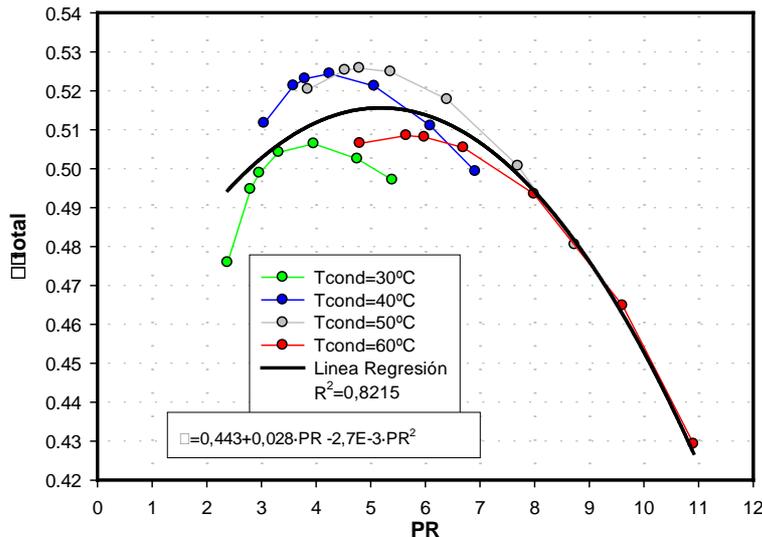


Figura 2. Ajuste del rendimiento total con la relación de compresión, para el compresor Tecumseh CAJ9510Z , a partir de datos tabulados proporcionados por el fabricante.

3.3 Método basado en el balance de energía sobre el condensador

Este método se basa en un balance de energía sobre el condensador. En este caso está refrigerado por aire, así que se tiene la ecuación (4):

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_{\text{ref}} (h_{\text{ref,cond,in}} - h_{\text{ref,cond,out}}) = \dot{m}_{\text{aire}} (T_{\text{aire,cond,out}} - T_{\text{aire,cond,in}}) \quad (4)$$

Para despejar el caudal de refrigerante, este método requiere, además de las medidas sobre los parámetros del refrigerante, la medición de las temperaturas de aire antes y después de condensador y, sobre todo, la medida del caudal de aire en el condensador. Esto se hace habitualmente haciendo uso de un anemómetro rotativo o de hilo caliente y es una medida que suele estar sujeta a mucha incertidumbre, lo que constituye un importante inconveniente.

3.4 Método basado en el balance de energía sobre el compresor

Este método se basa en un balance de energía sobre el compresor, considerando que no es adiabático:

$$\dot{m}_{\text{ref}} (h_{\text{ref,comp,in}} - h_{\text{ref,comp,out}}) = \dot{E}_{\text{comp}} - \dot{Q}_{\text{perdidas}} \quad (5)$$

La dificultad de este método consiste en estimar las pérdidas de calor del compresor al ambiente $\dot{Q}_{\text{perdidas}}$ (W). Una aproximación muy utilizada en la práctica es asumir que estas pérdidas suponen un porcentaje típico de un 7% sobre el consumo eléctrico del compresor \dot{E}_{comp} . Según la bibliografía [6][7][8], la medida de caudal de refrigerante es poco sensible a errores en la estimación de este porcentaje de pérdidas. Otra posibilidad es hacer una estimación de las pérdidas a partir de medidas de temperatura en la carcasa del compresor y resolviendo el problema de transmisión de calor.

3.5 Montaje experimental

Para la medición de la temperatura del fluido en el circuito frigorífico se utilizan sensores de temperatura Onset TMC-HD y TMC-HE, ver la Figura 3, situados en puntos estratégicos del circuito frigorífico. No se dispone de un analizador de redes así que la intensidad eléctrica demandada por el compresor se mide mediante una pinza amperimétrica Onset CTV-A. El factor de potencia del compresor se obtiene mediante un ajuste en función de la intensidad demandada y de la temperatura de condensación, a partir de los datos del fabricante, ver la Figura 4. En las condiciones del experimento el factor de potencia resulta ser un valor prácticamente constante.

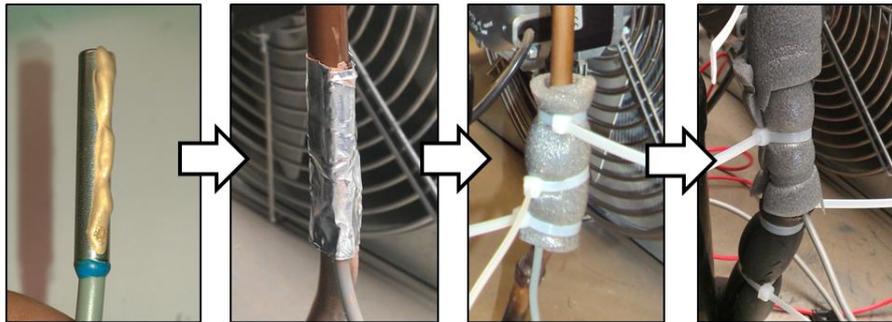


Figura 3. Método experimental para medir la temperatura en el circuito frigorífico. De izquierda a derecha: pasta térmica, cinta de aluminio, aislante sobre la sonda, aislante en el entorno de la sonda para evitar minimizar efectos de conducción a lo largo de la tubería de cobre.

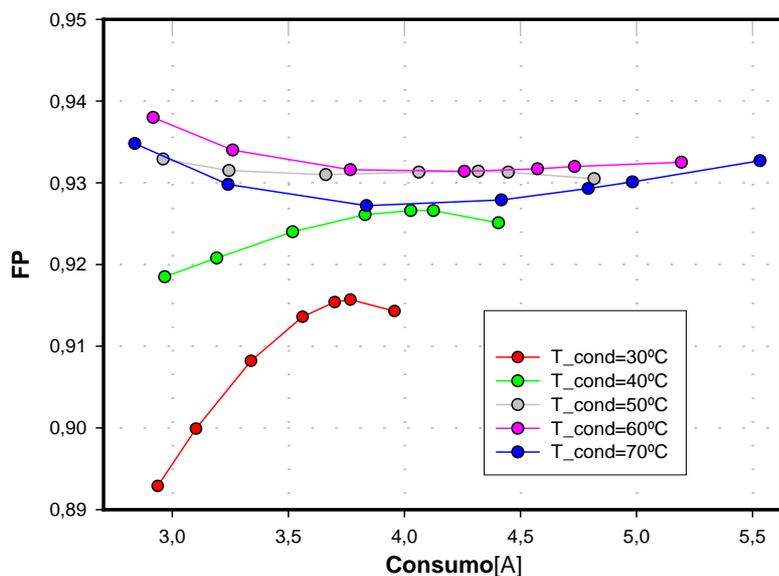


Figura 4. Factor de potencia en función de la intensidad consumida y de la temperatura de condensación del compresor Tecumseh CAJ9510Z, elaborado a partir de datos del fabricante.

La presión se mide con transductores Ashcroft G2. Los datos medidos se registran continuamente mediante registradores Onset Hobo U12 que además sirven para medir la temperatura del aire.

4. Resultados

Se llevan a cabo diversos experimentos [1]. En esta comunicación, por cuestiones de espacio, se discuten los dos más representativos.

4.1 Experimento con carga de 1000 W constante

En este experimento se introduce un calefactor eléctrico de 1000 W encendido permanentemente en el interior de la cámara frigorífica. Con ello se busca evitar frecuentes ciclos de apagado y encendido del ciclo frigorífico y así estabilizar las lecturas de los sensores. El experimento dura 50 minutos aproximadamente. A partir del minuto 40 se considera que las lecturas son suficientemente estables. Se miden $P_{\text{evap}} = 4,1 \text{ bar}$ ($9,6^\circ\text{C}$) y $P_{\text{cond}} = 18,2 \text{ bar}$ ($63,3^\circ\text{C}$). La temperatura del aire interior de la cámara es de unos 25°C . Una vez registrados los datos se procesan con EES. La Figura 5 muestra la predicción del caudal de refrigerante a lo largo del experimento con los diferentes métodos. En el caso de los métodos basados en el balance de energía sobre el compresor, el cálculo de pérdidas a partir de las temperaturas de carcasa del compresor es muy similar al valor típico del 7% sobre el consumo del compresor, así que ambos métodos predicen un caudal de unos $0,0155 \text{ kg/s}$. Por otra parte, los métodos

de rendimiento total y volumétrico predicen valores muy similares de caudal en el entorno de 0,012 kg/s, mientras que el método del balance en el condensador da un valor intermedio de 0,013 kg/s.

En cuanto al COP, está directamente relacionado con la estimación del caudal de refrigerante, ver la Tabla 1 y la Figura 6. Además de los cuatro métodos descritos en el apartado 3, se muestra el COP calculado mediante un ajuste que ofrece el fabricante de la unidad motocondensadora en función de la relación de compresión y la temperatura de condensación. Este COP del fabricante, a falta de algo mejor, se tomará como referencia, pero con algunas reservas, ya que las condiciones de aspiración al compresor (20 °C según EN12900) no son exactamente las mismas que en los experimentos. También se muestra el COP adiabático, que sería el calculado a partir de las mediciones sobre el refrigerante, asumiendo que el compresor es adiabático, ver ecuación (6). Este COP adiabático será siempre una cota superior.

$$\text{COP}_{\text{adiabático}} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{E}_{\text{comp}}} = \frac{h_{\text{evap,out}} - h_{\text{vx,in}}}{h_{\text{comp,out}} - h_{\text{comp,in}}} \quad (6)$$

Tabla 1: COP promedio a partir del minuto 40 del experimento con carga de 1000W constante.

	Fabricante	Rend. total	Rend. volum.	Balance conden.	Balance comp7%	Adiabático
COP	2.09	1.96	2.00	2.19	2.56	2.76
Desviación	0%	-6%	-4%	+5%	+22%	+32%

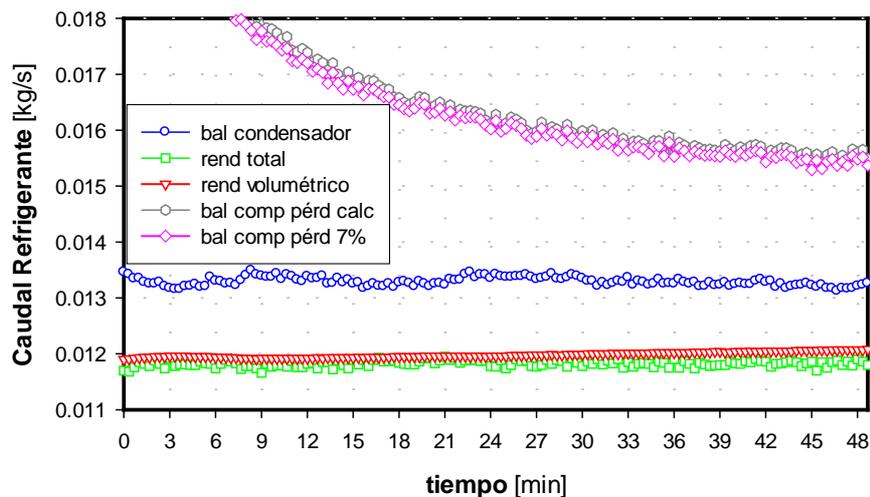


Figura 5. Predicción del caudal de refrigerante en el experimento con carga de 1000 W constante.

En la Tabla 1 se observa que hay tres métodos (rendimiento volumétrico, rendimiento total y balance en el condensador) que ofrecen una estimación del COP similar a la referencia del fabricante, mientras que el método de balance en el compresor con pérdidas del 7% sobreestima el COP un 22%.

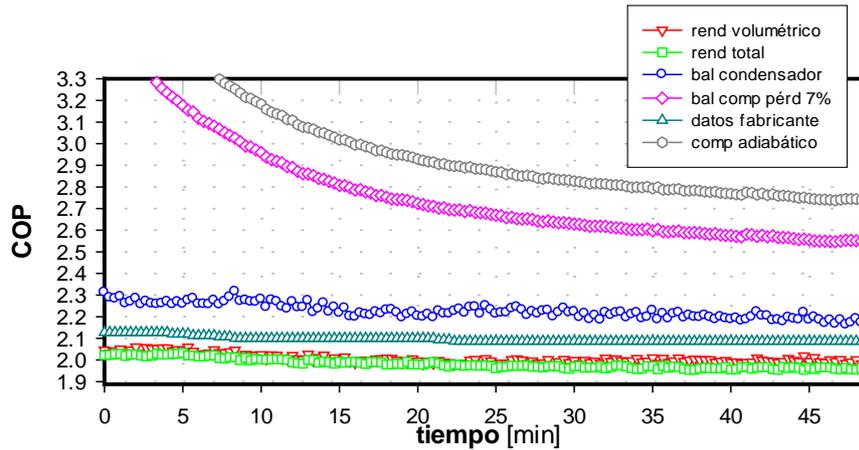


Figura 6. Predicción del COP en el experimento con carga de 1000W constante.

4.2 Experimento con temperatura interior controlada

En este experimento, el objetivo es buscar un comportamiento cuasiestacionario y hacer un balance de energía global sobre la cabina para verificar si se cierra este balance. Para ello es necesario estimar el coeficiente de pérdidas UA de la cabina como paso previo. Se utiliza la técnica del “co-heating”, calentando la cabina mediante un calefactor eléctrico hasta unos 45 °C y midiendo la potencia necesaria para mantener esta temperatura. Los resultados se procesan con el método de la media propuesto en la ISO 9868. Este método permite, si el experimento es lo suficientemente largo, eliminar los efectos transitorios y estimar el UA estacionario. Se obtiene un UA=13,47 W/C [1]. Esta metodología ha de tomarse con ciertas reservas, puesto que las condiciones de contorno de la cabina no son uniformes, y los coeficientes convectivos no serán los mismos en este escenario de calefacción que en el de operación real, pero se supone una buena aproximación. En el experimento propiamente dicho se utiliza una carga de 1000 W que se activa y desactiva mediante termostato. La temperatura interior de la cabina oscila alrededor de 12 °C. Los resultados se muestran en la Figura 7 y Tabla 2. Por otra parte, se analiza el cumplimiento del balance de energía en la cabina en valores promediados en el tiempo, ecuación (7), donde $\bar{Q}_{\text{ventilador}}$ representa la potencia del ventilador del evaporador interior de la cámara frigorífica, que se monitoriza específicamente. Despejando la capacidad frigorífica promedio en el experimento:

$$\bar{Q}_{\text{evap}} = \bar{Q}_{\text{calefactor}} + \bar{Q}_{\text{UA}} + \bar{Q}_{\text{ventilador}} = 1353 + 146 + 209 = 1708 \text{ (W)} \quad (7)$$

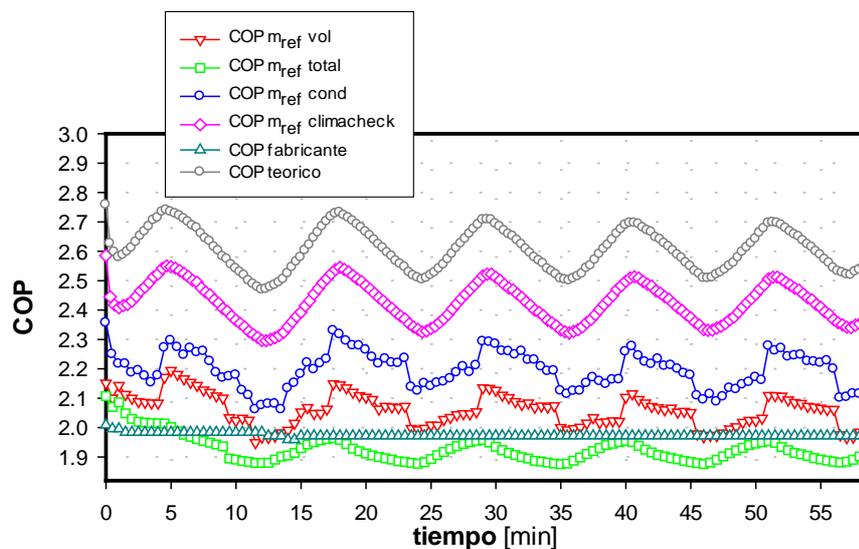


Figura 7. COP en el experimento cuasiestacionario.

Tabla 2: COP promedio en el experimento con temperatura controlada.

	Fabricante	Rend. total	Rend. volum.	Balance conden.	Balance comp7%	Adiabático
COP	1.97	1.92	2.06	2.19	2.42	2.60
Desviación	0%	-3%	+5%	+11%	+23%	+32%

Tabla 3: Potencia frigorífica en el experimento con temperatura controlada y desviación respecto al balance de energía en la cabina de la cámara frigorífica.

	Referencia balance	Rend. total	Rend. volum.	Balance conden.	Balance comp7%
\bar{Q}_{evap} (W)	1708	1684	1672	1782	1971
Desviación	0%	-1%	-2%	4%	15%

En la Tabla 3 se muestra la capacidad frigorífica predicha por los diferentes métodos. Los métodos de rendimiento volumétrico, total y el de balance en condensador cierran el balance con un error aceptable, inferior al 5%, mientras que el método de balance en compresor sobreestima la capacidad frigorífica.

5. Conclusiones

Se han puesto en práctica diversos métodos de estimación in-situ del caudal de refrigerante que circula por una máquina frigorífica utilizando sensores Onset de bajo coste y un procesado posterior usando EES. Los resultados de los métodos del rendimiento volumétrico y total, y de balance en el condensador dan resultados muy similares y consistentes en los diferentes experimentos. Además, cierran el balance de energía en la cámara frigorífica con un error aceptable, inferior al 5%. El método del balance de energía en el compresor con pérdidas del 7% tiende a sobreestimar el caudal de refrigerante y, por tanto, la capacidad frigorífica. Es posible que en un compresor pequeño las pérdidas reales al ambiente supongan un porcentaje superior. Finalmente, los autores entienden que el uso de diversos métodos en este tipo de experimentos in situ es deseable, al aportar más elementos de juicio.

6. Referencias

- [1] SAN JUAN RODRÍGUEZ, Daniel. "Monitorización de máquina frigorífica y predicción del caudal de refrigerante." Proyecto fin de carrera, ETSI Industriales, Universidad de Málaga, 2015.
- [2] Onset Computer Corporation. [en línea] 24 de marzo de 2015 . <http://www.onsetcomp.com/>
- [3] F-CHART SOFTWARE. *Engineering Equation Solver (EES)* [en línea]. Madison, Wisconsin, 2015 [fecha de consulta: 24 de marzo de 2015]. Disponible en: <http://www.fchart.com/ees/>
- [4] AENOR. UNE-EN 12900:2006. *Compresores refrigerantes. Condiciones de evaluación, tolerancias y presentación de los datos de funcionamiento del fabricante*. Madrid: AENOR, 2006.
- [5] INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y AHORRO DE LA ENERGÍA. *Procedimiento para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire*:Febrero 2007. Madrid: I.D.A.E. (Guías Técnicas I.D.A.E.)
- [6] BERGLÖF, Klas. "Methods and potential for on-site performance validation of air conditioning, refrigeration, and heat pump systems." [en línea]. Noviembre 2010 [fecha de consulta: diciembre 2013]. Disponible en: <http://www.climacheck.com/dl.php?did=8>
- [7] BERGLÖF, Klas. "Innovative Method for Performance Inspections Used to Optimize Existing Refrigeration and Air Conditioning Plants". En: *International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1059*. West Lafayette, Indiana, EEUU: Purdue University, 2010.
- [8] GIMENEZ GAVARRELL, Pau. "Guidelines of how to instrument, measure and evaluate refrigeration systems in supermarkets." Master Thesis. Stockholm: KTH School of Industrial Engineering and Management. Division of Heat and Power Technology, 2011.