

ANÁLISIS EXPERIMENTAL Y MODELADO DE COMPRESORES A ESPIRAL EN APLICACIONES HVAC/R.

Experimental analysis and modeling of scroll compressors in HVAC/R applications.

RESUMEN

Este artículo presenta los resultados de un estudio experimental de compresores a espiral. Se analizan los órdenes de magnitud de las eficiencias isentrópicas y volumétricas de estos compresores. Para el modelado se utiliza una aproximación semi-empírica, en donde se identifican algunos parámetros del modelo a partir de mediciones en laboratorio o de catálogos. Se dan algunos ejemplos de identificación de parámetros y de simulación.

El modelado pone en evidencia la importancia de considerar los fenómenos físicos que suceden al interior de la máquina para representar de mejor forma su comportamiento. El modelo presentado es de tipo modular por lo tanto puede ser usado luego en un sistema aún más complejo: como es el caso de una bomba de calor, un sistema de refrigeración o de acondicionamiento de aire.

PALABRAS CLAVES: Compresor, Modelamiento, Experimental

ABSTRACT

This article presents the results of the experimental study of scroll compressors. The orders of magnitude of the isentropic and volumetric efficiencies of these compressors are studied. For the modeling a semi-empirical approach is used, where some model parameters are defined from laboratory measurements or catalogues data. Some examples of identification of parameters and simulation are presented. The modeled shows the importance of considers the physical phenomena that happen inside of the machine to represent in a better form their behavior. The modeling showed is modular; therefore it can be used in a more complex system: as it is the case of a heat pump, an air conditioning or cooling system.

KEYWORDS: Compressor, Modeling, Experimental

1. INTRODUCCIÓN

Los compresores a espiral cuentan actualmente con una gran aceptación debido al uso extendido de bombas de calor tanto en campo de la refrigeración, como en acondicionamiento de aire y calefacción. Se hace necesario por lo tanto conocer sus características de funcionamiento y los procesos físicos que se producen durante el paso del refrigerante en su interior.

Estos compresores presentan varias ventajas con respecto al compresor a pistón: entre ellas se tiene la ausencia de espacio muerto, de válvulas de admisión y descarga y el reducido número de partes móviles [1], [2].

En el diseño de una instalación o selección de uno de estos equipos es de extrema importancia saber cómo se va a comportar dicho equipo en las diferentes condiciones de funcionamiento impuestas por los procesos. Es por esto que se hace necesario desarrollar un modelo de simulación que sea suficientemente preciso, numéricamente robusto y caracterizado por un tiempo de cálculo reducido. Además, los parámetros de dicho modelo deben ser fácilmente identificables a partir de los

datos publicados en los catálogos de los fabricantes de dichos equipos o en el mejor de los casos a partir de datos experimentales obtenidos en laboratorio [3].

El modelo presentado en este trabajo es un modelo de tipo semi-empírico, en el cual se debe identificar un número limitado de parámetros, los cuales tienen por supuesto un significado físico. El modelo toma en cuenta los principales procesos que ocurren al interior del compresor: tales como precalentamiento del fluido, compresión, pérdidas electromecánicas, enfriamiento del fluido, intercambio con el medio exterior y eventualmente fugas internas, en el caso de compresores en que la lubricación no es suficientemente buena.

En el análisis experimental se estudian los diferentes órdenes de magnitud de las eficiencias isentrópicas y volumétricas de estos compresores con un ejemplo tipo.

Para el modelado del compresor se utiliza una aproximación semi-empírica, en donde se identifican algunos parámetros de dicho modelo a partir de mediciones de laboratorio o de datos obtenidos de los catálogos. En este artículo se dan algunos ejemplos de identificación de parámetros y de simulación de algunos

CRISTIAN CUEVAS

Ph.D. University of Liège Belgium
Profesor Universidad de Concepción
Chile

VINCENT LEMORT

Ph.D. University of Liège Belgium
Professor University of Liège
Belgium.

NÉSTOR FONSECA DIAZ

Ph.D. University of Liège Belgium
Profesor Universidad Tecnológica
de Pereira

nfonseca@utp.edu.co

compresores a espiral. El modelado pone en evidencia la importancia de considerar los fenómenos físicos que suceden al interior de la máquina para representar de mejor forma su comportamiento.

El modelo presentado en este estudio es de tipo modular, por lo que puede ser posteriormente usado en un sistema aún más complejo: como es el caso de una bomba de calor, un sistema de refrigeración o de acondicionamiento de aire.

2. RESULTADOS EXPERIMENTALES

La Figura 1(a) presenta los resultados de la eficiencia isentrópica del compresor para uno de los compresores analizados en este estudio (ensayado a velocidad variable). Se observa una tendencia típica para este tipo de compresores, con una eficiencia máxima de 0,65 para una razón de presión del orden de 2,2. A la izquierda y a la derecha de este punto la eficiencia isentrópica disminuye debido a que trabaja en condiciones no apropiadas: la razón de presión interna es diferente a la razón de presión externa.

En este caso en particular vemos que esta eficiencia no es significativamente influenciada por la frecuencia de excitación del compresor. Solo se observa una pequeña degradación a 35 Hz y para un ensayo a 40 Hz lo cual puede ser atribuido a la aparición de fugas internas debido a una falta de lubricación de los espirales.

La eficiencia volumétrica, presentada en la Figura 1(b), presenta también una tendencia típica: esta es cercana a 1 para bajas razones de presión y luego decrece, casi linealmente, a altas razones de presión.

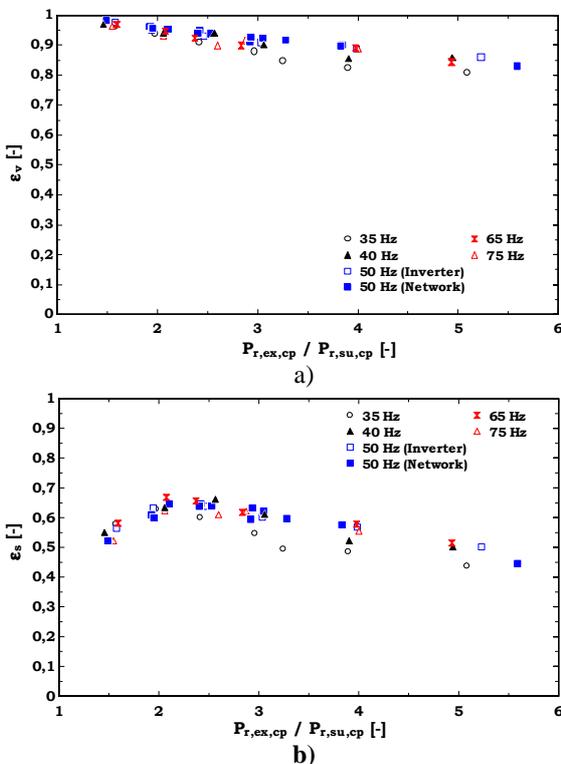


Figura 1: eficiencias (a) volumétrica e (b) isentrópica

3. MODELAMIENTO DEL COMPRESOR

3.1 Descripción general

El principio de modelado del compresor es presentado en la Figura 2. El recorrido del refrigerante al interior consta de las siguientes etapas: pérdida de carga a la entrada (su a su1), recalentamiento a la entrada (su1 a su2), mezcla con la fuga interna del compresor (su2 a su3), admisión a la cámara de compresión (su3), compresión interna (su3 a ex3), fuga interna, enfriamiento a la salida (ex2 a ex1), pérdida de carga a la salida (ex1 a ex).

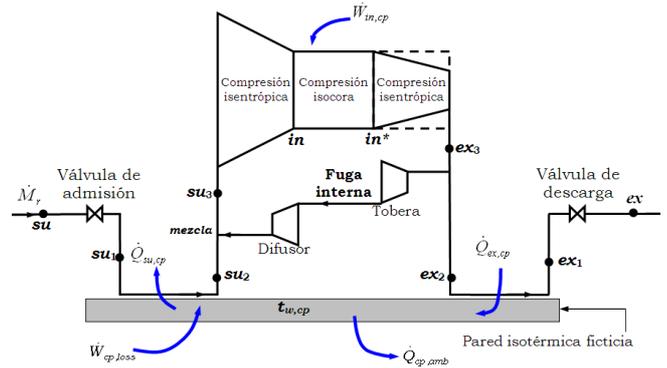


Figura 2: Principio de modelado del compresor a espiral

Las ecuaciones que describen estos procesos (transferencia de calor, pérdidas de carga, proceso de compresión, etc.) han sido ya descritos por Winandy et al. [1]. En este artículo se han agregado algunos fenómenos para hacer este modelo más general y adaptable a las diferentes configuraciones existentes.

3.2 Proceso de compresión

El compresor a espiral es un compresor de razón de volúmenes interna $r_{v,in}$ fija, impuesta por su geometría. Por lo tanto, para un refrigerante y condiciones de funcionamiento determinadas, existe una razón de presión interna correspondiente a esta razón de volumen. Si la razón de presiones externa es diferente a la razón de presión interna, se dice que el compresor no está adaptado, lo cual genera ciertas pérdidas que no se tienen en el proceso adaptado. Se distinguen tres situaciones: cuando la razón de presión interna es igual a la razón de presión externa (adaptado), cuando esta es mayor (sobre-compresión) o cuando esta es menor (sub-compresión). Estas tres situaciones son ilustradas en la Figura 3 (a), (b), (c) y (d) respectivamente.

Algunos compresores utilizan una válvula de descarga para minimizar las pérdidas asociadas a la sub-compresión (esta es frecuentemente utilizada en los compresores que trabajan a razones de presión altas), como se indica en la Figura 3(d).

Sobre-compresión

La compresión es modelada en dos pasos, como lo propone Winandy et al. [1]. La primera parte de la compresión es asumida como adiabática y reversible desde la presión $P_{su,1}$ hasta la presión interna P_{in} . Esta

última es la presión en la cámara al final del proceso de compresión (en la descarga). La segunda parte de la compresión es también considerada como adiabática, pero no reversible. Esta consiste en una compresión del fluido desde la presión interna hasta la presión de descarga $P_{ex,3}$. El trabajo asociado a esta parte de la evolución es negativo, ya que la presión interna es mayor que la presión de descarga. El trabajo asociado a esta primera parte de la compresión está dado por:

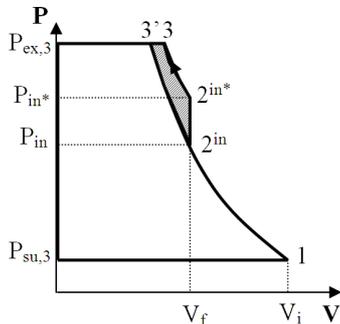
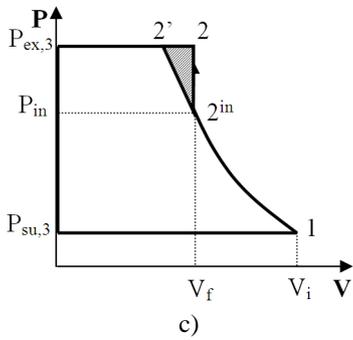
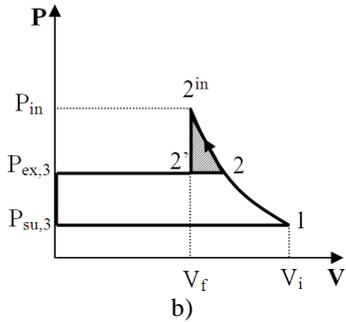
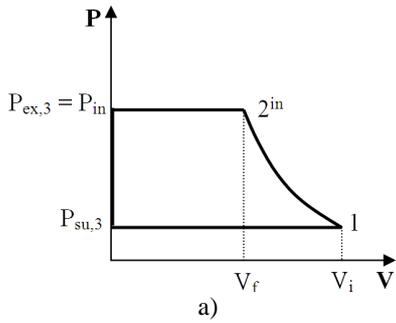


Figure 3: (a) adaptado $P_{ex} = P_{in}$, (b) sobre-compresión $P_{ex} < P_{in}$, (c) sub-compresión $P_{ex} > P_{in}$ sin válvula de descarga, (d) sub-compresión con válvula de descarga

$$w_{in} = w_{in,1} + w_{in,2} = (h_{in} - h_{su,3}) + v_{in} \cdot (P_{ex,3} - P_{in}) \quad (1)$$

Sub-compresión

En la eventualidad de una sub-compresión, la presión en la cámara de compresión es menor que la presión en la región de descarga. Una parte del fluido ingresa desde la línea de descarga hacia la cámara de compresión hasta que las presiones se igualan. En el modelo presentado en este artículo, este fenómeno es asumido como instantáneo.

La presión final P_{in}^* en el volumen de control y el volumen encerrado entre la cámara de descarga y la válvula de descarga son calculados a partir de los balances de masa y de energía asociados a los procesos de retorno de flujo y de mezcla.

El balance de masa está dado por:

$$M_{in}^* = \dot{M}_{in} + \dot{M}_{ex,3} = \frac{\dot{V}_{s,cp}}{v_{su,3}} + \frac{\dot{V}_0}{v_{ex,3}} = \dot{V}_{s,cp} \cdot \left(\frac{1}{v_{su,3}} + \frac{C}{v_{ex,3}} \right) \quad (2)$$

Donde $\dot{M}_{ex,1}$ es el flujo másico de refrigerante que ingresa desde la región de descarga hacia la cámara de compresión. Al final de la compresión, se asume que el fluido en la región de descarga (cuyo volumen es equivalente al del volumen muerto de un compresor a pistón) está a la presión de descarga $P_{ex,3}$ y a la temperatura de descarga $t_{ex,3}$.

El volumen resultante \dot{V}_{in}^* y el volumen muerto \dot{V}_0 están relacionados por:

$$\dot{V}_{in}^* = \dot{V}_{in} + \dot{V}_0 = \dot{V}_{s,cp} \cdot \left(\frac{1}{r_{v,in}} + C \right) \quad (3)$$

El volumen específico del fluido después de la mezcla puede ser expresado como:

$$v_{in}^* = \frac{\dot{V}_{in}^*}{\dot{M}_{in}^*} = \frac{1/r_{v,in} + C}{1/v_{su,3} + C/v_{ex,3}} \quad (4)$$

El balance de energía asociado a esta mezcla está dado por:

$$0 = [(\dot{M}_{ex,3} + \dot{M}_{in}) \cdot u_{in}^*] - [\dot{M}_{ex,3} \cdot u_{ex,3} + \dot{M}_{in} \cdot u_{in}] \quad (5)$$

Esta ecuación puede ser reducida a lo siguiente:

$$0 = \left[\left(\frac{C}{v_{ex,3}} + \frac{1}{v_{su,3}} \right) \cdot u_{in}^* \right] - \left[\frac{C}{v_{ex,3}} \cdot u_{ex,3} + \frac{1}{v_{su,3}} \cdot u_{in} \right] \quad (6)$$

La presión interna corregida P_{in}^* puede finalmente ser calculada en base al volumen específico v_{in}^* y a la energía interna u_{in}^* .

El trabajo asociado a este flujo de retorno está dado por:

$$w_{in,2,v} = v_{in} \cdot (P_{in}^* - P_{in}) \quad (7)$$

A medida que la espiral móvil avanza el volumen de la cámara de descarga disminuirá (definida como una cámara global en comunicación con el puerto de descarga), y simultáneamente su presión aumentará, hasta que alcance la presión de descarga $P_{ex,3}$ (más la pérdida de carga). Esta evolución es asumida como adiabática y reversible. En consecuencia el trabajo asociado a la compresión es:

$$w_{in,2,s} = h_{ex,3} - h_{in}^* \quad (8)$$

El trabajo interno total asociado a la compresión está entonces dado por:

$$w_{in} = w_{in,1} + w_{in,2} = w_{in,1} + w_{in,2,v} + w_{in,2,s} \quad (9)$$

La potencia eléctrica (o al eje) del compresor es calculada en términos de los siguientes términos: la potencia de compresión interna \dot{W}_{in} , un término que toma en cuenta las pérdidas electro-mecánicas constantes $\dot{W}_{loss,0}$ y unas pérdidas mecánicas proporcionales a la potencia de compresión interna $\alpha \cdot \dot{W}_{in}$.

$$\dot{W} = \dot{W}_{in} + \dot{W}_{loss,0} + \alpha \cdot \dot{W}_{in} \quad (10)$$

La pérdida de carga a través de la válvula de descarga es considerada como la equivalente de un flujo isentrópico a través de una tobera convergente.

4 EJEMPLOS DE APLICACIÓN

En este artículo se presentan tres ejemplos de identificación de parámetros del modelo del compresor: un compresor ensayado con una frecuencia de excitación constante, uno a velocidad variable y otro para una aplicación con bombas de calor.

En los tres casos se trata de un compresor hermético, donde la espiral fija y la móvil se encuentran localizadas en la parte superior de la carcasa del compresor, por sobre el motor de inducción. El refrigerante circula primero a través del motor eléctrico para enfriarlo y luego ingresa a la cámara de compresión. La lubricación de los descansos y de los espirales es asegurada por una pequeña bomba instalada en el eje del motor eléctrico.

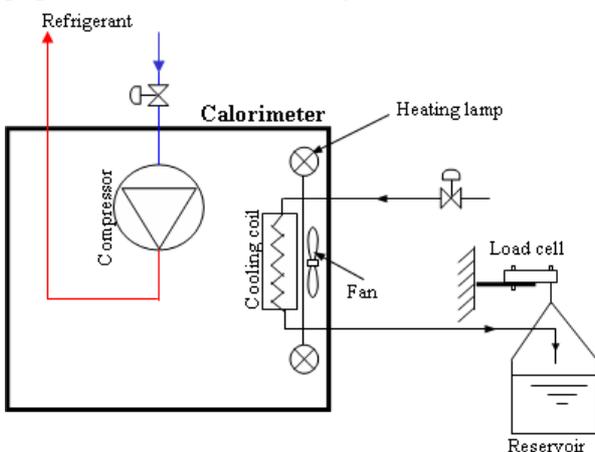


Figure 4: calorímetro del compresor

En los dos primeros casos los compresores fueron caracterizados mediante ensayos en Laboratorio e instalados dentro de un calorímetro para determinar sus pérdidas hacia el ambiente, como se muestra en la Figura 4. El calorímetro trabaja a temperatura constante lo cual se consigue regulando manualmente el flujo de agua que circula a través de un ventilador-convector, para compensar la contribución de las lámparas y del compresor. Estos dos compresores fueron caracterizados con refrigerante R134a y aceite poliolester.

Las siguientes mediciones son efectuadas en el compresor: potencia del compresor, temperaturas y presiones de admisión y descarga, temperaturas de superficie del compresor.

Para el tercer compresor utilizamos los datos entregados por el fabricante para identificar los parámetros del modelo.

4.1 Compresor A: compresor ensayado a frecuencia de alimentación constante

El compresor ensayado tiene un volumen barrido teórico de $28,8 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ a 50 Hz.

La Tabla 1 da una idea de los valores extremos de los 118 ensayos realizados para identificar los parámetros del modelo de dicho compresor. Podemos observar que el compresor fue ensayado en un rango muy amplio de potencias, presiones y temperaturas. Sin lugar a dudas, la temperatura de succión y la potencia son las variables más críticas, ya que ambas limitan la operación segura del motor eléctrico del compresor. En este caso ambas variables fueron llevadas a sus condiciones límites.

Tabla 1: condiciones de ensayo

	Compresor A	Compresor B
Presión de admisión	1,6 a 17,8 bar	4,8 a 20,4 bar
Presión de descarga	8,6 a 40,4 bar	10,0 a 40,3 bar
Temperatura de admisión	-10,5 a 70,6 °C	18,9 a 77 °C
Temperatura de descarga	53,5 a 136 °C	58,8 a 124,5 °C
Flujo de refrigerante	0,055 a 0,637 kg s^{-1}	0,039 a 0,267 kg s^{-1}
Potencia del compresor	4,12 a 16,81 kW	1,449 a 6,416 kW
Frecuencia de excitación del motor [Hz]	-	35 a 75 Hz

Los parámetros son identificados minimizando los errores en la estimación de la potencia eléctrica del compresor, del flujo de refrigerante, de la temperatura de pared del compresor y de la temperatura del refrigerante en la descarga del compresor. Los parámetros identificados son presentados en la Tabla 2.

Tabla 2: Parámetros del modelo del compresor

	Compresor A	Compresor B	Compresor C
$AU_{amb,cp}$	7.9 W/K	18 W/K	6 W/K
$AU_{su,cp}$	2000 W/K	3000 W/K	24 W/K
$AU_{ex,cp}$	27 W/K	35 W/K	13 W/K
$r_{v,in}$	2.484	2.609	2.850
$V_{s,cp}$	54.4 cm ³	173 cm ³	98.57 cm ³
α	0.361	0.347	0.212
$\dot{W}_{loss,0}$	114 W	223 W	118 W
A_{leak}	-	-	0.3888 mm ²
d_{ex}	-	-	0.0052 m
C	-	-	0.292

El coeficiente de transferencia de calor de aspiración es muy alto, de hecho de acuerdo a los resultados del modelo la eficiencia de este intercambiador de calor debe ser cercana a 1 para poder interpretar de mejor forma los datos experimentales. En el caso del volumen barrido obtenemos un valor superior al anunciado por el fabricante, del orden de un 4,5 % superior. Esto ya ha sido explicado por Nieter [4]: el gas en la succión puede comenzar a ser comprimido antes del final del proceso de succión, debido a la disminución del volumen en la zona de succión justo antes que termine el proceso de succión. Las Figuras 5(a) y 5(b) presentan las comparaciones entre las potencias y flujos de refrigerante simulados y medidos respectivamente

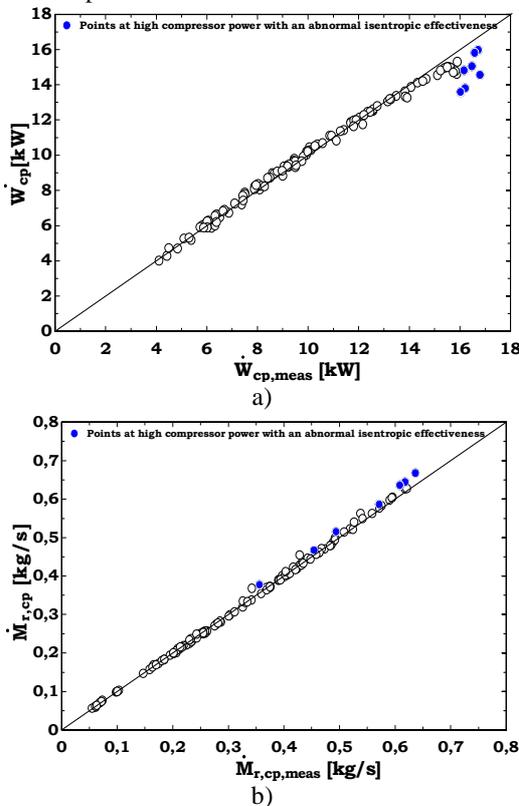


Figura 5: variables simuladas y medidas (a) potencia eléctrica y (b) flujo de refrigerante

De acuerdo a esta comparación el modelo muestra ser bastante preciso en todo el rango analizado experimentalmente, excepto para algunos ensayos a alta potencia del compresor, en los cuales el motor eléctrico del compresor estaba trabajando a valores superiores a los de su corriente de operación máxima.

4.2 Compresor B: compresor a espiral ensayado a velocidad variable

Este compresor fue caracterizado con 60 ensayos en las condiciones dadas en la Tabla 1. Los parámetros identificados para este compresor están dados en la Tabla 2. El volumen barrido identificado es similar al anunciado por el fabricante, un 0,3 % mayor. Sin embargo, este es un volumen barrido ficticio que toma en cuenta todas las variables que no son consideradas en el modelado: flujo de aceite, fugas internas, etc.

En este caso nuevamente obtenemos una eficiencia para el intercambiador de admisión una eficiencia igual a 1. Eso podría eventualmente ser mejorado utilizando dos paredes ficticias isotérmicas. La Figura 6(a) y 6(b) presentan la comparación entre los valores simulados y medidos para la potencia eléctrica y para el flujo de refrigerante. De acuerdo a esta comparación, el modelo predice con bastante precisión los valores medidos y no fue necesario introducir parámetros adicionales al modelo por el hecho de que este compresor trabaje a velocidad variable. No observamos pérdidas adicionales en el motor eléctrico (o si las hay son despreciables) debido a que es alimentado por un variador de frecuencia.

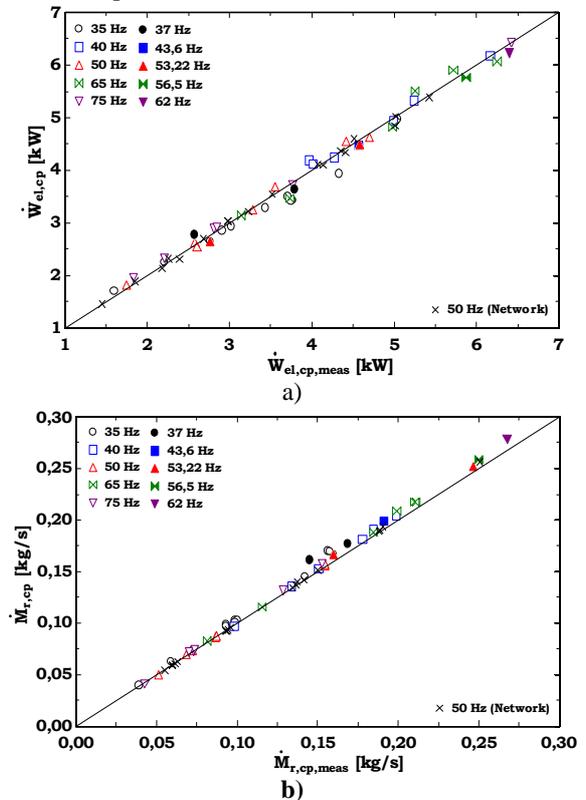


Figure 6: variables simuladas y medidas (a) potencia eléctrica y (b) flujo de refrigerante

4.3 Compresor C: compresor a espiral para una aplicación de bomba de calor

Los parámetros del modelo de este compresor son identificados en base a los datos publicados por el fabricante de dicho compresor y consiste en una serie de 73 puntos de operación caracterizados por diferentes temperaturas de evaporación y condensación [5], [6], [7], [8]. Para cada punto el fabricante da el flujo de refrigerante, la potencia del compresor y los calores transferidos por el evaporador y el condensador. El volumen barrido anunciado por el fabricante es de 5,92 m³h⁻¹ y el refrigerante utilizado es el R407C. Los parámetros identificados se presentan en la Tabla 2.

La Figura 7 muestra la influencia de algunas mejoras en el modelo sobre la predicción en el flujo másico del compresor. La introducción de una fuga interna permite mejorar parcialmente la predicción del flujo másico. El volumen barrido teórico debe ser aumentado en un 4% para poder mejorar los resultados, lo cual puede ser explicado nuevamente debido a lo indicado por Nieter (1988). En la Figura 8 se presenta la sensibilidad del modelo a una pérdida de carga a la salida del compresor y a la presencia de una "reed valve". Tomando en cuenta estos dos efectos se obtiene la mejor predicción, con una diferencia inferior al 5%.

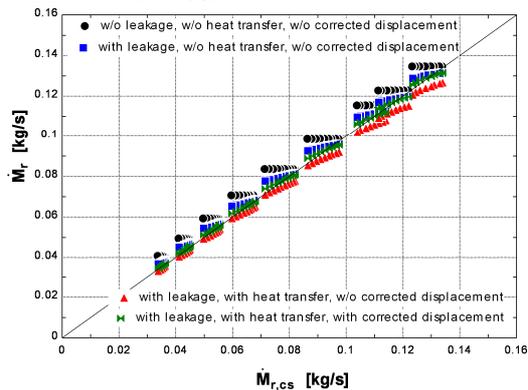


Figure 7: sensibilidad del modelo a las diferentes mejoras en el modelado del flujo másico desplazado

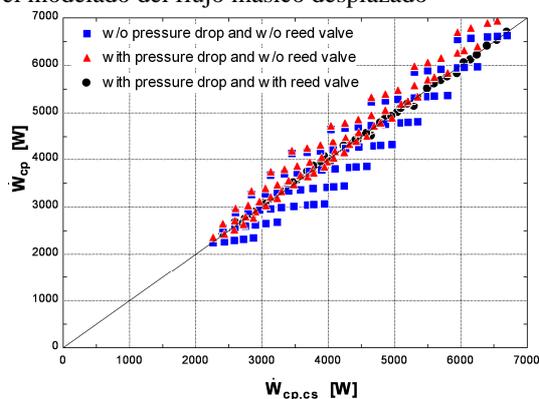


Figure 8: sensibilidad del modelo a las diferentes mejoras en el modelado de la potencia eléctrica del compresor

5. CONCLUSIONES

El modelo propuesto es validado con tres compresores para diferentes aplicaciones, obteniendo parámetros empíricos que se encuentran dentro de los órdenes de magnitud esperados, excepto para el coeficiente del intercambiador de calor que simula el intercambio a la entrada del compresor. Esto nos hace pensar que el modelado del intercambio del compresor con el ambiente podría mejorarse utilizando dos superficies ficticias.

El modelado del compresor para una aplicación de bombas de calor muestra que considerando el detalle del proceso de descarga del refrigerante puede mejorar notablemente la predicción de la potencia del compresor. Esto se logra modelando una re-expansión de un volumen muerto encerrado entre la cámara de descarga y la válvula de descarga y la pérdida de carga a través de dicha válvula. Esto implica una ligera modificación del modelo presentado originalmente por Winandy et al. [1], [9].

5. BIBLIOGRAFÍA

- [1] Winandy E. 1999. Contribution to the performance analysis of reciprocating and scroll refrigeration compressors. PhD Thesis. Engineering Faculty, University of Concepción, Chile.
- [2] ASHRAE Refrigeration Handbook. 2002. American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA.
- [3] ASHRAE Standard 99. Refrigeration oil description. American Society of Testing Materials. USA.
- [4] Nieter J. 1988. Dynamic of scroll suction process, Purdue International Compressor Engineering Conference.
- [5] Breber G., Palen J. and Taborek J. 1980. Prediction of horizontal tube side condensation of pure components using flow regime criteria. ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 102, pp. 471-476.
- [6] Chato J. 1962. Laminar condensation inside horizontal and inclined tubes. ASHRAE Journal, Vol. 4, pp. 52-60.
- [7] Chang Y. and Wang C. 1997. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.
- [8] Chang Y., Hsu K., Lin Y. and Wang C. 2000. A generalized friction correlation for louver fin geometry. International Journal of Heat and Mass Transfer 43, pp. 2237-2243.
- [9] Winandy E., C. Saavedra, and J. Lebrun. 2002. Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor, *Applied Thermal Engineering* 22: 107-120.