

UTILIZACIÓN DE DATOS DE CATÁLOGO PARA EL MODELADO DE EQUIPOS HVAC/R.

Using manufacturer catalog data information for modeling of HVAC/R equipment.

RESUMEN

Este artículo presenta los resultados de un estudio desarrollado para elaborar modelos de equipos HVAC/R que puedan ser usados a partir de datos suministrados por los fabricantes. Como ejemplo de modelado, en este artículo se muestran entre otros, un modelo de compresor, de ventilador, de serpentín de enfriamiento y de una caldera de condensación. Se observa que en algunos de estos casos la información que entregan los fabricantes no es suficiente para poder representar de buena forma su comportamiento usando los modelos.

PALABRAS CLAVES: HVAC/R, Modelamiento

ABSTRACT

This article presents the results of a study performed to develop a computational model of HVAC/R equipment that can be used from manufacturer catalog data. As example of the model in this article the model of a fan, cooling coil and a condensation boiler are presented. It is observed that in most of the case the data information is not sufficient to develop a good representation of its behavior using of the model.

KEYWORDS: HVAC/R, Modeling.

CRISTIAN CUEVAS

Ph.D. Profesor.
Universidad de Concepción Chile

VINCENT LEMORT

Ph.D. Profesor
University of Liège Belgium

NÉSTOR FONSECA DIAZ

Ph.D. University of Liège Belgium
Profesor Asistente
Universidad Tecnológica de Pereira
nfonseca@utp.edu.co

1. INTRODUCCIÓN

La auditoría energética de un sistema HVAC&R completo no es una tarea fácil. Las mediciones in-situ son inevitables y requieren mucho tiempo y dinero. Una alternativa es utilizar la información dada por los fabricantes de estos equipos de tal forma de simplificar estas campañas de medición.

Obviamente, en la mayoría de las instalaciones HVAC&R, los equipos que más consumen energía son los ventiladores de los grupos de aire acondicionado, seguido de los *Chillers*.

Las condiciones de funcionamiento nominales de estos equipos son, por lo general, bien conocidas, ya sea mediante ensayos de laboratorio o de datos obtenidos a partir de los catálogos de los fabricantes, pero las condiciones de operación reales, por lo general, se alejan de las condiciones nominales. Una forma de determinar estos puntos de operación es mediante un modelo simple del equipo, que podría ser un modelo de tipo semi-empírico o teórico-experimental, en donde algunos parámetros de dicho modelo se pueden obtener de los datos entregados por el fabricante.

El modelado de máquinas y sistemas térmicos es una herramienta muy útil para optimizar un componente o un sistema. Esta optimización depende mucho del tipo de aplicación y puede ser desde una reducción del peso de un componente hasta la reducción de las emisiones de contaminantes, pasando por la mejora del rendimiento. El modelado es una herramienta muy útil en las auditorías energéticas de algunas plantas, ya que estas permiten

estimar la reducción del consumo de energía, y los costos asociados, etc.

El modelado de una máquina o de un sistema térmico puede ser clasificado de diferentes formas. En particular en este estudio los clasificaremos en modelos *deterministas* (o *predictivos*), *modelos empíricos* y modelos *teórico-experimentales* o *semi-empíricos*.

Los modelos deterministas son aquellos en los que cada fenómeno es descrito completamente. Teóricamente es posible obtener un modelo de un equipo completo sin necesidad de ningún dato experimental o de catálogo. Este tipo de modelo es de particular importancia en la etapa de diseño, ya que a este nivel se dispone de muy poca información de cómo se debería comportar el sistema.

Los modelos teórico-experimentales (semi-empíricos) están basados en suposiciones físicas simplificadas y requieren un número limitado de parámetros identificados de datos experimentales o de datos de catálogo del fabricante del equipo.

Los modelos empíricos son ampliamente usados por los fabricantes de equipos y están basados en el ajuste de curvas sobre un conjunto limitado de puntos experimentales. Estos permiten generar los catálogos entregados por los fabricantes de equipos. Este tipo de modelado requiere una gran cantidad de puntos experimentales.

En este estudio nos interesamos al modelado de tipo teórico-experimental por la facilidad en que se pueden realizar y porque además requieren de una sólida base teórica.

2. ESTRUCTURA DE LOS MODELOS DE SIMULACIÓN

Como hemos visto hasta ahora para poder realizar la simulación de una máquina o de un sistema térmico debemos primero realizar el modelo de dicha máquina o sistema, el cual está compuesto de una serie de ecuaciones obtenidas de la termodinámica, de la transferencia de calor, de la mecánica de fluidos, etc. Para que este modelo pueda entregarnos la información deseada debemos proporcionarle las condiciones de frontera, flujos de masa, momento y/o energía. A estas variables las llamaremos entradas del modelo, ya que son datos requeridos por dicho modelo para poder entregar los valores requeridos, que en este curso llamaremos salidas del modelo. En el caso de los modelos semi-empíricos, definimos también algunos parámetros que son necesarios para el modelo y que son obtenidos a partir de mediciones o de datos de catálogo.

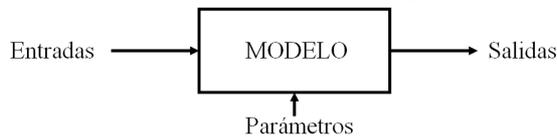


Figura 1: diagrama de flujo de un modelo de simulación

Un modelo matemático es una descripción del comportamiento de un sistema. Este está compuesto de tres componentes:

Variables de entrada, las cuales actúan sobre el sistema. Hay dos tipos: controlable por el experimentador e incontrolables (por ejemplo las meteorológicas).

Estructura del sistema y parámetros/propiedades, los cuales proveen la descripción física necesaria del sistema (por ejemplo masa térmica o propiedades mecánicas de los elementos).

Variables de salida (respuesta, o dependientes), las cuales describen la reacción del sistema a las variables de entrada.

3. PROCESO DE IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS

Los parámetros de cada modelo son identificados por minimización de una función ϑ , la cual depende de los errores relativos de las variables más significativas que predice el modelo, como pueden ser potencias, flujos máxicos y/o temperaturas. Esta función está definida por la siguiente ecuación:

$$\vartheta = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n \left(\frac{V_{j,i, sim} - V_{j,i, meas}}{V_{j,i, meas}} \right)^2} \quad (1)$$

Donde V_j es la variable “j” considerada, m es el número de variables y n es el número de puntos disponibles.

4. EJEMPLOS DE MODELADO

4.1 Modelado de un compresor a pistón

El principio del modelado del compresor está dado por el esquema que se muestra en la Figura 2. El recorrido del refrigerante al interior del compresor está caracterizado por los siguientes procesos:

- Pérdida de carga en la válvula de admisión,
- Transferencia de calor desde la pared ficticia hacia el refrigerante
- Compresión isentrópica
- Transferencia de calor desde el refrigerante hacia la pared ficticia
- Pérdidas de carga en la válvula de descarga

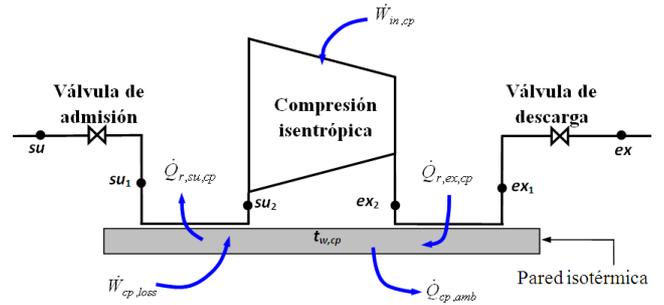


Figura 2: esquema del principio de modelado del compresor a pistón

Este modelo fue inicialmente planteado por Winandy et al. [1]. En este artículo hemos tomado solamente algunas de las ecuaciones de este modelo para mostrar los parámetros empíricos que aparecen en el modelado.

Pared ficticia. El balance de energías de la pared ficticia, en régimen estacionario, está dado por la siguiente ecuación:

$$\dot{W}_{cp,loss} + \dot{Q}_{r,ex,cp} - \dot{Q}_{r,su,cp} - \dot{Q}_{cp,amb} = 0 \quad (2)$$

Potencia al eje o eléctrica del compresor. La potencia del compresor es calculada como sigue:

$$\dot{W}_{cp} = \dot{W}_{in,cp} + \dot{W}_{cp,loss} \quad (3)$$

Donde $\dot{W}_{in,cp}$ en este caso es considerada como la potencia de compresión del proceso isentrópico. Las pérdidas del compresor son en este caso calculadas utilizando la siguiente aproximación:

$$\dot{W}_{cp,loss} = \alpha \cdot \dot{W}_{in,cp} + \dot{W}_{cp,loss1} \cdot \left[\frac{N_{cp}}{N_{0,cp}} \right]^2 \quad (4)$$

En esta aproximación aparecen dos parámetros del modelo: α et $\dot{W}_{cp,loss1}$.

Intercambio de calor entre el refrigerante y la pared ficticia. El intercambio de calor entre el refrigerante y la pared ficticia a la entrada y salida del compresor es calculado utilizando el método ϵ -NTU. A continuación presentamos como ejemplo las ecuaciones usadas para modelar el intercambio a la entrada del compresor:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{r,su,cp} &= \epsilon_{r,su,cp} \cdot \dot{Q}_{min,su,cp} \cdot (t_{w,cp} - t_{r,su1,cp}) \\ \epsilon_{r,su,cp} &= 1 - e^{-AU_{su1}/\dot{Q}_{min,su,cp}} \end{aligned} \quad (5)$$

El coeficiente global de transferencia de calor es determinado con la siguiente aproximación:

$$AU_{su1} = AU_{su1,0} \cdot \left(\frac{\dot{M}_{r,cp}}{\dot{M}_{r,cp,ref}} \right)^{0,8} \quad (6)$$

$AU_{su1,0}$ es un parámetro del modelo, así como $AU_{ex1,0}$ para el intercambio a la salida.

Pérdidas de carga. Las pérdidas de carga en las válvulas de entrada y salida son calculadas con las siguientes expresiones:

$$\text{Entrada : } \Delta P_{r,su,cp} = \rho_{r,su,cp} \cdot \frac{C_{r,su,cp}^2}{2} \quad (7)$$

$$\text{Descarga: } \Delta P_{r,ex,cp} = \Delta P_{r,ex,cp,0} \cdot \left(\frac{\dot{M}_{r,cp}}{\dot{M}_{r,ref}} \right)^2 \quad (8)$$

La velocidad del refrigerante en la válvula de admisión es calculada utilizando una sección de paso ficticia, determinada a partir del siguiente diámetro:

$$d_{r,su,cp} = \delta_{r,su,cp} \cdot \sqrt[3]{V_s} \quad (9)$$

$\Delta P_{r,ex,cp,0}$ y $\delta_{r,su,cp}$ son parámetros del modelo.

Identificación de los parámetros. Previa minimización de la función ϑ , por defecto definimos los siguientes parámetros:

Velocidad nominal del compresor: $N_{nom} = 50$ Hz

Flujo de refrigerante de referencia : $\dot{M}_{r,ref} = 0,1$ kg/s

Coefficiente de deslizamiento: $C_{sd} = 0,004$

Coefficiente de transferencia de calor al ambiente:

$AU_{cp,amb} = 8$ W/K

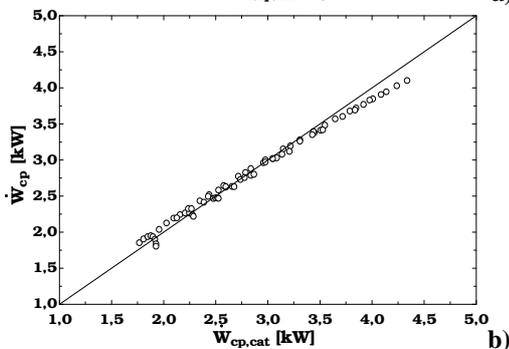
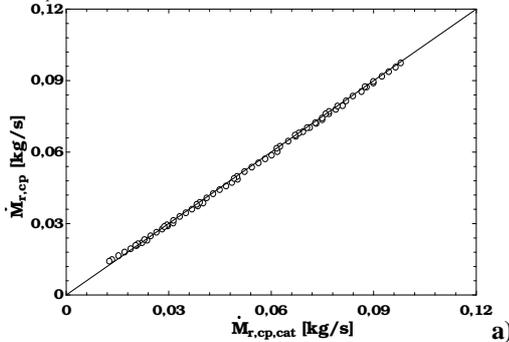


Figura 3: (a) flujo de refrigerante, (b) potencia del compresor

Para el coeficiente de deslizamiento C_{sd} , utilizamos el valor recomendado por Winandy [2].

Por minimización de la función ϑ identificamos los siguientes parámetros:

$$V_{s,cp} = 104,66 \text{ cm}^3 \quad \Delta P_{r,ex,cp,0} = 1,006 \text{ bar}$$

$$C_{f,cp} = 0,04548 \quad \alpha = 0,342$$

$$\delta_{r,su,cp} = 0,2789 \quad \dot{W}_{loss,cp1} = 0,464 \text{ kW}$$

$$AU_{su1,0} = 0,098 \text{ kW/K} \quad AU_{ex2,0} = 0,01 \text{ kW/K}$$

La Figura 3(a) y (b) presenta la comparación entre los valores simulados y entregados en catálogo para el flujo de refrigerante y para la potencia del compresor. Se obtienen diferencias inferiores al 6%.

4.2 Modelado de un ventilador

Para el modelado del ventilador se utilizan tres variables dimensionales, relacionada entre ellas por leyes polinomiales como las indicadas en lo que sigue:

$$\phi = \alpha_0 + \alpha_1 \cdot \psi + \alpha_2 \cdot \psi^2 + \alpha_3 \cdot \psi^3 \quad (10)$$

$$\lambda = \beta_0 + \beta_1 \cdot \psi + \beta_2 \cdot \psi^2 + \beta_3 \cdot \psi^3 \quad (11)$$

Donde las variables dimensionales ϕ , ψ y λ están definidos por:

$$\text{Factor de flujo} \quad \phi = \frac{\dot{W}}{A \cdot U} \quad (12)$$

$$\text{Factor de presión} \quad \psi = \frac{\Delta P_{total}}{\Delta P_{dyn,per}} \quad (13)$$

$$\text{Factor de potencia} \quad \lambda = \frac{\phi \cdot \psi}{\epsilon_s} \quad (14)$$

ϵ_s es la eficiencia isentrópica definida por:

$$\epsilon_s = \frac{\dot{W}_s}{\dot{W}_{sh}} \quad (15)$$

Los coeficientes α_i y β_i son identificados tomando algunos datos de la curva característica del ventilador dada por el constructor, tal como se indica en la Figura 4(a) y (b).

4.3 Modelado de una batería fría

El modelo considera la batería fría como un intercambiador de calor que trabaja en un solo régimen: seco o húmedo, el cual fue originalmente propuesto por Lebrun et al. [3]. La potencia actual intercambiada por el intercambiador está dada por (Braun et al. [4]):

$$\dot{Q}_{coil} = \text{MAX}(\dot{Q}_{coil,dry}, \dot{Q}_{coil,wet}) \quad (16)$$

Régimen seco. En régimen seco, el coeficiente global de transferencia de calor es determinado considerando las siguientes resistencias térmicas:

$$\frac{1}{AU_{coil,dry}} = R_{a,coil,dry} + R_{m,coil} + R_{r,coil} \quad (17)$$

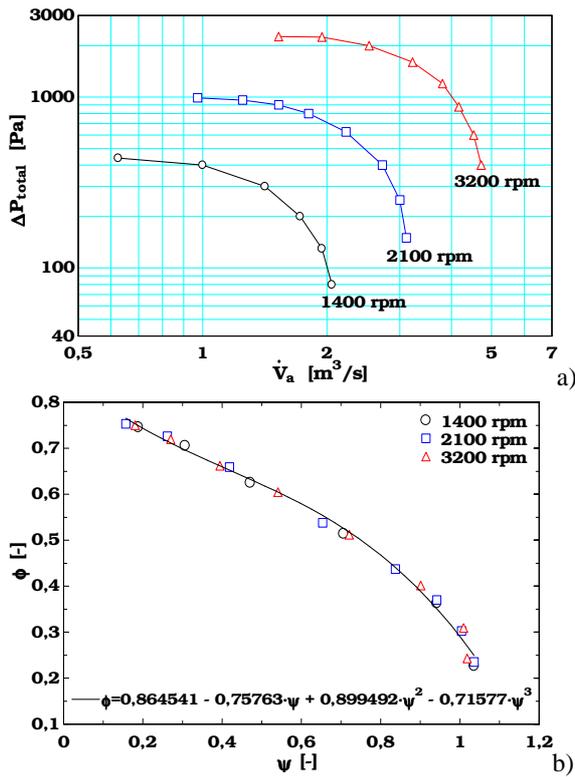


Figura 4: (a) datos utilizados para identificar los coeficientes α_i y β_i , (b) identificación del polinomio que relaciona ϕ y ψ

Para tomar en cuenta la variación de las propiedades físicas de los fluidos considerados, realizamos la siguiente aproximación. Asumiendo una correlación del tipo:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n \quad (18)$$

el coeficiente convectivo de transferencia de calor puede ser expresado por:

$$h = C^* \cdot M_{a,coil}^m \cdot K^* \quad (19)$$

$$\text{Donde: } K^* = \mu^{n-m} \cdot k^{1-n} \cdot c^n \quad (20)$$

m depende del tipo de escurrimiento: laminar o turbulento, y además si el escurrimiento es interior o exterior. n asume por lo general dos valores en función del sentido en que se realiza la transferencia de calor.

En este análisis se observó que la variación más significativa es para el K^* del lado de la mezcla agua/glicol, por lo tanto solo se tomará en cuenta la corrección en el cálculo de esta resistencia. Así las resistencias térmicas son calculadas por las siguientes expresiones:

$$R_{a,coil,dry} = R_{a,coil,n} \cdot \left(\frac{M_{a,coil,n}^*}{M_{a,coil}^*} \right)^{0.6}$$

$$R_{r,coil,dry} = R_{r,coil,n} \cdot \frac{K_{r,n}^*}{K_r^*} \cdot \left(\frac{M_{r,coil,n}^*}{M_{r,coil}^*} \right)^{0.8} \quad (21)$$

$R_{a,coil,n}$ y $R_{r,coil,n}$ son los parámetros del modelo. $M_{a,coil,n}^*$, $M_{r,coil,n}^*$, $K_{r,n}^*$ son constantes definidas arbitrariamente

para un punto nominal. La influencia de la geometría de la batería, la cual a priori no se conoce, está incluida dentro de las resistencias térmicas $R_{a,coil,n}$ y $R_{r,coil,n}$. El calor transferido en régimen seco es determinado utilizando el método ϵ -NTU:

$$\mathcal{E}_{coil,dry} = \epsilon_{coil,dry} \cdot \mathcal{E}_{min,coil,dry} \cdot (t_{a,su,coil} - t_{r,su,coil}) \quad (22)$$

Régimen húmedo. Cuando la batería trabaja en régimen húmedo, el aire es reemplazado por un gas perfecto ficticio, cuyas entalpías están definidas por las temperaturas de bulbo húmedo. La resistencia térmica del lado aire está definida por (Lebrun et al. [3]):

$$R_{a,f,coil} = R_{a,coil,dry} \cdot \frac{c_{p,a,coil}}{c_{p,a,f,coil}} \quad (23)$$

$$c_{p,a,f,coil} = \frac{h_{a,su,coil} - h_{a,ex,coil,wet}}{t_{wb,su,coil} - t_{wb,ex,coil,wet}} \quad (24)$$

Y el calor transferido:

$$\mathcal{E}_{coil,wet} = \epsilon_{coil,wet} \cdot \mathcal{E}_{min,coil,wet} \cdot (t_{wb,su,coil} - t_{r,su,coil}) \quad (25)$$

Para determinar el estado del aire a la salida de la batería en régimen húmedo debemos definir un intercambiador de calor ficticio, como sugerido por la ASHRAE [5]. Uno de los fluidos que ingresa a este intercambiador es el aire y el otro es uno de un flujo capacitivo infinito, el cual tiene una temperatura igual a la temperatura promedio de pared externa de la batería, la cual también se conoce como temperatura de contacto $t_{c,coil,wet}$. La eficiencia de contacto está definida por:

$$\epsilon_{coil,wet} = 1 - \exp(-NTU_{c,coil,wet}) \quad (26)$$

La entalpía y la humedad específica del aire a la salida de la batería están definidas por las siguientes expresiones:

$$h_{a,su,coil} - h_{a,ex,coil,wet} = \epsilon_{c,coil,wet} \cdot (h_{a,su,coil} - h_{c,coil,wet}) \quad (27)$$

$$W_{su,coil} - W_{ex,coil,wet} = \epsilon_{c,coil,wet} \cdot (W_{su,coil} - W_{c,coil,wet}) \quad (28)$$

Donde $h_{c,coil,wet}$ and $W_{c,coil,wet}$ corresponden a la entalpía y la humedad específica del aire a la temperatura de la superficie definidas en un estado de saturación.

El siguiente diagrama de flujo nos indica las entradas, parámetros y salidas del modelo.

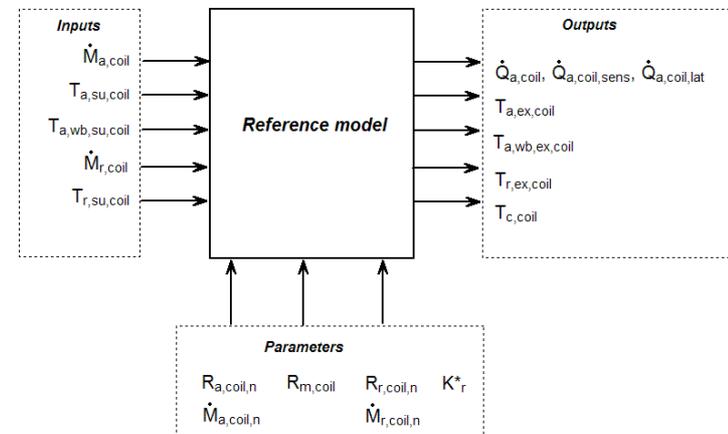


Figura 5: diagrama de flujo del modelo de la batería fría

Validación del modelo

La información dada por el fabricante de la batería analizada en este estudio consiste (como en la mayoría de los casos), en un punto nominal de operación en régimen húmedo (ARI Standard 410). El fluido refrigerante es una mezcla de etileno glicol con agua en una concentración de 35% en masa. Los valores dados por el fabricante son los dados en la Tabla 1. Desafortunadamente con un punto de operación la incertidumbre en la identificación de los parámetros es demasiado alta. Para permitir una mejor precisión del modelo es necesario tener más puntos de operación. Esta batería fue caracterizada experimentalmente con un total de 15 ensayos, lo que permite mejorar la precisión de nuestra identificación de parámetros.

Tabla 1: condiciones nominales de funcionamiento: datos del fabricante

Datos de rendimiento			
Capacidad total de enfriamiento \dot{Q}_{coil}		35.8 kW	
Temperatura del aire a la entrada	Dry bulb $t_{a,su,coil}$	27.78 °C	
	Wet bulb $t_{wb,su,coil}$	19.17 °C	
Temperatura del aire a la salida	Dry bulb $t_{a,ex,coil}$	12.50 °C	
	Wet bulb $t_{wb,ex,coil}$	12.22 °C	
Flujo de agua $\dot{V}_{w,coil}$		1.77 l/s	
Temperatura de entrada del refrigerante $t_{r,su,coil}$		6.67 °C	
Temperatura de salida del refrigerante $t_{r,ex,coil}$		12.06 °C	
Concentración de masa del Etileno-glicol		35 %	

Estimación de otros datos	
Capacidad latente de enfriamiento $\dot{Q}_{coil,lat}$	7.3 kW
Flujo de aire $\dot{V}_{a,coil}$	5572 m ³ /h

Tabla 2: parámetros identificados para el modelo de la batería fría

Parámetros	
$\dot{M}_{a,coil,n}$	1.868 kg/s
$R_{a,coil,n}$	0.00015 K/W
$\dot{M}_{r,coil,n}$	1.866 kg/s
$R_{r,coil,n}$	0.00013 K/W
$R_{m,coil}$	0.00001 K/W
$K_{r,n}^*$	106

Estos fueron realizados en dos series en donde se trabajó con una concentración de 21% en volumen de propileno glicol en la primera serie y de un 18% en la segunda. Los parámetros identificados se presentan en la Tabla 2. La Figura 6 y 7 presentan la comparación entre lo que predice el modelo y los datos medidos para el calor total y el calor sensible. La precisión del modelo es del orden de un 5%.

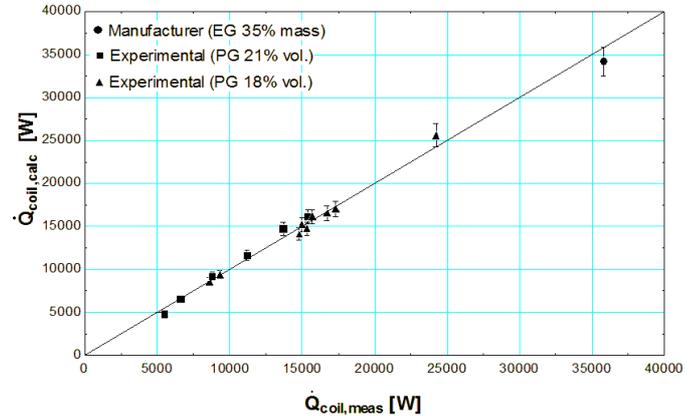


Figura 6: predicción de la potencia total transferida

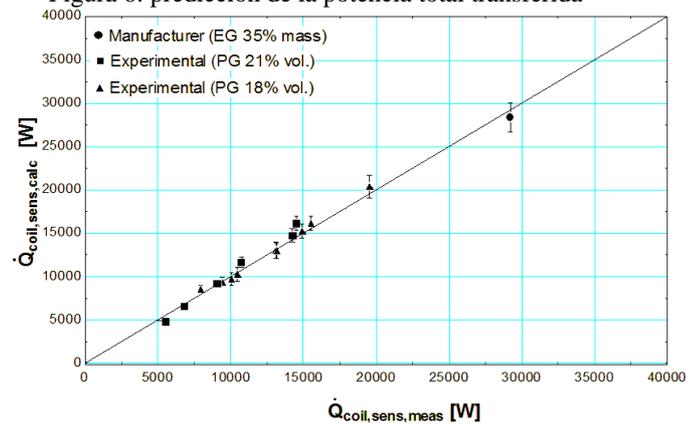


Figura 7: predicción del calor sensible

4.4 Modelado de una caldera de condensación

El modelo de la caldera de condensación está dividido en tres sub-modelos: un modelo de una combustión adiabática, un modelo de la cámara de combustión y un modelo del intercambiador de condensación, como se ilustra en la Figura 8.

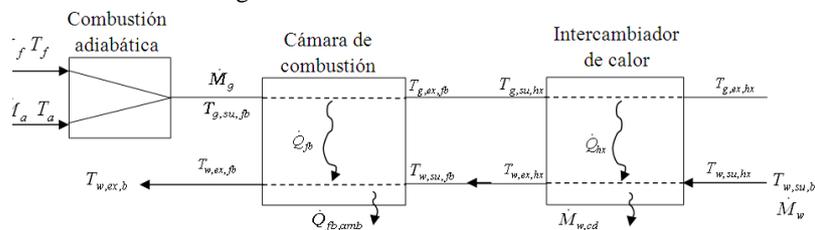


Figura 8: principio de modelado de la caldera de condensación

Combustión adiabática. Para modelar la combustión adiabática utilizamos el modelo de Bourdouxhe et al. [6]. Este modelo asume una reacción química completa sin disociación:

$$C_m H_n + \left[\left(m + \frac{n}{4} \right) O_2 + \frac{79}{21} N_2 \right] (1+e) = m CO_2 + \frac{n}{2} H_2 O + \left[m + \frac{n}{4} \right] e O_2 + (1+e) \frac{79}{21} N_2 \quad (29)$$

El balance de energías esta dado por:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_r - \dot{Q}_a - \dot{Q}_f \quad (30)$$

donde:

$$\dot{Q}_g = s [h_{CO_2}(T_{g,ad}) - h_{CO_2}(T_r)] + t [h_{O_2}(T_{g,ad}) - h_{O_2}(T_r)] + u [h_{N_2}(T_{g,ad}) - h_{N_2}(T_r)] + v [h_{H_2O}(T_{g,ad}) - h_{H_2O}(T_r)] \quad (31)$$

$$\dot{Q}_r = LHV \quad (32)$$

$$\dot{Q}_a = (O_2)_{st} (1+e) \left\{ [h_{O_2}(T_r) - h_{O_2}(T_a)] + \frac{0,79}{0,21} [h_{N_2}(T_r) - h_{N_2}(T_a)] \right\} \quad (33)$$

$$\dot{Q}_f = c_f (T_r - T_f) \quad (34)$$

Cámara de combustión. La cámara de combustión es modelada como un intercambiador de calor en contracorriente, en donde el coeficiente global de transferencia de calor está dado por:

$$AU_{fb} = AU_{fb,N} \cdot \left(\frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_{g,N}} \right)^{0,65} \quad (35)$$

Donde $AU_{fb,N}$ es el coeficiente de intercambio nominal, el cual debe ser identificado a partir de los datos del fabricante.

Intercambiador de calor. El intercambiador de calor se modela de la misma forma que se modela la batería fría. En este caso tomamos los gases de combustión como un fluido equivalente que se comporta como el aire húmedo.

Parámetros del modelo. Los parámetros del modelo se indican a continuación:

Parámetros fijos:

$$\dot{M}_{g,N} = 0,07 \text{ kg/s} \quad \dot{M}_{w,N} = 5,76 \text{ kg/s}$$

Parámetros identificados:

$$\begin{aligned} AU_{fb,N} &= 250 \text{ W} & R_{a,hx,N} &= 0,0046 \text{ K/W} \\ AU_{fb,amb} &= 2 \text{ W} & R_{w,hx,N} &= 0,00098 \text{ K/W} \\ & & R_{m,hx} &= 0,00015 \text{ K/W} \end{aligned}$$

La Figura 9 presenta la comparación entre los valores simulados y los valores anunciados por el fabricante de la caldera a condensación. Para una carga a 100 y 75 % el modelo predice de manera aceptable el funcionamiento de la caldera, sin embargo a 37,5 % la diferencia es más significativa. Esta curva en realidad es obtenida de una media aritmética entre 25 y 50% que da el fabricante.

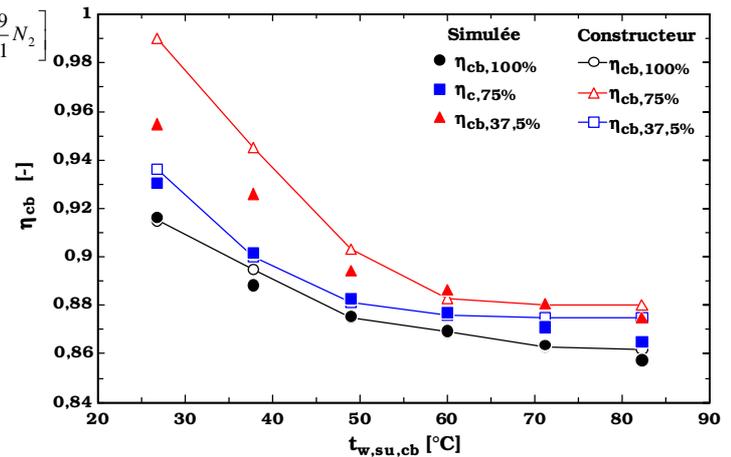


Figura 9: comparación entre los valores anunciados por el fabricante y los valores simulados

4. CONCLUSIONES

Considerando que los modelos están basados en principios de la termodinámica, estos constituyen una excelente herramienta para el modelado de sistemas HVAC con una precisión que está dentro de los rangos aceptables. Representan por lo tanto una herramienta muy útil para el proceso de auditorías energéticas.

La demostración hecha en este artículo con un compresor a pistón, un ventilador, una batería fría y una caldera a condensación puede ser extendida a otros componentes HVAC, así como también a sistemas HVAC.

Se requiere de los fabricantes de estos equipos un mayor esfuerzo para entregar información más detallada en sus catálogos que permita la implementar el modelado de sus equipos.

5. REFERENCIAS

- [1] Winandy E., Saavedra C. and Lebrun J. Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor. *International Journal of Thermal Sciences*, 2002; 42(2); p. 183-192.
- [2] Winandy E. 1999. Contribution to the performance analysis of reciprocating and scroll refrigeration compressors. PhD Thesis. Engineering Faculty, University of Concepción, Chile.
- [3] Lebrun, J., X. Ding, J.-P. Eppe, and M. Wasacz. 1990. Cooling Coil Models to be used in Transient and/or Wet Regimes. Theoretical Analysis and Experimental Validation. *Proceedings of SSB 1990. Liège*:405-441.
- [4] Braun, J.E., S.A. Klein, and J. Mitchell. 1989. Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils. *ASHRAE Transaction* 95(2):164-173.
- [5] ASHRAE. 2000. *ASHRAE handbook—HVAC Systems and Equipment*, Chapter 21. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- [6] Bourdouxhe J., Grodent M. et Lebrun J. 1999. A toolkit for primary HVAC system energy calculation.