

MODELADO DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

Pablo Montes, Rafael Blasco, Rafael Gaitán, Juan Ángel García-Pardo,
Raúl Ros, José González, José Miguel Corberán.

*Departamento de Termodinámica Aplicada, Universidad Politécnica de Valencia.
Camino de Vera, 14, ES 46022 VALENCIA.*

Tel. 34 96 3877323, Fax. 34 96 3877329, e-mail: pabmonb0@ter.upv.es.

Resumen:

En el presente trabajo se describe un modelo matemático para el cálculo de equipos de refrigeración que siguen el ciclo de compresión de vapor.

Los diferentes modelos utilizados para cada uno de los elementos que constituyen el ciclo son descritos detalladamente, así como el método utilizado para el cálculo de las propiedades termodinámicas y de transporte del fluido refrigerante.

Finalmente se presentan las conclusiones obtenidas mediante el desarrollo del presente trabajo, así como una recopilación de posibles aplicaciones de este modelo.

Palabras clave: ciclo de compresión de vapor, intercambiadores de calor, propiedades termofísicas.

Abstract:

In the present paper a mathematical model for the calculation of refrigeration equipment following the vapor compression cycle is described.

The different models considered for each of the cycle elements are described in detail, as the method employed to evaluate the thermodynamic and transport properties of the refrigerant fluid.

Finally the conclusions obtained from this work are presented, as well as a compilation of possible applications of the developed model.

Keywords: vapor compression cycle, heat exchangers, thermophysical properties.

1. Introducción.

El objeto del presente trabajo ha sido el desarrollo de un programa que permita la simulación, en régimen estacionario, de sistemas de refrigeración basados en el ciclo simple de compresión de vapor. Desarrollando para ello modelos con diferente grado de detalle para cada uno de los elementos que constituyen el ciclo (compresor, condensador, evaporador, válvula de expansión termostática y tubos de unión entre

elementos), así como un conjunto de rutinas que permiten el cálculo de las propiedades termodinámicas y de transporte de los fluidos frigorigenos para distintas combinaciones de propiedades termofísicas independientes (P-h, P-s, P-T, T-ρ).

2. Descripción del modelo.

El problema que se ha planteado ha sido el de obtener las presiones y entalpías en todos los puntos del ciclo así como los flujos máxicos circulantes.

Para resolver este problema se han desarrollado modelos para los diferentes elementos que componen el sistema de refrigeración por compresión de vapor. Estos elementos se tratan como funciones no lineales que relacionan el flujo máxico circulante por los mismos con las propiedades termodinámicas de entrada y salida. Esas funciones no lineales pueden ser desde simples expresiones explícitas hasta consistir en un sistema de ecuaciones diferenciales en diferencias parciales (EDP) para modelos tridimensionales del elemento.

El modelo matemático del sistema de refrigeración consiste entonces en un sistema de ecuaciones no lineales que han de cumplir una serie de condiciones de contorno como son: el subenfriamiento a la salida del condensador, el sobrecalentamiento a la salida del evaporador y, las temperaturas de salida del fluido secundario en los intercambiadores o el flujo máxico de fluido secundario circulante por los mismos.

A continuación se pasarán a describir los modelos desarrollados para cada uno de los diferentes elementos.

2.1.Compresor.

El comportamiento del compresor es caracterizado por medio de dos ecuaciones que proporcionan el flujo máxico trasegado y la entalpía de salida. Estas ecuaciones son las siguientes:

$$\dot{m}_r = \eta_v \cdot \rho_i \cdot V_c \cdot n \quad (1)$$

$$h_o = h_i + \frac{(h_{is} - h_i)}{\eta_{is}} \quad (2)$$

Los valores del rendimiento volumétrico y del rendimiento global del compresor se obtienen a partir de correlaciones dependientes de la relación de presiones de descarga y succión. Estas correlaciones se pueden obtener fácilmente a partir de los datos de catálogo proporcionados por los fabricantes o a partir de ensayos realizados en laboratorio.

Las ecuaciones anteriormente descritas pueden ser escritas del siguientes modo:

$$\dot{m}_r = f(P_s, P_d, h_i, V_c, n) \quad (3)$$

$$h_o = f(P_s, P_d, h_i) \quad (4)$$

Se han elegido como variables termodinámicas independientes la presión y la entalpía por motivos de continuidad.

2.2. Válvula de expansión termostática.

La válvula de expansión termostática se ha modelado considerando que tiene un comportamiento isoentálpico. El efecto que tiene sobre el sistema es el de fijar un sobrecalentamiento útil a la salida del evaporador, de modo que regula la caída de presión hasta conseguir el nivel de sobrecalentamiento deseado. En forma de ecuación puede ser escrita del siguiente modo:

$$h_{vo} = f(h_{vi}) \quad (5)$$

2.3. Intercambiadores.

Para los intercambiadores de calor se han considerado dos niveles de modelado: un modelado simple en el que se define el coeficiente global de transferencia de calor (U) del intercambiador y al área de transferencia; y un modelado detallado en el que se resuelven los intercambiadores mediante una discretización en celdas de los mismos, asumiendo flujo unidimensional.

En el primer tipo de modelado el coeficiente de transferencia de calor (U) se define a partir de un valor constante o de una correlación en función del flujo de calor o del flujo másico de secundario. Una vez evaluado el coeficiente U del intercambiador se

calcula el calor intercambiado mediante el método ϵ -NTU, y los valores de salida de los fluidos primario y secundario.

El modelado detallado de los intercambiadores ha sido desarrollado para intercambiadores de placas y para intercambiadores de tubos y aletas, pero siguiendo la misma filosofía. Los datos de partida de los que se dispone son: las condiciones a la entrada de los intercambiadores, la geometría de los mismos y la configuración de los flujos de refrigerante y de secundario, así como el flujo másico de los mismos. El problema se resuelve mediante el método SEWTLE (Semi Explicit method for Wall Temperature Linked Equations) (ver referencias [2] y [3]). La resolución del problema requiere la evaluación local del coeficiente bifásico de transferencia de calor, así como el factor de fricción. Así para el coeficiente bifásico de transferencia de calor se han utilizado las siguientes correlaciones: para el intercambiador de placas se ha empleado la correlación de Shah en condensación, y la correlación de Thonon en evaporación, mientras que para el intercambiador de tubos y aletas se han empleado la correlación de Shah para condensación y la correlación VDI para evaporación. Por lo que respecta al factor de fricción se ha empleado la correlación de Chisholm tanto para el intercambiador de placas como para el de tubos y aletas y tanto para evaporación como para condensación.

Las ecuaciones resultantes de este modelo son las siguientes:

$$P_o = f(P_i, h_i, \dot{m}_r, \dot{m}_{\text{sec}}, T_{\text{sec}}) \quad (6)$$

$$h_o = f(P_i, h_i, \dot{m}_r, \dot{m}_{\text{sec}}, T_{\text{sec}}) \quad (7)$$

2.4.Tubos.

Los tubos de interconexión entre los diferentes elementos que componen el ciclo han sido modelados como intercambiadores de calor con aire a su alrededor, y teniendo en cuenta la caída de presión en el refrigerante. Este modelo asume como conocidas las condiciones a la entrada del tubo y el flujo másico circulante, calculándose la presión y la entalpía a la salida del mismo. El modelo distingue si el refrigerante entrante se encuentra en estado monofásico o bifásico. Este intercambiador de un solo tubo se

resuelve mediante el método descrito en el apartado anterior para el modelado simple de los intercambiadores.

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se utilizan las siguientes correlaciones: para el lado del aire se utiliza la correlación de Churchill y Bernstein para convección forzada externa, la de Churchill y Usagi para convección natural en tubos verticales y la de Churchill y Chu para convección natural en tubos horizontales. Para el lado del refrigerante se utilizan distintas correlaciones dependiendo de si el refrigerante se encuentra en estado monofásico o bifásico, en el caso monofásico se asume un valor constante para el número de Nusselt cuando el flujo es laminar y se utiliza la correlación de Gnielinski cuando es turbulento, en el caso bifásico se utiliza la correlación de Granryd cuando se trata de un problema de condensación y la de Cooper cuando es de evaporación.

Las ecuaciones resultantes de este modelo son las siguientes:

$$P_o = f(P_i, h_i, \dot{m}_r, L_t, D_t) \quad (8)$$

$$h_o = f(P_i, h_i, T_a, v_a, \dot{m}_r) \quad (9)$$

3. Cálculo de las propiedades del fluido frigorígeno.

El cálculo de las propiedades termodinámicas y de transporte del refrigerante es un elemento fundamental en todos los modelos, consumiéndose gran parte del tiempo de cálculo en su evaluación. Para conseguir una mayor eficiencia computacional se ha optimizado la evaluación de las propiedades. Así se ha desarrollado una herramienta denominada GENMAP que genera una base de datos para cada refrigerante, a partir de las rutinas REFPROP proporcionadas por el NIST (National Institute of Standards and Technology) (ver referencia [2]), en las que se recogen de forma estructurada las propiedades del mismo en las diferentes zonas (líquido subenfriado, bifásico y vapor recalentado). Asimismo se han desarrollado una serie de subrutinas que utilizando estas bases de datos evalúan mediante interpolación lineal las propiedades del fluido para distintas combinaciones de variables termofísicas independientes (P-h, P-s, P-T, T- ρ).

4. Resolución del sistema de ecuaciones.

Al aplicar las ecuaciones correspondientes a cada modelo y considerando las correspondientes condiciones de contorno resulta un sistema de ecuaciones no lineales que debe ser resuelto por algún método. En este caso se ha optado por utilizar el método de Powell (ver referencia [5]) debido a su rapidez y robustez numérica.

5. Conclusiones.

El modelo presentado cumple los objetivos inicialmente propuestos, como son una alta eficiencia computacional y la precisión en el cálculo. En cuanto a la precisión en la siguiente figura puede observarse una comparativa entre datos experimentales y resultados proporcionados por el modelo, mostrando una discrepancia inferior al 5%

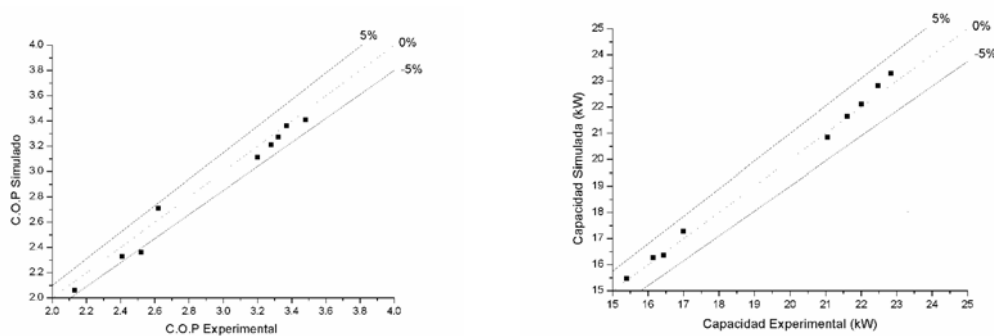


Figura 1 Comparación entre medido y resultados calculados para una bomba de calor reversible aire-agua de aproximadamente 18 kW. de capacidad de refrigeración.

La herramienta diseñada proporciona una gran ayuda a los diseñadores de sistemas de refrigeración basados en el ciclo de compresión de vapor, ya que permite estudiar la influencia global que tienen diferentes parámetros de diseño, como son: la geometría y configuración de los intercambiadores, el diseño de los tubos de unión entre elementos, el refrigerante escogido, etc...

Entre las posibles aplicaciones de este modelo se encuentran el diseño de aparatos de aire acondicionado, bombas de calor, cámaras de refrigeración, deshumidificadores, etc..

En definitiva se ha conseguido desarrollar una herramienta de simulación de sistemas basados en el ciclo de compresión de vapor con una alta eficiencia computacional y que permite una fácil y flexible variación de los parámetros de diseño, así como un cómodo y completo análisis de los resultados de salida.

Referencias.

1. Mills, A. F., Transferencia de calor. Ed. Irwin, (1995).
2. Corberán, J. M., Fernández de Córdoba, P., González J., Alias, F., Semiexplicit Method for Wall Temperature Linked Equations (SEWTLE): A General Finite-Volume Technique for the Calculation of Complex Heat Exchangers, *Numerical Heat Transfer, Part B* vol 40 pp. 223-230,1996.
3. Corberán, J. M., Fernández de Córdoba, P., Ortuño S., Ferri V., González J., Modeling of Compact Evaporators and Condensers, *Sixth International Conference on Advanced Computational Methods in Heat Transfer*, pp. 487-496, Madrid, 2000.
4. Mark O.McLinden et al., *NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures-REFPROP Version 6.0*, (1998)..
5. Powell, M.J.D., Restart procedures for the conjugate gradient method, *Mathematical Programming*, (1977).

