



INSTITUTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

CPI, Edificio 8E, Cubo F, 5^a planta, Camino de Vera s/n, 46022 Valencia, Spain

Tel. (34) 963877270, Fax (34) 963877272, Email: energeti@upvnet.upv.es



INSTITUTO DE INGENIERÍA ENERGÉTICA (Institute for Energy Engineering)

Research Publications

WARNING:

The following article appeared in Conference Proceedings or in a scientific Journal. The attached copy is for internal non-commercial research and education use, including for instruction at the authors institution and sharing with colleagues.

Other uses, including reproduction and distribution, or selling or licensing copies, or posting to personal, institutional or third party websites are prohibited. Please refer to the corresponding editor to get a copy

**MODELO DE CÁLCULO DE CICLOS DE COMPRESIÓN DE
VAPOR SIMPLE, ‘ART’.VALIDACIÓN CON MEDIDAS
EXPERIMENTALES DE UNA BOMBA
DE CALOR AGUA-AGUA**

**José Miguel Corberán Salvador, José González Maciá, David Fuentes Díaz,
Israel Martínez**

**Investigación y Modelado de Sistemas Térmicos, UPV
Camino de Vera s/n CP 46022 Valencia, España
Tel.:+34 96 3879329, Fax:+34 963877329
e-mail: jgonzalv@ter.upv.es**

RESUMEN

En este artículo se describe el código de cálculo ‘ART’ que permite el cálculo de sistemas de compresión de vapor de simple etapa. Los elementos que se tienen en cuenta en el cálculo son el compresor, el evaporador, el condensador, la válvula de expansión, los conductos de conexión y los accesorios. Los datos a introducir para cada elemento se pueden encontrar en cualquier catálogo comercial y a partir de estos datos, ‘ART’ encuentra el punto de equilibrio del sistema para las temperaturas de foco caliente y frío definidas por el usuario y proporciona como datos de salida el estado termodinámico del refrigerante en cada punto del sistema así como parámetros de funcionamiento del sistema (COP, capacidad frigorífica, etc.), carga necesaria de refrigerante, evolución de temperaturas y presiones en los intercambiadores, potencia necesaria para accionar las bombas y/o ventiladores del sistema,...etc.

Como ejemplo de aplicación práctica del software desarrollado, se muestra en el artículo el cálculo de una máquina comercial reversible agua-agua trabajando con R407c como fluido frigorífico y su validación con medidas en laboratorio para diferentes condiciones de trabajo. Los resultados muestran un error menor del 5% entre el cálculo realizado por ‘ART’ y las medidas.

PALABRAS CLAVE: Modelado, sistemas de compresión de vapor, optimización, refrigeración.

1. INTRODUCCIÓN

Actualmente, el proceso de diseño de una instalación de refrigeración por compresión de vapor se realiza recurriendo a programas y/o catálogos existentes para el cálculo aislado de los diferentes componentes del sistema (Compresor, intercambiadores, dispositivo de expansión, accesorios) y mediante un procedimiento iterativo poder encontrar el punto de funcionamiento del sistema para unas condiciones dadas (Ver, por ejemplo la referencia [1]). Esta metodología implica por una parte elevados tiempos de cálculo al hacer la iteración de forma manual y por otra una precisión baja debido a las hipótesis

simplificadorias que se usan en los componentes del sistema, especialmente en los intercambiadores de calor.

Debido a esta situación, nos encontramos frecuentemente con diseños de equipos que se encuentran lejos del punto óptimo de eficiencia energética ó que están sobredimensionados para la aplicación que se requiere.

Los autores intentan responder esta problemática desarrollando el paquete informático ‘ART’ para el análisis y optimización de equipos de refrigeración basados en el principio de compresión de vapor. La principal característica del programa es la evolución precisa del funcionamiento del equipo de refrigeración incluyendo un cálculo detallado de cada uno de los componentes al mismo tiempo. De esa manera, cualquier modificación en uno ó más componentes siempre se puede evaluar desde la perspectiva del funcionamiento global de la unidad.

2. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE CÁLCULO

El cálculo del sistema de compresión de vapor se divide en diferentes submodelos para cada uno de los componentes: compresor, intercambiadores de calor, válvula de expansión, accesorios y tuberías de conexión. Una descripción básica del cálculo de cada componente se describe más abajo.

El cálculo de las propiedades termodinámicas y de transporte de los refrigerantes empleados usando las subrutinas proporcionadas por la base de datos REFPROP [2]. Las propiedades de cada refrigerante son previamente guardadas en forma de tablas en ficheros binarios llamando a las subrutinas proporcionadas por REFPROP. Durante el proceso de cálculo, ‘ART’ calcula las propiedades necesarias interpolando en la tabla correspondiente. Este procedimiento permite un ahorro considerable de tiempo de cálculo sin penalizar la precisión (En [3] se pueden encontrar más detalles del procedimiento). Adicionalmente, también existen tablas de propiedades previamente construidas para cualquier fluido secundario como el agua, aire y las salmueras más comunes.

A continuación se describen los modelos utilizados para cada uno de los componentes.

2.1. Compresor

Tres ecuaciones caracterizan el comportamiento de un compresor de refrigeración: una ecuación para el flujo másico trasegado, otra para la potencia consumida y otra para la entalpía de salida.

El flujo másico trasegado por un compresor de refrigeración puede ser calculado de la siguiente manera:

$$\dot{m} = \rho_i \dot{V}_s \eta_v \quad (1)$$

donde \dot{m} es el flujo másico trasegado por el compresor, ρ_i es la densidad del refrigerante a la entrada del compresor, \dot{V}_s el volumen desplazado por unidad de tiempo y η_v es el rendimiento volumétrico del compresor.

La potencia absorbida por el compresor puede ser calculada de la siguiente forma:

$$\dot{E} = \frac{\dot{m}(i_{is} - i_i)}{\eta_c} \quad (2)$$

donde \dot{E} es la potencia consumida por el compresor, i_{is} es la entalpía isentrópica a la salida del compresor, i_i es la entalpía a la entrada del compresor y η_c es la eficiencia del compresor.

Finalmente, el cálculo de las condiciones termodinámicas del refrigerante a la salida del compresor se realiza introduciendo el calor transferido al ambiente:

$$h_o = i_i + \frac{i_{is} - i_i}{\eta_c}(1 - \xi) \quad (3)$$

donde h_o es la entalpía de salida del compresor y ξ es el porcentaje de perdidas de calor al ambiente sobre la potencia consumida.

Los parámetros empíricos usados por las ecuaciones de comportamiento (rendimiento volumétrico, eficiencia y pérdidas de calor al ambiente) pueden ser fácilmente introducidos. ‘ART’ acepta cuatro formas diferentes para definirlos: como valores constantes, como polinomios ó tablas dependientes de la relación de presiones en el compresor, como correlaciones por defecto en función del tipo de compresor empleado (el programa tiene predefinidas curvas características para cada tipo de compresor), ó introduciendo los polinomios ARI [4] correspondientes al flujo másico y la potencia absorbida. Toda esta información puede ser guardada en una base de datos de compresores de tal manera que el usuario pueda acceder a ella en cualquier momento o modificarla.

2.2. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor pueden ser tratados en ‘ART’ bajo dos diferentes niveles de modelado dependiendo del grado de precisión requerido por el usuario.

El modelo más simple consiste en tratarlos como intercambiadores de los cuales se conoce el área y el coeficiente global de intercambio térmico. El cálculo del calor intercambiado entre refrigerante y fluido secundario se realiza usando el

método eficiencia-NTU. Este modelo simple permite calcular la influencia de un intercambiador de área conocida en el funcionamiento del ciclo de refrigeración sin necesidad de mayor detalle.

Cuando el interés del estudio se centre en la optimización del intercambiador correspondiente ó se quiera realizar un cálculo muy preciso del sistema, se recomienda usar el siguiente nivel, el modelado avanzado con una definición detallada. ‘ART’ incluye un modelo de intercambiadores de calor basado en la discretización en celdas del intercambiador a lo largo de los flujos de refrigerante y de fluido secundario donde se asume flujo unidimensional.

El modelo detallado incluido en ‘ART’ ha sido desarrollado para ser capaz de ser aplicado a cualquier tipo de intercambiadores de calor así como cualquier configuración. Sin embargo, en el presente artículo sólo se describe el modelo de los intercambiadores de tubos y aletas para ilustrar la base y capacidad de cálculo del modelo, especialmente para el cálculo del proceso de deshumidificación que ocurre en el lado del aire en los evaporadores.

Se considera que un intercambiador está formado básicamente por dos fluidos que intercambian calor a través de una serie de contornos sólidos ó paredes, formados en este caso por una combinación de tubos y aletas. Las ecuaciones que se plantean para cada fluido circulante son las siguientes.

Fluido interno (Refrigerante)

En el caso de un evaporador o condensador se establece un flujo bifásico con cambio de fase. Se asume que el flujo por el interior de los tubos es anular y estacionario con lo que un modelo de flujos separados se puede considerar adecuado en este caso. Las ecuaciones de comportamiento de este tipo de flujo son:

$$G = \rho u = \text{constante} \quad (4)$$

$$-\frac{dp}{dz} = \frac{2f \cdot G^2 (1-x)^2}{D_h \rho_f} \Phi_f^2 + G^2 \frac{d}{dz} \left(\frac{x^2}{\rho_g \alpha} + \frac{(1-x)^2}{\rho_f (1-\alpha)} \right) + (\alpha \rho_g + (1-\alpha) \rho_f) g \sin \theta \quad (5)$$

$$AG \frac{\partial}{\partial z} \left[x \left(i_g + \frac{G^2 x^2}{2 \rho_g^2 \alpha^2} \right) + (1-x) \left(i_f + \frac{G^2 (1-x)^2}{2 \rho_f^2 (1-\alpha)^2} \right) \right] + AG \frac{\partial}{\partial z} (zg \sin \theta) = Ph(T_w - T) \quad (6)$$

donde G es la velocidad de masa, ρ es la densidad del fluido circulante, u es la velocidad, p es la presión, z es la coordenada longitudinal del flujo, f es el factor de fricción, x es el título de vapor, Dh es el diámetro hidráulico, α es la fracción de huecos, g es la aceleración de la gravedad, θ es el ángulo que forma la dirección longitudinal del flujo con la horizontal, A es el área de paso del fluido, i es la entalpía, P es el perímetro de transmisión de calor, h es el coeficiente de

transferencia de calor, T es la temperatura y los subíndices f,g y w hacen referencia al estado líquido, gaseoso y a la pared de contacto con el fluido.

La ecuación de continuidad establece la conservación del flujo másico y de la velocidad de masa a lo largo de un circuito de refrigerante. Este valor es conocido de las condiciones de entrada al intercambiador por lo que G es una variable conocida en el análisis.

Las correlaciones para los coeficientes de transferencia de calor y factor de fricción más empleadas han sido estudiadas por parte de los autores en [5]. En ‘ART’ para el caso de flujo bifásico en el interior de los tubos, la correlación VDI es la usada para el caso de evaporación y la correlación de Shah para el caso de condensación. Para el cálculo del factor de fricción, la correlación de Chisholm es empleada tanto para condensación como para evaporación. La correlación usada para el cálculo de la fracción de huecos es la de Chisholm [6].

Fluido externo (Aire)

Para el caso del aire, las ecuaciones de comportamiento son las de conservación de la masa, cantidad de movimiento y energía. En el caso de una celda elemental de cálculo como la mostrada en la figura 1, se plantean las siguientes ecuaciones (ver [7]):

$$- \dot{m}_a di = dQ - \dot{m}_a \cdot dW \cdot i_{f,wat} \quad (7)$$

$$dQ = [h_c(T - T_{wat}) + h_D(W - W_{s,wat})(i_{g,T} - i_{f,wat})]Pdz \quad (8)$$

$$- \dot{m}_a dW = h_D P dz (W - W_{s,wat}) \quad (9)$$

$$\frac{dp}{dz} = - \frac{d(\rho u^2)}{dz} - f \frac{1}{2D_h} \rho u^2 \quad (10)$$

donde i hace referencia a la entalpía, Q es el calor total transmitido, W es la humedad absoluta, h_c es el coeficiente de transferencia de calor, T es la temperatura, h_D es el coeficiente de transferencia de masa, P es el perímetro de transferencia de calor. El subíndice f,wat hace referencia a las condiciones del agua líquida saturada a la temperatura w, wat a las condiciones de la película de agua, s,wat a las condiciones de aire saturado a la temperatura w y g,T a las condiciones del vapor de agua a la temperatura T.

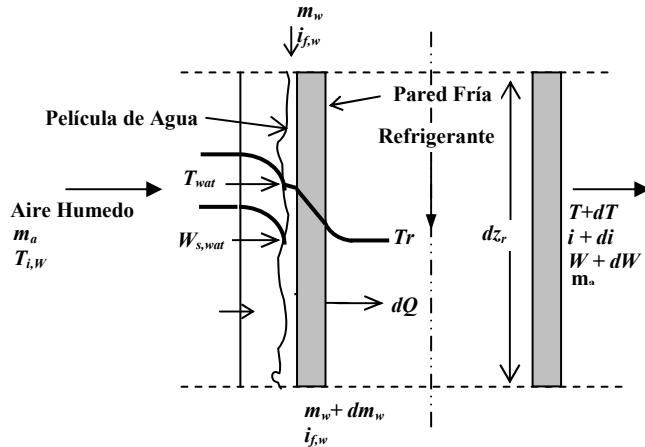


Figura 1. Esquema del proceso de deshumidificación

La aproximación seguida para calcular el proceso de deshumidificación es el recomendado por Threlkeld [7].

La figura 1 muestra el caso general de una celda de aire donde la deshumidificación del aire se produce al entrar en contacto con una superficie fría y una película de agua se produce en la superficie del tubo y de las aletas. Existe una capa límite del aire cerca de la superficie del agua. La hipótesis principal es que el aire en contacto con la película de agua está saturado a la temperatura de la película, T_{wat} .

De esta forma, la transferencia de calor se puede expresar como función de la diferencia de entalpías de la siguiente forma:

$$dQ = \frac{h_w}{b_w} (i - i_{s,w}) P dz \quad (11)$$

donde el coeficiente h_w tiene la siguiente definición:

$$h_w = \frac{1}{C_{p,a}/(b_w h_c) + y_w/k_w} \quad (12)$$

donde $C_{p,a}$ es el calor específico a presión constante del aire seco, y_w es el espesor de la película de agua y k_w es la conductividad del agua.

El coeficiente de transferencia de calor, h_c , viene dado por correlaciones semi-empíricas. ‘ART’ usa las propuestas por Chi Chuan Wang [8] y [9].

Estrategia de resolución

El método de resolución empleado es el llamado SEWTLE (de ‘Semi Explicit Procedure for Wall Temperatura Linked Equations’) y es descrito en [10]. Básicamente, este método se basa en una búsqueda iterativa de la solución.

Primero se calcula la evolución de temperaturas y presiones de los fluidos a lo largo del intercambiador asumiendo una temperatura de las paredes conocida para a continuación calcular las temperaturas de las paredes realizando un balance de energía y volver a iterar hasta que la solución converge. Este método se puede aplicar a cualquier configuración de flujos, configuración geométrica y además ofrece un excelente tiempo de cálculo.

En flujo bifásico las ecuaciones de conservación de la energía (ec. 6) y de la cantidad de movimiento (ec. 5) están acopladas por la presión debido a su influencia en la temperatura de saturación. Afortunadamente, esta dependencia es débil debido a que las caídas de presión normales son bajas en el intercambiador. Como todas las variables dependen básicamente de la presión, la ecuación de cantidad de movimiento puede ser integrada en primer lugar. Entonces, una vez se conoce la presión a la salida de la celda de cálculo, la ecuación de la energía puede ser resuelta para conocer el valor de la entalpía del fluido a la salida de la celda y con ello todas las demás variables termodinámicas de interés. Las ecuaciones discretizadas para flujo bifásico quedan:

$$i_o = i_i + \frac{h}{\dot{m}} \left(T_w - \frac{T_i + T_o}{2} \right) P \cdot \Delta z - g \cdot \sin \theta \cdot \Delta z \quad (13)$$

En el lado del aire, cuando existe deshumidificación, la ecuación de la energía se puede integrar calculando primero la entalpía de salida y después la temperatura de salida.

$$i_o = i_i e^{-\frac{h_w P \Delta z}{\dot{m}_a b_w}} + i_{s,w} \left(1 - e^{-\frac{h_w P \Delta z}{\dot{m}_a b_w}} \right) \quad (14)$$

$$T_o = T_i e^{-\frac{h_c P \Delta z}{\dot{m}_a C_{p,a}}} + T_w \left(1 - e^{-\frac{h_c P \Delta z}{\dot{m}_a C_{p,a}}} \right) \quad (15)$$

El calor latente se calcula como la diferencia entre el calor total transmitido y el calor sensible. Conociendo el calor latente, se calcula la humedad a la salida de la celda de aire. La ecuación de cantidad de movimiento se integra en segundo lugar obteniendo la presión del aire a la salida de la celda. Finalmente se calculan las propiedades del aire a la salida de la celda.

Una vez que la temperatura del aire y del refrigerante es conocida en todas las celdas, la temperatura de la pared del tubo puede ser calculada realizando un balance de calor entre los fluidos y la pared.

$$P_a \Delta z_a h_{a,eq}(T_w)(T_{a,i} - T_w) = P_r \Delta z_r h_r (T_w - \bar{T}_r) \quad (16)$$

donde h_r y $h_{a,eq}$ se definen de tal forma que el calor intercambiado entre fluido y pared sea lineal.

El número de iteraciones que requiere el esquema para encontrar la solución varía entre 10 y 20. Una descripción detallada del modelado de intercambiadores de placas y de tubos y aletas trabajando como condensadores y evaporadores basados en las mismas técnicas numéricas que ‘ART’ puede encontrarse en las referencias [11] y [12]

2.3. Dispositivo de expansión

El dispositivo de expansión considerado en estos momentos en ‘ART’ consiste en una válvula termostática que se modela con dos ecuaciones de comportamiento, la primera supone flujo isoentálpico del flujo a su paso por la válvula y la segunda es la ecuación que fija el recalentamiento deseado a la salida del evaporador.

2.4. Tuberías de conexión entre elementos

Existen 3 tramos de tuberías considerados en ‘ART’: línea de succión entre evaporador y compresor, línea de descarga entre compresor y condensador y línea de líquido entre condensador y válvula de expansión. El modelo calcula la caída de presión y la transferencia de calor del fluido que circula por estas líneas. El cálculo de la transferencia de calor con el ambiente se realiza usando un modelo eficiencia-NTU. El coeficiente de transferencia de calor externo se calcula dependiendo del tipo de condición elegida, convección forzada ó natural.

La caída de presión se calcula incluyendo los términos de fricción, aceleración del flujo y gravedad. También se pueden incluir las caídas de presión provocadas por elementos accesorios como filtros, visores, codos, etc.

2.5. Planteamiento del sistema global de ecuaciones

Si se cuentan las ecuaciones disponibles para cada elemento y las variables a resolver (dos variables termodinámicas en cada punto del sistema y el flujo másico circulante) se muestra que falta una ecuación de cierre para resolver el problema. La ecuación de conservación de la masa total del refrigerante en el sistema es la que cierra el sistema. En la referencia [13] se encuentra una discusión sobre la manera de reemplazar esta ecuación.

Los valores de entrada a cada uno de los submodelos usados son la presión, entalpía, y flujo másico a la entrada y salida. De esta manera, usando las funciones termodinámicas adecuadas es posible conocer cualquier otra propiedad termodinámica. Así, el problema se reduce a la resolución de un sistema de ecuaciones no lineales donde las incógnitas a resolver son la presión y entalpía en cada punto y el flujo másico circulante.

El sistema de ecuaciones se resuelve usando un revolvedor estándar basado en la subrutina HYBRD1 del paquete MINPACK el cual usa un algoritmo modificado de Powell. Este algoritmo es una variación del método de Newton y

usa una aproximación en diferencias finitas en el cálculo del Jacobiano. El lector interesado en mayores detalles del método puede consultarlos en [14].

3. VALIDACIÓN DEL MODELO

Como ejemplo de la precisión de cálculo del modelo, se han comparado las medidas de una bomba de calor agua-agua trabajando con R407C con los resultados calculados con ‘ART’.

Los componentes principales de la máquina son un compresor scroll Copeland ZR72KCE-TFD, intercambiadores SWEP modelo B27 de 28 placas y válvula de expansión Danfoss TDEBZ8-TR. Las características de los elementos se introdujeron en ‘ART’ con ayuda de los catálogos de los fabricantes.

En la figura 2 se muestra la comparación entre la capacidad calorífica y el COP medidos en diferentes condiciones de trabajo y los valores calculados correspondientes. Se puede observar un alto índice de predicción del modelo ya que todos los valores se encuentran dentro del margen de un 5% de error relativo.

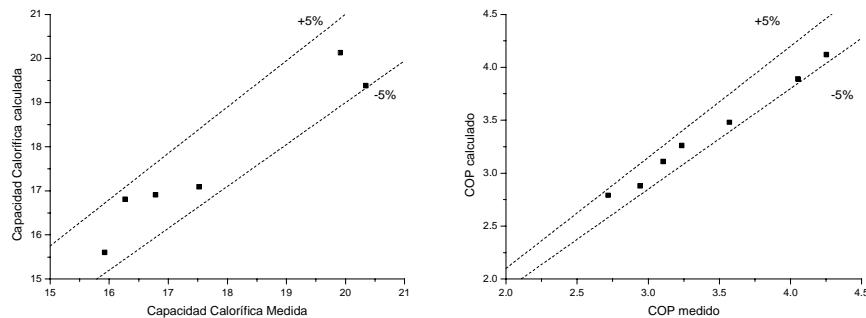


Figura 2. Comparación entre los cálculos y los resultados experimentales

4. CONCLUSIONES

Las siguientes conclusiones se pueden extraer del trabajo presentado:

- Se ha presentado un modelo de cálculo de instalaciones basadas en el ciclo de compresión de vapor. Este modelo es la base del código computacional ‘ART’. El modelo es capaz de calcular un sistema completo en alrededor de 20s con una elevada precisión.
- El modelado global incluye submodelos independientes para todos los componentes del sistema de tal manera que el usuario puede concentrarse en la optimización de un componente en particular.
- El modelo detallado de los intercambiadores de calor está basado en un modelado unidimensional del flujo circulante y de los contornos sólidos. Este modelo tiene en cuenta los principales parámetros de diseño de un intercambiador de tal manera que el usuario es capaz de realizar estudios paramétricos y estudiar su influencia en el rendimiento del equipo.

AGRADECIMIENTOS

Los resultados mostrados en este artículo han estado parcialmente financiados por el Ministerio de Ciencia y Tecnología español a través del proyecto SEAAUTO (DPI2001-2682) con contribución de fondos FEDER de la comunidad europea. Los autores agradecen el soporte financiero dado por esta institución gubernamental.

REFERENCIAS

- [1] Trott, A.R. (1989), *Refrigeration and air conditioning* (2nd edition), Butterworths & Co., London.
- [2] Mark O. McLinden et al., *NIST Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures-REFPROP V 6.0*, January 1998.
- [3] Corberán, J.M. et al, Cálculo de propiedades termodinámicas de refrigerantes mediante interpolación en mallas bidimensionales, *III Jornadas Nacionales de Ingeniería Termodinámica*, Univ. Politécnica de Valencia, Valencia
- [4] Standard 540-99, 1999 *Standard for Positive Displacement Refrigerant Compressors and Compressors Units*, Air-Conditioning & Refrigeration Institute (ARI).
- [5] Corberán, J.M., García, M. Modelling of Plate Finned Tube Evaporators and Condensers Working with R134a. *Int. Journal of Refrigeration*. Vol. 21, Nº 4, pp. 273-284, 1998.
- [6] Whalley,P.B., *Two-Phase flow and heat transfer*, Oxford Science Publications, 1996, New York.
- [7] J. L. Threlkeld, *Thermal Environmental Engineering*. Prentice Hall, Englewood Cliffs, NJ, 1970.
- [8] Wang, Chi-Chuan, Performance of Plate Finned Tube Heat Exchangers under Dehumidifying Conditions, *J. of Heat Transfer*, vol. 119, pp.109-117, 1997.
- [9] Wang, Chi-Chuan et al., Sensible Heat and Friction Characteristics of Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers Having Plane Fins, *Int. J. of Refrigeration*, vol. 19,pp. 223-230,1996.
- [10] 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. 37-59, 2001.
- [11] Corberán, J. M., Fernández de Córdoba, P., Ortúñoz S., Ferri, V., González, J., Modelling of Compact Evaporators and Condensers, *Sixth International Conference on Advanced Computational Methods in Heat Transfer*, pp. 487-496, Madrid, 2000.
- [12] Corberán J. M. et al., Modeling of tube and fin coils working as evaporators or condensers, *3rd European Thermal Sciences Conference*, pp. 1199-1204,September 2000, Heidelberg
- [13] Corberán J. M., González J., The Matching Problem on the Modelling of Vapour Compression Systems. A Tool to Analyse the System Behaviour, *International Refrigeration Conference 1998 at Purdue*, pp. 233-238.
- [14] More et al. *User Guide for MINPACK-1*, 1980.