

# PLANTA EXPERIMENTAL PARA SUPERVISIÓN Y CONTROL DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Mario L. Ruz, Sergio Fragoso, Francisco Vázquez, Juan Garrido, David Rodríguez  
Departamento de Informática y Análisis Numérico, Universidad de Córdoba, Campus de Rabanales, Edificio Leonardo Da Vinci, Córdoba, España  
Email: [fvazquez@uco.es](mailto:fvazquez@uco.es)

Fernando Morilla  
Departamento de Informática y Automática, ETSI Informática, UNED, C/. Juan del Rosal 16, Madrid, España  
Email: [fmorilla@dia.uned.es](mailto:fmorilla@dia.uned.es)

## Resumen

*En este trabajo, de carácter eminentemente práctico, se presenta una planta experimental de refrigeración por compresión de vapor de una etapa. La planta de refrigeración incorpora un sistema para el control de la temperatura ambiente y un sistema para regular la carga térmica demandada en el evaporador. De este modo, se tiene una gran flexibilidad para imponer condiciones de trabajo al ciclo de refrigeración. También se presenta la estrategia de control descentralizada que se ha utilizado para poner a punto la planta, para explorar el rango de operación en las distintas condiciones y para conformar un conjunto de experiencias orientadas a la caracterización de los componentes del ciclo de refrigeración. Esta planta experimental será un excelente banco de pruebas para otras estrategias de control, como por ejemplo las orientadas a mejorar la eficiencia energética de este tipo de sistemas.*

**Palabras Clave:** Refrigeración por compresión de vapor, Supervisión, Control descentralizado.

## 1 INTRODUCCIÓN

La gran mayoría de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración en ámbitos domésticos, industriales o de climatización utilizan ciclos de compresión de vapor [1]. Salvo pequeñas diferencias en el tamaño y número de componentes [2], [3], este tipo de sistemas de refrigeración tienen cuatro elementos básicos: el evaporador, el condensador, la válvula de expansión y el compresor (véase la Figura 1). Estos sistemas presentan un alto porcentaje del consumo energético y su impacto económico y medioambiental está bien caracterizado [4], [5]. Por lo que una mejora en la eficiencia energética del ciclo de refrigeración puede potencialmente conducir a una importante reducción del consumo energético.

La eficiencia del ciclo de este tipo de sistemas está estrechamente ligada con las condiciones de trabajo a las que se somete el equipo, como son la temperatura del ambiente,  $T_H$ , la temperatura impuesta en el fluido a refrigerar,  $T_L$ , la carga térmica impuesta en el evaporador, y otros aspectos también relevantes, como por ejemplo el tipo de refrigerante utilizado o las características de los elementos mencionados.

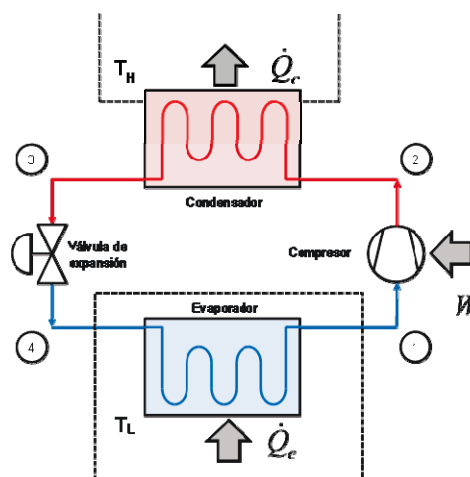


Figura 1: Esquema básico de un sistema de refrigeración por compresión de vapor

Por otra parte, los sistemas de refrigeración por compresión de vapor son sistemas multivariables fuertemente no lineales, donde todas las variables implicadas tienen un grado de interdependencia elevado [6]. Luego la selección de la estrategia de control juega un papel importante en el comportamiento del sistema [7]. Para la correcta selección, diseño y sintonía de los controladores es recomendable explorar el rango de operatividad del sistema y conseguir modelos que representen lo más fielmente posible la respuesta del sistema en diferentes puntos de operación [8], [9]. Únicamente así será posible plantear estrategias de control que logren un uso eficiente del sistema.

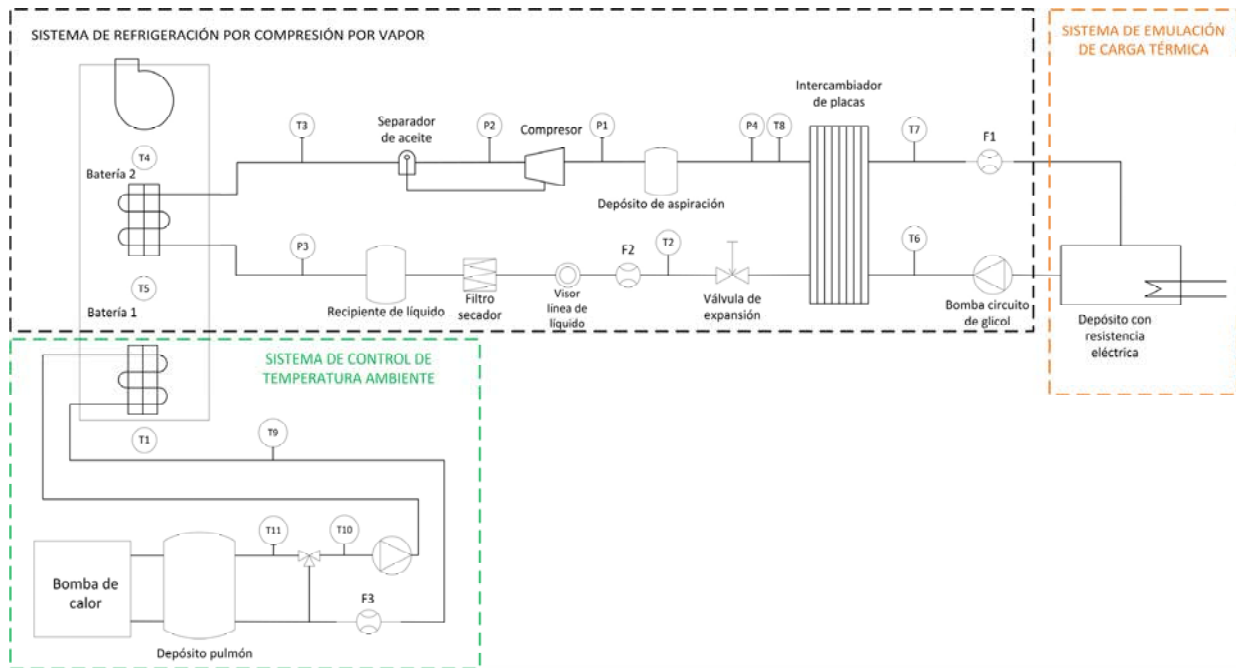


Figura 2: Esquema de la planta de refrigeración experimental

Este trabajo, que es complementario a un primer estudio realizado íntegramente en simulación [3], se enfoca a la descripción de una planta experimental de refrigeración por compresión de vapor y a la presentación de experiencias realizadas con la misma. Estas experiencias servirán de base para un modelado de los componentes principales de la planta y para la implementación de estrategias de control avanzadas.

El resto del artículo se organiza de la siguiente manera: en la sección 2 se describe la planta experimental y se comentan aspectos destacables de la misma. En la sección 3 se detalla el sistema de supervisión y control de la planta, y se explican los lazos de control implementados. En la sección 4 se presentan diferentes experiencias realizadas con la planta. Finalmente, en la sección 5 se resumen las conclusiones y las líneas de continuación de este trabajo.

## 2 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA EXPERIMENTAL

La planta experimental se ha instalado en el laboratorio de investigación del área de Ingeniería de Sistemas y Automática de la Universidad de Córdoba. Consta de tres sistemas claramente diferenciados: un sistema de refrigeración por compresión de vapor, con refrigerante R134a, un sistema que controla la temperatura ambiente,  $T_H$ , y un sistema para regular la carga térmica demandada en el evaporador. Dichos sistemas se muestran en la Figura 2, junto con los elementos principales del

circuito hidráulico. A dichos componentes hay que añadir un PLC (*Programmable Logic Controller*) donde se ejecuta el programa de control junto con todo el hardware necesario (variadores, controlador de la válvula de expansión, módulos de salidas y entradas analógicas/digitales, etc.). Así como un PC, conectado vía Ethernet, donde se ejecuta el SCADA (*Supervisory Control and Data Acquisition*) de supervisión y el software de Matlab para la realización de cálculos en tiempo real (véase la sección 3).



Figura 3: Imágenes de la planta

Además de la instrumentación para monitorizar las variables de interés habituales, en la planta se ha instalado un conjunto de sensores adicionales que permiten analizar el comportamiento con mayor grado de detalle, incluyendo un caudalímetro en la línea de líquido del refrigerante. En la Figura 2 se puede comprobar la disposición de los tres sensores de presión identificados con la letra "P", los once de temperatura con la letra "T", y los tres de caudal con la letra "F". En la Figura 3 se muestran dos vistas de la planta, una vista lateral (izquierda), en la cual se puede observar la salida al exterior de la etapa de

condensación, y una vista frontal (derecha), donde se aprecian algunos de los componentes del sistema de compresión por vapor.

El sistema de compresión por vapor consta de una etapa con un único compresor, un intercambiador de placas que actúa como evaporador, y una batería de tubos aleada como condensador (identificada como “batería 2” en la Figura 2). En dicho condensador se ha instalado un extractor centrífugo de 1.8 kW que permite establecer una presión de condensación flotante. El compresor, concretamente el modelo 2JES-07Y del fabricante Bitzer, es del tipo semihermético de pistón, y desarrolla una potencia máxima aproximada de 3.5 kW para una temperatura de evaporación de 10 °C, una temperatura de condensación de 40 °C, una frecuencia de operación de 50 Hz, un subenfriamiento de 0 K, y sobrecalentamiento de 10 K. No obstante, se considera que la planta va a trabajar a temperaturas de evaporación menores, en torno a -5 °C o menores, para lo cual, considerando las mismas condiciones comentadas anteriormente, se tiene una potencia frigorífica del compresor de aproximadamente 1.8 kW. Tanto el compresor como el extractor centrífugo disponen de variadores de frecuencia que regulan el régimen de trabajo en función de las condiciones impuestas en el sistema. El circuito de refrigeración se completa con una válvula de expansión electrónica de pulsos que dispone de su propio controlador y cuyas variables son accesibles vía Modbus.

## 2.1 EMULACIÓN DE LA CARGA TÉRMICA

Como se ha comentado, en la planta experimental es posible regular la demanda térmica en el evaporador. El recinto a enfriar es un pequeño depósito con una solución de agua con glicol, que constituye el fluido secundario del evaporador. Dentro de dicho depósito se ha instalado una resistencia eléctrica trifásica regulable de 5.4 kW, obteniéndose este valor de potencia para una tensión de línea de 400 V y un conexionado en estrella. La potencia calorífica generada por dicha resistencia está gobernada por un controlador y una señal de 4-20 mA (véase la Figura 4). En el circuito secundario se dispone de una bomba hidráulica de 0.25 kW conectada con un variador de frecuencia, lo que permite controlar el caudal de la solución de glicol por el evaporador.

La modificación de las condiciones de carga permite observar el comportamiento del sistema frente a escenarios reales muy diversos que se pueden plantear en cualquier equipo de refrigeración, como puede ser el caso de la carga de alimentos en una cámara frigorífica, la apertura de la ventana en una sala, una reacción exógena o endógena en un reactor químico, etc.



Figura 4: Resistencia calefactora insertada en el depósito de glicol y su regulador trifásico

## 2.2 EMULACIÓN DE LAS CONDICIONES DE TEMPERATURA AMBIENTE

El prototipo experimental se ha completado con la incorporación de un sistema que permite emular condiciones concretas de temperatura ambiente. Esta característica, junto con la posibilidad de controlar la demanda térmica en el evaporador, es determinante para el análisis de este tipo de sistemas, y de este modo estudiar la eficiencia energética estacional de una máquina, es decir, el rendimiento ante diferentes condiciones de trabajo en evaporación y condensación.

El sistema de emulación de temperatura ambiente se compone principalmente de una bomba de calor reversible aire-agua exterior de 10 kW del fabricante Daikin, que mantiene unas condiciones de temperatura en un depósito de agua de 300 litros (Figura 5). Este sistema se completa con una servo-válvula y una bomba hidráulica de 150 W. El depósito actúa de punto intermedio entre la bomba de calor y la batería a la cual llega el agua. La denominada “batería 1” mostrada en la Figura 2 se alimenta del agua fría o caliente proveniente del depósito a través de un circuito hidráulico. Un controlador PID, implementado en el PLC, regula la temperatura del aire de entrada (T5 en la Figura 2) a la batería 1.

La bomba hidráulica permite regular su velocidad a través de una comunicación Modbus RTU o mediante una señal de tensión 0-10 V DC. La apertura y cierre de la servo-válvula se realiza a través de una señal 4-20 mA. También se ha instalado un caudalímetro (F3) que mide el caudal de agua impulsado a la batería 1.



Figura 5: Principales componentes del subsistema de emulación de temperatura ambiental

### 3 SISTEMA DE SUPERVISIÓN Y CONTROL

La planta experimental está instrumentada con multitud de sensores, principalmente sondas de temperatura, caudalímetros y transductores de presión. Además, los variadores de frecuencia permiten realizar estimaciones del consumo energético. Todo ello permite hacer una monitorización y supervisión del estado de la planta. Toda esta instrumentación se conecta con el sistema de control. La Figura 6 muestra un detalle del cuadro eléctrico, donde se pueden apreciar el controlador principal, los variadores de frecuencia, y la periferia descentralizada, entre otros componentes.



Figura 6: Cuadro eléctrico del prototipo

El sistema de control está gobernado por un PLC S7-1576-3 PN/DP de Siemens, que permite la implementación de redes de comunicación Profibus y Profinet. A dicho PLC se le han incorporado los módulos necesarios de entradas y salidas, tanto digitales como analógicas. El controlador se complementa con una periferia descentralizada ET200SP de Siemens que actúa como ampliación de entradas analógicas.

#### 3.1 RED DE COMUNICACIÓN

En el sistema coexisten diferentes protocolos de red de comunicación, como muestra la Figura 7.

El compresor, el extractor centrífugo de aire del condensador y la bomba hidráulica del circuito secundario del evaporador se regulan a través de tres variadores de frecuencia SINAMICS G120C PN de Siemens. Estos variadores tienen la particularidad de poder comunicarse a través de una red Profinet, en la que también se conectan el PLC y la periferia descentralizada.

La periferia descentralizada también incorpora un módulo de comunicación punto a punto CM PtP que admite la posibilidad de que el PLC actúe como maestro Modbus RTU RS-485. El controlador de la

válvula de expansión electrónica también admite este tipo de comunicación, lo que permite que el PLC interactúe con el mismo, pudiéndose acceder a las variables de interés, como por ejemplo, el sobrecalentamiento calculado. Esta válvula junto con el PLC y la bomba hidráulica del sistema de emulación de temperatura ambiental conforman la red de comunicación Modbus.

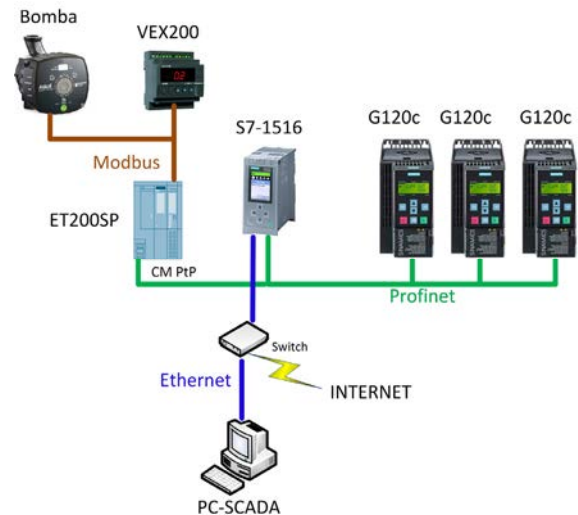


Figura 7: Esquema básico de red de supervisión

#### 3.2 SCADA Y COMUNICACIÓN OPC

Se ha desarrollado un sistema SCADA basado en PC que permite la monitorización y control de la planta. La Figura 8 muestra la pantalla principal del SCADA que representa el esquema del sistema.

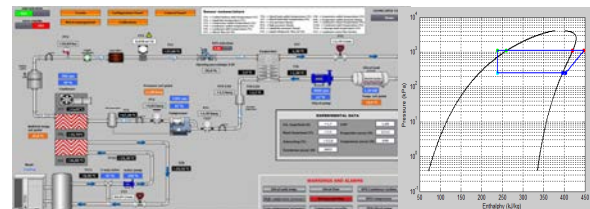


Figura 8: Pantalla principal del SCADA y diagrama Presión-Entalpía

Además, el SCADA incorpora otras funcionalidades, como son:

- Visualización de gráficas de tendencias de variables
- Configuración vía Ethernet de los variadores de frecuencia
- Configuración de los parámetros del controlador de la válvula de expansión electrónica
- Gestión de alarmas y avisos
- Almacenamiento de los ensayos en un fichero csv (*comma separated values*)



- Calibración de las señales leídas
- Cálculo en tiempo real de variables termodinámicas, tales como el subenfriamiento, sobrecalentamiento, y coeficiente de eficiencia energética (*Energy Efficiency Ratio*) [10].

Además de lo anteriormente comentado, el SCADA actúa como servidor OPC (*OLE for Process Control*). Este protocolo es un estándar de control y supervisión de procesos industriales, que tiene como ventaja principal su extensión en uso e implementación por parte de diferentes fabricantes, facilitándose por tanto la comunicación entre los mismos. El protocolo OPC se ha utilizado para comunicar las variables del SCADA con el entorno de Matlab/Simulink. Este software se ha utilizado con la finalidad poder aprovechar su potencia de cálculo para la obtención de parámetros termodinámicos del proceso, y por otra parte, utilizar el entorno Simulink para la implantación de una futura capa de control superior, como pudiera ser el caso de un optimizador. Para los cálculos termodinámicos mediante Matlab se ha utilizado la librería de acceso libre Coolprop [11]. Dichos cálculos permiten la monitorización en tiempo real del ciclo frigorífico y del diagrama P-H, tal y como se ha mostrado en la Figura 8.

### 3.3 LAZOS DE CONTROL

En el PLC se ha implementado por ahora una estrategia de control multivariable descentralizada compuesta de cuatro lazos de control, tres para el control de variables del sistema refrigeración, y uno para el sistema de regulación de la temperatura ambiente. La estructura de los lazos de control es de tipo PID, aunque no se ha utilizado la acción derivativa en ninguno de los lazos. La sintonía de los mismos se ha realizado de forma heurística, observando las respuestas en lazo abierto y buscándose una situación de compromiso entre la velocidad de respuesta y un seguimiento de referencias adecuado en régimen estacionario. Además, los controladores PID mencionados disponen de mecanismo *anti-windup* y se ejecutan en el PLC con un periodo de muestreo de 1 s, a excepción del PID asociado a la válvula de expansión, que tiene un controlador dedicado, si bien los parámetros de éste se gestionan desde el PLC.

La variable manipulada del primer lazo es la velocidad del compresor. Y su variable controlada es la temperatura del depósito, para lo cual se ha considerado la temperatura de retorno, T6, ubicada a la salida del depósito una vez la solución de glicol se ha calentado por la resistencia eléctrica.

La variable controlada del segundo lazo es la presión de condensación, para la cual se ha considerado la

presión de descarga del compresor, P2. Su variable manipulada son las revoluciones del extractor centrífugo, cuyo valor se establece enviando una consigna al variador de frecuencia asociado.

El tercer lazo controla el sobrecalentamiento y, como se ha dicho, es autónomo del controlador de la válvula de expansión. La variable manipulada es el tanto por ciento de apertura de la válvula de expansión. Este tanto por ciento indica el tiempo en el que la válvula está abierta para un ciclo de trabajo determinado, siendo en este caso de 1 s. Los valores de las variables de este controlador son accesibles desde el PLC y desde el SCADA.

El cuarto lazo permite controlar la temperatura de entrada al condensador, tal como se comentó en la sección 2.2. Esta temperatura, junto con la resistencia eléctrica regulable y el caudal en el fluido secundario del evaporador actúan como perturbaciones controladas al sistema.

## 4 PRUEBAS EXPERIMENTALES

En esta sección se muestran, a modo de ejemplo, algunas de las experiencias realizadas con la planta. Estas experiencias no pretenden por ahora operar eficientemente el sistema de refrigeración, sino facilitar la exploración y análisis de diferentes puntos de operación. Con ellas se ha podido comprobar que el control implementado de la planta funciona adecuadamente.

### 4.1 Cambios de referencia en el lazo de control de temperatura

En esta experiencia se evaluó el seguimiento de referencias en la temperatura del depósito, manteniendo los demás lazos de control con referencias constantes. En concreto, se estableció una consigna de presión de condensación de 9.5 barg y un sobrecalentamiento de 5 K. La demanda térmica se mantuvo constante, a un valor de 1.4 kW. La velocidad de la bomba hidráulica en el circuito secundario del evaporador se estableció en 2000 rpm.

En la Figura 9 se muestran las variables de los tres lazos principales de control, todos ellos con un periodo de muestreo de 5 s. Se aplicaron cuatro saltos bruscos positivos de 1 °C en la referencia de temperatura. Como se puede observar, se produce una respuesta suave del lazo y se alcanzan las referencias con un tiempo de asentamiento entre 500 y 750 s. Por otra parte, tal y como se aprecia en la señal de control, ésta disminuye. Esto se debe a que el incremento de temperatura produce un aumento en la presión de evaporación y aspiración del compresor, lo que hace que éste pueda dar la misma potencia frigorífica con menor velocidad.

Aunque no se muestra en la Figura 9, durante el ensayo la temperatura ambiente aumentó desde 16.5 °C hasta 18 °C. Esto se refleja en una tendencia ascendente de la señal de control del lazo de presión para actuar ante esta perturbación y mantener la presión de condensación constante.

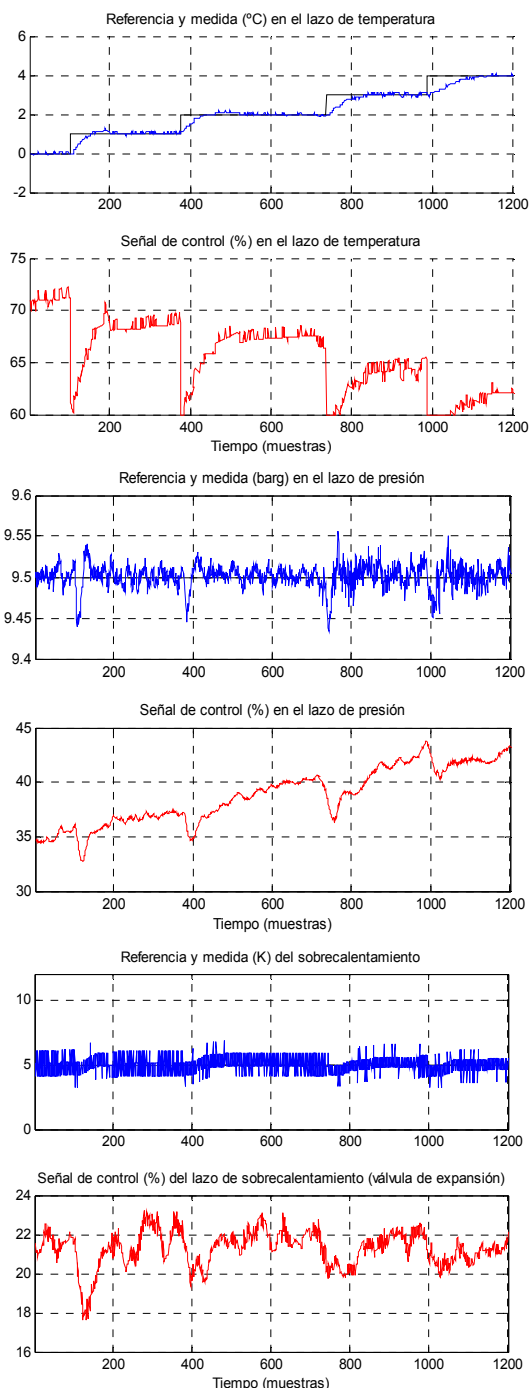


Figura 9: Respuestas y señales de control de los lazos de temperatura, presión, y sobrecalentamiento

En cuanto al lazo de sobrecalentamiento, se aprecia cierta interacción con respecto a los cambios de

referencia producidos en el lazo de control de temperatura. Este efecto de acoplamiento también se observa en el lazo de presión.

## 4.2 Cambio en la potencia demandada

En este ensayo se evalúa la respuesta del sistema frente a un cambio en la demanda térmica en el evaporador. La temperatura ambiente se ha mantenido constante a lo largo del experimento, con un valor de 30 °C. Se parte de un punto de operación donde la temperatura en el depósito es de 0 °C, la presión de condensación de 10.1 barg, y el sobrecalentamiento de 7 K. Al igual que en el ensayo anterior, la velocidad de la bomba hidráulica en el circuito secundario del evaporador se estableció en 2000 rpm.

Tal y como se muestra en la Figura 10, inicialmente se impone una demanda térmica en el evaporador de 1 kW, y se produce un aumento de la misma de 0.3 kW en la muestra 585. Como consecuencia de este cambio, las señales de control de los tres lazos aumentan. Durante el transitorio se produce un sobrepico de 1.2 °C en la temperatura del depósito. El compresor contrarresta este incremento produciendo una mayor potencia frigorífica, que consigue devolver la temperatura a su referencia de 0 °C. Por otra parte, la velocidad del extractor centrífugo (señal de control del lazo de presión) también aumenta, ya que ahora se disipa una mayor cantidad de calor. En la válvula de expansión también se produce un incremento en su ciclo de apertura, esto permite un mayor caudal de refrigerante en el evaporador que mantiene la consigna de sobrecalentamiento.

## 4.3 Estudio de estacionarios

Con el motivo principal de poder realizar un futuro modelado estático por componentes de los principales elementos de la planta, se ha realizado un programa en Matlab para el estudio de estacionarios. A modo de ejemplo, en las Tablas 1 y 2 se muestran los valores medios y desviaciones típicas de algunas de las variables almacenadas. En concreto, se han seleccionado dos tramos del experimento mostrado en la Figura 10, antes y después del incremento de la demanda térmica (producido en la muestra 585). Se muestran las referencias de los tres lazos principales,  $Ref_{temp}$ ,  $Ref_{cond}$  y  $Ref_{SH}$ ; las variables controladas,  $T_{depósito}$ ,  $P_{cond}$ , y  $SH$ ; las señales de control  $U_{comp}$ ,  $U_{extractor}$ , y  $U_{VEX}$ ; la demanda térmica en el evaporador y la temperatura ambiente emulada,  $Carga_{evap}$  y  $T_{ambiente}$ ; la presión de evaporación,  $P_{evap}$ ; las potencias eléctricas del compresor y del extractor centrífugo,  $Pot_{comp}$  y  $Pot_{extractor}$ ; y los caudales máxicos de la solución de glicol y del refrigerante,  $Caudal_{glicol}$  y  $Caudal_{refrig}$ . Se muestran además las

potencias frigorífica y de condensación,  $Q_{frig}$  y  $Q_c$ , y la eficiencia energética media estimada.

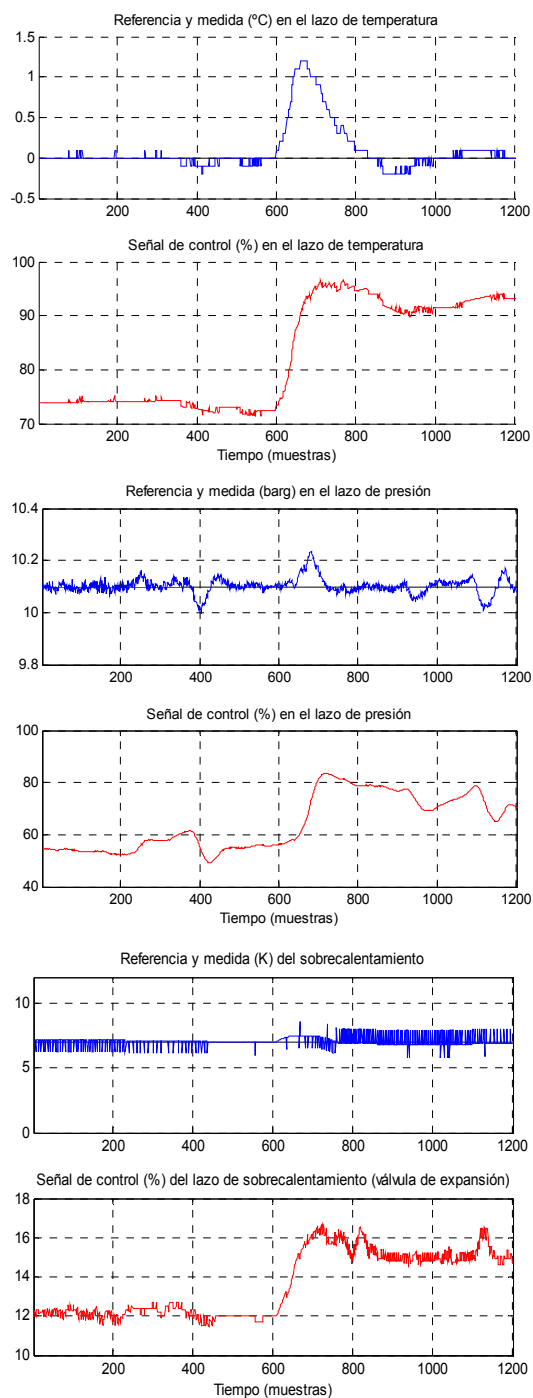


Figura 10: Respuesta y señales de control de los lazos de temperatura, presión, y sobrecalentamiento

Las desviaciones típicas de las variables son bajas respecto a sus medias, excepto el caudal másico del refrigerante y la potencia del compresor. Esto es debido al propio funcionamiento de la válvula de expansión electrónica. Al ser una válvula electrónica de pulsos, constantemente abre o cierra el paso de

refrigerante, lo que provoca oscilaciones en el caudal del mismo y en la presión de aspiración (no mostrada en la tabla), lo que se refleja también en una oscilación en la potencia del compresor.

Tabla 1: Datos estadísticos del primer tramo

| Variable          | Media       | Desv. Típica |
|-------------------|-------------|--------------|
| $Ref_{temp}$      | 0 °C        | 0 °C         |
| $Ref_{cond}$      | 10.1 barg   | 0 barg       |
| $Ref_{SH}$        | 7 K         | 0 K          |
| $T_{depósito}$    | -0.01 °C    | 0.04 °C      |
| $P_{cond}$        | 10.1 barg   | 0.02         |
| $SH$              | 6.99 K      | 0.32 K       |
| $U_{comp}$        | 73.55 %     | 0.83 %       |
| $U_{extractor}$   | 55.10 %     | 2.65 %       |
| $U_{VEX}$         | 12.12 %     | 1.91 %       |
| $Carga_{evap}$    | 1 kW        | 0 kW         |
| $T_{ambiente}$    | 29.99 °C    | 0.07 °C      |
| $P_{evap}$        | 1.51 barg   | 0.03 barg    |
| $Pot_{comp}$      | 0.61 kW     | 0.05 kW      |
| $Pot_{extractor}$ | 0.37 kW     | 0.02 kW      |
| $Q_{frig}$        | 1.17 kW     | 0.04 kW      |
| $Q_c$             | 1.78 kW     | 0.07 kW      |
| $EER_{medio}$     | 1.21        | -            |
| $Caudal_{refrig}$ | 9.53 gr/s   | 3.7 gr/s     |
| $Caudal_{glicol}$ | 230.33 gr/s | 0.66 gr/s    |

Tabla 2: Datos estadísticos del segundo tramo

| Variable          | Media       | Desv. Típica |
|-------------------|-------------|--------------|
| $Ref_{temp}$      | 0 °C        | 0 °C         |
| $Ref_{cond}$      | 10.1 barg   | 0 barg       |
| $Ref_{SH}$        | 7 K         | 0 K          |
| $T_{depósito}$    | 0.0 °C      | 0.10 °C      |
| $P_{cond}$        | 10.09 barg  | 0.03 barg    |
| $SH$              | 7.07 K      | 0.5          |
| $U_{comp}$        | 92.43 %     | 1.33 %       |
| $U_{extractor}$   | 73.94 %     | 4.04 %       |
| $U_{VEX}$         | 15.16 %     | 3.52 %       |
| $Carga_{evap}$    | 1.3 kW      | 0 kW         |
| $T_{ambiente}$    | 29.99 °C    | 0.09 °C      |
| $P_{evap}$        | 1.48 barg   | 0.04 barg    |
| $P_{comp}$        | 0.72 kW     | 0.14 kW      |
| $P_{extractor}$   | 0.57 kW     | 0.063 kW     |
| $Q_{frig}$        | 1.42 kW     | 0.01 kW      |
| $Q_c$             | 2.19 kW     | 0.12 kW      |
| $EER_{medio}$     | 1.10        | -            |
| $Caudal_{refrig}$ | 12.11 gr/s  | 3.66 gr/s    |
| $Caudal_{glicol}$ | 229.30 gr/s | 0.84 gr/s    |

Si se comparan las tablas, los resultados son esperables considerando que sólo ha variado la demanda térmica. Los valores medios de las señales de control aumentan del tramo 1 al 2. También aumentan el caudal de refrigerante y las potencias eléctricas consumidas. En este caso, no parece haber

un efecto significativo en la eficiencia energética, aunque habría que corroborarlo repitiendo las condiciones del experimento mostrado.

## 5 CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En este trabajo se ha presentado una planta experimental de refrigeración por compresión de vapor. Para la puesta a punto de la planta, se ha implementado una estrategia multivariable descentralizada que permite controlar la presión de condensación y la temperatura en un depósito con una solución de agua y glicol. La capacidad de la planta para emular la temperatura ambiente en el condensador del sistema, así como la demanda térmica en el evaporador, permite fijar unas condiciones de trabajo específicas en el ciclo frigorífico. Además, se ha implementado un sistema de control y adquisición de datos basado en PC mediante el cual es posible realizar un registro de todas las variables de interés. Esta característica, junto con la multitud de sensores de los que consta la planta, hace posible un análisis del sistema a lo largo de todo el rango de operación.

Como trabajo futuro se profundizará en el estudio y la caracterización de los principales componentes [12], y en la implementación de estrategias de control multivariable más avanzadas que permitan que la planta trabaje de forma eficiente. También, se instalará una válvula de expansión electrónica proporcional con motor paso-paso con el fin de poder comparar y evaluar su eficiencia frente a la válvula electrónica de pulsos actualmente instalada.

Esta misma caracterización de los componentes, u otra similar, también servirá para tratar de reproducir los resultados experimentales en el entorno de simulación mediante la librería Thermolib [3].

### Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por el proyecto DPI2012-37580-C02-01 del Ministerio de Economía y Competitividad, así como el Programa de Fortalecimiento de la Junta de Andalucía.

### Referencias

- [1] Rasmussen, B., (2005) “Dynamic Modeling and Advanced Control of Air Conditioning and Refrigeration Systems”, *Ph. D. Thesis*, University of Illinois, Urbana-Champaign.
- [2] Rasmussen, H., Larsen, L. F. S., (2011) “Non-linear and adaptive control of a refrigeration System”, *IET Control Theory and Applications*, vol. 5, no. 2, pp. 364–378.

- [3] Morilla, F., Vázquez, F., Rodríguez, D., Garrido, J., Fragoso, S., (2015) “Rango de operación en un sistema de refrigeración por compresión de vapor”, *XXXVI Jornadas de Automática*, pp. 959–965. Bilbao (España).
- [4] Bejarano, G., Alfaya, J. A., Ortega, M.G., Rubio, F. R., (2015) “Multivariable analysis and Hinf control of a one-stage refrigeration cycle”, *Applied Thermal Engineering*, vol. 91, pp. 1156–1167.
- [5] Bejarano, G., Alfaya, A., Ortega, M.G., Rubio, F. R., (2015) “Design , automation and control of a two-stage , two-load-demand experimental refrigeration plant”, *23<sup>rd</sup> Mediterranean Conference on Control and Automation*, pp. 571-578. Torremolinos (España).
- [6] Sarabia, D., Capraro, F., Larsen, L. F.S., de Prada, C., (2009) “Hybrid NMPC of supermarket display cases”, *Control Engineering Practice*, vol. 17, pp. 428-441.
- [7] Jain, N., Li, B., Keir, M., Hency, B., Alleyne, A., (2010) “Decentralized Feedback Structures of a vapor compression cycle system”, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, vol. 18, pp. 185-193.
- [8] Alfaya, J. A., Bejarano, G., Ortega, M. G., Rubio, F. R., (2015) “Controllability analysis and robust control of a one-stage refrigeration system”, *European Journal of Control*, vol. 26, pp. 53–62.
- [9] Rodríguez, D., Alfaya, J. A., Bejarano, G., Ortega, M.G., Castaño, F., (2015) “Estimación de parámetros de una planta experimental de refrigeración”, *XXXVI Jornadas de Automática*, pp. 951-958, Bilbao (España).
- [10] Cengel, Y., Boles, M., (2012) “Termodinámica”, McGraw-Hill, ISBN: 978-607150433.
- [11] Bell, I., Quoilin, S., Wronski, J., (2013). CoolProp: <http://coolprop.sf.net/>.
- [12] Ding, X., Jia, L., Cai, W., Wen, C., Zhang, G., (2009) “A hybrid modeling for the real-time control and optimization of compressors,” *4th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications*, pp. 3256-3261. Xi’an (China).