

# OPTIMIZACIÓN GLOBAL ESTÁTICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

Guillermo Bejarano, Manuel G. Ortega, Francisco R. Rubio

Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática, Universidad de Sevilla  
 {gbejarano, mortega, rubio}@us.es

## Resumen

En este trabajo se detallan algunos aspectos clave en la optimización de la operación de sistemas de refrigeración por compresión de vapor. Se analiza un ciclo básico de una etapa de compresión y un recinto a refrigerar. Se plantea la optimización global según criterios de máxima eficiencia energética, considerando restricciones tanto tecnológicas como de operación, y se analizan los resultados para ciertos rangos de potencia frigorífica, que muestran el amplio margen de mejora que existe respecto al procedimiento tradicional de selección de referencias óptimas para el control.

**Palabras clave:** Sistemas de refrigeración, Ciclo de compresión de vapor, Optimización global.

## 1. INTRODUCCIÓN

La compresión de vapor es el método más utilizado mundialmente para la generación de frío, tanto en refrigeración doméstica, comercial e industrial como en climatización [14]. El peso de la refrigeración en los balances energéticos globales no es en absoluto despreciable, así como su impacto medioambiental. En [5] se indica que aproximadamente el 20 % del consumo energético global se debe a procesos de acondicionamiento de aire o HVAC (del inglés *Heating, Ventilating, and Air Conditioning*), mientras que algunos estudios revelan que los equipos de aire acondicionado y refrigeradores suponen el 28 % del consumo doméstico en EEUU [15]. Por otra parte, los supermercados son uno de los mayores consumidores del sector energético. Un supermercado medio consume hasta 3 millones de kWh al año [2], y en torno al 50 % se consume en refrigeración. Respecto a los edificios de oficinas, el consumo en sistemas de acondicionamiento de aire supone entre un 20 y un 40 % del consumo de energía total en el primer mundo [13]. Dada la escasez de fuentes de energía no renovables y el desarrollo aún lento de tecnologías renovables, la eficiencia energética y operación óptima de los procesos de refrigeración se ha convertido en un aspecto cada vez más urgente de abordar.

Tal como muestra la Figura 1, un ciclo de refrigeración de una etapa de compresión y un recinto a refrigerar está formado por un compresor de velocidad variable, una válvula de expansión electrónica y dos intercambiadores de calor (un evaporador y un condensador). Se extrae energía térmica del recinto a refrigerar (en concreto del fluido secundario del evaporador) y se aporta calor al fluido secundario en el condensador. Las variables manipulables son la velocidad de giro del compresor  $N$  y la apertura de la válvula de expansión  $A_v$ , mientras que los caudales de los fluidos secundarios y sus temperaturas de entrada se consideran perturbaciones.

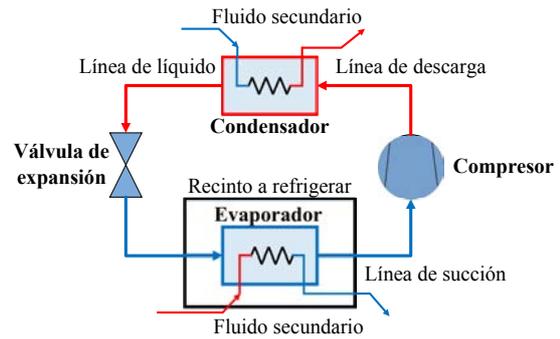


Figura 1: Sistema de refrigeración por compresión de vapor

El principal objetivo de control es fijar la temperatura del recinto a refrigerar en el punto requerido, lo que puede reflejarse, entre otras formas, en una cierta referencia para la temperatura de salida del fluido secundario del evaporador ( $T_{out,sec,e}$ ). Como se dispone de dos acciones de control, es posible plantear un segundo objetivo, consistente en producir la potencia frigorífica requerida con la máxima eficiencia energética posible. En este área de conocimiento la eficiencia del ciclo se describe a través del Coeficiente de Comportamiento ( $COP$ ), que suele tomar valores mayores que la unidad y cuya definición se incluye en (1).

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_{comp}} = \frac{h_{e,out} - h_{e,in}}{h_{c,in} - h_{e,out}} \quad (1)$$

Tabla 1: Nomenclatura

Símbolos latinos		Símbolos griegos	
$A$	Perímetro de transferencia de calor [m]	$\alpha$	Coefficiente global de transferencia de calor entre el refrigerante y el fluido secundario [ $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ ]
$A_v$	Apertura de la válvula [%]	$\bar{\gamma}$	Fracción media de vacío
$b$	Parámetro del compresor	$\varepsilon$	Eficiencia del intercambio de calor
$COP$	Coefficiente de Comportamiento	$\zeta$	Fracción de la longitud total del intercambiador
$C$	Cociente de capacidades térmicas	$\rho$	Densidad [ $\text{kg m}^{-3}$ ]
$c$	Parámetro del compresor [ $\text{W K}^{-1}$ ]	$\chi$	Conjunto característico de variables
$c_{eev}$	Parámetro de la válvula de expansión [ $\text{m}^2$ ]		
$c_p$	Calor específico a presión constante [ $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ]	<b>Subíndices</b>	
$c_v$	Calor específico a volumen constante [ $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ ]	$c$	condensador
$e$	Error iterativo del modelo estático	$comp$	compresor
$g$	Función característica del intercambiador	$ciclo$	ciclo de compresión de vapor
$h$	Entalpía específica [ $\text{J kg}^{-1}$ ]	$e$	evaporador
$L$	Longitud del intercambiador [m]	$f$	líquido saturado
$\dot{m}$	Caudal másico [ $\text{kg s}^{-1}$ ]	$g$	vapor saturado
$NTU$	Número de unidades de transferencia	$he$	intercambiador de calor
$N$	Velocidad del compresor [Hz]	$in$	entrada
$P$	Presión [Pa]	$is$	isentrópico
$\dot{Q}$	Potencia térmica [W]	$max$	máximo
$q$	Título de vapor	$mid$	intermedio
$S_t$	Parámetro del compresor [ $\text{m}^3$ ]	$min$	mínimo
$T$	Temperatura [K]	$out$	salida
$T_{SC}$	Grado de subenfriamiento [K]	$sc$	zona de líquido subenfriado
$T_{SH}$	Grado de sobrecalentamiento [K]	$sec$	fluido secundario
$UA$	Coefficiente global de transferencia de calor [ $\text{W K}^{-1}$ ]	$sh$	zona de vapor sobrecalentado
$V_R$	Volumen interno del intercambiador [ $\text{m}^3$ ]	$surr$	entorno
$v$	Volumen específico [ $\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$ ]	$tp$	zona bifásica
$\dot{W}$	Potencia mecánica [W]	$transf$	transferencia de calor
$y$	Vector de salida	$valve$	válvula de expansión

La eficiencia del evaporador, que es realmente el elemento más importante del ciclo, es decir, su capacidad de extraer calor de su fluido secundario correspondiente, depende principalmente del coeficiente de transferencia de calor. Este es mucho mayor para el flujo bifásico que para el vapor sobrecalentado, debido al cambio de fase, de forma que se alcanzaría alta eficiencia energética si el flujo de refrigerante en el evaporador fuera totalmente bifásico. Sin embargo, puesto que la salida del evaporador es la entrada del compresor, se debe evitar la presencia de gotas de refrigerante líquido en la succión del mismo. Esto se ha conseguido tradicionalmente en la industria operando el sistema con un cierto grado de sobrecalentamiento del refrigerante ( $T_{SH}$ ) a la salida del evaporador, que se suele mantener bajo para alcanzar un alto  $COP$ .

Sin embargo, es posible plantear una optimización

global cuya solución sea un ciclo que genere la potencia frigorífica requerida con máxima eficiencia energética y respetando las restricciones físicas de los actuadores y componentes del ciclo, además de ciertas restricciones de operación, como un valor mínimo de  $T_{SH}$  para garantizar el funcionamiento seguro del compresor. En esta línea, en [10] se plantea una optimización global que minimiza la exergía destruida; se alcanza un ciclo óptimo, a la vez que se calculan valores óptimos de las variables manipulables, útiles para estrategias de control *feedforward*. Por otra parte, en [18] se propone un método global de optimización basado en la disipación de entransía, que caracteriza la irreversibilidad de todos los procesos involucrados, y en [19] se propone un algoritmo genético para la minimización de la energía total consumida.

En el presente trabajo se estudia el número mínimo de variables que definen un ciclo básico, se

plantea una optimización global y se analizan algunos resultados obtenidos para un cierto criterio de eficiencia energética. Así, en la Sección 2 se plantea el problema de optimización global, en la Sección 3 se describe el modelo estático del sistema y la estrategia de resolución del mismo, mientras que en la Sección 4 se analizan algunos resultados de simulación obtenidos para un cierto rango de potencia frigorífica. Finalmente, en la Sección 5 se resumen las principales conclusiones y se proponen algunos trabajos futuros.

## 2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Tal como se ha comentado en la Sección 1, existen dos formas de plantear la optimización energética de un ciclo de refrigeración. La tradicional se basa en mantener un grado de sobrecalentamiento bajo a la salida del evaporador, lo que garantiza la operación segura del compresor y teóricamente un valor alto de *COP*. Sin embargo, es posible plantear alternativamente una optimización global, cuya solución sea un ciclo óptimo que genere la potencia frigorífica requerida siguiendo un determinado criterio de eficiencia energética y respetando las restricciones físicas de los actuadores y componentes del ciclo.

Independientemente del criterio de eficiencia energética considerado en la optimización, es necesario definir el número mínimo de variables independientes que caracterizan completamente un ciclo en estado estacionario, dados unos determinados componentes físicos. En el caso de un ciclo básico de una etapa de compresión y un recinto a refrigerar, el número mínimo de variables independientes es tres, que por ejemplo pueden ser elegidas como las indicadas en (2).

$$\chi_{ciclo} = [h_{e,out} \quad h_{c,out} \quad \dot{m}] \quad (2)$$

Esta elección del conjunto de variables que describen el ciclo permite definir fácilmente la potencia frigorífica generada en el evaporador  $\dot{Q}_e$ , tal como se refleja en (3), considerando que la expansión en la válvula es isentálpica.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_{e,out} - h_{c,out}) \quad (3)$$

De esta forma, si se pretende obtener el ciclo óptimo que genera una determinada potencia frigorífica, (3) impone una restricción sobre las tres variables que definen el ciclo. Una vez impuesta dicha restricción, es posible plantear una optimización global para encontrar el vector  $\chi_{ciclo}$  que proporciona la potencia frigorífica requerida con máximo

*COP*. En esta optimización global (en dos grados de libertad) es necesario imponer restricciones físicas de los equipos, tales como valores límite de las acciones de control, y también se pueden considerar otras restricciones de operación, como límites superior e inferior de las presiones de evaporación y condensación, de relación de compresión, de mínimo sobrecalentamiento, etc. También se debe imponer un salto térmico mínimo en los intercambiadores de calor, para garantizar su eficiencia de acuerdo con su diseño particular.

## 3. MODELO ESTÁTICO

Es necesario disponer de un modelo estático del sistema completo para caracterizar los vectores  $\chi_{ciclo}$  factibles. Se consideran modelos separados para todos los componentes y se propone una estrategia de resolución para el sistema no lineal que generan en conjunto. En la Tabla 1 se detalla la nomenclatura utilizada.

### 3.1. VÁLVULA DE EXPANSIÓN

El modelo de la válvula se basa en [16, 17]. El modelo recibe como entradas las presiones  $P_c$  y  $P_e$  y la entalpía específica a la entrada de la válvula  $h_{c,out}$ , y proporciona como salida el caudal de refrigerante expandido  $\dot{m}$ , como se indica en (4).

$$\dot{m} = c_{eev} A_v \sqrt{2\rho_{c,out}(P_c - P_e)} \quad (4)$$

$\rho_{c,out} = \rho(P_c, h_{c,out})$  es una función característica del refrigerante para el cálculo de sus propiedades termodinámicas. Se usa la herramienta *CoolProp* [3] para la evaluación de las propiedades termodinámicas del refrigerante y de los fluidos secundarios.  $c_{eev}$  es un parámetro característico de la válvula, mientras que la expansión a través de la misma se considera isentálpica ( $h_{e,in} = h_{c,out}$ ).

### 3.2. COMPRESOR

De la misma forma, el modelo estático del compresor se basa en el procedimiento descrito en [16, 17]. El modelo recibe como entradas las presiones  $P_c$  y  $P_e$  y la entalpía específica en la succión  $h_{e,out}$ , y proporciona como salidas el caudal de refrigerante comprimido  $\dot{m}$ , la entalpía específica en la descarga  $h_{c,in}$  y la potencia consumida por el compresor  $\dot{W}_{comp}$ , tal como se expresa en (5).

$$\dot{m}_{c,in} = S_t \left( 1 - c \left( \left( \frac{P_c}{P_e} \right)^{\frac{c_{v,e,g}}{c_{p,e,g}}} - 1 \right) \right) \frac{N}{v_{e,out}}$$

$$\dot{W}_{comp} = b \dot{m}_c (h_{c,in,is} - h_{e,out})$$

$$T_{c,in,is} = T_c + \frac{h_{c,in,is} - h_{c,g}}{c_{p,c,g}}$$

$$h_{c,in} = h_{e,out} + \frac{\dot{W}_{comp} - UA_{comp}(T_{c,in,is} - T_{surr})}{\dot{m}_c} \quad (5)$$

Los parámetros  $b$ ,  $c$ ,  $S_t$  y  $UA_{comp}$  son característicos del compresor. Asimismo se usa *CoolProp* para la evaluación de las propiedades termodinámicas [3], que se incluyen en la Tabla 2, donde  $q = 1$  implica propiedades del vapor saturado.

Tabla 2: Evaluación de propiedades termodinámicas en el modelo del compresor

Variable	Función	Argumentos	
$v_{e,out}$	$v(P, h)$	$P_e$	$h_{e,out}$
$c_{v,e,g}$	$c_v(P, q)$	$P_e$	1
$c_{p,e,g}$	$c_p(P, q)$	$P_e$	1
$s_{e,out}$	$s(P, h)$	$P_e$	$h_{e,out}$
$h_{c,in,is}$	$h(P, s)$	$P_c$	$s_{e,out}$
$T_c$	$T(P, q)$	$P_c$	1
$h_{c,g}$	$h(P, q)$	$P_c$	1
$c_{p,c,g}$	$c_p(P, q)$	$P_c$	1

### 3.3. EVAPORADOR

El modelado del evaporador se realiza siguiendo el enfoque denominado *moving boundary model* [7, 8, 12, 14]. Las ecuaciones que definen el modelo estático del evaporador dependen de su configuración. Se considera un intercambiador de placas a contracorriente, cuyo diagrama de temperaturas se incluye en la Figura 2, tanto para el refrigerante como para el fluido secundario.

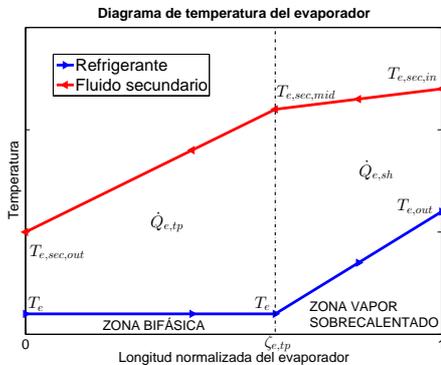


Figura 2: Diagrama de temperaturas a lo largo del evaporador

Las ecuaciones que describen la transferencia de calor en el evaporador con esta configuración se indican en (6), para la zona de vapor sobrecalentado, y (7), para la zona bifásica. Se utiliza el método  $\varepsilon$ - $NTU$  [4, 9] para el cálculo de las potencias térmicas  $\dot{Q}_{e,sh}$  y  $\dot{Q}_{e,tp}$ .

$$\dot{Q}_{e,sh} = \varepsilon_{e,sh} (\dot{m}c_p)_{min} (T_{e,sec,in} - T_e)$$

$$C_{e,sh} = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}}$$

$$NTU_{e,sh} = \frac{UA_{e,sh}}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (6)$$

$$UA_{e,sh} = \alpha_{e,sh} (1 - \zeta_{e,tp}) A_{e,transf} L_e$$

$$\varepsilon_{e,sh} = g_{he}(NTU_{e,sh}, C_{e,sh})$$

$$\dot{Q}_{e,sh} = \dot{m}_e (h_{e,out} - h_{e,g})$$

$$T_{e,sec,mid} = T_{e,sec,in} - \frac{\dot{Q}_{e,sh}}{\dot{m}_{e,sec} c_{p,e,sec}}$$

$$\dot{Q}_{e,tp} = \varepsilon_{e,tp} (\dot{m}c_p)_{min} (T_{e,sec,mid} - T_e)$$

$$C_{e,tp} = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} = \{\text{cambio de fase}\} = 0$$

$$NTU_{e,tp} = \frac{UA_{e,tp}}{(\dot{m}c_p)_{min}}$$

$$UA_{e,tp} = \alpha_{e,tp} \zeta_{e,tp} A_{e,transf} L_e$$

$$\varepsilon_{e,tp} = g_{he}(NTU_{e,tp}, C_{e,tp})$$

$$\dot{Q}_{e,tp} = \dot{m}_e (h_{e,g} - h_{e,in})$$

$$T_{e,sec,out} = T_{e,sec,mid} - \frac{\dot{Q}_{e,tp}}{\dot{m}_{e,sec} c_{p,e,sec}} \quad (7)$$

$\varepsilon = g_{he}(NTU, C)$  es la función característica del intercambiador de calor que se utiliza en el método  $\varepsilon$ - $NTU$  [6].  $T_e$  es la temperatura de saturación a la presión  $P_e$ . Las propiedades del refrigerante a la salida del evaporador se calculan según se muestra en (8).

$$T_{e,out} = T(P_e, h_{e,out})$$

$$T_{SH} = T_{e,out} - T_e \quad (8)$$

$\alpha_{e,tp}$  y  $\alpha_{e,sh}$  son los coeficientes globales de transferencia de calor en la zona bifásica y de vapor sobrecalentado, respectivamente, mientras que  $T_{e,out} = T(P_e, h_{e,out})$  se calcula utilizando la herramienta *CoolProp* [3].

### 3.4. CONDENSADOR

El modelado del condensador también se basa en el enfoque del *moving boundary model* [7, 8, 12, 14]. En [11] se definen diversos modos de funcio-

namiento para el condensador, entre los cuales, los que pueden ser alcanzados en régimen permanente con mayor probabilidad son los modos 1 y 2. Estos modos tienen en común las zonas bifásica y de vapor sobrecalentado, mientras que se diferencian en que en el modo 1 aparece una tercera zona de líquido subenfriado a la salida, mientras que en el modo 2 el refrigerante a la salida del condensador se encuentra aún en estado bifásico. El resto de modos se centran en los procesos de arranque y parada del ciclo.

Las ecuaciones que describen la transferencia de calor en el condensador dependen también de su configuración específica. Se analiza un intercambiador de aire de flujo cruzado; en las Figuras 3 y 4 se representan diagramas cualitativos de temperatura a lo largo del intercambiador para el refrigerante y el fluido secundario, en modo 1 y 2 respectivamente.

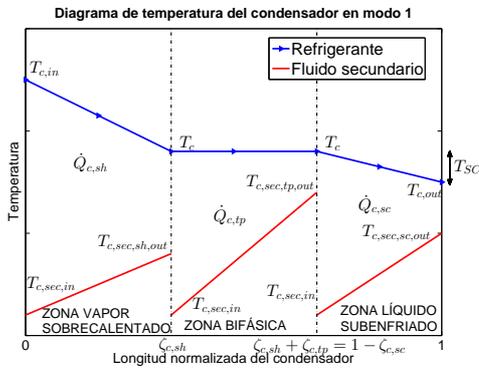


Figura 3: Diagrama de temperaturas a lo largo del condensador en modo 1

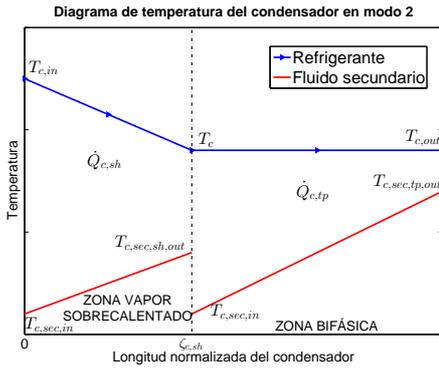


Figura 4: Diagrama de temperaturas a lo largo del condensador en modo 2

Para esta configuración, en (9) se presentan las ecuaciones correspondientes a la zona de vapor sobrecalentado, en (10) las de la zona bifásica, y en (11) las de la zona de líquido subenfriado, considerando el modo 1. De nuevo el método  $\varepsilon$ - $NTU$  [4, 9] se utiliza para el cálculo de las potencias térmicas.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{c,sh} &= \varepsilon_{c,sh}(\dot{m}c_p)_{min}(T_{c,in} - T_{c,sec,in}) \\ C_{c,sh} &= \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \\ NTU_{c,sh} &= \frac{UA_{c,sh}}{(\dot{m}c_p)_{min}} \\ UA_{c,sh} &= \alpha_{c,sh}\zeta_{c,sh}A_{c,transf}L_c \\ \varepsilon_{c,sh} &= g_{he}(NTU_{c,sh}, C_{c,sh}) \\ \dot{Q}_{c,sh} &= \dot{m}_c(h_{c,in} - h_{c,g})\end{aligned}\quad (9)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{c,tp} &= \varepsilon_{c,tp}(\dot{m}c_p)_{min}(T_c - T_{c,sec,in}) \\ C_{c,tp} &= \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} = \{\text{cambio de fase}\} = 0 \\ NTU_{c,tp} &= \frac{UA_{c,tp}}{(\dot{m}c_p)_{min}} \\ UA_{c,tp} &= \alpha_{c,tp}\zeta_{c,tp}A_{c,transf}L_c \\ \varepsilon_{c,tp} &= g_{he}(NTU_{c,tp}, C_{c,tp}) \\ \dot{Q}_{c,tp} &= \dot{m}_c(h_{c,g} - h_{c,f})\end{aligned}\quad (10)$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{c,sc} &= \varepsilon_{c,sc}(\dot{m}c_p)_{min}(T_c - T_{c,sec,in}) \\ C_{c,sc} &= \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \\ NTU_{c,sc} &= \frac{UA_{c,sc}}{(\dot{m}c_p)_{min}} \\ UA_{c,sc} &= \alpha_{c,sc}\zeta_{c,sc}A_{c,transf}L_c \\ \varepsilon_{c,sc} &= g_{he}(NTU_{c,sc}, C_{c,sc}) \\ \dot{Q}_{c,sc} &= \dot{m}_c(h_{c,f} - h_{c,out})\end{aligned}\quad (11)$$

En el modo 2 las ecuaciones que describen la zona bifásica varían ligeramente, como se indica en (12).

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{c,tp} &= \varepsilon_{c,tp}(\dot{m}c_p)_{min}(T_c - T_{c,sec,in}) \\ C_{c,tp} &= \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} = \{\text{cambio de fase}\} = 0 \\ NTU_{c,tp} &= \frac{UA_{c,tp}}{(\dot{m}c_p)_{min}} \\ UA_{c,tp} &= \alpha_{c,tp}\zeta_{c,tp}A_{c,transf}L_c \\ \varepsilon_{c,tp} &= g_{he}(NTU_{c,tp}, C_{c,tp}) \\ \dot{Q}_{c,tp} &= \dot{m}_c(h_{c,g} - h_{c,out})\end{aligned}\quad (12)$$

$\varepsilon = g_{he}(NTU, C)$  es la función característica del intercambiador de calor que se utiliza en el método  $\varepsilon$ - $NTU$  [6].  $\alpha_{c,sh}$ ,  $\alpha_{c,tp}$  y  $\alpha_{c,sc}$  son los coeficientes globales de transferencia de calor en cada una de las zonas, mientras que  $T_c$  es la temperatura de

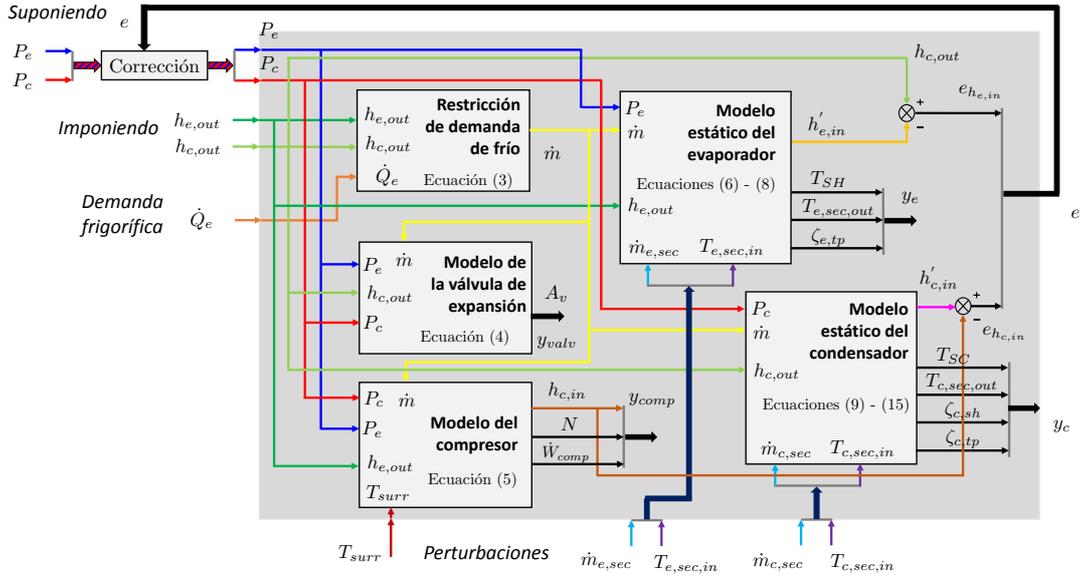


Figura 5: Procedimiento iterativo para el modelo estático del ciclo

saturación a la presión  $P_c$ . Para calcular las propiedades del refrigerante a la salida se aplica (13) ó (14), en modo 1 o 2.

$$\begin{aligned} h_{c,out} &= h_{c,sc} \\ T_{c,out} &= T(P_c, h_{c,out}) \\ T_{SC} &= T_c - T_{c,out} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \bar{q}_c &= Thom^{-1}(P_c, \bar{\gamma}_c) \\ q_{c,out} &= 2\bar{q}_c - 1 \\ h_{c,out} &= (1 - q_{c,out})h_{c,f} + q_{c,out}h_{c,g} \\ T_{c,out} &= T_c \quad T_{SC} = 0 \quad K \end{aligned} \quad (14)$$

$T_{c,out} = T(P_c, h_{c,out})$  se calcula utilizando *CoolProp*, mientras que la función  $\bar{q} = Thom^{-1}(P, \bar{\gamma})$  se refiere a la correlación utilizada para la fracción de vacío [1]. La temperatura de salida del fluido secundario se calcula como se indica en (15).

$$\begin{aligned} T_{c,sec,sh,out} &= T_{c,sec,in} + \frac{\dot{Q}_{c,sh}}{\dot{m}_{c,sec} \zeta_{c,sh} c_{p,c,sec}} \\ T_{c,sec,tp,out} &= T_{c,sec,in} + \frac{\dot{Q}_{c,tp}}{\dot{m}_{c,sec} \zeta_{c,tp} c_{p,c,sec}} \\ T_{c,sec,sc,out} &= T_{c,sec,in} + \frac{\dot{Q}_{c,sc}}{\dot{m}_{c,sec} \zeta_{c,sc} c_{p,c,sec}} \\ T_{c,sec,out} &= \zeta_{c,sh} T_{c,sec,sh,out} + \\ &+ \zeta_{c,tp} T_{c,sec,tp,out} + \\ &+ \zeta_{c,sc} T_{c,sec,sc,out} \end{aligned} \quad (15)$$

### 3.5. ESTRATEGIA DE RESOLUCIÓN

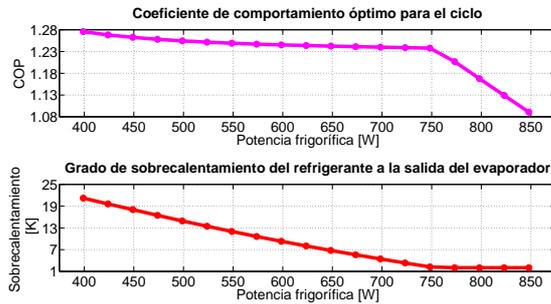
Se ha diseñado una estrategia iterativa para la resolución del modelo estático del sistema completo. Se propone como solución un conjunto de variables  $\chi_{ciclo}$ , se aplica la restricción de la demanda frigorífica (3), y se suponen ambas presiones  $P_e$  y  $P_c$ . Utilizando los modelos previamente descritos para todos los elementos del ciclo, se obtienen dos condiciones de cierre para  $h_{e,in}$  y  $h_{c,in}$ , tal como se indica esquemáticamente en la Figura 5. Con esas condiciones de cierre se itera sobre las presiones y finalmente, cuando el algoritmo converge, se calculan también el resto de variables implicadas en el ciclo, que se almacenan en los vectores indicados en (16).

$$\begin{aligned} y_{valve} &= [ A_v ] \quad y_{comp} = \begin{bmatrix} h_{c,in} \\ N \\ \dot{W}_{comp} \end{bmatrix} \\ y_e &= \begin{bmatrix} T_{SH} \\ T_{e,sec,out} \\ \zeta_{e,tp} \end{bmatrix} \quad y_c = \begin{bmatrix} T_{SC} \\ T_{c,sec,out} \\ \zeta_{c,sh} \\ \zeta_{c,tp} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (16)$$

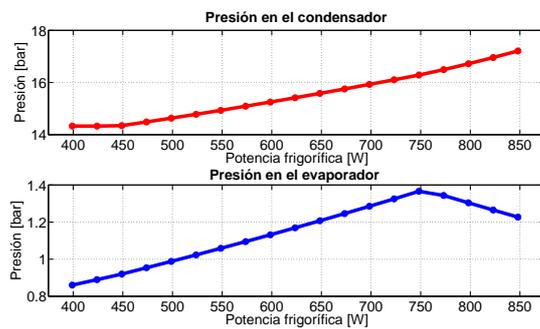
## 4. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

Para una instalación determinada, se ha estudiado la evolución del ciclo óptimo conforme aumenta la potencia frigorífica requerida. Así, en la Figura 6 se representa la evolución del *COP* y el grado de sobrecalentamiento, las presiones de evaporación

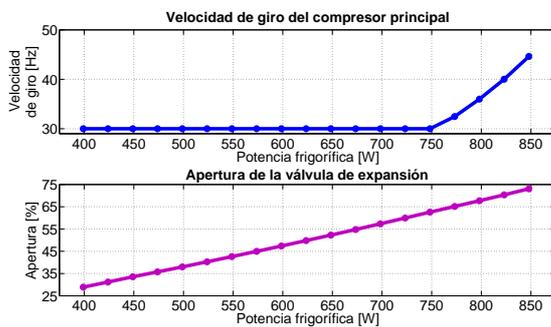
y condensación, y las acciones de control, respectivamente, correspondientes al ciclo óptimo para cada valor de potencia frigorífica que puede proporcionar la planta.



(a) COP y grado de sobrecalentamiento óptimos



(b) Presiones de evaporación y condensación



(c) Acciones de control de equilibrio

Figura 6: Características del ciclo óptimo para diversas potencias frigoríficas requeridas

Se observa que el óptimo global no se alcanza con mínimo  $T_{SH}$  (se ha impuesto un valor mínimo de seguridad de 2 K para el sobrecalentamiento) para todo el rango de potencias, sino que para potencias bajas y medias el ciclo óptimo requiere mayor grado de sobrecalentamiento. Asimismo, se observa que el  $COP$  se reduce drásticamente cuando para proporcionar la potencia requerida, el ciclo necesita aumentar la velocidad de giro del compresor, circunstancia que ocurre solo cuando deja de ser posible satisfacer la demanda frigorífica mediante la apertura de la válvula de expansión, lo que implica que circule un mayor caudal de refrigerante por el ciclo. En cuanto a las presiones, para

demandas muy bajas de potencia, la restricción que domina es la de mínima presión de condensación, determinada por la temperatura de entrada del flujo secundario en el condensador y el salto térmico mínimo impuesto para garantizar la eficiencia de intercambio de calor en el mismo.

En la Figura 7 se representa el diagrama presión-entalpía específica ( $P - h$ ) del ciclo óptimo para una cierta demanda de potencia frigorífica. Se observan los focos calientes y frío del ciclo y su implicación sobre las presiones de evaporación y condensación, pero en este tipo de diagrama no se aprecia la influencia del caudal de refrigerante, al ser una magnitud extensiva.

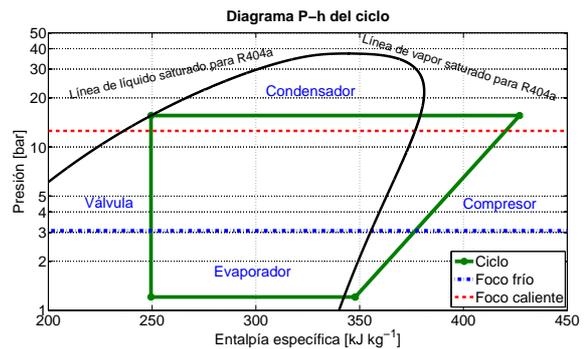


Figura 7: Diagrama  $P - h$  del ciclo óptimo para una cierta potencia frigorífica

## 5. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

En el presente artículo se ha analizado desde el punto de vista estático el desempeño de un ciclo básico de un compresor y un recinto en cuanto a su eficiencia energética, y se han presentado resultados de la optimización global diseñada para obtener el ciclo óptimo que satisface una cierta demanda frigorífica. Se observa que la selección tradicional de referencias óptimas para el control con mínimo sobrecalentamiento no implica alcanzar máxima eficiencia en todo el rango de potencias frigoríficas, lo que muestra el amplio margen de mejora que existe en la operación de sistemas de refrigeración.

En cuanto a trabajos futuros, se está estudiando actualmente la aplicación del procedimiento de optimización a ciclos con dos recintos a refrigerar y una o varias etapas de compresión, lo que incrementa el número de variables de decisión del algoritmo de optimización y aumenta la dificultad de resolución del modelo estático del ciclo completo. Por otra parte, se están investigando leyes de control que permitan alcanzar los ciclos óptimos obtenidos mediante el algoritmo presentado

en este artículo, teniendo en cuenta las acciones de control disponibles.

### Agradecimientos

Los autores quieren expresar su agradecimiento al Ministerio de Ciencia e Innovación por la financiación de este trabajo, a través de los proyectos DPI2015-70973-R y DPI2013-44135-R.

### Referencias

- [1] ASHRAE. ASHRAE Handbook: Fundamentals, SI Ed. *Am. Soc. of Heat., Refr. and Air Cond. Eng., Atlanta*, 2005.
- [2] V. D. Baxter. Advances in supermarket refrigeration systems. *Oak Ridge Natl. Lab., Oak Ridge, Tennessee*, pages 37831–6070, 2002.
- [3] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Ind. and Eng. Chem. Res.*, 53(6):2498–2508, 2014.
- [4] T. L. Bergman, F. P. Incropera, A. S. Lavine, and D. P. Dewitt. *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 7th edition, 2011.
- [5] R. Chengqin, L. Nianping, and T. Guangfa. Principles of exergy analysis in HVAC and evaluation of evaporative cooling schemes. *Build. and Environ.*, 37(11):1045–1055, 2002.
- [6] ESDU. ESDU 98005. Design and Performance Evaluation of Heat Exchangers: The Effectiveness - NTU Method. Technical report, Engineering Science Data Unit (ESDU), International Publishing, London, England, 1998.
- [7] E. W. Grald and J. W. MacArthur. Moving boundary formulation for modeling time-dependent two-phase flows. *Int. J. of Heat and Fluid Flow*, 13(3):266–272, 1992.
- [8] X.-D. He. *Dynamic modeling and multivariable control of vapor compression cycles in air conditioning systems*. PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, Massachusetts, USA, 1996.
- [9] J. P. Holman. *Heat transfer, Eighth SI Metric Edition*. MacGraw-Hill Inc, 2001.
- [10] N. Jain and A. G. Alleyne. A framework for the optimization of integrated energy systems. *Appl. Therm. Eng.*, 48:495–505, 2012.
- [11] B. Li and A. G. Alleyne. A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations. *Int. J. of Refrig.*, 33(3):538–552, 2010.
- [12] Y. Liang, S. Shao, C. Tain, and Y. Yang. Dynamic simulation of variable capacity refrigeration systems under abnormal conditions. *Appl. Therm. Eng.*, 30(10):1205–1214, 2010.
- [13] L. Pérez-Lombard, J. Ortiz, and C. Pout. A review on buildings energy consumption information. *Energy and Build.*, 40(3):394–398, 2008.
- [14] B. P. Rasmussen. *Dynamic modeling and advanced control of air conditioning and refrigeration systems*. PhD thesis, University of Illinois, Urbana-Champaign, USA, 2005.
- [15] RECS. Residential energy consumption survey (RECS). Technical report, Energy Information Administration, Washington D.C, USA, 2009.
- [16] L. C. Schurt, C. J. L. Hermes, and A. Trofino-Neto. A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. *Int. J. of Refrig.*, 32(7):1672–1682, 2009.
- [17] L. C. Schurt, C. J. L. Hermes, and A. Trofino-Neto. Assessment of the controlling envelope of a model-based multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. *Appl. Therm. Eng.*, 30(13):1638–1546, 2010.
- [18] Y.-C. Xu and Q. Chen. A theoretical global optimization method for vapor-compression refrigeration systems based on entransy theory. *Energy*, 60:464–473, 2013.
- [19] L. Zhao, W. Cai, X. Ding, and W. Chang. Model-based optimization for vapor compression refrigeration cycle. *Energy*, 55:392–402, 2013.