

MODELO DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DE EDIFICIOS ORIENTADO AL CONTROL Y GESTIÓN DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA

J.G. Ordóñez¹
jgordonez@us.es

J.M. Nadales¹
nadales@us.es

D. Limón¹
dlm@us.es

Luis Perez-Lombard²
lpl@us.es

Juan F. Coronel²
jfc@us.es

A. Cardona¹
acardona@us.es

¹ Depto. Ingeniería de Sistemas y Automática. Esc. Técnica Superior de Ingeniería. Universidad de Sevilla.

² Depto. Ingeniería Energética. Esc. Técnica Superior de Ingeniería. Universidad de Sevilla.

Resumen

La climatización en edificios es una de las aplicaciones más importantes de los sistemas de refrigeración y su uso supone hasta un 20% de la energía consumida en países desarrollados. Actualmente, los ingenieros de control dedican grandes esfuerzos a mejorar la eficiencia energética de estos sistemas. Uno de los mayores obstáculos en esta línea de investigación es la obtención de buenos modelos, debido a la complejidad de las máquinas de refrigeración comerciales. En este artículo se presenta un modelo para un caso realista de estudio donde se incorporan máquinas reales para el estudio de técnicas de control para la mejora de la eficiencia. Además, se expone un ejemplo donde se aplica control predictivo basado en modelo con seguimiento de temperaturas.

Palabras clave: climatización, refrigeración, modelo económico, eficiencia energética, identificación basada en datos, control predictivo

1 INTRODUCCIÓN

Los sistemas de refrigeración tienen la misión de mantener la temperatura de un volumen de control por debajo de la temperatura de sus alrededores. Eso conlleva la transferencia de calor desde un espacio frío a otro caliente, en contra del gradiente térmico, y para ello es necesario realizar un ciclo de refrigeración. Una de las aplicaciones más importantes de los sistemas de refrigeración, y la que se trata en este artículo, es la de climatización.

En estudios actuales, se estima que en los países desarrollados, hasta un 40% del consumo de en-

ergía se produce en edificios. Además, aproximadamente 50% de ese consumo se realiza por sistemas de climatización de cualquier tipo [11]. Esto evidencia la necesidad de investigar y desarrollar nuevas técnicas de control de estos sistemas para la mejora de la eficiencia.

Con el fin de realizar un estudio de técnicas de control para la mejora de la eficiencia, en este artículo se presenta un modelo para un caso realista de estudio donde se incorporan máquinas comerciales. Sin embargo, crear modelos que sean de interés desde un punto de vista práctico es una tarea difícil [1] debido, sobre todo, a la complejidad de la máquina enfriadora y a la falta de información detallada que ofrecen los fabricantes. Las empresas no disponen o bien no comparten modelos físicos precisos de las máquinas que producen.

Por este motivo, en este trabajo se propone la utilización de modelos basados en datos proporcionados por el fabricante o obtenidos mediante técnicas de identificación basadas en datos de ensayo. Dado que los fabricantes proporcionan información sobre índices de consumo y eficiencia energética, los modelos derivados permitirán definir índices de desempeño de tipo económico que incorporen esta información, siendo pues más realistas. Esto permitirá diseñar controladores óptimos desde el punto de vista económico.

Los diferentes elementos cuyos modelos se presentan son: válvula, intercambiador de calor, máquina enfriadora, y edificio. Concretamente, los modelos para intercambiador de calor y máquina enfriadora se han obtenido basados en datos de máquinas comerciales de un determinado fabricante.

Con el objetivo de probar el modelo desarrollado, se expondrá un caso de estudio de control predictivo basado en modelo [2], el cual se ha probado que puede llegar a ahorrar hasta un 30% de energía en diversos sistemas, en comparación con técnicas de control más clásicas [8]. Esta técnica de control, aunque suele requerir mayor carga computacional

respecto a otras técnicas, es muy estudiada en la actualidad por permitir optimizar un balance entre el coste energético y las condiciones de confort, además de incorporar restricciones sobre variables críticas tales como la temperatura de congelación del fluido refrigerante.

La estructura de este artículo es la siguiente: la Sección 2 presenta una descripción general de un sistema de refrigeración usando agua como refrigerante, la Sección 3 describe el modelado de las unidades que se encuentran en el interior de las salas, la Sección 4 aborda el modelado de una máquina enfriadora, la Sección 5 considera el modelo del edificio y sus salas, la Sección 6 detalla la integración de los diferentes componentes del sistema, y por último la Sección 7 desarrolla un caso de control aplicado basado en modelo.

2 DESCRIPCIÓN

En este artículo se considera un sistema de refrigeración de planta de edificio utilizando agua como refrigerante con topología a caudal constante. El esquema se muestra en la Fig. 1 para un caso simple de dos salas.

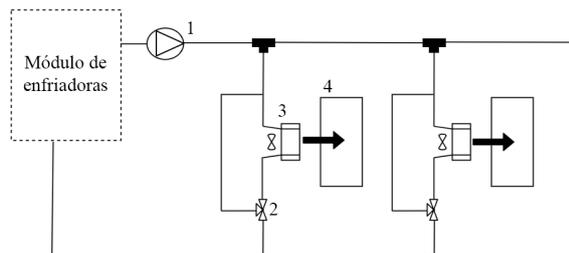


Figura 1: Esquema del sistema de refrigeración. Etiquetas: 1. Bomba de agua; 2. Válvula de tres vías; 3. Intercambiador de calor; 4. Salas.

El sistema se compone de un módulo de máquinas enfriadoras, la red de distribución de agua, el edificio, y múltiples unidades de interior, una para cada una de las salas del edificio. Las unidades de interior, a su vez, se componen de un intercambiador de calor y un ventilador.

El módulo de enfriadoras se encarga de refrigerar el caudal de agua procedente de la recirculación, proporcionando la potencia frigorífica del sistema. El caudal ya refrigerado es impulsado por una bomba hacia la red de tuberías, donde un conjunto de bifurcaciones ya prefijadas distribuyen un caudal parcial constante hacia las salas. En cada sala existe una unidad interior que intercambia calor, en este caso absorbiendo calor de la sala para refrigerar el aire interior. El ventilador de la unidad interior no es manipulable. La única forma de controlar el flujo de potencia que se produce en

la unidad es a través de una válvula de tres vías que se sitúa a la salida de la sala. Esta válvula sí es controlable, y manipula el caudal parcial. Una parte pasará por el intercambiador y otra por un canal de derivación donde no se produce intercambio. Tras las válvulas controlables de cada sala, los caudales parciales se mezclan y se recirculan de nuevo al módulo de enfriadoras.

3 MODELADO DE LAS UNIDADES DE INTERIOR

En esta sección se presenta el modelado del conjunto compuesto por intercambiador de calor y válvula de tres vías controlable, que conforman la unidad de interior que refrigera cada sala. Por cada unidad, pasa un caudal parcial constante q_p en litros por minuto.

Las válvulas son lineales y tienen un parámetro de apertura A que comprende el rango $(0, 1)$. Esta apertura A divide el caudal parcial q_p entre el que pasa por el intercambiador de calor de la sala q_{ps} y el que se desvía por el canal de derivación q_{pd} tal que

$$q_{ps} = q_p * A \tag{1a}$$

$$q_{pd} = q_p * (1 - A) . \tag{1b}$$

El intercambiador de calor, o *fancoil* en inglés, es un bobinado de tubos por donde circula el agua enfriada, y sobre los cuales un ventilador mueve el aire de la sala para intercambiar calor por convección forzada. El aire de la sala se enfría al ceder calor al agua que pasa por los tubos.

Para modelar el intercambiador de calor se ha optado por un modelo de regresión basado en datos, los cuales provienen de una hoja de datos de un dispositivo comercial. La potencia calorífica P (kW) que absorbe un intercambiador depende del caudal de agua que pasa por el intercambiador q_{ps} (l/min) y de la temperatura de entrada de este caudal T_{pe} (°C). Para ajustar el modelo se ha utilizado la función polinomial no lineal de tercer grado

$$P = p_{00} + p_{10} T_{pe} + p_{01} q_{ps} + p_{20} T_{pe}^2 + p_{11} T_{pe} q_{ps} + p_{02} q_{ps}^2 + p_{30} T_{pe}^3 + p_{21} T_{pe}^2 q_{ps} + p_{12} T_{pe} q_{ps}^2 + p_{03} q_{ps}^3 . \tag{2}$$

Los valores de los coeficientes se muestran en la Tabla 1.

Figura 2 representa la ecuación 2. La potencia es negativa por convenio: el intercambiador produce frío extrayendo calor de la sala. Se puede observar que la potencia en módulo aumenta con el caudal y es inversamente proporcional a la temperatura.

Tabla 1: Parámetros del intercambiador.

p_{xy}	Valor	p_{xy}	Valor
p_{00}	467.3	p_{02}	19.54
p_{10}	-158.3	p_{30}	-0.4593
p_{01}	-902.7	p_{21}	0.0156
p_{20}	15.95	p_{12}	-0.3116
p_{11}	26.61	p_{03}	-0.139

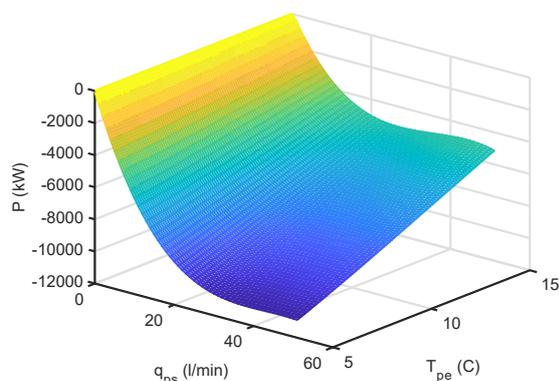


Figura 2: Modelo del intercambiador de calor. Valor de la potencia calorífica intercambiada en kilovatios en función de el caudal que pasa por el intercambiador en litros por minuto y la temperatura de entrada de este caudal en grados centígrados.

4 MODELO ECONÓMICO DE ENFRIADORA

En la actualidad, las máquinas refrigeradoras tienen un diseño complejo y varían según el fabricante. Además, sus planos y configuraciones internas son información confidencial de las empresas. Dada la dificultad de trabajar con un modelo físico preciso de una enfriadora real, se ha optado por obtener un modelo de parámetros económicos basado en datos para reproducir curvas de rendimiento [4], [9].

Los tres aspectos más importantes de nuestro modelo económico son la capacidad de la enfriadora, el factor de carga parcial, y el consumo eléctrico. La capacidad de una máquina enfriadora (CAP) se define como la potencia frigorífica máxima que pueda aportar al fluido a refrigerar. El factor de carga de parcial fcp es el porcentaje entre la potencia frigorífica real y la máxima (CAP). Por último, el consumo eléctrico C_E es la potencia que consume la máquina refrigeradora de la red eléctrica para poder funcionar. Las curvas que se presentarán de estos parámetros siguen una forma estandarizada en las herramientas de simulación de edificios de referencia [10].

La capacidad de una enfriadora CAP no es un parámetro constante, sino que depende sobre todo de la temperatura del aire exterior T_{ae} ($^{\circ}C$) y de la temperatura de la salida del fluido a refrigerar T_{ws} ($^{\circ}C$). Se ha obtenido una función de esta capacidad

$$CAP = CAP_N \cdot f(T_{ae}, T_{ws}) \tag{3}$$

que depende de un parámetro constante denominado capacidad nominal CAP_N propio de la máquina y de un factor modificador dado por la expresión

$$f(T_{ae}, T_{ws}) = c_0 + c_1 T_{ws} + c_2 T_{ws}^2 + c_3 T_{ae} + c_4 T_{ae}^2 + c_5 T_{ae} T_{ws} \tag{4}$$

donde los coeficientes c_i han sido obtenidos mediante identificación basada en datos de una hoja del fabricante. Los valores de dichos coeficientes se recogen en la Tabla 2.

Tabla 2: Parámetros del CAP de la refrigeradora.

c_x	Valor	c_x	Valor
c_0	0.90491362	c_3	0.00284939
c_1	0.04080004	c_4	-0.00016049
c_2	0.00052899	c_5	-0.00048742

El factor de carga parcial se define como

$$fcp = \frac{c_p q (T_{we} - T_{ws})}{CAP} \tag{5}$$

donde c_p es la capacidad calorífica del fluido a refrigerar en unidades del SI, q es el caudal total de fluido en l/s, y T_{we} es la temperatura de entrada del fluido en $^{\circ}C$.

El consumo eléctrico C_E también está basado en datos y sigue la siguiente función

$$C_E = C_{EN} \cdot f'(T_{ae}, T_{ws}) \cdot f''(fcp) \tag{6}$$

que depende de un consumo nominal constante C_{EN} asociado al dimensionamiento de la máquina, y de dos factores modificadores

$$f'(T_{ae}, T_{ws}) = q_0 + q_1 T_{ws} + q_2 T_{ws}^2 + q_3 T_{ae} + q_4 T_{ae}^2 + q_5 T_{ae} T_{ws} \tag{7}$$

$$f''(fcp) = k_0 + k_1 fcp + k_2 fcp^2 + k_3 fcp^3 \tag{8}$$

donde nuevamente los coeficientes q_i y k_i se han obtenido por identificación a partir de datos por ensayo. Los valores de dichos coeficientes se recogen en la Tabla 3.

La Fig. 3 representa el polinomio 6 utilizando temperatura de aire exterior constante a $35^{\circ}C$. El consumo aumenta principalmente cuando lo hace

Tabla 3: Parámetros del C_E de la refrigeradora.

c_x	Valor	c_x	Valor
q_0	35234	q_5	7.6567×10^{-5}
q_1	60985	k_0	0.20172656
q_2	52087	k_1	0.13658742
q_3	32867	k_2	0.68734829
q_4	15652	k_3	0.02566227

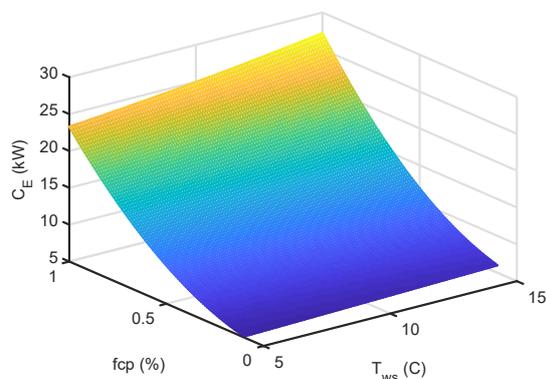


Figura 3: Modelo económico de la refrigeradora. Valor del consumo eléctrico de la máquina en kilovatios en función del factor de carga y de la temperatura del caudal de salida en grados centígrados.

el factor de carga parcial, ya que actúa directamente sobre la potencia frigorífica.

Una forma de medir la eficiencia energética consiste en calcular el coeficiente denominado EER [6], o coeficiente de eficiencia energética, que se define como el cociente entre la potencia frigorífica útil y el consumo eléctrico de la máquina. Este coeficiente permite encontrar puntos de funcionamiento de alta eficiencia energética, y se puede relacionar con los parámetros anteriormente descritos mediante la expresión

$$EER = \frac{fcp \cdot CAP}{C_E} \quad (9)$$

Por tanto, según las ecuaciones 3 y 6, el EER depende de T_{ws} , T_{ae} , y fcp .

En la figura 4 se representa el coeficiente EER frente a fcp y T_{ws} . Se puede observar que se obtienen valores óptimos de EER para valores de en torno a $fcp = 0.5$.

5 MODELADO DEL EDIFICIO

En general, elaborar un modelo fidedigno de un edificio no es una tarea trivial. Existe una gran multitud de factores que se han de tener en cuenta, no solo relativos a la estructura y distribución

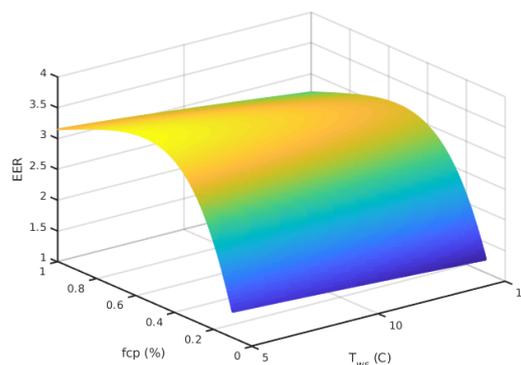


Figura 4: Coeficiente de eficiencia energética. Valor del EER en función del factor de carga y de la temperatura del caudal de salida en grados centígrados.

del espacio del edificio, sino también diversos factores que afectan a la dinámica de este. Ante este panorama, una opción es la obtención de un modelo por identificación en el que solo se tengan en cuenta los flujos de potencia y la temperatura de las salas. Sin embargo, este tipo de metodologías de modelado pueden hacer que diversas dinámicas asociadas a las no linealidades del sistema no se tengan en cuenta. Por esta razón, se ha optado por otra alternativa, que es la de utilizar un modelo complejo no lineal que tenga en cuenta el balance termodinámico de todos los elementos que intervienen.

Para el modelado aquí llevado a cabo, se ha utilizado la Toolbox BRCM para MATLAB [12]. Esta nos permite realizar modelos no lineales de edificios considerando no solo la estructura y distribución de las salas, sino también las cargas térmicas y los flujos de potencia. Dado que el interés principal de este trabajo no es el de explicar esta herramienta, solo se detallará el modelo obtenido del edificio y su integración con el resto de modelos de máquinas.

El modelo considerado del edificio para nuestro caso de estudio tiene tres salas, como puede observarse en la Fig. 5. El suelo y el techo de todas las salas se consideran adiabáticos. En las paredes exteriores existe una transferencia de energía con el ambiente exterior por medio de convección y conducción. Las paredes internas también permiten el intercambio de calor entre salas adyacentes si existe un gradiente de temperatura entre ellas.

El modelo del edificio recibe como entradas las cargas térmicas internas de las salas, temperatura del aire exterior, radiación solar, la temperatura inicial de las salas, y la potencia frigorífica que reciben. Como salida, el modelo devuelve la tem-

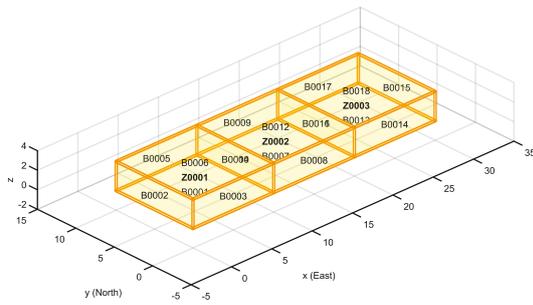


Figura 5: Estructura del edificio. Configuración y dimensionamiento en metros de las tres salas del modelo.

peratura de las salas transcurrido un tiempo de muestreo, que es un parámetro de cálculo interno configurable. Entre estas entradas, la temperatura inicial es una medición, la potencia frigorífica viene del modelo de intercambiador, y el resto de parámetros externos son estimaciones.

6 INTEGRACIÓN DEL MODELO

Una vez se tienen los modelos de válvula, intercambiador, edificio, y enfriadora, la jerarquía de conexión entre ellos sería la que se representa en la Fig. 6.

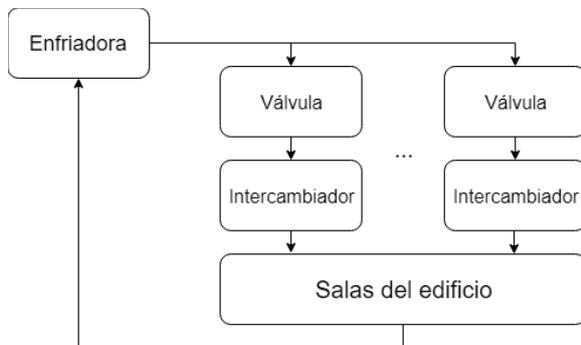


Figura 6: Diagrama de bloques del interconexión entre los diferentes elementos modelados que componen el sistema.

Partiendo de los bloques de válvulas, las entradas son el caudal parcial de agua q_p , que es constante, y su temperatura T_{pe} , que es igual que la temperatura de salida de la enfriadora T_{ws} en caso de despreciar las pérdidas. Las salidas de las válvulas son el caudal parcial a la sala q_{ps} . En el intercambiador, las entradas son q_{ps} y T_{pe} , y la salida es la potencia de intercambio P . A partir de esta potencia, se puede calcular la temperatura de salida del agua del intercambiador de cada sala T_{ps} como

$$T_{ps} = \frac{P}{c_p q} + T_{pe} . \tag{10}$$

La entrada a las salas del edificio es la potencia P a cada sala, y la salida del bloque del edificio son las temperaturas de las salas. La entrada del bloque de enfriadora es la suma de caudales parciales, que se calcula como

$$q = \sum_i q_p , \tag{11}$$

y la temperatura de entrada del agua a la enfriadora T_{we} , que se deriva de un balance de energía y resulta ser la la media ponderada de las temperaturas de los caudales parciales

$$T_{we} = \frac{\sum_i (T_{ps} * q_{ps} + T_{pe} * q_{pd})}{q} . \tag{12}$$

La salida del bloque de enfriadora es la temperatura de salida del agua T_{ws} , completando el ciclo.

7 CASO DE CONTROL APLICADO

En este apartado, se muestra la aplicación de un controlador MPC [5] para seguimiento de referencias [3], [7] sobre el modelo no lineal ya presentado. En el modelo que vamos a utilizar existe una máquina enfriadora y tres salas de un edificio, cada una con su unidad de interior asociada.

El controlador diseñado se basa en un modelo linealizado del modelo no lineal, formulado en espacio de estados

$$x(k + 1) = Ax(k) + Bu(k) \tag{13a}$$

$$y(k) = Cx(k) , \tag{13b}$$

donde $x \in \mathbb{R}^{nx}$ con $nx = 4$ es el estado del sistema, $u \in \mathbb{R}^{nu}$ con $nu = 4$ es el conjunto de acciones de control, e $y \in \mathbb{R}^{ny}$ son las salidas medidas con $ny = 4$. Las acciones de control son el factor de carga parcial fcp de la enfriadora y las tres aperturas de válvula A para cada una de las tres salas. Las salidas medidas son la temperatura de salida del agua de la enfriadora T_{ws} y las tres temperaturas de las habitaciones T_r .

Para calcular el estado del sistema lineal a partir de las salidas de la planta no lineal, se ha diseñado un observador de estado. Como existen discrepancias entre ambos modelos, dicho observador tiene en cuenta perturbaciones de carácter aditivo en las salidas medidas del sistema

$$x(k + 1) = Ax(k) + Bu(k) \tag{14a}$$

$$y(k) = Cx(k) + d(k) , \tag{14b}$$

donde $d \in \mathbb{R}^{ny}$ son las perturbaciones sobre la salida medida.

Para incluir las perturbaciones en el formato tradicional de espacio de estados, el estado del sistema se ha aumentado

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x \\ d \end{bmatrix} \quad (15)$$

tal que

$$\mathbf{x}(k+1) = \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (16a)$$

$$y(k) = \begin{bmatrix} C & I \end{bmatrix} \mathbf{x} . \quad (16b)$$

A partir de este sistema aumentado, se resuelve un problema LQR para obtener la ganancia del observador L . Finalmente, el modelo del observador es el siguiente

$$\hat{\mathbf{x}}(k+1) = \left(\begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} - L \begin{bmatrix} C & I \end{bmatrix} \right) \hat{\mathbf{x}}(k) + \left(\begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} L \right) \mathbf{u} , \quad (17)$$

donde se ha utilizado la estructura clásica de un filtro de Kalman, siendo

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} u \\ y \end{bmatrix} . \quad (18)$$

En cada instante de muestreo, el observador estima el siguiente estado del sistema a partir de las entradas u aplicadas y las salidas y medidas. Este estado estimado es el estado inicial \hat{x}_0 que recibe el MPC.

El MPC resuelve el siguiente problema de optimización

$$\begin{aligned} \min_{x,u,x_s,u_s} & \sum_{k=0}^{N-1} \begin{bmatrix} x(k) - x_s \\ u(k) - u_s \end{bmatrix}' \begin{bmatrix} Q & 0 \\ 0 & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x(k) - x_s \\ u(k) - u_s \end{bmatrix} \\ & + [x(N) - x_s]' P [x(N) - x_s] \\ & + [y_s + d - y_{ref}]' S [y_s + d - y_{ref}] \end{aligned} \quad (19)$$

$$\text{s.t. } x(0) = \hat{x}_0 \quad (19a)$$

$$x_s = Ax_s + Bu_s \quad (19b)$$

$$y_s = Cx_s \quad (19c)$$

$$x(k+1) = Ax(k) + Bu(k) \quad (19d)$$

$$y(k) = Cx(k) \quad (19e)$$

$$y \in \mathcal{Y} \quad (19f)$$

$$y_s \in \mathcal{Y} \quad (19g)$$

$$u \in \mathcal{U} \quad (19h)$$

$$u_s \in \mathcal{U} , \quad (19i)$$

donde $x_s \in \mathbb{R}^{n_x}$ es un estado estacionario, $u_s \in \mathbb{R}^{n_u}$ es la acción de control en el estado estacionario, $y_s \in \mathbb{R}^{n_y}$ es la salida medida en el estado

estacionario, $y_{ref} \in \mathbb{R}^{n_y}$ es la referencia de la salida, $x_0 \in \mathbb{R}^{n_x}$ es el estado inicial, N es el horizonte de predicción, \mathcal{Y} es el conjunto de restricciones en la salida, y \mathcal{U} es el conjunto de restricciones en las acciones de control.

La función de coste (19) junto a las restricciones de igualdad (19b) - (19e) se usan para establecer estabilidad y seguimiento de referencia. Las restricciones de desigualdad (19f) - (19i) imponen las restricciones en las entradas y salidas. Las matrices $Q > 0$ y $R > 0$ son los pesos de ponderación del coste de etapa. El coste terminal es dado por la matriz P , obtenida resolviendo la ecuación de Riccati

$$A'PA - P - (A'PB)(R + B'PB)^{-1}(B'PA) + Q = 0 . \quad (20)$$

La matriz S pondera el coste de seguimiento, donde se han elegido valores diagonales tales que el seguimiento de las temperaturas de las habitaciones T_r tengan un peso mucho mayor que la temperatura de salida de la refrigeradora T_{ws} , ya que es importante que el seguimiento de las temperaturas de las salas tenga errores muy pequeños, mientras que la temperatura de salida de la refrigeradora solo debe cumplir que esté dentro de las restricciones.

Se ha realizado una simulación en bucle cerrado con el control MPC lineal conectado al sistema no lineal. El control MPC se conecta en el instante $t = 200$ min para que el sistema se estabilice en el punto de funcionamiento y el estado estimado por el observador converja.

La Fig. 7 muestra las salidas del sistema durante la simulación. Se puede observar en las tres salas cómo la temperatura de cada una de ellas sigue su referencia (línea discontinua en negro). Además, la temperatura de salida del agua se mantiene estable dentro de sus restricciones, que son entre 1°C para evitar congelación y 15°C que asegura no salirse del rango de validez de los modelos.

Por otro lado, la Fig. 8 muestra las acciones de control del sistema durante la simulación. El factor de carga parcial fcp aumenta si la demanda de frío es mayor entre las tres salas. Las aperturas de válvulas A controlan cada sala individualmente, y son mayores cuando la potencia de frío requerida aumenta.

8 CONCLUSIONES

En este trabajo se ha presentado el modelo de un sistema de refrigeración orientado a la gestión de la eficiencia energética. Para ello, se han desarrollado modelos económicos basados en datos de máquinas comerciales enfriadoras e intercam-

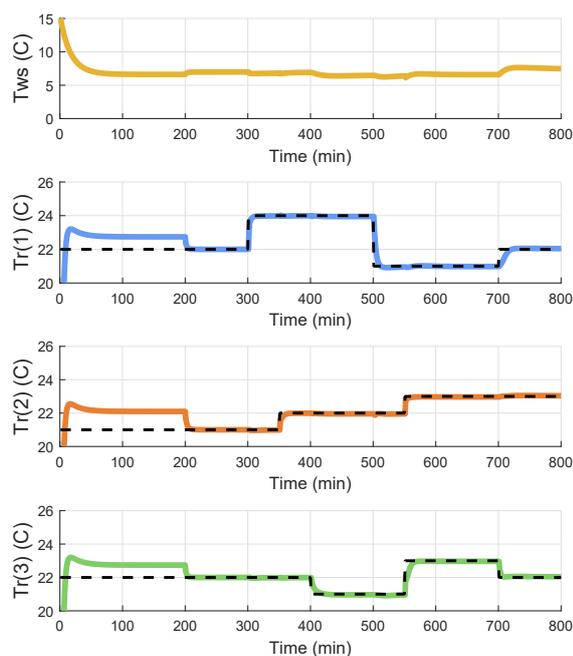


Figura 7: Salidas del sistema en la simulación en bucle cerrado con control MPC. Temperatura del caudal de salida de la enfriadora y temperatura de las salas del edificio.

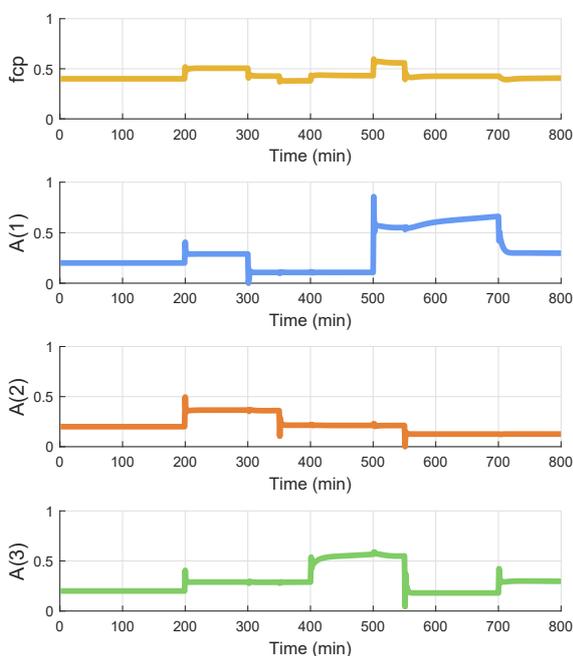


Figura 8: Entradas del sistema en la simulación en bucle cerrado con control MPC. Factor de carga (%) y apertura de las válvulas de las distintas salas (%).

biadores de calor, donde se tiene en cuenta el consumo y el rendimiento de ellas. Además, se ha desarrollado un caso de estudio de control utilizando MPC lineal para el seguimiento de temperaturas de referencia en las salas del edificio.

Como trabajo futuro, se propone explotar la modularidad de los diferentes modelos de máquinas para satisfacer la demanda energética de edificios de mayores dimensiones.

Agradecimientos

Los autores agradecen el apoyo y financiación del Ministerio de Economía y Empresa de España y fondos FEDER bajo el proyecto DPI2016-76493-C3-1-R.

English summary

MODELING OF REFRIGERATION SYSTEMS FOR CONTROL AND ENERGY EFFICIENCY

Abstract

Building air conditioning is an important application of refrigeration systems, and its operation consumes up to 20% of the total energy in developed countries. Currently, control engineers are expend time and effort to find new methods that improve energy efficiency. However, obtaining proper models is a difficult task due to the complexity of comercial chillers and business confidentiality. In this paper, data-based identification is proposed to obtain non-linear models of real machines. Furthermore, a case study is presented with the application of model predictive control for temperature tracking.

Keywords: air conditioning, refrigeration, economic model, energy efficiency, data-based identification, predictive control

Referencias

[1] Abdul Afram and Farrokh Janabi-Sharifi, *Review of modeling methods for hvac systems*, Applied Thermal Engineering **67** (2014), no. 1-2, 507–519.

- [2] Eduardo F Camacho and Carlos Bordons Alba, *Model predictive control*, Springer Science & Business Media, 2013.
- [3] Antonio Ferramosca, Daniel Limón, Ignacio Alvarado, Teodoro Alamo, and Eduardo F Camacho, *Mpc for tracking with optimal closed-loop performance*, 2008 47th IEEE Conference on Decision and Control, IEEE, 2008, pp. 4055–4060.
- [4] Mark Hydeman and Kenneth L Gillespie, *Tools and techniques to calibrate electric chiller component models*, ASHRAE transactions **108** (2002), no. 1, 733–741.
- [5] Roger Kwadzogah, Mengchu Zhou, and Sisi Li, *Model predictive control for hvac systems—a review*, Automation Science and Engineering (CASE), 2013 IEEE International Conference on, IEEE, 2013, pp. 442–447.
- [6] Harvey S Leff and William D Teeters, *Eer, cop, and the second law efficiency for air conditioners*, American Journal of Physics **46** (1978), no. 1, 19–22.
- [7] Daniel Limón, Ignacio Alvarado, Teodoro Alamo, and Eduardo F Camacho, *Mpc for tracking piecewise constant references for constrained linear systems*, Automatica **44** (2008), no. 9, 2382–2387.
- [8] Amin Mirakhorli and Bing Dong, *Occupancy behavior based model predictive control for building indoor climate—a critical review*, Energy and Buildings **129** (2016), 499–513.
- [9] Danielle Monfet and Radu Zmeureanu, *Identification of the electric chiller model for the energyplus program using monitored data in an existing cooling plant*, Proceedings of the international IBPSA conference. Sidney, Australia: International Building Performance Simulation Association, 2011.
- [10] US Department of Energy, *Energyplus documentation*, 2009.
- [11] Luis Pérez-Lombard, José Ortiz, and Christine Pout, *A review on buildings energy consumption information*, Energy and buildings **40** (2008), no. 3, 394–398.
- [12] David Sturzenegger, Dimitrios Gyalistras, Vito Semeraro, Manfred Morari, and Roy S Smith, *Brcm matlab toolbox: Model generation for model predictive building control*, 2014 american control conference, IEEE, 2014, pp. 1063–1069.



© 2019 by the authors.
Submitted for possible
open access publication
under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution CC BY-NC-SA 4.0 license (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/deed.es>).