

OPTIMIZACIÓN ENERGÉTICA DE UN SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN CONDENSADO CON TORRE DE REFRIGERACIÓN

GARCÍA CUTILLAS, Clemente⁽¹⁾; RUIZ RAMIREZ, Javier⁽¹⁾; MARTÍNEZ MARTÍNEZ, Pedro⁽¹⁾

MARTÍNEZ BELTRÁN, Pedro J.⁽¹⁾; SÁNCHEZ KAISER, Antonio⁽²⁾; LUCAS MIRALLES, Manuel⁽¹⁾

clemente.garcia@goumh.umh.es

⁽¹⁾Universidad Miguel Hernández de Elche, Departamento de Ingeniería Mecánica y Energía, Ed. Innova, Avda. del Ferrocarril, s/n 03202, Elche (Alicante), España

⁽²⁾Universidad Politécnica de Cartagena, Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Campus Muralla del Mar, C/ Dr. Fleming s/n 30202, Cartagena (Murcia), España

RESUMEN

El aumento del consumo energético en los últimos años ha propiciado la aparición de políticas de eficiencia energética en numerosos países, cuyo principal objetivo es la disminución de las emisiones de CO₂. Este incremento se ha visto afectado por el creciente uso de sistemas de climatización debido a los nuevos estándares de confort. En este ámbito, la condensación evaporativa se presentan como una de las elecciones más eficientes para la disipación de calor ya que opera con bajas temperaturas de agua, y a iguales condiciones de funcionamiento, el consumo y los costes del equipo son menores respecto a otros sistemas como los de condensación por aire. A pesar de su buen comportamiento térmico, las torres de refrigeración han sido sustituidas por sistemas secos debido a sus problemas medioambientales. Si bien el estudio de las torres se ha fundamentado principalmente en el relleno, se han llevado a cabo diversos trabajos en los que se determina su característica térmica para diferentes sistemas de distribución y separadores de gotas, pero no se han encontrado estudios que traten la influencia de diferentes configuraciones en climatización. Este trabajo modeliza en TRNSYS una torre de refrigeración para dos sistemas de distribución de agua y seis separadores de gotas, validando cada combinación a través de datos experimentales térmicos y de consumo eléctrico. Posteriormente se define una enfriadora comercial agua-agua, evaluando el punto óptimo de funcionamiento torre-enfriadora para unas condiciones ambientales. Finalmente se simula una instalación de climatización en diferentes ubicaciones geográficas, definiendo un edificio de referencia atendiendo a la normativa vigente y evaluando tanto el consumo energético como el gasto de agua. Los resultados muestran un consumo mínimo para una frecuencia de giro del ventilador de la distinta a la nominal, apreciándose la influencia de los separadores de gotas y los sistemas de distribución tanto en el consumo energético final como en el gasto de agua.

Palabras clave: Torres de refrigeración, Optimización energética, TRNSYS.

1. Introducción

El aumento tanto del consumo de energía como de las emisiones de CO₂ ha propiciado que las estrategias de eficiencia energética y de ahorro sean una prioridad en las políticas de energía de numerosos países, siendo un claro ejemplo de ello la Directiva 2002/91/EC del Parlamento Europeo y del consejo de 16 de Diciembre. Uno de los principales causantes en de dicho aumento ha sido el auge de los sistemas de climatización, los cuales han comenzado a ser esenciales debido a los nuevos estándares de confort. Gran parte de la energía consumida de este tipo de sistemas tiene lugar en el sector residencial y terciario, comprendiendo calefacción, ventilación y aire acondicionado [1].

Torres de refrigeración y condensadores evaporativos son dispositivos de gran eficiencia usados para la disipación de calor en ciclos de refrigeración, aire acondicionado y procesos industriales. Trabajan con bajos niveles de temperatura de agua, por lo que para iguales condiciones de operación, el consumo y el coste del equipo es menor que los sistemas de disipación por aire. Su funcionamiento se basa en el intercambio de masa y energía pulverizando agua en una corriente de aire, evaporándose una pequeña parte de ésta y enfriándose el resto. El agua enfriada cae dentro de la bandeja de la torre y el calor extraído del agua se evacua con la corriente de aire al exterior. Como consecuencia de su principio de operación existe la posibilidad de que la corriente de aire capture pequeñas gotas de agua y salgan al exterior del equipo. A este fenómeno se le denomina arrastre, y puede ocasionar daños medioambientales y afectar a la salud humana [2]. Para reducir estos efectos adversos, la salida de las torres de refrigeración cuentan con un elemento conocido como separador de gotas, cuya función es la de minimizar la pérdida de agua arrastrada por el aire mediante cambios en la dirección del flujo. Sin embargo, aunque se puede reducir en gran medida la cantidad de agua que escapa de la torre, también se ve afectado su comportamiento térmico. En este sentido, los trabajos de Lucas et al. [3] y [4] describen un estudio experimental para evaluar la influencia de los separadores de gotas y los sistemas de distribución de agua en la capacidad de enfriamiento de una torre de refrigeración comercial a contracorriente de tiro forzado, utilizando para ello seis separadores de gotas y dos sistemas de distribución de agua, para los que se calculó la Característica Termodinámica utilizando 3 niveles de caudal de agua y 3 niveles de frecuencia de giro del ventilador, mediante correlaciones en términos de la relación entre los flujos de agua y aire propuesta por ASHRAE [5].

Estudios experimentales previos en torres de refrigeración, tanto en arrastre como en el estudio de la característica térmica, muestran carencias en cuanto a que no analizan el comportamiento de una torre operando en el conjunto de una instalación a lo largo del tiempo. Este hecho puede ocasionar variaciones en el funcionamiento óptimo, puesto que la torre de refrigeración depende del equipo al que esté conectado y a la aplicación a la que se destina. En este trabajo se pretende suplir esta carencia utilizando un software de simulación, el cual permite llevar a cabo este tipo de estudios. En lo que respecta a los trabajos de simulación de torres de refrigeración con el propósito de mejorar la eficiencia se puede mencionar el trabajo de G.F. Cortinovis [6], que realizó un modelo integrado para la minimización de los costes de operación para el enfriamiento de agua observando los recursos de operación más importantes para mitigar las alteraciones en la demanda. Respecto a la interacción entre las torres de refrigeración y las enfriadoras de agua H. Sayyaadi [7] desarrolló un nuevo método de optimización para una torre de refrigeración. Y para simulaciones de instalaciones R. Chargui [8] trabajó en un modelo en TRNSYS en el que estudiar el aprovechamiento del agua de los procesos industriales para utilizarla en una torre de refrigeración, de modo que la pérdida de vapor de agua se aprovecha para hacer funcionar bomba de calor de alta capacidad mientras que el resto del agua está conectada a un intercambiador de calor que satisface la demanda de una vivienda en Túnez.

A pesar de la cantidad de trabajos revisados no se ha encontrado en la literatura ninguno que valore el comportamiento de los separadores de gotas y los sistemas de distribución de agua de las torres de refrigeración en una instalación de climatización y cómo afecta al consumo energético de la misma. El objetivo de este trabajo es el estudio de la influencia del separador de gotas y el sistema de distribución de agua de una torre de refrigeración para una instalación de climatización compuesta por una enfriadora agua-agua y un edificio de referencia, evaluándose la configuración óptima en lo referente al consumo energético y el gasto de agua para cuatro ubicaciones geográficas distintas.

2. Método de trabajo

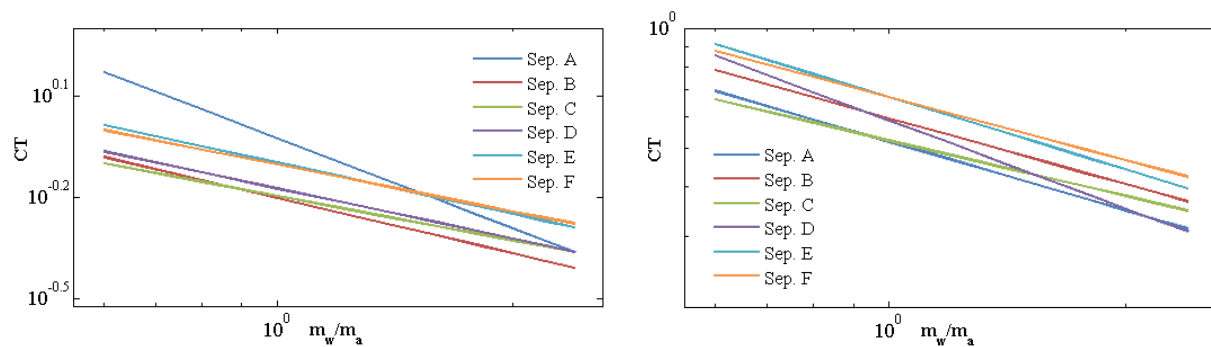
Se ha realizado un proceso de optimización mediante un software de simulación para un sistema de climatización compuesto por una torre de refrigeración, una enfriadora agua-agua y un edificio de referencia, con el fin de evaluar el consumo final de la instalación tanto a nivel energético como de gasto de agua, para diferentes configuraciones de la torre de refrigeración y ubicaciones geográficas. Esta tarea se ha llevado a cabo a través de una secuencia progresiva que comprende desde el aspecto experimental hasta el proceso de modelización, validación y selección de las máquinas enfriadoras.

La herramienta utilizada para llevar a cabo la tarea ha sido el software de simulación de sistemas transitorios conocido como TRNSYS v.16, que posee un entorno gráfico basado en la conexión de módulos y el cual está reconocido como software de validación por el Building Energy Software Tools Directory of the US Department of Energy (DoE) y la International Energy Agency (IEA).

2.1. Estudio experimental

Se ha tomado como instalación de referencia una planta piloto situada en el campus de la Universidad Miguel Hernández de Elche. Se trata de una torre de refrigeración de tiro forzado, con una capacidad nominal de disipación de calor de 30 kW para un caudal de 5200 l/h y un salto térmico de 5°C. El flujo de aire se introduce en la torre a través de un ventilador axial de palas de 0,55 kW al que se le ha acoplado un variador de frecuencia, mientras que la carga térmica a vencer se simula con una batería de resistencias instalada en el circuito hidráulico.

Trabajos experimentales previos realizados en esta instalación han caracterizado el comportamiento térmico de la torre de refrigeración para diferentes configuraciones, Figura 1, combinando seis separadores de gotas (definidos de la A a la F) con dos sistemas de distribución de agua (presión y gravedad). Mediante el cálculo de la característica termodinámica (CT) a través del método de integración numérica de Tchebyshev, se obtuvieron las constantes características mediante correlaciones en términos de relación entre los flujos de agua y aire propuesta por ASHRAE.



$$CT = \frac{h_D \cdot A_V \cdot V}{\dot{m}_w} = c \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^n \quad (1)$$

Figura 1: Correlaciones experimentales de cada separador de gotas para el sistema de distribución de agua por presión (izquierda) y gravedad (derecha).

En lo que concierne a la cantidad de agua arrastrada, también se dispone en la bibliografía de información experimental para cada combinación en condiciones nominales de funcionamiento [9].

Aunque se dispone de la información necesaria para modelizar la torre a nivel térmico, se ha requerido de ensayos experimentales para cuantificar el consumo energético del ventilador de la torre para cada caso descrito. El motivo de estas medidas reside en que el type supone una curva de consumo que no se corresponde con la experimental, Figura 2. Para ello se ha utilizado un analizador de redes Chauvin

Arnoux CA 8334, con una incertidumbre de medida de $\pm 0,5\%$ en tensión e intensidad, $\pm 1\%$ en potencia y $\pm 0,01$ Hz en frecuencia, midiendo en intervalos de 5 Hz desde 25 hasta 50 Hz.

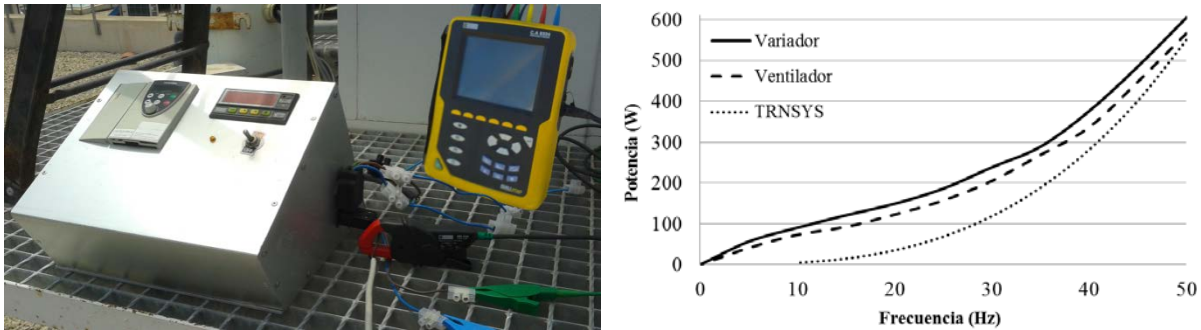


Figura 2: Ensayo experimental de consumo eléctrico (izquierda) y comparativa entre el ensayo experimental y el modelo de TRNSYS para el separador D y el sistema de presión.

2.2. Modelización de la torre de refrigeración

La modelización en TRNSYS de cada una de las configuraciones de la torre de refrigeración se ha llevado a cabo con el type 51b, cuya configuración requiere de una serie de parámetros que comprenden tanto los datos obtenidos experimentalmente y descritos en el apartado anterior como aquellos que atienden a su geometría. La programación interna de este módulo hace uso del método del NTU para calcular el comportamiento de la torre, no obstante utiliza las constantes que definen la CT y realiza una transformación definida de la siguiente manera,

$$NTU = \frac{h_D \cdot A_V \cdot V}{\dot{m}_a} = CT \cdot \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}\right) = c \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a}\right)^{1+n} \quad (2)$$

Debido a la influencia que ejerce el separador de gotas en el modelo de la torre, ha sido necesario realizar un ajuste variando el factor de giro del ventilador del type en función de la frecuencia de giro del ventilador y el caudal de agua de la torre, utilizando una función polinómica de segundo grado.

$$RFSC = f(m_w, f_v) = m_w^2(a \cdot f_v^2 + b \cdot f_v + c) + m_w(a' \cdot f_v^2 + b' \cdot f_v + c') + (a'' \cdot f_v^2 + b' \cdot f_v + c'') \quad (3)$$

Esta función, basada en datos experimentales de funcionamiento, calibra el flujo de aire a la salida de la torre con el propósito de imitar el comportamiento real de la instalación experimental de referencia, por lo que se ha requerido una función para cada configuración.

El ajuste del modelo se ha llevado a cabo comparando el grado de similitud con el comportamiento térmico de la instalación experimental para las mismas condiciones ambientales. La figura 3 muestra la validación del modelo para el sistema de agua por presión (SDAP) y el separador de gotas D.

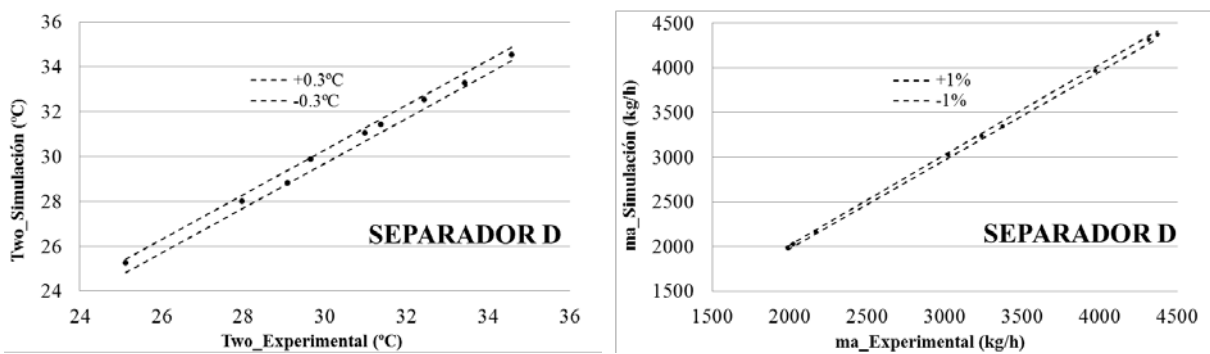


Figura 3: Validación para el SDAP y separador de gotas D.

Atendiendo a la temperatura del agua de salida y a la variación porcentual del flujo del aire de salida de la torre, se han obtenido unas diferencias máximas en promedio de 0,4°C para el separador E y 8,7% para el separador C, ambos con el sistema de distribución de agua por gravedad.

Edificio de referencia

El edificio de referencia se ha definido con el type 56a, utilizando elementos constructivos típicos disponibles en las librerías de TRNSYS. Éste módulo permite establecer zonas, añadir infiltraciones y cargas, crear horarios de uso o definir capacidades de calefacción y refrigeración. Se ha utilizado una planta de hotel descrita por Henning [10], cuya fachada presenta un 25% de acristalamiento en las zonas norte y sur y un 5% para este y oeste, con una superficie de 642,6 m² y una altura de 3,5 m. La planta cuenta con 19 habitaciones individuales, de las cuales 5 se han considerado para fumadores atendiendo a la ley 42/2010 del 30 de diciembre. También se han establecido horarios de ocupación, iluminación y uso de electrodomésticos. En cuanto al caudal de ventilación necesario este se ha calculado según RITE, valorando que se requiere el doble de ventilación para las habitaciones de fumadores. Definido el hotel, éste se ha personalizado para las ubicaciones de Alicante, Bilbao, Málaga y Valladolid, modificando los aislamientos y huecos para cumplir con la transmitancia límite establecida por el Código Técnico de la Edificación HE1. El dimensionado del sistema de climatización se ha realizado atendiendo a la demanda máxima del edificio para cada una de las localizaciones durante el periodo de junio hasta septiembre. La conexión del sistema de climatización con el edificio se ha realizado a través del type 112b y 52b que se encargan de recircular y enfriar el aire, mientras que el type 108 hace las veces de termostato con una temperatura de consigna de 24°C.

Selección de la enfriadora

El sistema de climatización que se ha diseñado consta de una enfriadora agua-agua seleccionada acorde a las necesidades del edificio. Para este trabajo se ha utilizado una enfriadora comercial de la marca Airwell, cuyo catálogo proporciona los datos necesarios para configurar el type 666 que se ha utilizado para tal efecto. Este módulo de TRNSYS lee los datos proporcionados por el usuario, que consisten en los ratios del COP y de la capacidad de la máquina para un rango de funcionamiento que depende de la temperatura del agua a la entrada del condensador y del evaporador. A través del gasto de agua y el salto de temperaturas en el evaporador se calcula la carga, la cual viene limitada por la capacidad de la enfriadora definida previamente por el usuario, siendo este el punto de partida para obtener el consumo en el compresor, el calor disipado y las temperaturas de salida tanto en el condensador como en el evaporador. En la figura 4 se muestra a la izquierda la carga mensual acumulada del edificio por ubicación, mientras que en la derecha se muestra el COP de la enfriadora para la temperatura del agua de entrada al condensador con un salto en el evaporador de 7°C a 12°C.

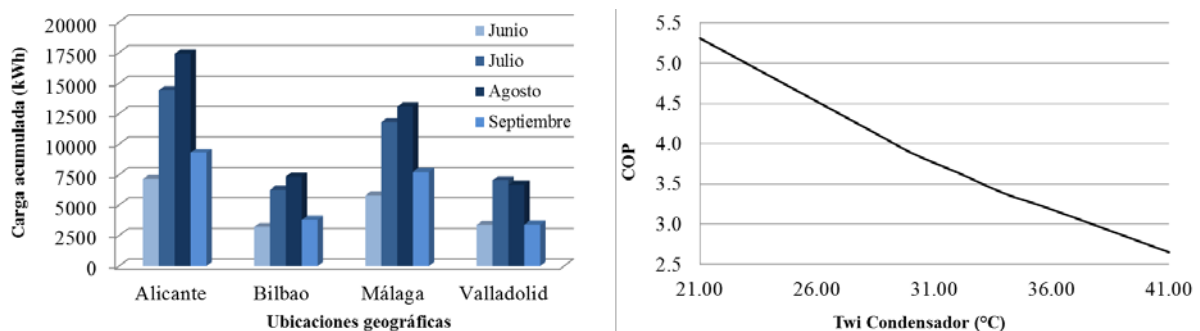


Figura 4: Carga acumulada demandada por el edificio (izquierda) y comportamiento de la enfriadora Airwel modelo CWP 07 CO para una temperatura de entrada el evaporador de 7°C.

3. Resultados

En este apartado se recogen los resultados obtenidos de las simulaciones en cuanto a consumo energético y gasto de agua tras utilizar diferentes configuraciones de torre de refrigeración para cada ubicación geográfica.

	Ubicaciones			
	Alicante	Bilbao	Málaga	Valladolid
Potencia frigorífica (kW)	48,386	40,681	51,675	38,791
Modelo enfriadora	CWP 18 CO	CWP 15 CO	CWP 18 CO	CWP 15 CO

Selección de la enfriadora del sistema de climatización para cada ubicación.

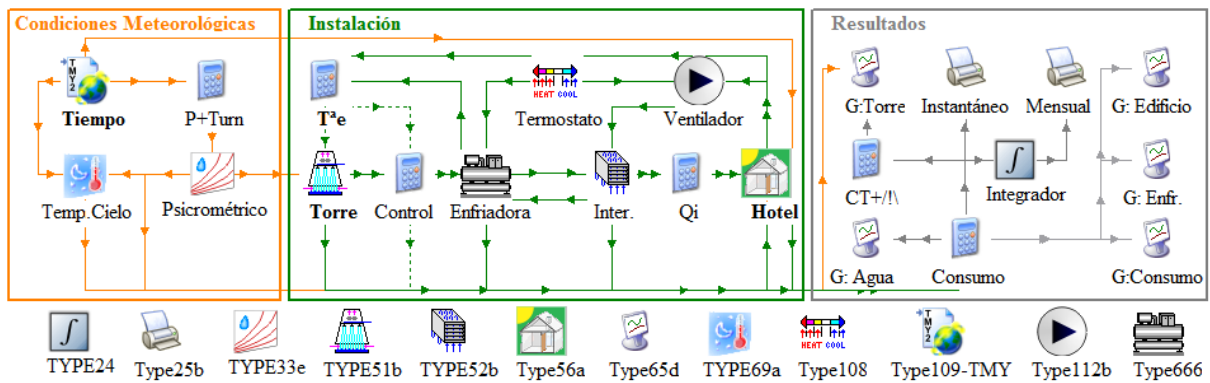


Figura 5: Modelo en TRNSYS de la instalación de climatización y los types utilizados.

Dependiendo de la localización, el edificio ha de vencer una serie de cargas para alcanzar las condiciones de confort requeridas. La selección de las enfriadoras se ha realizado teniendo en cuenta el día más desfavorable, siendo los modelos seleccionados los que aparecen en la Tabla 1. Cabe destacar que en todos los casos se supera la capacidad nominal de la torre de refrigeración (30 kW), por lo que se han utilizado dos celdas para aumentar la capacidad de disipación de calor.

El modelo de la instalación de climatización, representado en la Figura 5, se ha configurado usando el método de control por temperatura, según el cual la capacidad de la enfriadora actúa sobre el recinto en forma de aire a una temperatura y humedad determinadas. Se pretende así conseguir un comportamiento más realista del sistema, influyendo directamente en las condiciones del hotel y provocando fluctuaciones con el arranque y paradas de la máquina gobernada por el termostato. La implantación de este procedimiento ha requerido de dos types adicionales, siendo el módulo 112b el encargado de conducir el caudal de aire con las condiciones de temperatura y humedad del hotel al type 52b, donde se produce el intercambio de calor con el agua del evaporador de la enfriadora.

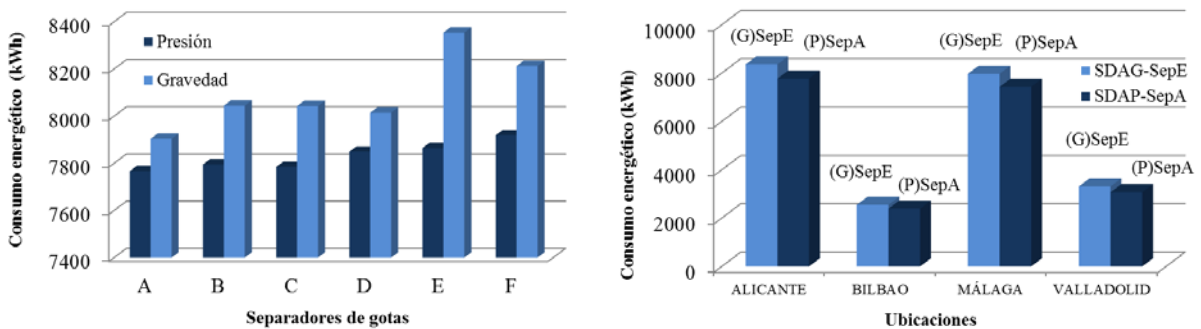


Figura 6: Consumo energético por separador para ambos sistemas de distribución de agua en Alicante (izquierda) y consumo máximo y mínimo por ubicación.

Tomando los datos obtenidos para la ubicación de Alicante, se hace patente la influencia de los separadores de gotas en el consumo final de la instalación, esto es el consumo del ventilador de la torre y el compresor de la enfriadora, alcanzándose una variación de hasta un 7% entre los separadores que presentan el máximo y mínimo consumo. En cuanto a las demás ubicaciones se ha registrado una variación del 6,3% en Bilbao, un 6,8% en Málaga y un 7,3% en Valladolid. La Figura 6 muestra el consumo eléctrico acumulado en Alicante para cada combinación (izquierda) y las configuraciones con el consumo eléctrico acumulado máximo y mínimo para cada ubicación (derecha).

Otra observación que se puede extraer respecto a los sistemas de distribución de agua es que la configuración de mayor consumo se corresponde con el sistema por gravedad, con una variación en promedio del 3,28% con respecto al de presión en Alicante. En términos generales, la configuración de menor consumo se produce con el sistema de distribución por presión y el separador A, mientras que la de mayor consumo es para el sistema de distribución por gravedad y el separador E.

Para evaluar adecuadamente el gasto de agua de cada configuración y ubicación, a fin de representar el comportamiento de la torre en cada uno de los escenarios en los que se va a simular, se ha hecho uso de la Guía técnica de Torres de refrigeración del IDAE, que calcula el agua de aporte necesaria en una torre de refrigeración teniendo en cuenta la evaporación, el arrastre y las renovaciones por purgas.

En la Figura 7 se aprecia el consumo de agua por kilovatio evaporado para Alicante, donde se ha cuantificado una diferencia máxima entre separadores del 4,1%. Para el resto de ubicaciones, se han registrado diferencias del 7,0% en Bilbao, un 4,8% en Málaga y un 6,2% en Valladolid.

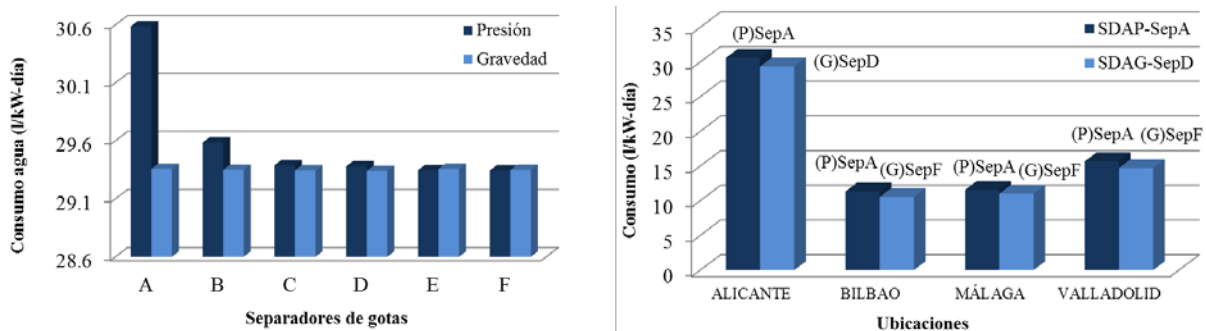


Figura 7: Gasto de agua por kilovatio disipado para cada separador y ambos sistemas de distribución de agua en Alicante (izquierda) y el gasto máximo y mínimo por ubicación.

De los tres factores que intervienen en el cálculo del agua de aporte, el más representativo es el de purgas, seguido de la evaporación y el arrastre. La proporción en promedio de cada uno de los factores se ha cuantificado para el caso de Alicante en un 29,78% en evaporación, un 70,07% en purgas y un 0,14% en arrastre, para Bilbao un 82,81% en evaporación, un 16,50% en purgas y un 0,69% en arrastre, mientras que en Málaga un 79,55% en evaporación, un 20% en purgas y un 0,45% en arrastre y para Valladolid un 59,56% en evaporación, un 40% en purgas y un 0,44% en arrastre.

A diferencia del consumo energético, la repercusión del sistema de distribución en el consumo de agua no muestra una tendencia tan clara. En Alicante se ha registrado para el sistema por presión un mayor consumo de agua diario por kilovatio disipado para los separadores A, B, C y D, mientras que para el resto de separadores este hecho se da en el sistema por gravedad. Cabe señalar que el separador A para presión muestra un gasto de agua considerablemente mayor respecto al resto de configuraciones. Este hecho se puede justificar teniendo en cuenta que los datos de arrastre obtenidos experimentalmente son del orden de 5 veces mayor que el separador B para el mismo sistema de distribución de agua.

En términos generales el separador A con el sistema de distribución por presión es el que genera un mayor gasto de agua, mientras que el menor sucede para el sistema por gravedad con el sepador D para Alicante y el separador F para el resto de ubicaciones.

La Figura 8 muestra el coste anual de cada configuración para Alicante y el coste máximo y mínimo de cada ubicación. Se aprecia una tendencia similar a las gráficas descritar anteriormente como era de esperar, siendo el sistema por gravedad el que mayor coste genera. En el cálculo se ha consdierado un precio medio del agua por localización y un precio común para el consumo eléctrico.

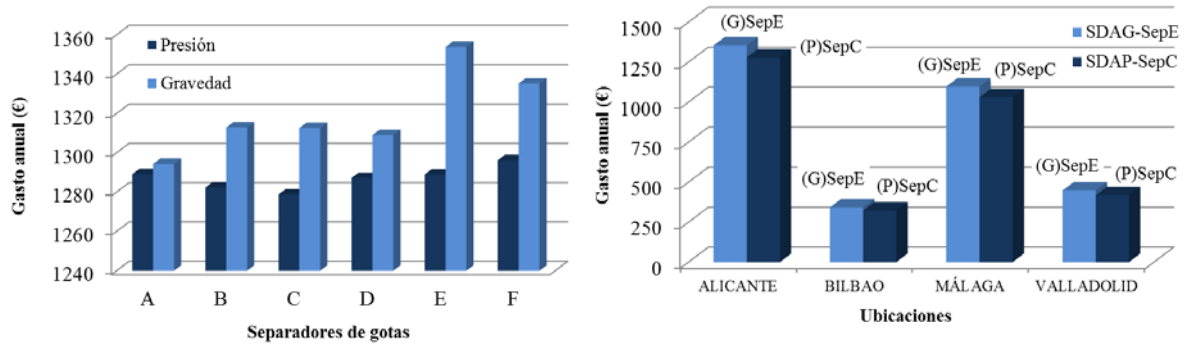


Figura 8: Costes asociados a cada separador para ambos sistemas de distribución de agua en Alicante (izquierda) y costes máximos y mínimos por ubicación.

En valores absolutos, la diferencia entre una configuración de torre de refrigeración u otra puede suponer un ahorro máximo (registrado en Málaga) de $1,87 \text{ €kW}^{-1}\cdot\text{año}^{-1}$. Este valor se ha obtenido refiriendo el coste total de una configuración dada respecto a la potencia frigorífica promedio aportada para la ubicación correspondiente.

4. Conclusiones y consideraciones finales

El objetivo principal de este trabajo ha sido evaluar la influencia que tiene sobre el consumo final de una instalación de climatización diferentes configuraciones de una torre de refrigeración. Para llevar a cabo esta tarea se ha validado en TRNSYS un modelo a partir de trabajos experimentales previos, en los que se realizó la caracterización térmica de una planta piloto para seis separadores de gotas y dos sistemas de distribución de agua (presión y gravedad). Dicho modelo ha sido completado con ensayos experimentales de consumo eléctrico en el ventilador de la torre. Se ha diseñado un sistema de climatización utilizando el método de control por temperatura, compuesto por una torre de refrigeración y una enfriadora agua-agua, para satisfacer la demanda de un edificio compuesto por una planta de hotel, cuya transmitancia ha sido ajustada para cuatro ubicaciones geográficas diferentes. Como conclusiones más destacadas, se han obtenido las siguientes:

- El sistema de distribución por gravedad es la configuración que supone un mayor consumo energético, mientras que el sistema de distribución por presión genera un mayor gasto de agua.
- Se ha cuantificado el ahorro máximo entre configuraciones de $1,87 \text{ €kW}^{-1}\cdot\text{año}^{-1}$, valor que puede ser significativo para instalaciones de gran tamaño.

Como continuación de la línea de investigación, se prevé la implementación de un sistema de control para minimizar el consumo de la instalación regulando la frecuencia de giro del ventilador de la torre. Por otro lado también se prevé el estudio del comportamiento de la instalación en diferentes países.

5. Agradecimientos

Este trabajo se enmarca en el Plan Nacional “Estudio para la mejora de instalaciones de energía solar térmica y enfriamiento evaporativo en edificios y centrales termosolares” (ENE2013-48696-C2-1-R).

6. Referencias

- [1] URCHUEGUÍA, J. F. Common Implementation Roadmap for Renewable Heating and Cooling Technologies. European Technology Platform on Renewable Heating and Cooling, 2014.
- [2] LEWIS, B.G. On the Question of Airborne Transmission of Pathogenic Organisms in Cooling Tower Drift. Cooling Tower Institute. Technical Paper-T-124A. 1974.
- [3] LUCAS, M., MARTÍNEZ P.J., VIEDMA A. Experimental study on the thermal performance of a mechanical cooling tower with different drift eliminators. Energy Conversion and Management, 2009, vol. 50, pp. 490–497.

- [4] LUCAS, M. Experimental study on the performance of a mechanical cooling tower fitted with different types of water distribution systems and drift eliminators. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 50, pp. 282-292.
- [5] ASHRAE HANDBOOK. Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Systems and Equipment. American Society of Heating Refrigeration. ATLANTA, GA, 2004.
- [6] CORTINOVIS, G.F., PAIVA, J.L., SONG, T.W., PINTO, J.M. A systemic approach for optimal cooling tower operation. *Energy Conversion and Management*, 2009, vol. 50, pp. 2200-2209.
- [7] SAYYAADI, H. Multi-objective optimization of a cooling tower assisted vapor compression refrigeration system. *International journal of refrigeration*, 2011, vol. 34, pp. 243-256.
- [8] CHARGUI, R., SAMMOUDA, H., FARHAT, A. Numerical simulation of a cooling tower coupled with heat pump system associated with single house using TRNSYS. *Energy Conversion and Management*, 2013, vol. 75, pp. 105-117.
- [9] RUIZ, J. Caracterización experimental y modelización del binomio sistema de distribución-separador de gotas en torres de refrigeración. Ph.D. tesis, ISBN 9781321113174, 2014.
- [10] HANS-MARTIN H. *Solar-Assisted Air-Conditioning in Buildings*. 2004.