

# ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DEL SISTEMA DE CONDENSACIÓN EN EL CONSUMO DE AGUA Y PRODUCCIÓN DE ENERGÍA DE UNA PLANTA TERMOSOLAR

GARCÍA CUTILLAS, Clemente <sup>(1)</sup>; RUIZ RAMÍREZ, Javier <sup>(1)</sup>; AGUILAR VALERO, F. Javier <sup>(1)</sup>

CATALÁN MARTÍNEZ, Javier <sup>(2)</sup>; LUCAS MIRALLES, Manuel <sup>(1)</sup>;

clemente.garcia@goumh.umh.es

<sup>(1)</sup>Universidad Miguel Hernández de Elche, Departamento de Mecánica y Energía

<sup>(2)</sup>UTE O&M Termosolar Villena, Jefe de Operación

## RESUMEN

Las plantas basadas en la concentración de energía solar (CSP) están experimentando un gran desarrollo. España y Estados Unidos son países líderes en este tipo de tecnologías, con una potencia instalada en España en 2015 de 2362 MW, frente a los 4500 MW a nivel mundial. En las centrales térmicas es necesario disipar el calor a un foco frío. Habitualmente este proceso se lleva a cabo mediante una corriente de agua o aire. Empleando agua se obtiene una temperatura de condensación menor, por lo que a igualdad de condiciones de operación se obtiene un mayor rendimiento. En este sentido, la influencia por cada grado Celsius en la potencia generada es de 0,5 a un 1%. Este tipo de sistemas de refrigeración requiere de una gran cantidad de agua, del orden de 2,274 a 3,411 m<sup>3</sup>/h por MW. Sin embargo la ubicación idónea para la instalación de las plantas de CSP a menudo cuenta con una importante escasez de agua y fuertes restricciones para su uso. En cuanto a la condensación por aire, la principal ventaja es que no requiere de agua de aporte. No obstante, ocupa una mayor área de intercambio y tiene un mayor consumo energético en los ventiladores. Con el fin de encontrar una situación de compromiso, se plantea el uso del pre-enfriamiento evaporativo como una posible solución para la mejora del rendimiento de las plantas termosolares, puesto que reduce la temperatura de entrada del aire al condensador seco mejorando su rendimiento térmico. La reducción del consumo de agua en las centrales termosolares es uno de los objetivos englobados dentro del marco europeo del Horizonte 2020 y del que han surgido proyectos como el de WASCOP. El objetivo de este trabajo es evaluar una planta termosolar de captadores cilindro-parabólicos, modelizada a través de datos experimentales en el software de cálculo de EES, utilizando tres diseños de condensador (torre de refrigeración, aerocondensador y aerocondensador con pre-enfriamiento adiabático) en términos de producción de energía y gasto de agua.

**Palabras clave:** Planta termosolar, condensación, sistema híbrido.

## 1. Introducción

La elección del sistema de enfriamiento en una planta de potencia de concentración termosolar (CSP) es un aspecto importante. Estas centrales tienen un diseño similar a las convencionales, haciendo uso de forma habitual de sistemas de enfriamiento húmedo para condensar el vapor de la turbina. En este sentido destaca el enfriamiento con torre de refrigeración, el cual disipa el calor cedido a través del condensador mediante un circuito de recirculación de agua. Ésta se distribuye en la torre sobre un relleno poroso mientras circula una corriente de aire a contracorriente. El contacto del aire con el agua caliente forma una película de aire húmedo alrededor de cada gota, evaporando una parte del agua de la gota extrayendo calor y enfriando el resto. El aire húmedo continúa su paso hasta salir de la torre de refrigeración. En ocasiones esta corriente de aire de salida con alta temperatura y humedad relativa al mezclarse con el aire ambiente forma un penacho visible (el cual puede tener cierto impacto visual y afectar al rendimiento de los captadores solares). Dado que una parte del agua se evapora, este método de enfriamiento requiere una constante fuente de agua de aporte del orden de 2,3 a 3,4 m<sup>3</sup>/MWh [1].

Sin embargo, ha de tenerse en cuenta que las zonas geográficas donde las plantas de CSP son más productivas suelen ser lugares con escasez de agua. En este sentido, el marco europeo del Horizonte 2020 contempla la disminución del consumo de agua con proyectos como el de WASCOP [2]. Como alternativa a los sistemas húmedos se encuentran los sistemas de enfriamiento seco. Éstos limitan el consumo a la renovación de la pérdida de vapor en el ciclo y al mantenimiento de los captadores. No obstante, dicho ahorro conlleva una reducción del rendimiento al aumentar la demanda de potencia auxiliar (requieren un mayor consumo eléctrico por ventilación que los sistemas húmedos) y aumenta los costes de inversión (en torno al 5 – 10% por unidad de energía [3]). Existen estudios innovadores para la disipación de calor seca, como los trabajos de Ghorbani et al. [4], en los que se combinó una torre de refrigeración con el concepto de chimenea solar, obteniendo incrementos en la eficiencia térmica de la planta de un 0,538% y O'Donovan et al. [5] en el que se modelizó y diseñó un aerocondensador seco modular para la mejora del comportamiento en las plantas de CSP.

En cuanto a estudios comparativos, Palenzuela et al. [6] evaluó las tecnologías de enfriamiento húmedo (sistemas de evaporación y refrigeración directa) y seco para diferentes configuraciones de una planta de CSP en el área del Mediterráneo y en el Golfo de Arabia. Los resultados mostraron que los sistemas evaporativos son más económicos en términos de producción de electricidad pero con un mayor coste de agua. Blanco-Marigorta et al. [7] realizó un análisis exergético comparando una torre de refrigeración y un aerocondensador en una central termosolar de 50 MW, concluyendo que el sistema seco no era viable a bajas presiones de condensación.

Los dispositivos híbridos pueden ser una alternativa para disminuir el gasto de agua y no penalizar el consumo energético, logrando una generación cercana al 100% incluso con una temperatura ambiente elevada. En la literatura se hace referencia al sistema seco y húmedo conectado en paralelo. Esta configuración (de elevado coste inicial) puede estar enfocada al ahorro de agua en periodos calurosos o a eliminar el penacho de las torres de refrigeración. Barigozzi et al. [8] simuló un sistema de enfriamiento híbrido para la condensación del vapor en una planta de cogeneración en Brescia (Italia). Los resultados mostraron una reducción del coste de operación del sistema seco enfriando la mayor parte del vapor con el húmedo. Richter and Dersch [3] llevaron a cabo varios estudios combinando sistemas de enfriamiento húmedos y secos. Concluyeron que el uso de sistemas híbridos reduce la penalización del coste de la energía con respecto a los sistemas secos, además de conseguir un ahorro aproximado de un 80% en el agua requerida en comparación con una planta refrigerada solo por agua.

En la revisión bibliográfica no se ha encontrado ningún estudio de un sistema híbrido como un único elemento de condensación asociado a una CSP, compuesto por un aerocondensador con un pre-enfriamiento adiabático. El objetivo de este trabajo es contribuir a la mejora de la eficiencia energética en las centrales termosolares, evaluando tres diseños de condensador (torre de refrigeración, aerocondensador y aerocondensador con pre-enfriamiento adiabático). Para ello se ha modelizado el ciclo de potencia de la planta Andasol.1, que utiliza captadores cilindro-parabólicos y posee una potencia nominal neta de 50 MWe. La influencia de cada sistema de condensación se ha llevado a cabo a través de un estudio comparativo entre la producción de energía y el gasto de agua.

## 2. Metodología

### 2.1. Descripción de la planta

La central termosolar Andasol-1 cuenta con una capacidad nominal de 50 MWe, producidos en un ciclo Rankine conectado a un campo solar de colectores cilíndrico-parabólicos (figura 1). El vapor se produce con un par de economizadores, generadores de vapor, sobrecalentadores y recalentadores conectados en paralelo, estos últimos localizados a la salida de la primera etapa de la turbina (por simplicidad en el esquema solo se muestra un componente). El vapor se expande en 2 etapas más para la producción de potencia, realizándose un total de seis extracciones para alimentar 5 intercambiadores cerrados (I.C.) y un desgasificador (I.A.). El vapor restante es condensado y bombeado a los intercambiadores, en los que aumenta su temperatura hasta completar el ciclo en el economizador.

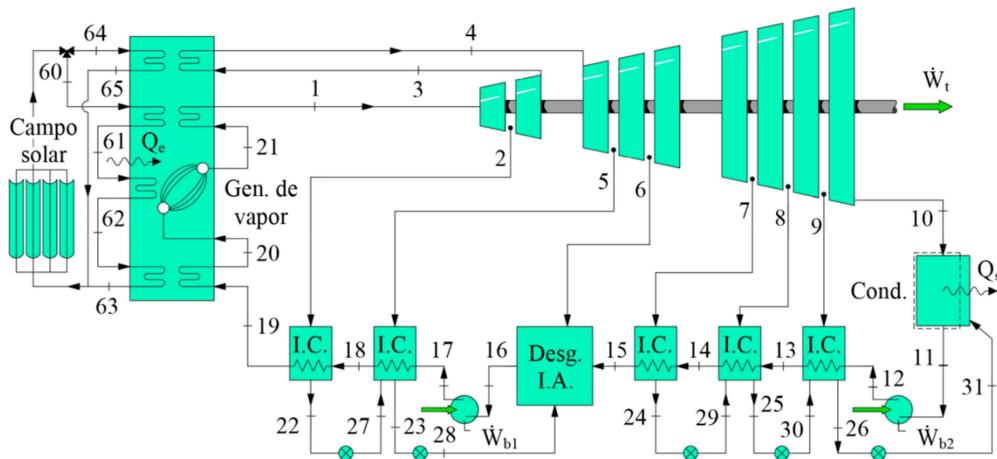


Figura 1: Esquema del ciclo de la planta Andasol-1 de 50 MW.

### 2.2. Modelización del ciclo

La simulación se ha realizado con el software de cálculo Engineering Equation Solver (EES), el cual permite calcular las propiedades termodinámicas de diferentes fluidos. Existen dos vías para realizar la comparativa de los diferentes sistemas de condensación: estableciendo la potencia generada o fijando el calor de entrada al ciclo. En el primer caso se modifica las dimensiones del campo solar para compensar la influencia de los sistemas de condensación, mientras que en el segundo la capacidad de generación varía. Puesto que este trabajo evalúa una central existente se ha utilizado la segunda vía.

En el cálculo del ciclo se han utilizado los datos experimentales del trabajo de Blanco-Marigorta [7]: Temperatura de entrada a la primera y segunda etapa de la turbina (373 y 373,4°C) y las temperaturas a la salida del economizador y del generador de vapor (309 y 313°C). La presión de salida de la primera etapa de turbina y la presión de condensación (18,5 y 0,063 bar), así como la presión de cada una de las seis extracciones (33,48, 13,99, 6,18, 3,04, 1,17 y 0,37 bar) y las presiones de salida de las bombas de alta y de baja (103 y 8,38 bar). Por último se ha utilizado un gasto total de 60,08 kg/s. Con dichos valores se ha validado el ciclo Rankine tipo. Posteriormente, la planta ha sido modificada para evaluar el efecto del sistema de condensación (torre de refrigeración, aerocondensador y aerocondensador con pre-enfriamiento adiabático) en la generación de potencia y el gasto de agua.

Las consideraciones para llevar a cabo la tarea de modelización son: La generación de vapor cuenta con unas pérdidas de carga de 0,8 bar en el economizador, 0,2 bar en el evaporador, 1 bar en el sobrecalentador y 2 bares en el recalentador. En lo que respecta a las etapas de la turbina, éstas poseen, de la etapa 1 a la 3, un rendimiento isoentrópico de 0,852, 0,9 y 0,852 respectivamente. El rendimiento del generador de la turbina es de un 0,97. Las bombas también tienen asociadas un rendimiento isoentrópico, siendo de 0,81 para la de alta presión y 0,73 para la de baja. El desgasificador produce una pérdida de carga de 1,9 bares. Los intercambiadores de calor tienen una pérdida de carga en el lado de las extracciones de vapor de 0,1 bar, mientras que para en el lado del agua de alimentación existe una pérdida de 0,5 bares para los intercambiadores de alta y 0,1 bar para los de baja.

Los intercambiadores se han diseñado con el parámetro TTD y DCA [9]. El término TTD (Terminal Temperature Difference) se define como la diferencia de la temperatura de saturación a la presión a la que se realiza la extracción en la turbina y la temperatura del agua de salida del intercambiador,

$$TTD = T_{v,sat(P)} - T_{w,o,inter} \quad (1)$$

siendo de 4°C para el de alta y 5°C para el de baja. En cuanto al DCA (Drain Cooler Approach), se ha tomado un valor de 5°C en ambos casos, calculándose como la diferencia entre la temperatura del vapor condensado de salida menos la temperatura del agua de entrada del intercambiador,

$$DCA = T_{v,cond} - T_{w,i,inter} \quad (2)$$

Para el cálculo del rendimiento global de la planta es necesario describir previamente la potencia neta ( $\dot{W}_{neto}$ ),

$$\dot{W}_{neto} = \dot{W}_{bruto} - \dot{W}_{aux,ref} \quad (3)$$

$$\eta_{planta} = \frac{\dot{W}_{neto}}{\dot{Q}_{campo\ solar}} \quad (4)$$

Donde  $\dot{W}_{bruto}$  se define como la potencia generada menos el consumo de las bombas del ciclo Rankine ( $\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bombas}$ ), y  $\dot{W}_{aux,ref}$  como el consumo de los elementos del sistema de refrigeración. Este último ha sido estimado en base al estudio comparativo de los sistemas de refrigeración de agua [10], donde se establece un EER promedio (potencia térmica disipada entre potencia eléctrica consumida) de 96,7 kWt/kWe para torres de refrigeración, 52,7 kWt/kWe para el sistema híbrido y 19,5 kWt/kWe para el aerocondensador seco. Del mismo modo, se ha determinado la superficie requerida por estos sistemas en función del calor disipado, siendo de 10,7, 34,6 y 78,3 m<sup>2</sup>/MWt respectivamente.

La planta ha sido ubicada en un clima mediterráneo, tomando como datos ambientales de diseño la temperatura seca y la temperatura húmeda coincidente en el mismo instante con un percentil del 1%, conforme a lo especificado por la Guía Técnica de condiciones climáticas exteriores de proyecto [11]. La temperatura ambiente tomada es de 31,2°C, mientras que la de bulbo húmedo es de 22,8°C.

### 2.3. Torre de refrigeración

La inclusión de la torre en el ciclo se modela a través del ITD (Initial Temperature Difference), según el procedimiento establecido en el Electric Power Research Institute (EPRI) [1] y que consiste en el cálculo de la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de bulbo húmedo,

$$ITD = T_{cond} - T_{wb} = \underbrace{(T_{w,i} - T_{w,o})}_{\text{Rango}} + \underbrace{(T_{cond} - T_{w,i})}_{\text{TTD}} + \underbrace{(T_{w,o} - T_{wb})}_{\text{Aproximación}} \quad (5)$$

Para la torre de refrigeración se ha considerado un ITD de 11,5°C, un Rango de 5°C y un TTD de 3°C, tomando como referencia valores típicos de funcionamiento. Una vez diseñada, la presión de condensación se obtiene calculando la presión de saturación a la temperatura de condensación. La figura 2(a) muestra un esquema de la interacción torre-condensador y las variables que intervienen.

Estos dispositivos poseen una gran capacidad de enfriamiento, puesto que para unas mismas condiciones de funcionamiento es capaz de enfriar el agua a una temperatura próxima a la de bulbo húmedo, a diferencia del resto de sistemas que se describen en este trabajo. En un ciclo térmico, el disponer de un foco más frío para un mismo foco caliente supone una mayor generación de potencia y un mejor rendimiento del ciclo. Sin embargo, las torres de refrigeración requieren una gran cantidad de agua de aporte debido a los procesos de evaporación y arrastre, que derivan en un gasto de agua por purgas para controlar el nivel de sólidos suspendidos. El consumo de agua se determina como,

$$\dot{m}_{aporte} = \underbrace{\dot{m}_{w,i} - \dot{m}_a \cdot (\omega_{a,o} - \omega_{a,i})}_{\text{Evaporación}} + \underbrace{\dot{m}_w \cdot \frac{\text{Arrastre (\%)}}{100}}_{\text{Arrastre}} + \underbrace{\frac{\dot{m}_{evap} + \dot{m}_a}{(C_{conc} - 1)}}_{\text{Purga}} \quad (6)$$

Planteando el principio de conservación masa y energía (Braun en al. [12]) en régimen estacionario para el volumen de control mostrado en la figura: (Fig. 3.1), se obtiene

$$\dot{m}_a h + \left( (\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) + \dot{m}_a dW \right) h_{f,w} = \dot{m}_a (h + dh) + \left( (\dot{m}_w - \dot{m}_a(W_2 - W)) (h_{f,w} + dh_{f,w}) \right) \quad (7)$$

A partir de esta ecuación se determinan las propiedades de salida del aire y el agua evaporada. En el caso del arrastre, proceso por el que se pierde una pequeña cantidad de agua como consecuencia de la captación de gotas por parte de la corriente de aire, se ha considerado un valor típico del 0,0005% del gasto de recirculación. Por otro lado, con el propósito de reducir la concentración de sólidos disueltos en el agua, se realizan purgas periódicas. Éstas se calculan en función de la pérdida de agua por evaporación y arrastre y del número de ciclos de concentración, el cual se determina a partir de la calidad del agua de la ubicación geográfica (establecido en 3,3 para este caso),

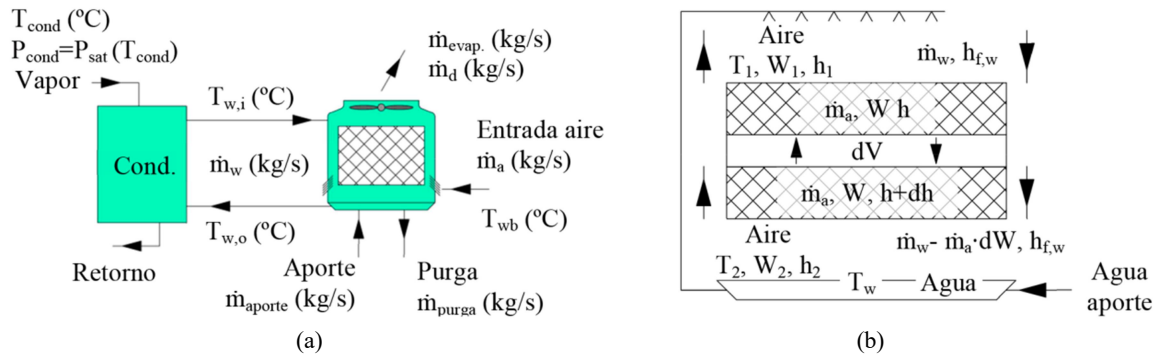


Figura 2: Esquema de la torre de refrigeración (a) y el modelo de cálculo de la evaporación (b)

## 2.4. Aerorefrigerador

Los aerorefrigeradores secos en cambio no requieren de un consumo de agua, por lo que todos los costes asociados a esa variable desaparecen. No obstante, este tipo de equipos tienen un elevado coste inicial y de mantenimiento, debido a su elevado consumo en los ventiladores. Otro inconveniente es que a altas temperaturas la eficiencia del ciclo cae. En este caso, el diseño del aro se calcula utilizando el ITD referenciado a la temperatura ambiente, puesto que este tipo de sistemas está limitado a ella,

$$ITD = T_{cond} - T_{amb} \quad (8)$$

Otro parámetro que se ha tenido en cuenta ha ido el incremento de la temperatura del aire,

$$\Delta T_{aire} = T_{a,o} - T_{amb} \quad (9)$$

El valor adoptado para el ITD ha sido de 16°C, con un  $\Delta T_{aire}$  de 22°C. Ambos criterios de diseño se han determinado conforme al rango de funcionamiento descrito en EPRI [1]. La figura 3(a) muestra el esquema típico del funcionamiento de un aerocondensador y sus variables.

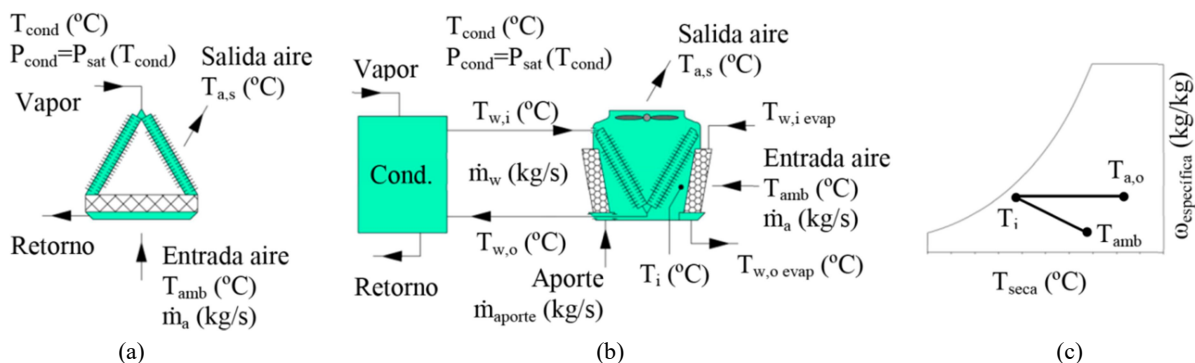


Figura 3: Esquema del aerocondensador seco (a), del sistema híbrido (b) y diagrama psicrométrico (c).

## 2.5. Aerorefrigerador con pre-enfriamiento adiabático

En el aerocondensador con pre-enfriamiento adiabático, previo a la entrada de la sección seca, el aire debe cruzar una sección evaporativa con la que disminuye su temperatura y aumenta su humedad específica de forma adiabática (figura 3(c)). Este dispositivo se encuentra en un punto intermedio en el que el agua de aporte necesaria es menor que en las torres de refrigeración y el consumo de energía es inferior al condensador seco, manteniendo unas buenas prestaciones en ambientes calurosos. Sin

embargo se trata de un sistema complejo que involucra ambas tecnologías (seco y húmedo), pudiendo a menudo requerir una gran inversión inicial. En condiciones ideales la temperatura del aire alcanzaría la temperatura de bulbo húmedo, sin embargo se ha aplicado una eficiencia de enfriamiento del 0,8; teniendo en cuenta el trabajo de Wu [13], calculada en base a la relación entre la diferencia de la temperatura ambiente y la temperatura del aire una vez pre-enfriado con respecto al máximo enfriamiento que podría obtenerse en condiciones ideales,

$$\varepsilon_{evap} = \frac{(T_{amb} - T_i)}{(T_{amb} - T_{wb})} \quad (10)$$

Una vez obtenida la temperatura intermedia  $T_i$  se calcula el ITD y  $\Delta T_{aire}$  en base a la mejora obtenida en las condiciones del aire,

$$ITD = T_{cond} - T_i \quad (11)$$

$$\Delta T_{aire} = T_{a,o} - T_i \quad (12)$$

Al igual que para el aerorefrigerador seco, se ha considerado un ITD de 16°C y  $\Delta T_{aire}$  de 22°C en la sección seca. En cuanto a la cantidad de agua evaporada, ésta se ha calculado con el mismo principio que en el caso de la torre de refrigeración, con la salvedad de que en este caso el flujo es cruzado,

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_{aire} \cdot (\omega_{a,evap} - \omega_{amb}) \quad (13)$$

La figura 3 muestra el esquema típico del funcionamiento de un aerocondensador con pre-enfriamiento adiabático (b) y el diagrama psicrométrico (c).

### 3. Resultados

#### 3.1. Validación de la planta

La modelización de la central termosolar se ha llevado a cabo definiendo el modelo matemático de cada uno de los elementos que componen el ciclo. Para ello se han tenido en cuenta una serie de consideraciones y valores de entrada, partiendo de datos reales de funcionamiento. Posteriormente, los resultados obtenidos con el software de cálculo han sido comparados con los resultados de Blanco-Marigorta [11] de forma satisfactoria. La figura 6 muestra el diagrama T-s del ciclo, indicándose los rendimientos isoentrópicos tanto en turbinas como en bombas.

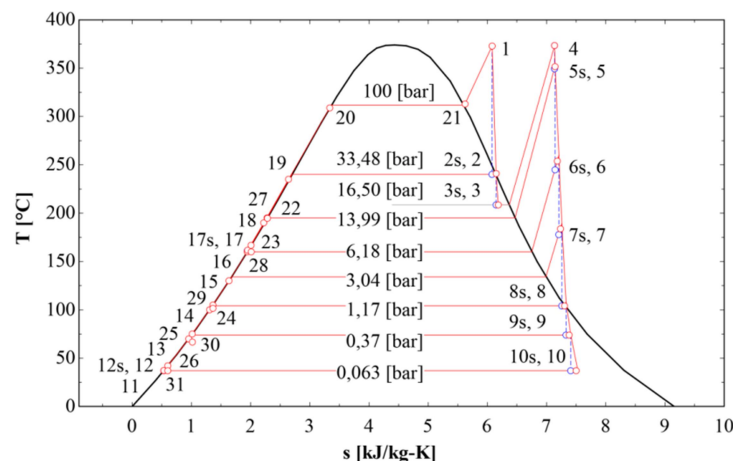


Figura 4: Diagrama T-s del ciclo de la planta termosolar.

Cabe señalar que el punto 10, referente a las condiciones de condensación, es la variable sobre la cual ejerce su influencia cada uno de los sistemas de refrigeración. En el caso tipo que muestra este apartado, se condensa con torre de refrigeración a una presión de 0,063 bar.

#### 3.2. Comparativa de sistemas de condensación

En la tabla 1 se muestran los resultados obtenidos para cada uno de los sistemas de refrigeración.

Tabla 1: Resultados obtenidos para cada tecnología.

	Torre de refrigeración	Aerorefrigerador	Aerorefrigerador con pre-enfriamiento adiabático
Potencia neta (kW)	57100,0	50697,0	55145,0
Rendimiento del ciclo/planta	0,397/0,390	0,377/0,347	0,387/0,377
Presión de condensación (bar)	0,0541	0,1073	0,0757
Consumo eléctrico aux. (kW)	912,2	4662,2	1699,2
Consumo eléctrico total (kW)	1759,3	5509,3	2546,3
Gasto de agua total (kg/h)	186694,7	0,0	39996,0
Espacio ocupado (m <sup>2</sup> )	932,3	3651,1	3093,8

Analizando la potencia neta generada (figura 5 (a)), la configuración compuesta por la torre de refrigeración es la que más produce, siendo un 12,6% mayor que en el caso del aerorefrigerador y un 3,5% más que en el caso híbrido. Este hecho tiene que ver con la presión de condensación, ya que cuanto menor sea más se expande el vapor y mayor es el aprovechamiento de este. Otro factor que afecta a la producción de potencia en la planta es el consumo de los elementos auxiliares del ciclo. Como se ha mencionado en anteriores apartados, el aerorefrigerador seco requiere de un elevado consumo para satisfacer los requerimientos de los ventiladores, lo que supone un aumento en el consumo 3,1 veces superior al de la torre de refrigeración y 2,1 veces mayor que al del sistema híbrido (figura 5(b)). El porcentaje de ese consumo destinado a los sistemas auxiliares es de un 51,8% para el sistema húmedo, el 84,6% en el sistema seco y el 66,7% en el húmedo.

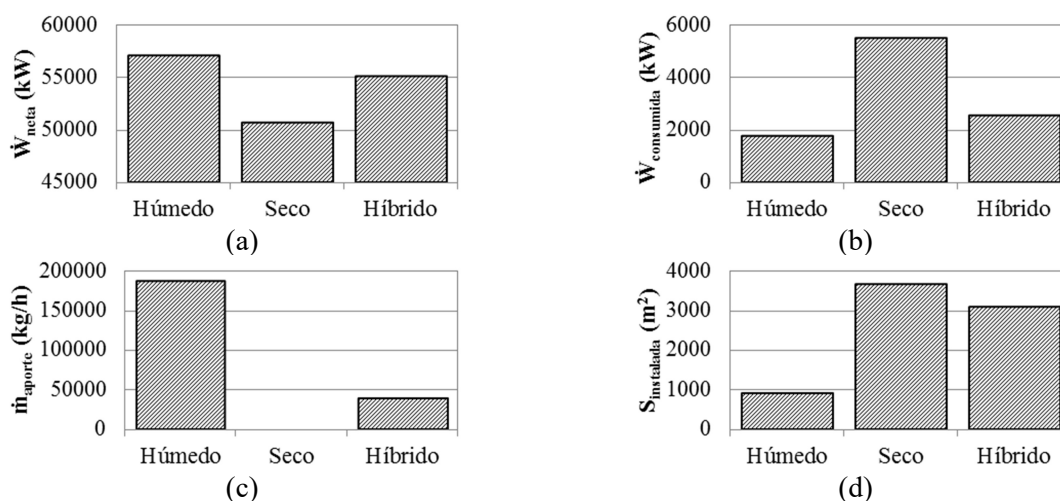


Figura 5: Potencia neta generada (a) y consumida (b), agua de aporte (c) y superficie instalada (d).

En cuanto al agua de aporte empleada en la condensación, el aerorefrigerador seco no requiere de este recurso puesto que su capacidad de enfriamiento se basa únicamente en el gasto de aire generado por los ventiladores. Sin embargo, tanto el sistema híbrido como la torre de refrigeración presentan pérdidas de agua. En el primer caso se debe a la evaporación, mientras que en el enfriamiento húmedo se encuentran los fenómenos de evaporación, arrastre y purga, resultando en este caso un consumo 4,7 veces mayor (figura 5(c)). La distribución del empleo del agua de aporte requerida es de un 69,67% para el proceso de evaporación, 0,04% para el fenómeno de arrastre y 30,29% para el tratamiento de purgas. La superficie instalada del sistema de refrigeración tiene relación con la eficiencia de cada dispositivo, siendo la torre de refrigeración la que menor espacio requiere, seguido del sistema híbrido y el seco. Concretamente el sistema seco requiere un área 3,9 veces mayor que el necesario para las torres de refrigeración y un 18% más que en el caso del sistema híbrido (figura 5(d)).

#### 4. Conclusiones

Se ha definido y validado en EES una planta termosolar a partir de datos experimentales, utilizándose tres sistemas de disipación de calor en el condensador, con el objeto de comprobar su influencia la

planta. La torre de refrigeración incrementa un 11% la capacidad y un 5% el rendimiento de la planta respecto al sistema seco. Sin embargo este sistema acarrea un gasto de agua considerable, hecho a tener en cuenta en ubicaciones con problemas de abastecimiento de agua. Si bien el sistema seco no emplea agua, éste requiere de un consumo energético 5 veces mayor para alimentar a un gran número de ventiladores, ocupando una superficie 4 veces mayor. Este hecho podría repercutir en plantas con limitaciones en el tamaño de la parcela. Finalmente, el sistema híbrido se encuentra en un punto intermedio, ofreciendo una situación de compromiso entre las otras dos configuraciones mencionadas.

## 5. Agradecimientos

Este trabajo se enmarca dentro del proyecto titulado “Estudio para la mejora de instalaciones de energía solar térmica y enfriamiento evaporativo en edificios y centrales termosolares” (ENE2013-48696-C2-1-R). Financiado mediante Fondos FEDER por el Plan Estatal de Investigación Científica y Técnica y de Innovación 2013 - 2016 del Ministerio de Economía y Competitividad (MINECO).

## 6. Bibliografía

- [1] EPRI. *Comparison of Alternate Cooling Technologies for California Power Plants: Economic, Environmental, and Other Tradeoffs*. California Energy Commission. Sacramento, 2002.
- [2] BALBONI, M. *Analysis of a 50 MWe CSP plant water consumption and an economic comparison*. Journal of Cranfield University, 2016. Disponible en <http://www.wascop.eu> [Consulta: 26 septiembre 2016].
- [3] RICHTER, C. *Methods for reducing cooling water consumption in solar thermal power plants*. Proceedings of the 15th SolarPACES Symposium. The CSP conference: Electricity, fuels and clean water from concentrated solar energy, Berlin, Germany, (2009).
- [4] GHORBANI, B. *Electricity production with low grade heat in thermal power plants by design improvement of a hybrid dry cooling tower and a solar chimney concept*. Energy Conversion and Management, 2015, Vol. 94, pp. 1-11.
- [5] O'DONOVAN, A. *A theoretical and experimental investigation into the thermodynamic performance of a 50 MW power plant with a novel modular air-cooled condenser*. Applied Thermal Engineering, 2014, Vol. 71, pp. 119-129.
- [6] PALENZUELA, P. *Large-scale solar desalination by combination with CSP: Technoeconomic analysis of different options for the Mediterranean Sea and the Arabian Gulf*. Desalination, 2015, Vol. 366, pp. 130–138.
- [7] BLANCO-MARIGORTA, A. *Exergetic comparison of two different cooling technologies for the power cycle of a thermal power plant*. Energy, 2011, vol. 36, pp. 1966–1972.
- [8] BARIGOZZI, G. *Wet and dry cooling systems optimization applied to a modern waste-to-energy cogeneration heat and power plant*. Applied Energy, 2011, Vol. 88, pp. 1366–1376.
- [9] PALENZUELA, P. *Concentrating Solar Power and Desalination Plants*. Switzerland, 2015. 172 p. (Ed. Springer).
- [10] ICAEN. *Estudi comparatiu dels sistemes de refredament d'aigua*. Gencat, (2010).
- [11] IDAE. *Guía técnica de condiciones climáticas exteriores de proyecto*. Ministerio de industria, turismo y comercio. Gobierno de España, (2010).
- [12] BRAUN, J.E. *Effectiveness Models for Cooling Towers and Cooling Coils*. ASHRAE, 1989, vol. 95(2).
- [13] WU, J.M. HUANG, X. ZHANG, H. *Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler*. Applied Thermal Engineering, 2009, vol. 29, pp. 980-984.