

UNIVERSIDAD MIGUEL HERNÁNDEZ DE ELCHE

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR DE ELCHE

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



**UNIVERSITAS**  
*Miguel Hernández*

"OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE  
DISIPACIÓN DE CALOR PARA EL  
AHORRO DE AGUA EN LA PLANTA  
ENERSTAR-VILLENA"

TRABAJO FIN DE GRADO

Julio - 2025

AUTOR: Carlos Caro Baeza

DIRECTOR: Manuel Lucas Miralles





## **AGRADECIMIENTOS**

Al profesor Manuel Lucas Miralles, por su inestimable ayuda durante el desarrollo de este proyecto y su constante orientación en el aprendizaje y la comprensión de los conceptos que en él se desarrollan.

A Javier Catalán Martínez, Director de planta, CENTRAL TERMOSOLAR ENERSTAR, por haber colaborado en el desarrollo del trabajo, haber suministrado información operativa de la planta termosolar y haber mostrado disponibilidad a la hora de responder a cuantas consultas han surgido.

A todos los compañeros que de forma directa o indirecta han contribuido a la realización de este trabajo.

Y a mi familia, por su apoyo incondicional y por la confianza que cada día me brindan.





## RESUMEN

La necesidad de una transición energética que permita a la sociedad avanzar hacia un estado de menor dependencia de los combustibles fósiles, durante los últimos años, ha impulsado el desarrollo de tecnologías vinculadas a la obtención de energía renovable y limpia. En este contexto, es imprescindible llevar a cabo esfuerzos en el análisis y la investigación de mejoras y alternativas que permitan alcanzar mayores eficiencias en el foco frío de las centrales termosolares, especialmente, en lo que respecta al consumo de agua.

Los recursos hídricos se han convertido en un bien cada vez más escaso, y la concienciación por su ahorro y la reducción del consumo en toda clase de procesos ha alcanzado un calado social que convierte este desafío en una de las principales variables que deben tenerse en cuenta en procesos industriales y de producción eléctrica. Además, una proporción considerable de las centrales termosolares se encuentran en regiones áridas, donde el agua es un bien especialmente escaso y su ahorro cobra una importancia más relevante, si cabe, que en centrales tradicionales de ciclo combinado, que no presentan esta dependencia de las condiciones meteorológicas y la localización.

Específicamente, este proyecto se centra en la simulación del funcionamiento de la planta termosolar Enerstar-Villena, para la cual se ha empleado el programa Solar Advisor Model (SAM) para la obtención de datos relativos al calor disipado en el ciclo Rankine, entre otros parámetros, para su posterior utilización en el cálculo del agua evaporada por el método Poppe mediante funciones desarrolladas en Matlab.

Asimismo, se ha dimensionado un aerorrefrigerador seco para su posterior implementación en el sistema de disipación de calor existente con el que actualmente opera la central, que cuenta con una torre de refrigeración. Se han calculado, analizado y representado gráficamente la combinación de ambos equipos para una configuración en serie y otra en paralelo, con el objetivo de conseguir un sistema de refrigeración capaz de optimizar los consumos energéticos y de agua en el proceso de disipación de potencia.

Los resultados obtenidos en la simulación del consumo de agua evaporada para la torre de refrigeración existente presentan un error relativo del 8,75%, un valor

inferior al obtenido por SAM, un 15,54%, una diferencia que confirma la validez del método Poppe en el cálculo del agua evaporada y su mayor precisión con respecto al método empleado por NREL.

Por otra parte, las dos configuraciones desarrolladas para la implementación del aerorrefrigerador con el objetivo de minimizar el consumo de agua han resultado en un consumo del 73,54% en el caso de la configuración en serie y un 79,72% para la configuración en paralelo con respecto al consumo de agua actual, lo que sitúa a la configuración en serie como una opción más sólida en lo referente a la reducción del agua evaporada, si bien la configuración en paralelo constituye una alternativa más rentable económicamente por su mayor flexibilidad, que permite maximizar el ahorro en función de las condiciones atmosféricas. Las diferencias económicas más favorables, no obstante, favorecen también a la configuración en serie, y estas pueden apreciarse en marzo, con un gasto de 22608,69€ para la configuración en paralelo y 20945,69€ para la configuración en serie respecto a los 32731,44€ asociados a la torre de refrigeración funcionando de forma individual, y en abril, donde se invertirían 37472,79€ en el funcionamiento en serie y 28360,15€ en paralelo, mientras que el funcionamiento actual supondría un gasto de 47907,09€.

## SIMBOLOGÍA

|                 |   |
|-----------------|---|
| $A$             | Área exterior de transferencia de calor   |
| $A_e$           | Área exterior de un tubo  |
| $A_f$           | Área de una aleta   |
| $A_i$           | Área interior de un tubo  |
| $A_{lat}$       | Área de tejado del aerorrefrigerador  |
| $C_{pl}$        | Calor específico del agua   |
| $C_{p_{aire}}$  | Calor específico del aire   |
| $C_{p_{torre}}$ | Calor específico del agua de la torre   |
| $C_r$           | Coeficiente en la ecuación de similitud para la resistencia aerodinámica                                |
| $C_z$           | Factor de corrección que considera el número de filas de tubos en el banco en la dirección de los gases |
| $C_1$ y $m$     | Constantes que dependen de la configuración de los tubos y su disposición geométrica                    |
| $C_2$           | Factor de corrección  |
| $CF$            | Factor de capacidad   |
| $CF_{diario}$   | Factor de capacidad diario  |
| $CF_{mensual}$  | Factor de capacidad mensual   |
| $D_e$           | Diámetro exterior del tubo  |
| $d_{eq}$        | Diámetro equivalente  |
| $D_i$           | Diámetro interior del tubo  |
| $DT$            | Diferencia de temperaturas en el agua   |
| $e_f$           | Espesor de la aleta   |
| $e_t$           | Espesor del tubo  |
| $F$             | Área mínima de paso   |
| $f_p$           | Factor corrección   |

|                  |  |
|------------------|--|
| $h_f$            | Altura de la aleta                                     |
| $h_i$            | Coefficiente de convección interna                     |
| $h_o$            | Coefficiente de convección externa                     |
| HR               | Humedad relativa                                       |
| $k_{AlCu}$       | Conductividad térmica del duraluminio                  |
| $k_{aire}$       | Conductividad térmica del aire                         |
| $k_{agua}$       | Conductividad térmica del agua                         |
| L                | Longitud del tubo                                      |
| $L_l$            | Parámetros correlación escalonada                      |
| $L_t$            | Parámetros correlación escalonada                      |
| $L_l/D_e$        | Parámetros correlación escalonada                      |
| $L_t/D_e$        | Parámetros correlación escalonada                      |
| L/G              | Proporción caudal agua-aire                            |
| MAE              | Error absoluto medio                                   |
| MAPE             | Error porcentual absoluto medio                        |
| $MAPE_{anual}$   | Error porcentual absoluto medio anual                  |
| $MAPE_{mensual}$ | Error porcentual absoluto medio                        |
| $m_{aire}$       | Flujo másico de aire                                   |
| $m_{air\_max}$   | Flujo másico de aire máximo                            |
| $m_{torre}$      | Flujo másico del agua de la torre                      |
| $M_{lost\ wct}$  | Masa de agua evaporada                                 |
| $m_w$            | Flujo másico de agua                                   |
| n                | Exponente n  |
| N                | Número medio de filas de tubos en una columna vertical |
| $N_f$            | Número de aletas por unidad de longitud                |
| $N_p$            | Número de pasos  |

|                    |  |
|--------------------|--|
| $N_t$              | Número de tubos                                |
| $N_{ftubo}$        | Número de aletas totales por tubo              |
| $N_{tubos}$        | Número de tubos totales                        |
| $Nu$               | Número adimensional de Nusselt                 |
| $Nu_{10}$          | Correlación de Grimison modificada             |
| $Pot_t$            | Potencia térmica a disipar                     |
| $Pr_{aire}$        | Número de Prandtl aire                         |
| $P_{ventiladores}$ | Consumo ventiladores                           |
| $P_{v torre}$      | Consumo ventilador torre                       |
| $Q$                | Caudal ventilador                              |
| $RD_i$             | Factor de incrustación interior tubos          |
| $RD_o$             | Factor de incrustación exterior tubos          |
| $Re_D$             | Número de Reynolds en el exterior de los tubos |
| $Re_i$             | Número de Reynolds en el interior de los tubos |
| $RMSE$             | Raíz del error cuadrático medio                |
| $RMSPE$            | Raíz del error cuadrático medio porcentual     |
| $ST$               | Sección transversal de paso del fluido         |
| $S_f$              | Espacio entre puntas de aleta                  |
| $T_0$              | Temperatura de referencia                      |
| $T_{aireEnt}$      | Temperatura aire entrada                       |
| $T_{aireIn}$       | Temperatura del aire                           |
| $T_{aireSal}$      | Temperatura aire salida                        |
| $T_{bs}$           | Temperatura de bulbo seco                      |
| $T_s$              | Temperatura superficie aletas                  |
| $T_{wb}$           | Temperatura bulbo húmedo                       |
| $U$                | Coficiente global de transferencia de calor    |

|                 |  |
|-----------------|--|
| $V_{max}$       | Velocidad corregida                        |
| $V_t$           | Velocidad agua interior tubo               |
| $\Delta P$      | Resistencia externa                        |
| $\Delta T_{lm}$ | Variación de temperatura media logarítmica |
| $\mu_0$         | Viscosidad de referencia                   |
| $\mu_{aire}$    | Viscosidad del aire                        |
| $\mu_l$         | Viscosidad del agua                        |
| $\mu_v$         | Viscosidad del vapor de agua               |
| $\mu_{torre}$   | Viscosidad del agua de la torre            |
| $\eta_f$        | Eficiencia de aleta                        |
| $\eta_w$        | Rendimiento de toda la superficie aleteada |
| $\rho_{aire}$   | Densidad del aire                          |
| $\rho_l$        | Densidad del agua                          |
| $\rho_{torre}$  | Densidad del agua de la torre              |
| $\rho_v$        | Densidad del vapor de agua                 |
| $\zeta_0$       | Coefficiente de fricción externa           |
| $f_{wc}$        | Fracción de enfriamiento húmedo            |

## TERMINOLOGÍA

|       |  |
|-------|--|
| ACS   | Calentamiento de agua sanitaria            |
| CCP   | Central cilíndrico parabólico              |
| CSP   | Sistemas de energía solar de concentración |
| DNI   | Irradiancia directa normal                 |
| HCE   | Heat Collection Element                    |
| HTF   | Heat Transfer Fluid                        |
| NREL  | Laboratorio Nacional de Energía Renovable  |
| NSRDB | National Solar Radiation Database          |

|     |  |
|-----|--|
| PPA | Power Purchase Agreement                     |
| PV  | Sistemas fotovoltaicos                       |
| SAM | System Advisor Model                         |
| SCA | Solar Concentrator Assembly                  |
| SCE | Solar Collector Element                      |
| TES | Sistema de almacenamiento de energía térmica |
| TIR | Tasa Interna de Retorno                      |
| VPN | Valor Presente Neto                          |





## ÍNDICE

|          |  |           |
|----------|--|-----------|
| <b>1</b> | <b>ANTECEDENTES</b>  | <b>16</b> |
| 1.1      | ENERGÍAS RENOVABLES Y RECURSOS HÍDRICOS  | 16        |
| 1.2      | RECURSOS HÍDRICOS EN ESPAÑA  | 17        |
| 1.3      | PRODUCCIÓN ENERGÉTICA EN ESPAÑA  | 19        |
| 1.4      | ENERGÍA SOLAR TÉRMICA  | 20        |
| 1.5      | SISTEMAS DE DISIPACIÓN DE CALOR  | 28        |
| 1.6      | ESTUDIOS PREVIOS   | 31        |
| <b>2</b> | <b>OBJETIVO</b>  | <b>34</b> |
| 2.1      | OBJETIVO   | 34        |
| 2.2      | ALCANCE  | 35        |
| 2.3      | HERRAMIENTAS EMPLEADAS   | 35        |
| <b>3</b> | <b>DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR-VILLENA</b>   | <b>38</b> |
| 3.1      | DESCRIPCIÓN  | 38        |
| 3.2      | CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA   | 40        |
| 3.2.1    | CAMPO SOLAR  | 40        |
| 3.2.2    | BLOQUE DE POTENCIA   | 49        |
| 3.2.3    | SISTEMA DE CONDENSACIÓN - REFRIGERACIÓN  | 52        |
| 3.3      | CLIMA DE VILLENA E IDONEIDAD DE LA LOCALIZACIÓN  | 54        |
| <b>4</b> | <b>MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLENA-<br/>SOFTWARE SYSTEM ADVISOR MODEL (SAM) DEL NATIONAL<br/>RENEWABLE ENERGY LABORATORY (NREL)</b> | <b>58</b> |
| 4.1      | OBJETIVO   | 58        |
| 4.2      | SAM (SYSTEM ADVISOR MODEL)   | 59        |
| 4.2.1    | MODELOS DISPONIBLES SAM PARA PLANTAS CSP   | 61        |
| 4.3      | RECOPIACIÓN DE DATOS TÉCNICOS LA PLANTA ENERSTAR-<br>VILLENA PARA SAM  | 63        |
| 4.3.1    | UBICACIÓN Y RECURSO  | 63        |
| 4.3.2    | DISEÑO DEL SISTEMA   | 68        |
| 4.3.3    | CAMPO SOLAR  | 69        |

|          |   |            |
|----------|---|------------|
| 4.3.4    | COLECTORES (SCAS).....  | 71         |
| 4.3.5    | RECEPTORES (HCES) .....   | 72         |
| 4.3.6    | CICLO DE POTENCIA .....   | 74         |
| 4.4      | ALMACENAMIENTO TÉRMICO .....  | 78         |
| 4.5      | SISTEMA DE CONTROL .....  | 79         |
| <b>5</b> | <b>RESULTADOS CASO BASE Y VALIDACIÓN ENERGÉTICA .....</b>                             | <b>82</b>  |
| 5.1      | OBJETIVO .....  | 82         |
| 5.2      | REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE LA VALIDACIÓN CON SAM .....                                 | 82         |
| 5.3      | RESULTADOS DEL CASO BASE.....   | 85         |
| 5.4      | VALIDACIÓN CON DATOS EXPERIMENTALES DE ENESTAR-<br>VILLENNA. POTENCIA ELÉCTRICA ..... | 92         |
| 5.4.1    | VALIDACIÓN ENERGÉTICA .....   | 92         |
| <b>6</b> | <b>VALIDACIÓN DEL CONSUMO DE AGUA POR EL MÉTODO POPPE</b>                             | <b>102</b> |
| 6.1      | OBJETIVO .....  | 102        |
| 6.2      | JUSTIFICACIÓN DEL MÉTODO POPPE.....   | 102        |
| 6.2.1    | MÉTODO POPPE PARA TORRES DE CONTRAFLUJO .....   | 103        |
| 6.3      | CÁLCULO DEL CONSUMO DE AGUA DE LA TORRE EXISTENTE                                     | 107        |
| 6.3.1    | OBTENCIÓN DE LA CORRELACIÓN DEL NTU .....   | 107        |
| 6.3.2    | COMPARATIVA MODELO DE CATÁLOGO CON DATOS<br>EXPERIMENTALES.....                       | 113        |
| 6.3.3    | FUNCIÓN PARA LA SIMULACIÓN DE LA TORRE EXISTENTE                                      | 115        |
| 6.3.4    | CONSUMO DE AGUA EN TORRES DE REFRIGERACIÓN .....                                      | 121        |
| 6.3.5    | ANÁLISIS DE RESULTADOS PARA EL CONSUMO DE AGUA .                                      | 122        |
| <b>7</b> | <b>DIMENSIONAMIENTO DEL AERORREFRIGERADOR .....</b>                                   | <b>138</b> |
| 7.1      | OBJETIVO .....  | 138        |
| 7.2      | CRITERIOS DE DISEÑO .....   | 138        |
| 7.3      | SELECCIÓN DE TUBOS .....  | 138        |
| 7.4      | BALANCES DE ENERGÍA .....   | 141        |
| 7.5      | ÁREA DEL AERORREFRIGERADOR .....  | 149        |
| 7.6      | FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA VARIACIÓN DE TEMPERATURA<br>MEDIO LOGARÍTMICA.....         | 150        |
| 7.7      | GEOMETRÍA Y DISTRIBUCIÓN DEL AERORREFRIGERADOR ....                                   | 151        |

---

|   |            |
|---|------------|
| 7.7.1 SELECCIÓN DE VENTILADORES .....                     | 153        |
| <b>8 IMPLEMENTACIÓN DEL AERORREFRIGERADOR .....</b>       | <b>156</b> |
| 8.1 OBJETIVO .....  | 156        |
| 8.2 CRITERIOS DE CÁLCULO .....                            | 156        |
| 8.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS .....                          | 157        |
| 8.3.1 SOLO AERORREFRIGERADOR .....                        | 158        |
| 8.3.2 COMBINACIÓN EN SERIE .....                          | 161        |
| 8.3.3 COMBINACIÓN EN PARALELO .....                       | 164        |
| 8.3.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS .....                        | 169        |
| <b>9 CONCLUSIONES .....</b>                               | <b>176</b> |
| <b>10 BIBLIOGRAFÍA .....</b>                              | <b>180</b> |
| <b>ANEXO I. CÓDIGO DE MATLAB: “ME_POPPE_CC” .....</b>     | <b>184</b> |
| <b>ANEXO II. CÓDIGO DE MATLAB: “NTU_POPPE” .....</b>      | <b>194</b> |
| <b>ANEXO III. CÓDIGO DE MATLAB: “FUNC_TORRE” .....</b>    | <b>198</b> |
| <b>ANEXO IV. CÓDIGO DE MATLAB: “FUNC_AEROREF” .....</b>   | <b>202</b> |
| <b>ANEXO V. CÓDIGO DE MATLAB “VILLENA_PARALELO” .....</b> | <b>206</b> |

# CAPÍTULO 1

## ANTECEDENTES

### 1 ANTECEDENTES

#### 1.1 ENERGÍAS RENOVABLES Y RECURSOS HÍDRICOS

Durante las últimas décadas, la situación energética global ha experimentado cambios vinculados a la sostenibilidad y la conciencia climática. La escasez de combustibles fósiles y las consecuencias asociadas a las emisiones de gases de efecto invernadero han elevado el interés y la inversión en fuentes de energía inagotables y no contaminantes. El desarrollo de la ingeniería industrial orientada a la optimización y la mejora de los procesos de obtención de energía de forma sostenible es fundamental en la consecución de objetivos de toda clase, debido a la gran incidencia de la energía en todos los ámbitos del progreso humano.

Concretamente, la Unión Europea ha desarrollado un marco regulatorio que busca llevar a cabo una descarbonización que garantice un abastecimiento eléctrico eficaz, pero beneficioso para el medio ambiente.

La Organización de las Naciones Unidas, por su parte, también ha contribuido a impulsar el desarrollo de las tecnologías asociadas a las energías renovables mediante los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS), también conocidos como Agenda 2030. Dentro de este plan internacional, el objetivo número 7 pretende garantizar el acceso a una energía asequible, segura y sostenible, mientras que el objetivo número 13 se asocia con las medidas para combatir el cambio climático y sus efectos, buscando una economía neutra en emisiones, un objetivo íntimamente relacionado con el desarrollo de las energías renovables.

En ese contexto, España cobra un protagonismo especial, con unas condiciones climáticas y geográficas que posicionan a este país como uno de los más

apropiados para el desarrollo de la energía eólica, hidráulica y, por supuesto, de las diferentes variantes de la energía solar.

En cualquier caso, los avances conseguidos en el campo de las energías deben estar siempre alineados con un uso responsable de los recursos hídricos, también contemplados entre los ODS. El agua es un elemento esencial, no solo para los procesos de refrigeración y otros sistemas industriales, sino en la vida cotidiana de la población mundial. Es fundamental orientar el desarrollo de la ingeniería energética desde el punto de vista del ahorro de agua, buscando soluciones que trabajen por revertir los fenómenos de sequía y escasez que acaecen en numerosos lugares del planeta.

## 1.2 RECURSOS HÍDRICOS EN ESPAÑA

Según el INE, los hogares españoles consumen cerca de 128 litros por habitante y día. Si bien este consumo se ha ido reduciendo a lo largo de los últimos años, los recursos hídricos disponibles en España se han visto reducidos en proporciones similares.

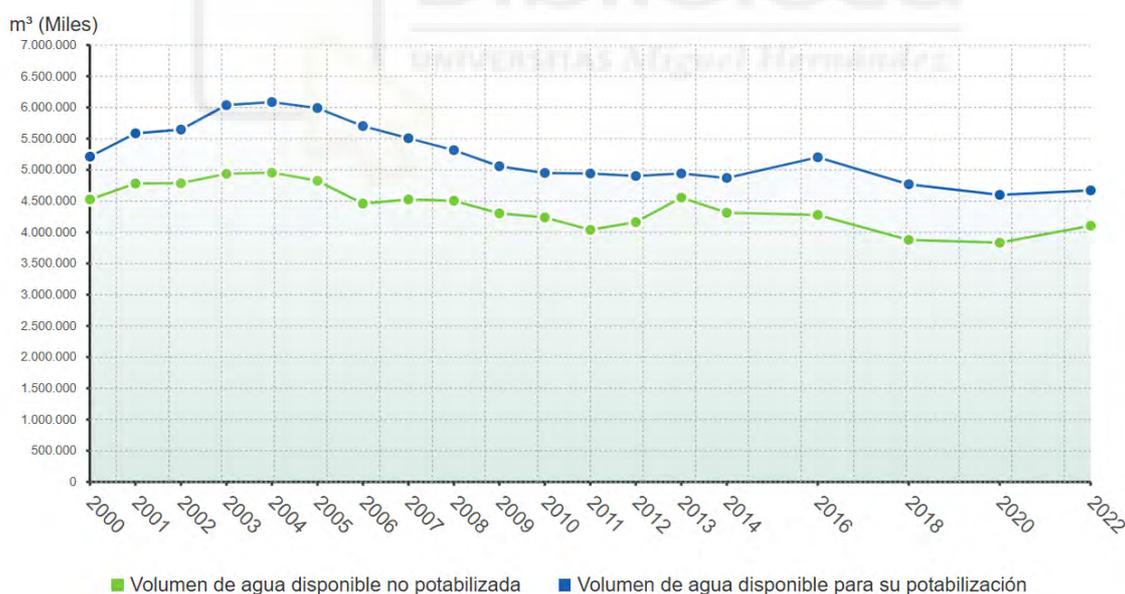


Figura 1. Evolución del volumen de agua disponible en España.

Asimismo, los costes del agua se están viendo incrementados en porcentajes cercanos al 0,3 % entre 2020 y 2022.

El 80,4% de las demandas de uso de agua en 2021 fue para uso agrario y un 15,6% para abastecimiento humano. Para cubrir estas demandas se utilizan las

diferentes fuentes de agua disponible en cada cuenca, como superficiales, subterráneas, desaladoras y regeneradas.

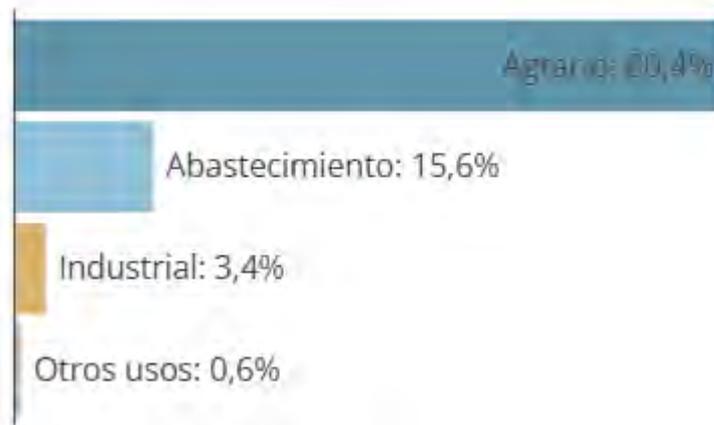


Figura 2. Usos del agua en España.

Si bien el porcentaje destinado en España al uso industrial es considerablemente bajo respecto a otros usos, como el agrario o el uso particular, sigue posicionándose en un tercer puesto. Todos los procesos orientados a disminuir este consumo poseen un valor indispensable en la lucha contra la sequía, que sigue amenazando a numerosas confederaciones hidrográficas en nuestro país.



Figura 3. Niveles de sequía por confederaciones hidrográficas.

### 1.3 PRODUCCIÓN ENERGÉTICA EN ESPAÑA

Actualmente, la producción energética en España está marcada por la amplia contribución de las centrales nucleares, las de ciclo combinado y la energía eólica. Esta última ha experimentado un crecimiento muy acentuado en los últimos años, acompañada por la energía fotovoltaica.

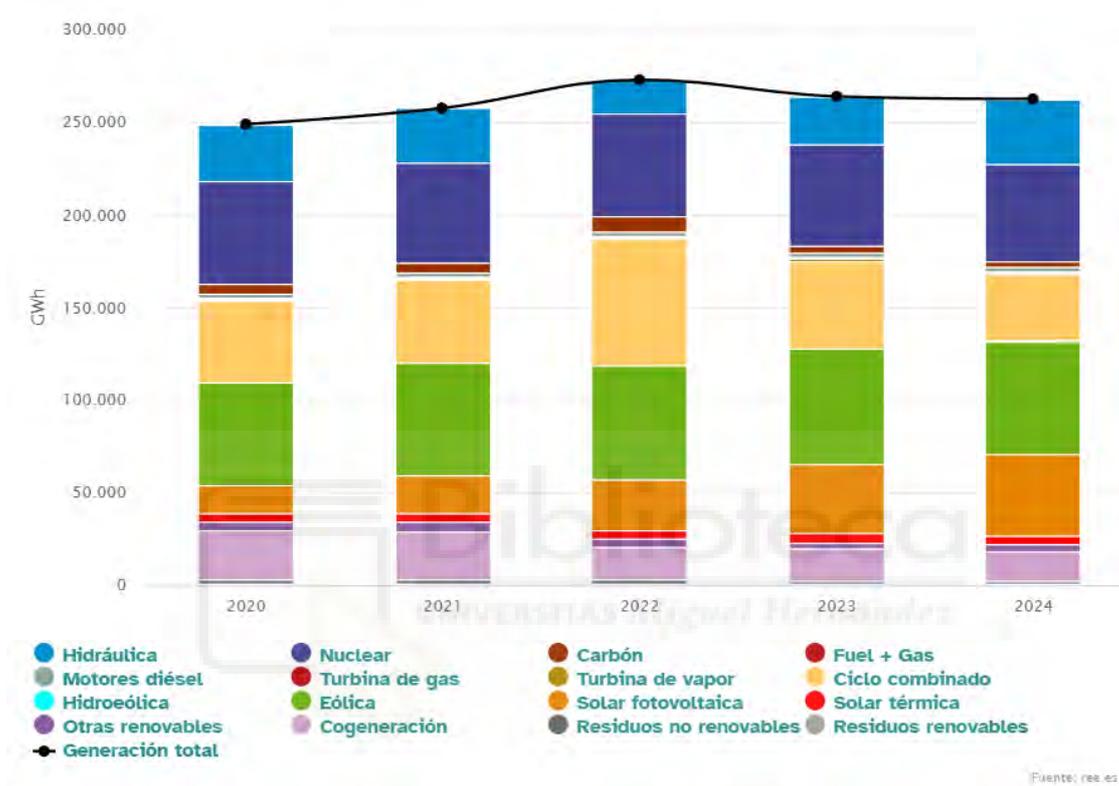


Figura 4: Generación de energía en España por tecnologías en los cinco últimos años.

Recientemente, el cómputo global de la energía renovable ha superado a la aportación de las energías no renovables.

A pesar de ello, la generación total se ha visto reducida mientras que el precio medio del kWh ha experimentado una tendencia al alza. No obstante, estos fenómenos no están asociados al crecimiento de las energías renovables tanto como lo están a los acontecimientos geopolíticos que han elevado el precio del gas y los combustibles fósiles y a las tendencias económicas asociadas a la inflación. Estos datos solo reflejan la necesidad de una mayor participación de las energías renovables, que puedan comercializarse a nivel internacional de manera que el país pueda sacar partido de sus recursos energéticos naturales.

## CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES

|                                | Sistema peninsular |              | Sistema no peninsular |             | Nacional       |              |
|--------------------------------|--------------------|--------------|-----------------------|-------------|----------------|--------------|
|                                | GWh                | %24/23       | GWh                   | %24/23      | GWh            | %24/23       |
| Hidráulica                     | 34.908             | 35,5         | 3                     | -1,7        | 34.912         | 35,5         |
| Hidroeléctrica                 | -                  | -            | 23                    | 30,7        | 23             | 30,7         |
| Eólica                         | 59.512             | -3,0         | 1.409                 | 6,0         | 60.921         | -2,8         |
| Solar fotovoltaica             | 43.609             | 18,8         | 912                   | 23,7        | 44.520         | 18,9         |
| Solar térmica                  | 4.127              | -12,1        | -                     | -           | 4.127          | -12,1        |
| Otras renovables               | 3.679              | 2,6          | 11                    | 31,7        | 3.690          | 2,7          |
| Residuos renovables            | 654                | -7,6         | 151                   | 9,2         | 805            | -4,9         |
| <b>Generación renovable</b>    | <b>146.489</b>     | <b>10,3</b>  | <b>2.510</b>          | <b>12,3</b> | <b>148.999</b> | <b>10,3</b>  |
| Nuclear                        | 52.391             | -4,1         | -                     | -           | 52.391         | -4,1         |
| Ciclo combinado                | 29.107             | -27,0        | 6.648                 | -2,2        | 35.755         | -23,4        |
| Carbón                         | 2.972              | -24,4        | 58                    | -23,6       | 3.030          | -24,4        |
| Motores diésel                 | -                  | -            | 2.517                 | -1,7        | 2.517          | -1,7         |
| Turbina de gas                 | -                  | -            | 669                   | -12,2       | 669            | -12,2        |
| Turbina de vapor               | -                  | -            | 1.179                 | -6,0        | 1.179          | -6,0         |
| Fuel + Gas                     | 0                  | 300,0        | -                     | -           | 0              | 300,0        |
| Cogeneración                   | 16.324             | -5,6         | 37                    | -0,9        | 16.361         | -5,6         |
| Residuos no renovables         | 1.195              | 0,8          | 151                   | 9,2         | 1.347          | 1,7          |
| <b>Generación no renovable</b> | <b>101.989</b>     | <b>-12,8</b> | <b>11.259</b>         | <b>-3,2</b> | <b>113.248</b> | <b>-11,9</b> |
| <b>Generación total</b>        | <b>248.478</b>     | <b>-0,5</b>  | <b>13.769</b>         | <b>-0,7</b> | <b>262.247</b> | <b>-0,5</b>  |

Tabla 1. Producción energética española en 2024.

### 1.4 ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

La energía solar térmica es aquella que puede obtenerse mediante la concentración de la radiación solar de manera que el calor asociado a esta sea absorbido por captadores diseñados para ello y transmitido a un fluido térmico. Posteriormente, ese calor se transfiere al agua mediante un intercambiador con el objetivo de que esta se convierta en vapor, que pondrá en movimiento una turbina.

Específicamente, la energía termosolar tiene una relevancia considerable dentro de las energías renovables y, más concretamente, dentro de las energías solares, a pesar de contar con un volumen de producción todavía muy inferior al de la energía fotovoltaica. Por su naturaleza vinculada a la obtención de electricidad mediante un generador síncrono, se trata de una fuente de energía capaz de aportar inercia al sistema eléctrico de manera continua y segura.

Además, una de sus principales ventajas frente a la energía fotovoltaica es su independencia de las horas de sol cuando se cuenta con un sistema de almacenamiento térmico. Estos sistemas pueden estar basados en sales o agua, almacenando el calor para poner en funcionamiento la turbina en el momento más apropiado. Esta manera de proceder otorga a la energía solar térmica una relevancia muy significativa en la venta de energía, ya que permite esperar a los intervalos horarios en los que el precio del kWh sea más apropiado o exista una mayor demanda de energía.

Existen diversos tipos de centrales termosolares en función de la forma en la que se concentra la radiación. Pueden distinguirse:

### **Concentradores lineales cilindro-parabólicos**

Esta clase de centrales emplea espejos cóncavos organizados en forma de canales lineales que conforman largas filas en torno a un tubo por el que circula un fluido caloportador que puede elevarse hasta los 400°C. Esta tecnología representa el mayor porcentaje de las centrales solares térmicas en España.



Figura 5. Concentradores lineales cilindro-parabólicos.

### **Concentradores de lentes Fresnel**

Tal y como sucede en los concentradores solares parabólicos, numerosos espejos reflejan la radiación hacia un captador tubular por el cual circula el fluido de transferencia térmica. No obstante, se trata de espejos planos o con una curvatura mucho más ligera, lo que disminuye el coste de fabricación. Estos espejos pueden orientarse en función de la posición del sol a lo largo del día. El ejemplo más cercano de una central con esta tecnología se encuentra en Calasparra, Murcia.



Figura 6. Concentradores de lentes de Fresnel

### **Disco Sterling**

A diferencia de las tecnologías previamente descritas, el disco Sterling no necesita un fluido caloportador ni genera energía haciendo uso de una turbina, sino que el receptor está equipado con un motor capaz de transformar la energía térmica en cinética para que esta se convierta en electricidad mediante un generador. La concentración de la radiación se consigue mediante un disco con un funcionamiento similar al de una antena.



Figura 7: Disco Sterling

### **Torre solar**

Del mismo modo en el que sucede con el sistema Fresnel, numerosos espejos planos se orientan de forma automática hasta un captador, en este caso, una torre solar. De esta forma, se obtienen temperaturas cercanas a los 1000°C y producciones más elevadas que con cilindros parabólicos.

En 2007 se puso en marcha una central de torre solar en Sevilla.



Figura 8: Torre solar.

Actualmente, en España hay exactamente 50 plantas termosolares: 12 en Badajoz, 11 en Sevilla, 7 en Ciudad Real, 6 en Córdoba, 5 en Cáceres, 3 en Granada, 2 en Cádiz, 2 en Murcia, 1 en Alicante y 1 en Lérida. La provincia que mayor cantidad de centrales termosolares tiene en España y la que más potencia genera es Badajoz (Figura 9 y Figura 10) y a nivel comunidad, claramente, sería Andalucía.



Figura 9. Ubicación de las plantas termosolares en España (extraída de protermo solar)



Figura 10. Nº de centrales termosolares por provincia y su potencia instalada (extraída de protermo solar)

Los últimos datos representativos del sector en España pertenecen a septiembre de 2024 donde encontramos 49 centrales en operación lo que supone 2.300 MW y una producción de 460 GWh. Se puede observar la generación anual de cada año en la siguiente tabla:

| Año  | GWh   | Porcentaje |
|------|-------|------------|
| 2009 | 130   | 2%         |
| 2010 | 692   | 13%        |
| 2011 | 1.832 | 34%        |
| 2012 | 3.444 | 64%        |
| 2013 | 4.442 | 83%        |
| 2014 | 4.959 | 93%        |
| 2015 | 5.085 | 95%        |
| 2016 | 5.071 | 95%        |
| 2017 | 5.347 | 100%       |
| 2018 | 4.424 | 83%        |
| 2019 | 5.166 | 97%        |
| 2020 | 4.538 | 85%        |
| 2021 | 4.705 | 88%        |
| 2022 | 4.123 | 77%        |
| 2023 | 4.695 | 88%        |
| 2024 | 3.765 | 70%        |

Tabla 2. Generación anual de las centrales en España

En la siguiente tabla se muestra información relativa sobre las centrales termosolares en España, destacar las columnas de potencia, tipo de tecnología utilizada y almacenamiento:

| Nombre                            | Año de puesta en marcha | Provincia   | Potencia MWe | Tecnología               | Almacenamiento kWh |
|-----------------------------------|-------------------------|-------------|--------------|--------------------------|--------------------|
| PS-10                             | 2007                    | Sevilla     | 11           | Torre con vapor saturado | 1                  |
| ANDASOL I                         | 2008                    | Granada     | 50           | CCP                      | 7,5                |
| ANDASOL II                        | 2009                    | Granada     | 50           | CCP                      | 7,5                |
| Planta termoeléctrica de La Risca | 2009                    | Badajoz     | 50           | CCP                      | n/a                |
| Puerto Errado I                   | 2009                    | Murcia      | 1,4          | Fresnel                  | n/a                |
| Termollano                        | 2009                    | Ciudad Real | 50           | CCP                      | n/a                |
| PS-20                             | 2009                    | Sevilla     | 20           | Torre con vapor saturado | 1                  |
| Planta termosolar EXTRESOL I      | 2009                    | Badajoz     | 50           | CCP                      | 7,5                |
| MANCHASOL I                       | 2010                    | Ciudad Real | 50           | CCP                      | 7,5                |
| Gemasolar                         | 2010                    | Sevilla     | 19,9         | Torre con sales fundidas | 15                 |

OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR PARA EL AHORRO DE AGUA EN LA  
PLANTA ENERSTAR-VILLENA

|   |      |             |      |                                     |     |
|---|------|-------------|------|-------------------------------------|-----|
| Central Solar termoeléctrica La Dehesa    | 2010 | Badajoz     | 50   | CCP                                 | 7,5 |
| Central Solar termoeléctrica La Florida   | 2010 | Badajoz     | 50   | CCP                                 | 7,5 |
| Planta termoeléctrica de Majadas          | 2010 | Cáceres     | 50   | CCP                                 | n/a |
| Planta termoeléctrica de Palma del Río II | 2010 | Córdoba     | 50   | CCP                                 | n/a |
| SOLNOVA I                                 | 2010 | Sevilla     | 50   | CCP                                 | n/a |
| SOLNOVA III                               | 2010 | Sevilla     | 50   | CCP                                 | n/a |
| SOLNOVA IV                                | 2010 | Sevilla     | 50   | CCP                                 | n/a |
| Planta termosolar EXTRESOL II             | 2010 | Badajoz     | 50   | CCP                                 | 7,5 |
| MANCHASOL II                              | 2011 | Ciudad Real | 50   | CCP                                 | 7,5 |
| ANDASOL III                               | 2011 | Granada     | 50   | CCP                                 | 8   |
| HELIOENERGY I                             | 2011 | Sevilla     | 50   | CCP                                 | n/a |
| LEBRIJA I                                 | 2011 | Sevilla     | 50   | CCP                                 | n/a |
| Planta termoeléctrica de Palma del Río I  | 2011 | Córdoba     | 50   | CCP                                 | n/a |
| Valle 1                                   | 2011 | Cádiz       | 50   | CCP                                 | 7,5 |
| Valle 2                                   | 2011 | Cádiz       | 50   | CCP                                 | 7,5 |
| Central Solar termoeléctrica ASTE 1A      | 2012 | Ciudad Real | 50   | CCP                                 | n/a |
| Central solar termoeléctrica ASTE 1B      | 2012 | Ciudad Real | 50   | CCP                                 | n/a |
| Termosolar Borges                         | 2012 | Lerida      | 22,5 | CCP +<br>Hibridación<br>con Biomasa | n/a |
| Puerto Errado II                          | 2012 | Murcia      | 30   | Fresnel                             | n/a |
| HELIOENERGY II                            | 2012 | Sevilla     | 50   | CCP                                 | n/a |
| Solacor I                                 | 2012 | Córdoba     | 50   | CCP                                 | n/a |
| Solacor II                                | 2012 | Córdoba     | 50   | CCP                                 | n/a |
| SOLABEN II                                | 2012 | Cáceres     | 50   | CCP                                 | n/a |
| SOLABEN III                               | 2012 | Cáceres     | 50   | CCP                                 | n/a |
| Planta termosolar de Morón                | 2012 | Sevilla     | 50   | CCP                                 | n/a |
| TERMOSOL I                                | 2012 | Badajoz     | 50   | CCP                                 | 9   |
| Central solar termoeléctrica ASTEXOL II   | 2012 | Badajoz     | 50   | CCP                                 | n/a |
| Planta termosolar de Olivenza I           | 2012 | Badajoz     | 50   | CCP                                 | n/a |
| Planta Termoeléctrica de Consol Orellana  | 2012 | Badajoz     | 50   | CCP                                 | n/a |

## CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES

|                                    |      |             |    |     |     |
|------------------------------------|------|-------------|----|-----|-----|
| Termosolar Guzmán Energía          | 2012 | Córdoba     | 50 | CCP | n/a |
| Central termosolar La Africana     | 2012 | Córdoba     | 50 | CCP | 7,5 |
| HELIOS I                           | 2012 | Ciudad Real | 50 | CCP | n/a |
| HELIOS II                          | 2012 | Ciudad Real | 50 | CCP | n/a |
| Planta termosolar EXTRESOL III     | 2012 | Badajoz     | 50 | CCP | 7,5 |
| SOLABEN I                          | 2013 | Cáceres     | 50 | CCP | n/a |
| SOLABEN VI                         | 2013 | Cáceres     | 50 | CCP | n/a |
| Arenales                           | 2013 | Sevilla     | 50 | CCP | 7   |
| TERMOSOL II                        | 2013 | Badajoz     | 50 | CCP | 9   |
| Casablanca                         | 2013 | Badajoz     | 50 | CCP | 7,5 |
| Planta termosolar Enerstar Villena | 2013 | Alicante    | 50 | CCP | n/a |

Tabla 3. Centrales termosolares en España

### 1.5 SISTEMAS DE DISIPACIÓN DE CALOR

Existen diversos métodos para el enfriamiento y la condensación en centrales termosolares. El presente proyecto se centrará en dos de ellos, las torres de refrigeración y los aerorrefrigeradores.

Una torre de refrigeración es un sistema de disipación de calor basado en la convección y en la evaporación de agua, capaz de enfriar el agua hasta temperaturas próximas a la temperatura de bulbo húmedo.

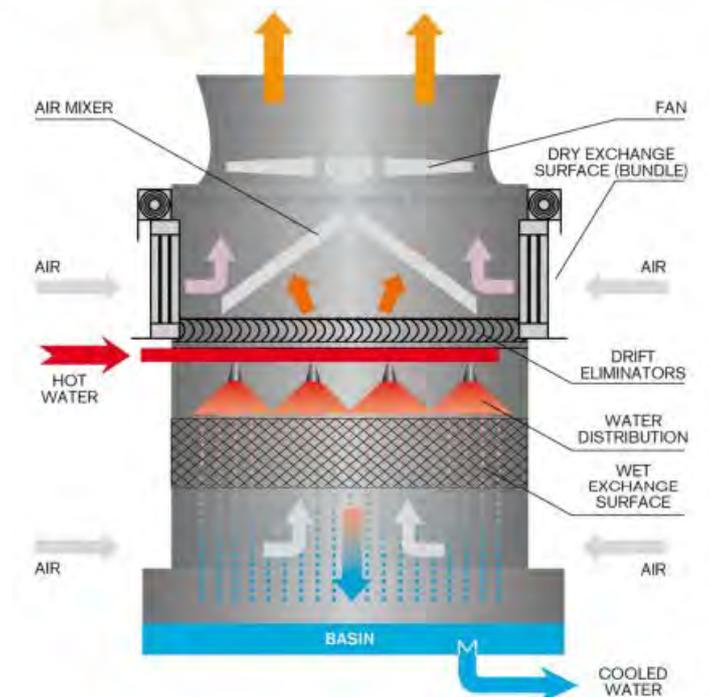


Figura 11. Esquema del funcionamiento de una torre de refrigeración.

Las torres de refrigeración pueden clasificarse en función de diferentes criterios. Dependiendo de cómo se produce el flujo de aire necesario para la transmisión de calor, podemos distinguir dos tipos distintos. Encontramos torres de tiro mecánico, donde el flujo de aire se produce de forma forzada mediante ventiladores y sistemas de impulsión del aire cuando estos se sitúan a la entrada del aire, o de tipo inducido, cuando el ventilador se encuentra en la descarga. Por otra parte, también existen torres de tiro natural, donde se genera una corriente de aire a causa de la diferencia de densidades entre el aire caliente y húmedo de dentro de la torre y el aire de fuera, de mayor densidad.

Atendiendo a la forma en la que tiene lugar la transferencia de calor, las torres pueden clasificarse en secas, que ceden calor por convección a través de la superficie entre el aire y el fluido, húmedas, que operan mediante el enfriamiento evaporativo, e híbridas, similares a las secas, pero con un preenfriamiento evaporativo del aire a la entrada.

Por último, también pueden clasificarse en función de la dirección de los flujos de agua y aire, existiendo torres a contracorriente (en direcciones puestas, de flujo cruzado (perpendiculares), o de flujo paralelo (misma dirección).

Por otra parte, los aerorrefrigeradores son tecnologías equipadas con ventiladores cuyo flujo de aire incide sobre tubos aleteados por donde circula el fluido que se desea enfriar.

Es importante abordar las diferencias fundamentales entre el funcionamiento de un aerorrefrigerador y un aerocondensador. Si bien ambos equipos se valen del flujo de aire para transmitir calor desde el fluido de trabajo hacia el ambiente, el funcionamiento y los elementos que conforman un aerocondensador están orientados a suscitar el cambio de fase del fluido en forma de vapor a líquido, por lo que las presiones de trabajo son más elevadas y debe realizarse un control más exhaustivo en las pérdidas de presión. Mediante este proceso, la temperatura permanece prácticamente constante, ya que la variación de entalpía entre el fluido a la entrada y a la salida se corresponde casi íntegramente con la entalpía de cambio de fase.

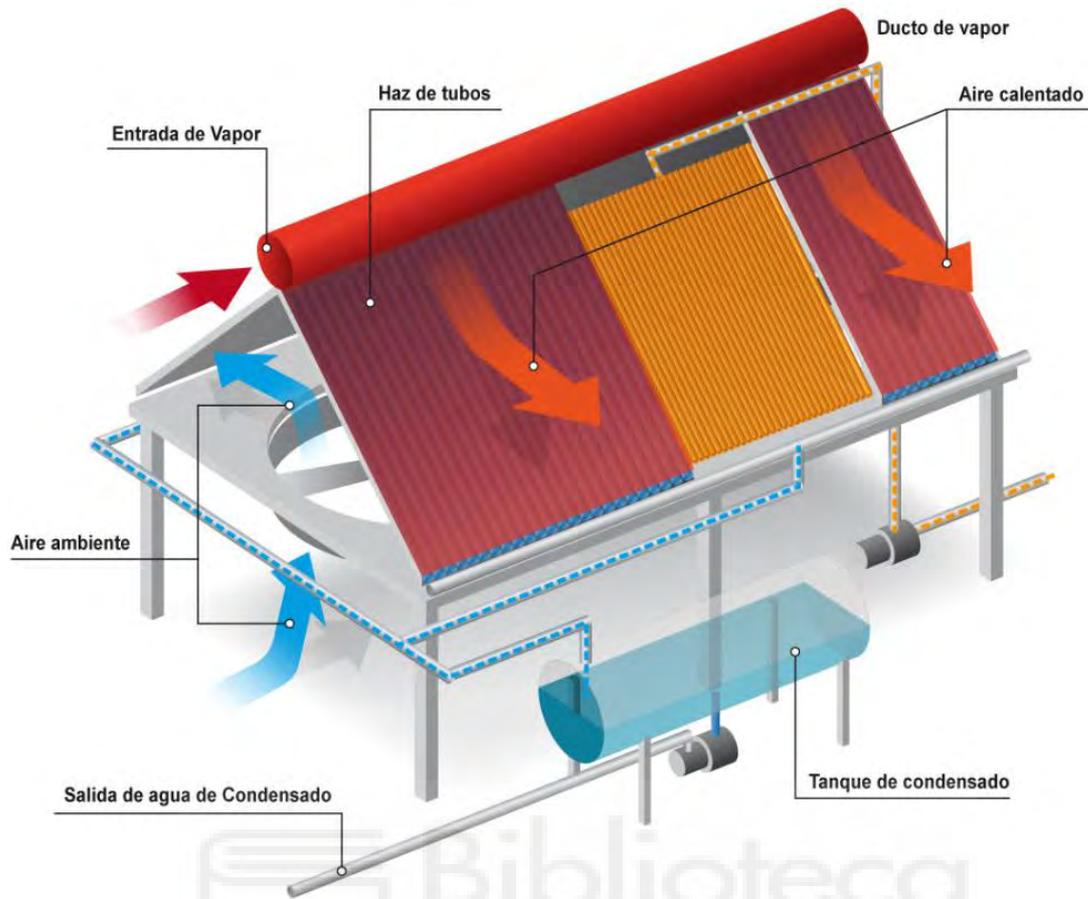


Figura 12. Esquema del funcionamiento de un aerocóndensador.

Por otra parte, en el aerorrefrigerador no se produce cambio de fase, sino que está diseñado para reducir la temperatura del fluido que circula a través de sus tubos, cediendo calor sensible al ambiente.

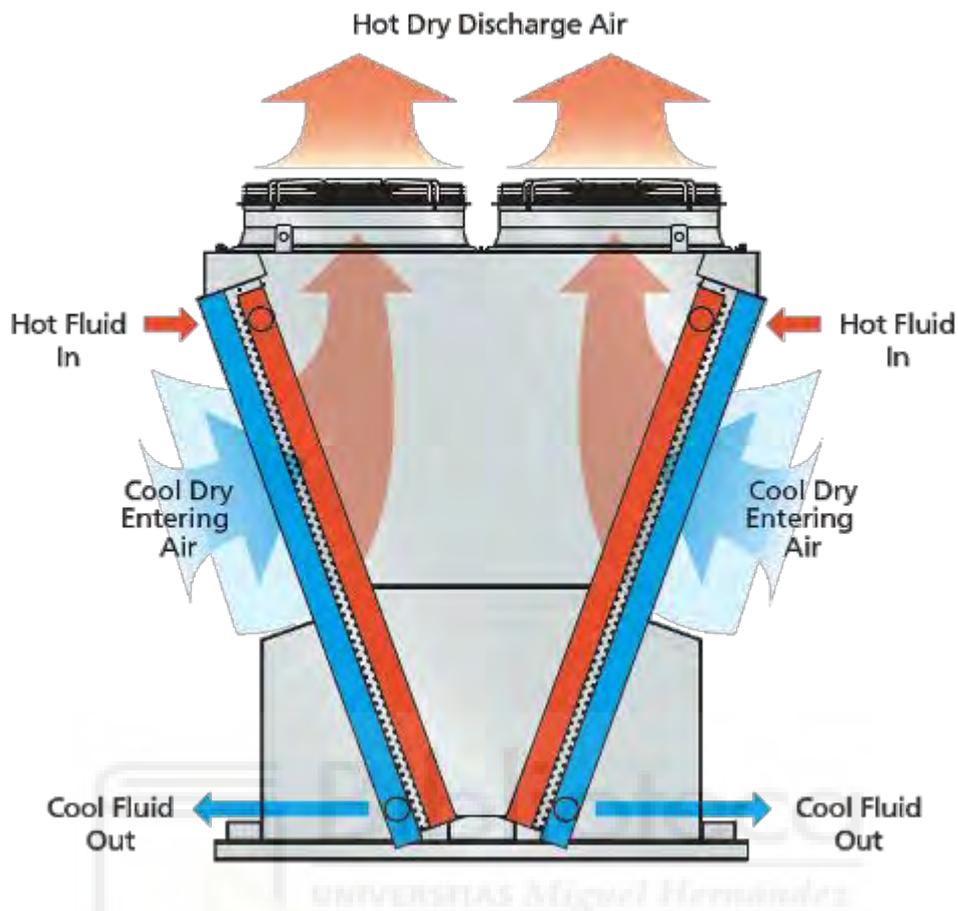


Figura 13. Esquema del funcionamiento de un aerorrefrigerador.

Si bien existen alternativas híbridas que cuentan con un preenfriamiento evaporativo, suelen caracterizarse por la ausencia de consumo de agua, pero por un elevado consumo energético vinculado al número de ventiladores al que suelen estar asociados.

## 1.6 ESTUDIOS PREVIOS

En el Trabajo de Fin de Grado realizado por Rosa María Portales Rodríguez, se llevó a cabo un análisis del funcionamiento de la central termosolar de Villena-Enerstar a través del software SAM, comparándose resultados para simulaciones del funcionamiento con un sistema de refrigeración húmedo, seco o combinado, evaluándose las alternativas planteadas desde el punto de vista de la eficiencia térmica, el consumo de agua y la producción eléctrica, donde se obtuvieron resultados especialmente adecuados para la configuración combinada al 50 %.

No obstante, el cálculo en el agua evaporada efectuado por el programa no tiene en cuenta el calor latente, por lo que su proceso de obtención puede ser optimizado empleando métodos de cálculo más complejos, como lo es el método de Poppe.

Por ello, el presente proyecto también empleará el software SAM en los procesos de validación energética y simulación para la obtención de los valores de potencia disipada y condiciones atmosféricas, de manera que estos puedan ser empleados en el cálculo del agua evaporada por el método Poppe mediante distintas funciones desarrolladas en Matlab. Asimismo, se extraerán los valores de agua evaporada calculados por SAM para poder realizar una comparación entre estos y los datos obtenidos en Matlab, de manera que pueda discernirse de forma apropiada la bondad de los métodos escogidos.

Finalmente, las funciones desarrolladas para el cálculo del agua evaporada se utilizarán para evaluar el impacto de la implementación de un aerorrefrigerador en el consumo de agua en el sistema de refrigeración.





# CAPÍTULO 2

## OBJETIVO

### 2 OBJETIVO

#### 2.1 OBJETIVO

El objetivo principal de este Trabajo de Fin de Grado es el análisis del consumo de agua en el sistema de refrigeración de la central termosolar Villena-Enerstar existente, así como el cálculo y desarrollo de un sistema de refrigeración combinada para su reducción.

La consecución de este objetivo se llevará a cabo a lo largo de los diferentes capítulos que lo conforman, en los que se dará cumplimiento a los siguientes objetivos secundarios:

- Realizar una descripción detallada de la planta termosolar Enerstar-Villena, su funcionamiento y los elementos que la componen.
- Simular en el software SAM el funcionamiento de la central estudiada haciendo referencia a las diferentes herramientas y opciones que caracterizan al programa.
- Comprobar la bondad de los resultados de producción eléctrica para asegurar la validez de los datos de potencia disipada que serán empleados en procesos de cálculo posteriores y de agua evaporada para su comparación con los resultados del método Poppe.
- Calcular el volumen de agua evaporada y definir los procesos empleados en Matlab para ello, así como las ecuaciones que rigen los procesos utilizados.

- Validar los resultados de agua evaporada obtenidos en Matlab y comparar los errores existentes entre los datos experimentales para este proceso de cálculo y el empleado por SAM.
- Diseño y dimensionamiento de un aerorrefrigerador que pueda ser empleado en la planta termosolar Enerstar-Villena en base a los datos obtenidos para la simulación de la torre de refrigeración existente.
- Análisis del impacto de la implementación del aerorrefrigerador en combinación en serie y paralelo con la torre de refrigeración existente para los resultados de agua evaporada, consumo eléctrico y gasto económico.

## 2.2 ALCANCE

El alcance del proyecto contempla la obtención de diversos datos útiles para el cálculo del agua evaporada mediante el programa SAM (System Advisor Model) y el cálculo de ese consumo mediante el método Poppe en Matlab, así como el dimensionamiento e implementación de un aerorrefrigerador seco para el posterior estudio de sus consumos de agua y electricidad para las combinaciones en serie y paralelo con el sistema empleado actualmente.

## 2.3 HERRAMIENTAS EMPLEADAS

Este apartado recoge las distintas herramientas que se han utilizado en este proyecto.

### Microsoft Office

Microsoft Word: redacción de textos y memoria.

Microsoft Excel: cálculos, tablas y gráficos comparativos y datos climatológicos.

Microsoft Powerpoint: trazado de esquemas y figuras.

### SAM

System Advisor Model (SAM): es un software desarrollado por el Laboratorio Nacional de Energía Renovable (NREL) de EE.UU. en colaboración con el Departamento de Energía de EE.UU. (DOE). Está diseñado para modelar el rendimiento y la viabilidad económica de proyectos de energías renovables. SAM es ampliamente utilizado en la industria, la academia y el gobierno para evaluar tecnologías de generación de energía, como solar fotovoltaica (PV), solar térmica (CSP), eólica, biomasa, hidroeléctrica y almacenamiento de energía.

## **Matlab**

Matlab, cuyo nombre es una abreviatura de *Matrix Laboratory*, es un programa perteneciente a MathWorks creado en 1984 por Cleve Moler. Este software numérico es a menudo empleado en el ámbito de la ingeniería industrial como entorno de programación para funciones y *scripts*, capaz de desarrollar interfaces de usuario, representaciones gráficas, procesos iterativos y algoritmos complejos.





# CAPÍTULO 3

## DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA

### 3 DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA.

#### 3.1 DESCRIPCIÓN

Para la realización del presente proyecto se ha elegido la central termosolar del tipo CCP Enerstar-Villena con la que el Grupo de Investigación de Ingeniería Energética (GIIE) del Insitituto de Investigación de Ingeniería del Elche (I3E) de la Universidad Miguel Hernández de Elche (UMH) ha mantenido una colaboración estable en los últimos años. Esta planta es una planta de colectores cilindro-parabólicos sin acumulación con una potencia instalada de 50 MWe.



Figura 14. Distribución de los sub-campos solares de la planta Ernestar-Villena.

A modo de explicación del contexto en el que diseñó y construyó la planta, la potencial nominal de diseño de la planta se limitó a 50 MWe para que la central se pudiera acoger a la prima del régimen especial establecida en el RD 661/2007. Las obras terminaron en octubre de 2013 y la central se encuentra conectada a la red y en operación comercial desde febrero de 2014.

La ficha técnica que aparece en la base de datos del National Renewable Energy Laboratory (NREL, IASS 2022) es la siguiente:

|  |                          |
|--|--------------------------|
| Power Station:                                   | Enerstar                 |
| Location:  | Villena (Alicante) Spain |
| Owners (%):                                      | Plenium Partners         |
| Technology                                       | Parabolic Trough         |
| Solar Resource:                                  | 1992                     |
| Nominal Capacity:                                | 50 MW                    |
| Status   | Operational              |
| Start Year:                                      | 2013                     |
| Break Ground Date                                | 2010                     |
| Expected Generation (GWh/year)                   | 100                      |
| Lat/Long Location                                | 38.729,-0.922            |
| Total Power Station Land Area (km <sup>2</sup> ) | 2.1                      |

Tabla 4. Datos genéricos de la planta Enerstar-Villena.



Figura 15. Plano de los subsistemas principales de la planta Ernestar-Villena.

### 3.2 CONFIGURACIÓN DE LA PLANTA

A continuación, se describen los diferentes subsistemas que constituyen la central termosolar Enerstar-Villena:

#### 3.2.1 CAMPO SOLAR

El campo solar es una parte característica y fundamental de las centrales termosolares, ya que es el sistema encargado de convertir la radiación solar en energía térmica. La central termosolar de Villena dispone de un área total de apertura del campo solar de 339506 m<sup>2</sup> dividida en 5 subcampos solares, ver la Figura 14. Una de las particularidades del emplazamiento es que existe un desnivel de unos 20 entre los diferentes sub-campos solares que afecta a los valores de la presión del fluido térmico en el circuito hidráulico:

En relación con el campo solar, dispone de un total de 105 lazos, compuestos a su vez por 4 colectores, denominado Solar Concentrator Assembly (SCA) con una longitud por lazo de 600 m. El término SCA se refiere al conjunto de componentes que se utilizan para concentrar la irradiancia solar en un sistema termosolar. Cada uno de los SCAs está gobernado por un grupo hidráulico. Mediante la regulación de la orientación de cada uno se puede regular la temperatura del fluido térmico. Dentro del campo solar de Villena se pueden encontrar configuraciones de SCA en disposición en U o en W.

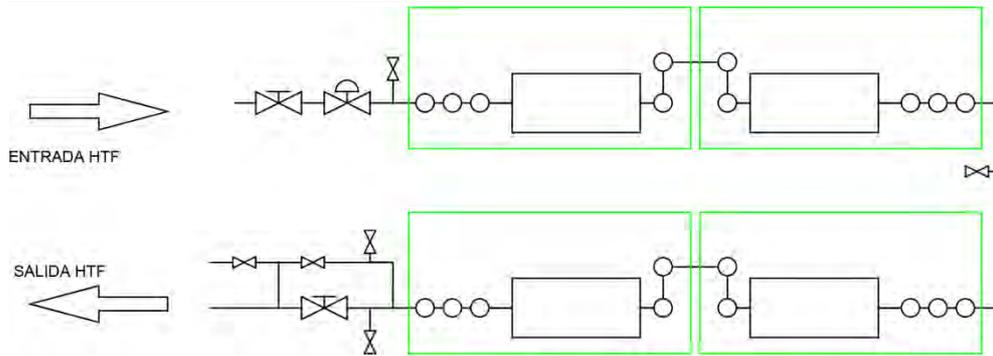


Figura 16. Configuración de un lazo constituido por 4 SCAs

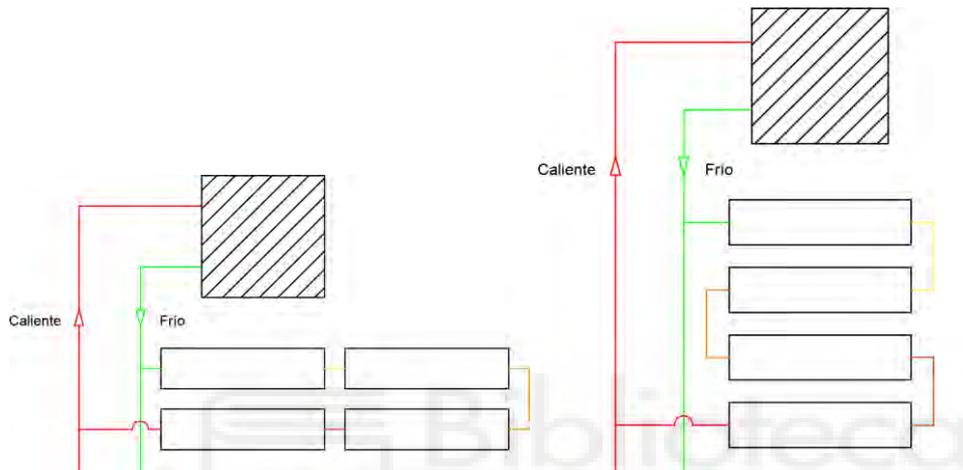


Figura 17. Opciones de configuración de un lazo constituido por 4 SCAs. Izquierda, lazo en U. Derecha lazo en W.

El rango de movimiento de un SCA  $-20^{\circ}$  a  $200^{\circ}$ . Si bien, el rango de trabajo útil entre  $10^{\circ}$  y  $170^{\circ}$ , debido a las sombras por las filas contiguas. La posición de defensa es de  $-10^{\circ}$ , con respecto a la horizontal.



Figura 18. Fotografía del campo solar de la central Enerstar Villena.

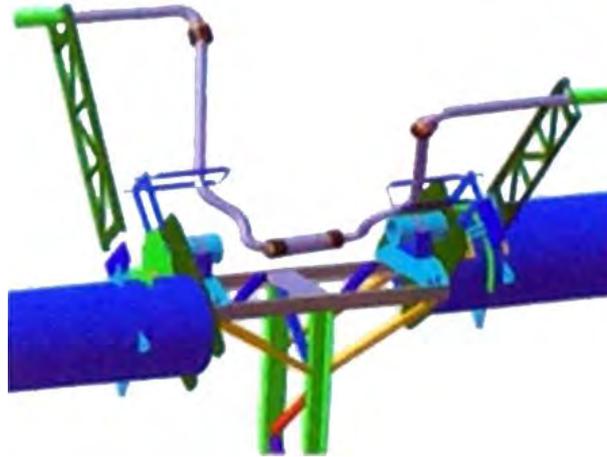


Figura 19. Detalles de Unión fija y móvil con rótulas: 3 rótulas (fija-móvil-dilatación).

A su vez, cada colector (SCA) está compuesto por 12 Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE. En plantas termosolares de colectores cilindro-parabólicos, que son las más comunes, un SCE típico consiste en:

- Un tubo absorbedor: Es un tubo de metal que contiene un fluido de transferencia de calor (normalmente aceite térmico). Este tubo está recubierto con un material que absorbe la radiación solar y la convierte en calor.
- Un reflector parabólico: Es un espejo con forma de parábola que concentra la luz solar directa hacia el tubo absorbedor.
- Una estructura de soporte: Mantiene el tubo absorbedor en la posición correcta dentro del reflector parabólico y permite que el colector siga el movimiento del sol a lo largo del día.

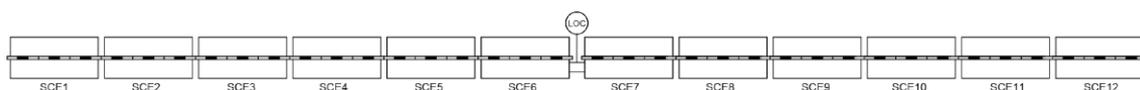


Figura 20. Conexionado de Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE



Figura 21. Vista en perspectiva del Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE.

Y finalmente, cada SCE está compuesto por 3 HCE, un HCE se refiere a un Heat Collection Element (Elemento de Recolección de Calor), y 28 espejos. Un HCE típico consta de los siguientes elementos:

- Tubo absorbedor: Un tubo de metal que transporta un fluido de transferencia de calor (generalmente aceite térmico). Este tubo está recubierto con un material que maximiza la absorción de la radiación solar y la convierte en calor.
- Cubierta de vidrio: Un tubo de vidrio que rodea el tubo absorbedor, creando un vacío entre ambos. Esta cubierta reduce las pérdidas de calor por convección y radiación, mejorando la eficiencia del HCE.
- Aislamiento: Material aislante que rodea la cubierta de vidrio para minimizar aún más las pérdidas de calor.



Figura 22. Identificación de espejos en el Solar Collector Element (Elemento Colector Solar) SCE.

La Tabla 5 resume las principales características de campo solar de la planta:

|  |        |
|--|--------|
| <b>Solar Field Aperture Area (m<sup>2</sup>)</b> | 339506 |
| <b># of Solar Collector Assemblies (SCAs)</b>    | 420    |
| <b># of Loops</b>                                | 105    |

|  |                     |
|--|---------------------|
| <b># of SCAs per Loop</b>                          | 4                   |
| <b># of Modules per SCA</b>                        | 12                  |
| <b>SCA Length (m)</b>                              | 150                 |
| <b>Collector/Heliostat Manufacturer</b>            | Sener, Spain        |
| <b>Collector/Heliostat Engineering or IP Owner</b> | Sener, Spain        |
| <b>Collector/Heliostat Model</b>                   | SenerTrough (SNT-1) |
| <b>Mirror Manufacturer</b>                         | Flabeg, Germany     |
| <b>Mirror Model</b>                                | RP3                 |

Tabla 5. Características de campo solar de la planta.

Los colectores SNT-1 y SNT-2 han sido desarrollados por la empresa española SENER como un producto integral de sus servicios como EPC (Ingeniería-Adquisición-Construcción) en proyectos en todo el mundo. De hecho, esta empresa forma parte del consorcio que construyó el Complejo Solar NOORo I, II y III en Marruecos. Allí, los campos solares de 160 MWel NOORo I y 200 MWel NOORo II implementan sus colectores cilindroparabólicos SNT-1 y 2, respectivamente. Ambos colectores utilizan un tubo de torsión a lo largo del módulo, donde el SNT-2 representa una versión a escala +25% del SNT-1. La principal característica de estos colectores son los brazos en voladizo, fabricados con tecnología de lámina delgada estampada que proporciona la forma parabólica y los puntos de apoyo para los espejos.

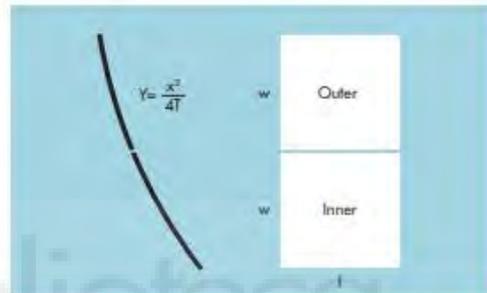


## Solar Mirrors for Concentrating Solar Power (CSP)

This product information is related to the FLABEG specification for solar mirrors (Date: July 2009)

### Available Mirrors

| Type                |       | Dimensions l x w (mm)                              |
|---------------------|-------|--|
| RP 2<br>T=1490 mm   | Inner | $1570 \pm \frac{3}{4} \times 1400 \pm \frac{1}{2}$ |
|                     | Outer | $1570 \pm \frac{3}{4} \times 1324 \pm \frac{1}{2}$ |
| RP 3 L<br>T=1710 mm | Inner | $1700 \pm \frac{3}{4} \times 1641 \pm \frac{1}{2}$ |
|                     | Outer | $1700 \pm \frac{3}{4} \times 1568 \pm \frac{4}{2}$ |
| RP 4<br>T=1710 mm   | Inner | $1570 \pm \frac{3}{4} \times 1900 \pm \frac{2}{2}$ |
|                     | Outer | $1570 \pm \frac{3}{4} \times 1900 \pm \frac{2}{2}$ |



### Glass Quality

Low iron float glass according to EN 572-2

### Reflection according to ISO 9050

| Type   | Thickness | Reflection % | Weight (kg)<br>Inner/Outer |
|--------|-----------|--------------|----------------------------|
| RP 2   | 4 mm      | ≥ 93.5       | 22/21                      |
|        | 5 mm      | ≥ 92.5       | 28/26                      |
| RP 3 L | 4 mm      | ≥ 93.5       | 28/27                      |
|        | 5 mm      | ≥ 92.5       | 35/33                      |
| RP 4   | 4 mm      | ≥ 93.5       | 30/30                      |
|        | 5 mm      | ≥ 92.5       | 37/37                      |

### Mirror Coating System

Layer System: Ag / Cu / low Pb protective lacquers/lead-free top coat

### Durability of silver coating system

Resistance to humidity as per DIN EN ISO 6720-2 CH: 480 h  
 Resistance to salt spray test DIN EN ISO 9227 NSS: 480 h  
 Resistance to CASS test DIN EN ISO 9227 CASS: 120 h  
 Stability in climatic cycling test DIN EN ISO 6270-2 CH\*: 10 cycles

### Visual Characteristics

Total visual defects effecting the performance: ≤ 0.01 %  
 Corners on mirror may be rounded to radius of max. 20 mm

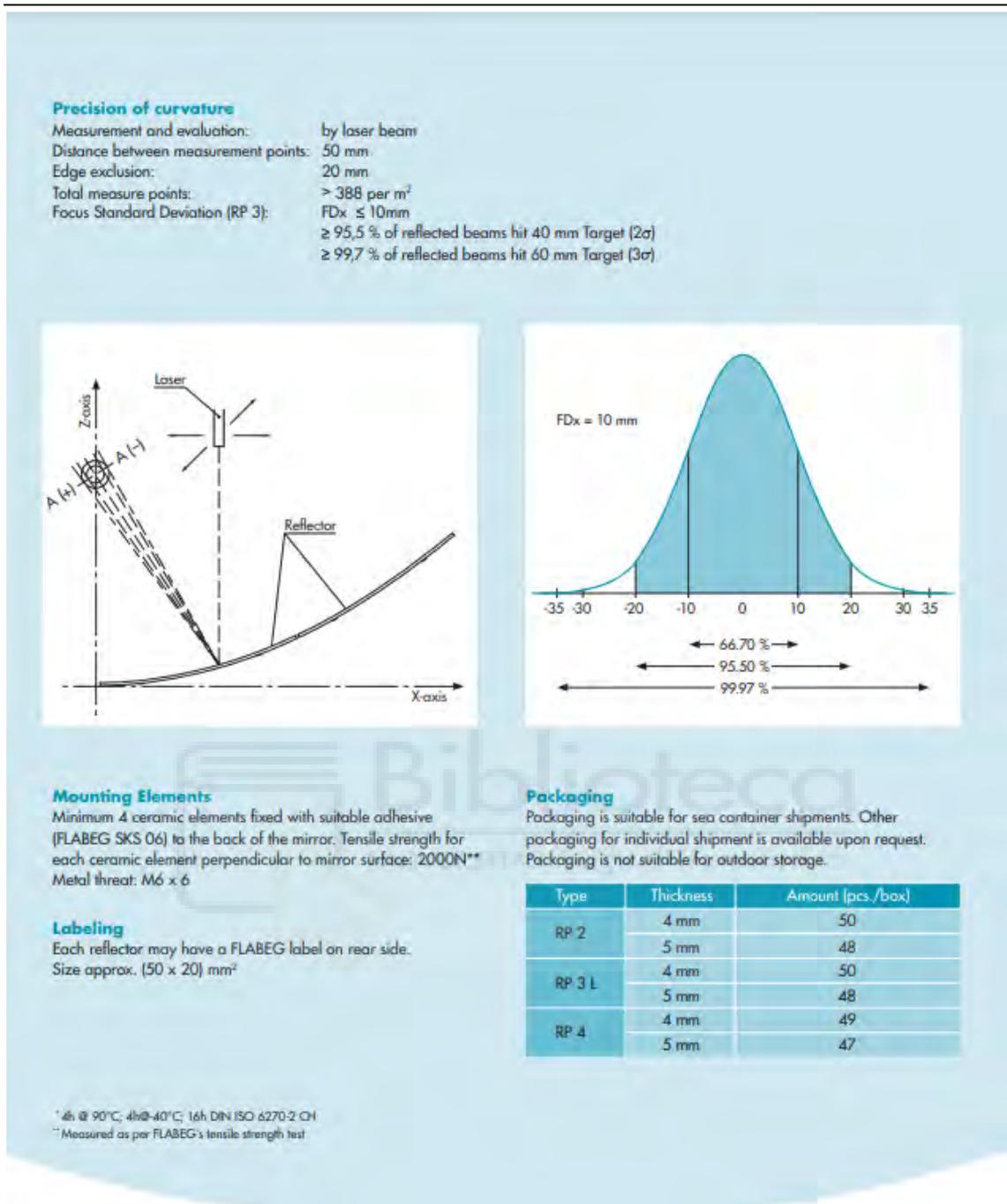


Figura 23. Ficha técnica del espejo RP3 de Flabeg.



Figura 24. Imagen y esquema del colector SenerTrough (SNT-1), Fredriksson (2019)

### Campo solar (Receptor)

|   |                      |
|---|----------------------|
| <b>Receiver Working Fluid</b>                         | Thermal Oil          |
| <b>Receiver Working Fluid Category</b>                | Thermal oil/organics |
| <b>Solar Field or Receiver Inlet Temperature (C)</b>  | 293°C                |
| <b>Solar Field or Receiver Outlet Temperature (C)</b> | 393°C                |
| <b>Receiver Manufacturer</b>                          | Schott, Germany      |
| <b>Receiver Model</b>                                 | PTR 70               |

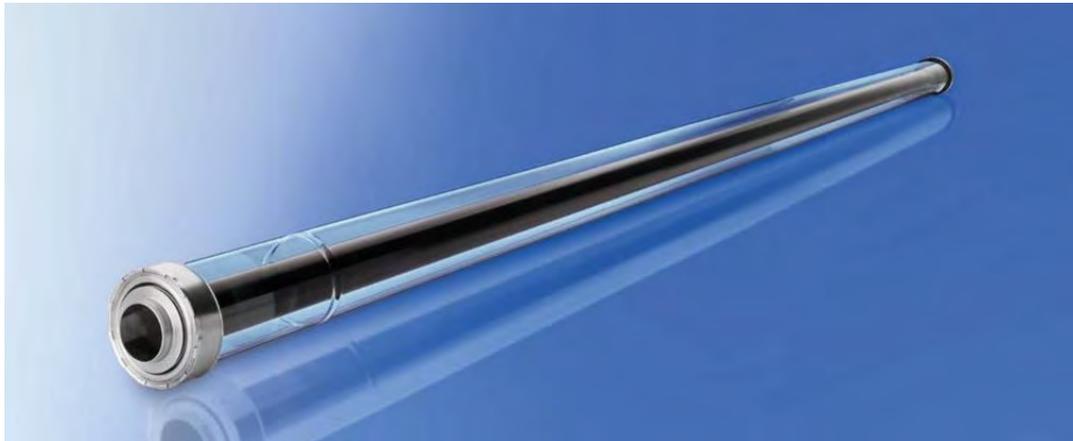
Tabla 6. Características del receptor y fluido térmico.

Con relación al receptor, es el modelo SCHOTT PTR®70 diseñado para su uso en plantas de energía de última generación que operan con fluidos de transferencia de calor a base de aceite a temperaturas de hasta 400°C. La información mostrada en su catálogo destaca por:

**Rendimiento óptico superior:** Según mediciones realizadas en DLR (Centro Aeroespacial Alemán), el receptor de cuarta generación de SCHOTT muestra un rendimiento óptico un 6% superior al estándar de la industria. Esto significa que el receptor es más eficiente en la captación y concentración de la luz solar, lo que se traduce en una mayor producción de energía.

**Bajas pérdidas de calor:** Las mediciones de pérdidas de calor, realizadas en una prueba interlaboratorios por SCHOTT Solar CSP en cooperación con

NREL (Laboratorio Nacional de Energías Renovables de EE. UU.) y DLR, confirmaron una pérdida de calor de menos de 250 W/m<sup>2</sup> a temperaturas de trabajo (400 °C). Esto es crucial para mantener la eficiencia y las altas temperaturas de funcionamiento, ya que minimiza la energía que se pierde en forma de calor.



**Technical specification**

| Components          | Specification   |
|---------------------|---|
| Dimension           | <ul style="list-style-type: none"> <li>length: 4060 mm at 20 °C ambient temperature (159.8 inches at 68 °F)</li> <li>aperture length: &gt; 96.7% of the bulk length at 350 °C / 662 °F working temperature</li> </ul>   |
| Absorber            | <ul style="list-style-type: none"> <li>outer diameter: 70 mm / 2.75 inches</li> <li>steel-type: DIN 1.4541 or similar</li> <li>solar absorptance:                             <ul style="list-style-type: none"> <li><math>\alpha_{100} \geq 95.5\%</math></li> <li><math>\alpha_{350} \geq 96\%</math></li> </ul> </li> <li>thermal emittance: <math>\epsilon \leq 9.5\%</math></li> </ul> |
| Glass envelope      | <ul style="list-style-type: none"> <li>Borosilicate glass</li> <li>outer diameter: 125 mm / 4.9 inches</li> <li>antireflective coating</li> <li>solar transmittance: <math>\tau \geq 97\%</math></li> </ul>   |
| Thermal losses      | <ul style="list-style-type: none"> <li>in conjunction with SCHOTT Solar CSP patented shields</li> <li>&lt; 250 W/m (@ 400 °C)</li> <li>&lt; 165 W/m (@ 350 °C)</li> <li>&lt; 110 W/m (@ 300 °C)</li> <li>&lt; 70 W/m (@ 250 °C)</li> </ul>  |
| Vacuum              | <ul style="list-style-type: none"> <li>residual gas pressure: <math>\leq 10^{-3}</math> mbar</li> </ul>   |
| Heat transfer fluid | <ul style="list-style-type: none"> <li>non-corrosive thermal oil with an effective partial pressure of dissolved Hydrogen of <math>p_{H_2} &lt; 30</math> Pa</li> </ul>   |
| Operating pressure  | <ul style="list-style-type: none"> <li><math>\leq 41</math> bar (absolute)</li> </ul>   |

**Thermal losses**

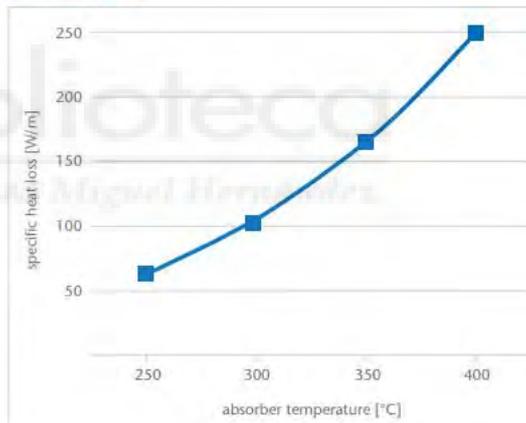


Figura 25. Ficha técnica del receptor Schott PTR 70.

El fluido térmico de trabajo en el campo solar, Heat Transfer Fluid (HTF) es el denominado comercialmente como DOWTHERM™ A de la compañía Dow.

DOWTHERM™ A, un fluido de transferencia de calor es una mezcla eutéctica de dos compuestos muy estables, bifenilo (C<sub>12</sub>H<sub>10</sub>) y óxido de difenilo (C<sub>12</sub>H<sub>10</sub>O). Estos compuestos tienen prácticamente las mismas presiones de vapor, por lo que la mezcla puede manipularse como si fuera un solo compuesto. El fluido DOWTHERM A puede utilizarse en sistemas que emplean calentamiento en fase líquida o en fase de vapor.

La temperatura de congelación del fluido térmico es de 12°C. Sin embargo, se considera por motivos de seguridad que la temperatura del fluido térmico nunca será inferior a 65°C. La cantidad total aproximada de fluido de transferencia de calor en el sistema es del orden de 1.350 toneladas.

A continuación, se muestran las principales propiedades físicas del fluido térmico DOWTHERM A.

| <b>Composition</b><br>Diphenyl Oxide/Biphenyl Blend |                        |                              |
|---|------------------------|------------------------------|
| <b>Color</b>  | Clear to light yellow  |                              |
| <b>Property</b>                                     | <b>SI Units</b>        | <b>English Units</b>         |
| <b>Freeze Point</b>                                 | 12.0°C                 | 53.6°F                       |
| <b>Atmospheric Boiling Point</b>                    | 257.1°C                | 494.8°F                      |
| <b>Flash Point<sup>1</sup></b>                      | 113°C                  | 236°F                        |
| <b>Fire Point<sup>2</sup></b>                       | 118°C                  | 245°F                        |
| <b>Autoignition Temperature<sup>3</sup></b>         | 599°C                  | 1110°F                       |
| <b>Density at 25°C (75°F)</b>                       | 1056 kg/m <sup>3</sup> | 66.0 lb./ft. <sup>3</sup>    |
| <b>Surface Tension in Air at:</b>                   |                        |                              |
| 20°C (68°F)   | 40.1 Dynes/cm          | 40.1 Dynes/cm                |
| 40°C (104°F)  | 37.6 Dynes/cm          | 37.6 Dynes/cm                |
| 60°C (140°F)  | 35.7 Dynes/cm          | 35.7 Dynes/cm                |
| <b>Estimated Critical Temperature</b>               | 497°C                  | 927°F                        |
| <b>Estimated Critical Pressure</b>                  | 31.34 bar              | 30.93 atm                    |
| <b>Estimated Critical Volume</b>                    | 3.17 l/kg              | 0.0508 ft. <sup>3</sup> /lb. |
| <b>Average Molecular Weight</b>                     |                        | 166.0                        |
| <b>Heat of Combustion</b>                           | 36,053 kJ/kg           | 15,500 Btu/lb.               |

<sup>1</sup>Not to be construed as specifications.

<sup>1</sup>SETA

<sup>2</sup>C.O.C.

<sup>3</sup>ASTM E659-78

Tabla 7. Ficha técnica del fluido térmico (HTF) DOWTHERM A.

### 3.2.2 BLOQUE DE POTENCIA

El bloque de potencia está situado en el centro del emplazamiento de la central termosolar, y es el encargado de transformar la energía térmica, procedente del campo solar y del sistema de almacenamiento, en energía eléctrica. El ciclo

térmico que se utiliza en las centrales termosolares es el ciclo de Rankine con recalentamiento, mejorando así la eficiencia del ciclo térmico y la calidad del vapor. Este ciclo utiliza como fluido de trabajo el agua, que cambia de estado en función de la etapa del ciclo en la que se encuentre, pasando de agua líquida a vapor alternativamente. Los diferentes pasos del ciclo de Rankine que se llevan a cabo en la central termosolar son los siguientes:

El fluido térmico procedente del campo solar pasa por una serie de intercambiadores de calor, generalmente conocido como el tren generador de vapor, que se encargan de transformar el agua líquida en vapor sobrecalentado.

Una vez generado el vapor sobrecalentado, este se expande en la turbina de alta presión. Tras expandirse, el vapor se reconduce al recalentador, obteniéndose así de nuevo vapor sobrecalentado, listo para expandirse en la turbina de baja presión.

Para mejorar el rendimiento del ciclo se emplean hasta 5 intercambiadores cerrados del agua de alimentación que se utilizan como precalentadores. Esto precalentadores se alimentan de 2 extracciones de vapor de la turbina de alta y 3 en la turbina de baja.

Adicionalmente se emplea un calentador abierto del agua de alimentación a modo de desaireador que recibe la primera extracción de la turbina de baja presión

Al llegar al condensador, un intercambiador de calor por donde circulan la mezcla de líquido y vapor resultante de la expansión en la turbina de baja presión y el agua derivada de la torre de refrigeración. A la salida del condensador se encuentran las bombas que impulsan el agua hacia el desgasificador (también conocido como desaireador) y posteriormente hacia el tren generador de vapor, cerrando así el ciclo térmico.

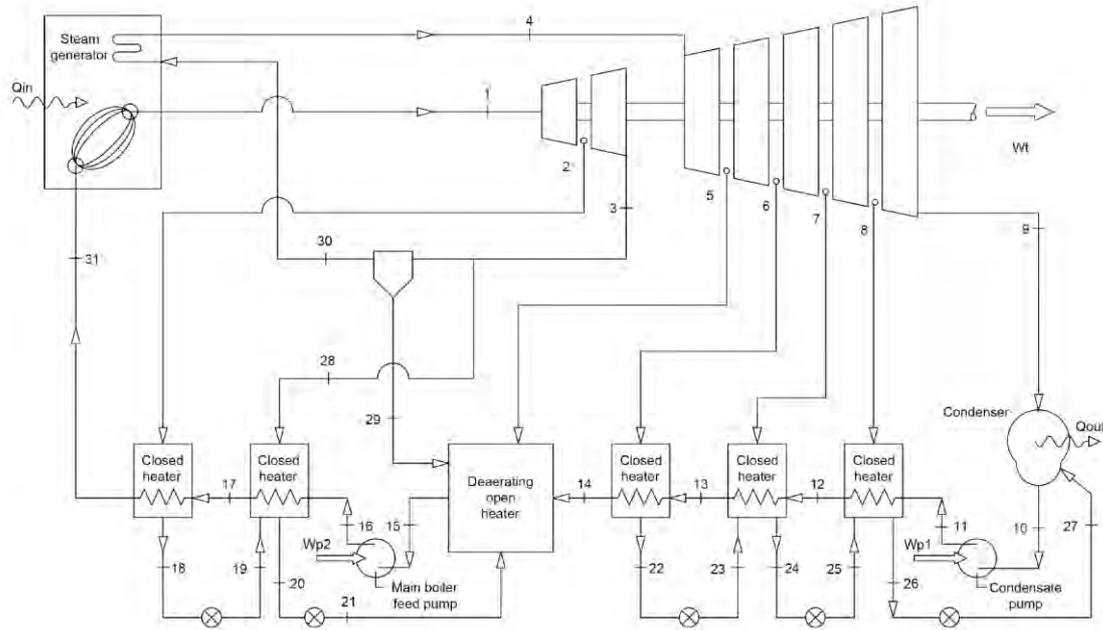


Figura 26. Esquema simplificado del ciclo de Rankine empleado en la Planta Enerstar-Villena.

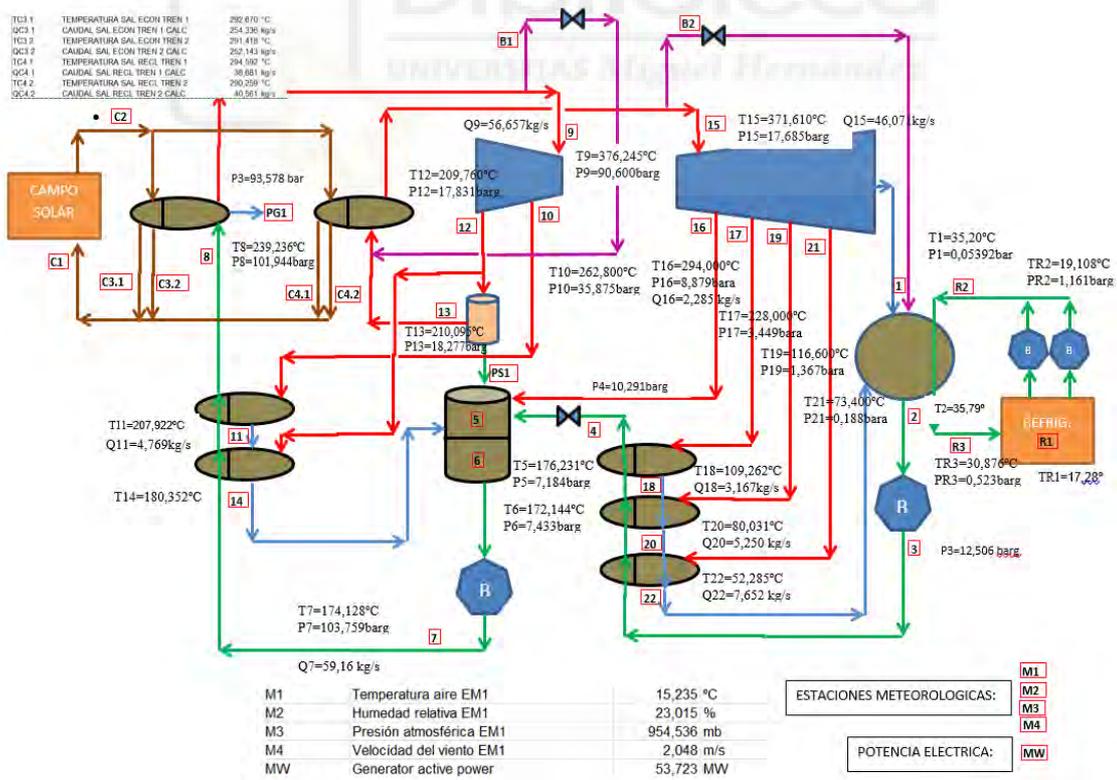


Figura 27. Esquema con datos reales de funcionamiento registrado en el sistema de adquisición de datos de la planta la Planta Enerstar-Villena.

|  |                    |
|--|--------------------|
| <b>Nominal Turbine or Power Cycle Capacity</b> | 50 MW              |
| <b>Turbine Manufacturer</b>                    | MAN Turbo, Germany |
| <b>Power Cycle</b>                             | Steam Rankine      |
| <b>Power Cycle Pressure (Bar)</b>              | 100                |
| <b>Cooling Type</b>                            | Wet                |

Tabla 8. Características del ciclo de potencia.

### 3.2.3 SISTEMA DE CONDENSACIÓN - REFRIGERACIÓN

La condensación del vapor que circula por el bloque de potencia se realiza en un condensador de carcasa y tubos que emplea como foco frío agua recirculada en una torre de refrigeración de tres celdas. La función principal de la torre de refrigeración es suministrar el agua fría necesaria para evacuar el calor no aprovechable en la producción de energía.

Esta unidad es de tipo flujo en contracorriente con flujo de aire inducido (ventilador a la salida). El aire es introducido verticalmente a través de la entrada de aire situada en la parte inferior de la torre, viaja a través del relleno contra la corriente vertical de agua y es descargado a la atmósfera.



Figura 28. Imagen de la torre de refrigeración de la planta la Planta Enerstar-Villena. Marca ESINDUS



CAPÍTULO 3. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENERSTAR-VILLENA

|   |  |                                |              |                              |                  |              |                |
|---|--|--------------------------------|--------------|------------------------------|------------------|--------------|----------------|
| Fire propagation Ratio:<br>1/7 (100%) at design   |  | 43 or less according to ASHRAE |              |                              |                  |              |                |
|   |  |                                |              |                              |                  |              |                |
| <b>NOZZLE SCHEDULE (Total):</b>   |  | <b>Quantity:</b>               | <b>Size:</b> | <b>Rating:</b>               | <b>Quantity:</b> | <b>Size:</b> | <b>Rating:</b> |
| Water Inlet:  |  |                                |              |                              |                  |              |                |
| Water Outlet:   |  |                                |              |                              |                  |              |                |
| Drain:  |  |                                |              |                              |                  |              |                |
| Overflow:   |  |                                |              |                              |                  |              |                |
| <b>COMMENTS AND REMARKS:</b>  |  |                                |              | <b>COMMENTS AND REMARKS:</b> |                  |              |                |
| 1) Basin heater to maintain the water temperature 4 °C at ambient temperature 10 °C.                          |  |                                |              |                              |                  |              |                |
| 2) Two cooling tower fans will be designed for two-speed operation and one of them for frequency regulation.  |  |                                |              |                              |                  |              |                |
| 3) Center line of hot water inlet to cooling tower shall be at a height of 0,75 m over basin top of concrete. |  |                                |              |                              |                  |              |                |

Tabla 9. Ficha técnica de la torre de refrigeración disponible en la Planta termosolar.

La regulación del flujo másico de aire se realiza mediante 3 ventiladores (1 por celda) disponiendo uno de ellos de variador de frecuencia y los otros dos ventiladores regulados por dos escalones (50%/100%).

|   |                 |             |                               |  |         |
|---|-----------------|-------------|-------------------------------|--|---------|
| <b>Howden Cooling Fans</b><br>P.O.Box 975, 7550 AZ Hengelo, The Netherlands<br>Phone +31 (0)74 2556000 / Fax +31 (0)74 2556060<br>www.howdencoolingfans.com |                 |             |                               | <br><b>Howden</b> |         |
| CF-P20 V6.07 16 jun 2010  |                 |             |                               | http://www.howdencoolingfans.com   |         |
| <b>Input data</b>   |                 |             |                               |  |         |
| Application   | : Cooling tower |             | Installation type             | : Induced Draught  |         |
| Air flow  | : 620,2         | [m³/s]      | Mounting orientation          | : vertical shaft; hub at outlet  |         |
| Fan Static Pressure   | : 152,8         | [Pa]        | Fan inlet shape               | : Bell, L/D = 0.15   |         |
| Inlet temperature   | : 33,5          | [°C]        | Diffusor length               | : 350  | [mm]    |
| Air density   | : 1,056         | [kg/m³]     | Diffusor cone angle           | : 7,5  | [°]     |
| Fan diameter  | : 32            | [ft]        | No extra obstacles calculated |  |         |
| Fan blade type  | : ENF           |             |                               |  |         |
| Blade number  | : 6             |             |                               |  |         |
| Fan speed   | : 119,4         | [R/min]     |                               |  |         |
| Fan clearance   | : 0,01          | (2S/FanDia) |                               |  |         |
| Crosswind   | : 0,0           | [m/s]       |                               |  |         |
| <b>Selection result: 32 ENF 6 fan model</b>   |                 |             |                               |  |         |
| Blade tip speed   | : 61,0          | [m/s]       | Static efficiency             | : 67,1   | [%]     |
| Fan speed   | : 119,4         | [R/min]     | Total efficiency              | : 82,6   | [%]     |
| Blade tip angle   | : 10,7          | [°]         | Fan shaft power               | : 140,3  | [kW]    |
|   |                 |             | Pressure margin [%]           | : 35,1 <sup>1</sup> / 25,2 <sup>2</sup>  |         |
|   |                 |             | Air flow margin [%]           | : 16,2 <sup>1</sup> / -39,6 <sup>2</sup>   |         |
|   |                 |             | <sup>1</sup> according to API | <sup>2</sup> at selected blade angle   |         |
| Fan must be operated at specified fan speed and blade angle! Adjusting these variables after installation requires running a new selection.                 |                 |             |                               |  |         |
| Impeller Sound Power Level  | : 107,4         | [dB(A)]     | <b>Sound power spectrum</b>   |  |         |
| Sound due to inlet shape  | : 0,0           | [dB(A)]     | Octave                        | PWL  | PWL(A)  |
| Sound due to inlet obstacles  | : 0,0           | [dB(A)]     | [Hz]                          | [dB]   | [dB(A)] |
| Sound due to outlet obstacles   | : 0,0           | [dB(A)]     | 63                            | 112,5  | 86,3    |
| Total Sound Power Level   | : 107,4         | [dB(A)]     | 125                           | 112,5  | 96,4    |
|   |                 |             | 250                           | 108,5  | 99,9    |
| SPL 1m beside outlet  | : 80,0          | [dB(A)]     | 500                           | 105,5  | 102,3   |
| SPL 1m above outlet at 45°  | : 82,8          | [dB(A)]     | 1000                          | 102,5  | 102,5   |
| SPL 1m above outlet   | : 87,1          | [dB(A)]     | 2000                          | 94,5   | 95,7    |
| SPL 1m below cooler unit  | : 83,8          | [dB(A)]     | 4000                          | 90,5   | 91,5    |
|   |                 |             | 8000                          | 86,5   | 85,4    |
| Tolerance on sound level values ± 2 [dB].<br>Reflections not considered!  |                 |             |                               |  |         |

Figura 29. Ficha técnica del ventilador empleado en la torre de refrigeración

3.3 CLIMA DE VILLENA E IDONEIDAD DE LA LOCALIZACIÓN

La central se localiza en el término municipal de Villena, Alicante, en una de las zonas con mayor índice de insolación del levante peninsular.

El emplazamiento se encuentra situado entre importantes infraestructuras como son la autovía A-31, la carretera N-334, el trazado del AVE Madrid-Alicante, y el centro penitenciario Alicante II. Por el Sur de la instalación discurre la carretera CV-656 desde la que se accede a la planta.

La instalación es capaz de abastecer energía eléctrica a toda la comarca del Alto Vinalopó. Energía limpia no contaminante: se evitará la emisión de 4,3 millones de toneladas de CO<sub>2</sub> durante el periodo de vida útil de la planta.

Villena, situada en la provincia de Alicante, se caracteriza por un clima semiárido frío, clasificado como BSk según la clasificación climática de Köppen-Geiger. La temperatura media anual es de 15,6 °C, con precipitaciones que rondan los 430 mm al año.

Temperaturas:

Verano: Los meses de junio a septiembre presentan temperaturas cálidas y agradables, con máximas que pueden alcanzar los 31 °C.

Invierno: De diciembre a febrero, las temperaturas son más frías, con mínimas que pueden descender hasta -2 °C.

Precipitaciones: Las lluvias en Villena son escasas y se distribuyen de manera irregular a lo largo del año. Aunque 2024 fue considerado un año húmedo en España, regiones como Alicante continuaron experimentando sequías, con precipitaciones un 31% por debajo de lo normal.

Tendencias recientes: En los últimos años, se ha observado una tendencia al aumento de las temperaturas en la región. El año 2024 fue uno de los más cálidos registrados en España, con una temperatura media de 15 °C, y se registraron tres olas de calor durante el verano.

A continuación, se muestran los valores climáticos normales para Alicante extraídos de la AEMET siendo el periodo de referencia de 1991-2020:

| Mes          | Precipitación (mm) | T. Media Mínima (°C) | T. Medio (°C) | Temperatura media máxima (°C) |
|--------------|--------------------|----------------------|---------------|-------------------------------|
| Enero        | 41.1               | 4.7                  | 9.5           | 14.4                          |
| Febrero      | 30.4               | 5.2                  | 10.3          | 15.3                          |
| Marzo        | 41.2               | 7.1                  | 12.5          | 17.8                          |
| Abril        | 42.4               | 9.1                  | 14.6          | 20.1                          |
| Mayonesa     | 31.6               | 12.3                 | 18.0          | 23.7                          |
| Junio        | 16.4               | 16.2                 | 22.2          | 28.1                          |
| Julio        | 4.2                | 19.1                 | 25.1          | 31.1                          |
| Agosto       | 15.5               | 19.5                 | 25.4          | 31.2                          |
| Septiembre   | 51.4               | 16.5                 | 21.9          | 27.3                          |
| Octubre      | 46.7               | 12.8                 | 17.9          | 23.0                          |
| Noviembre    | 49.4               | 8.4                  | 13.1          | 17.8                          |
| Diciembre    | 43.7               | 5.7                  | 10.3          | 15.0                          |
| <b>Anual</b> | <b>414.0</b>       | <b>11.4</b>          | <b>16.7</b>   | <b>22.1</b>                   |

Tabla 10. Valores climáticos normales (Alicante). Fuente AEMET.

La elección de la ubicación de la central termosolar de cilindro parabólica (CCP) en la localidad de Villena se fundamentó en una serie de ventajas técnicas y logísticas que favorecen su viabilidad y operativa. A continuación, se detallan los aspectos más relevantes que justifican esta elección:

- Disponibilidad de terreno: La zona ofrece un amplio terreno de hasta 1.000 ha, mucho más que suficiente para instalar una planta termosolar de gran capacidad.
- Terreno adecuado: El terreno es prácticamente plano, con una pendiente mínima, lo que facilita la instalación de la planta y reduce los costos de construcción.
- Accesibilidad y comunicaciones: Villena cuenta con buenas conexiones por carretera, especialmente a través de la A-31, que conecta directamente con otras ciudades importantes de la región, y está a poca distancia de la estación de tren de alta velocidad (AVE), lo que facilita el acceso tanto para el personal como para los suministros. Además, el aeropuerto de Alicante se encuentra a menos de 80 km.
- Excelente recurso solar: La radiación solar directa en Villena alcanza los 2.300 kWh/m<sup>2</sup>/año, lo que supera el umbral de 2.000 kWh/m<sup>2</sup>/año recomendado para este tipo de instalaciones, garantizando un recurso solar de alta calidad.

- Condiciones climáticas favorables: La región disfruta de un clima mediterráneo, con temperaturas suaves, poca lluvia anual y vientos moderados, lo que crea un ambiente ideal para la operación de la planta termosolar.
- Proximidad a recursos hídricos: En las cercanías de la zona se encuentran fuentes de agua suficientes para el funcionamiento de la planta, asegurando un suministro constante.
- Impacto económico positivo: La construcción y operación de la planta termosolar proporcionará nuevos puestos de trabajo y contribuirá al desarrollo económico de Villena y sus alrededores, mejorando la economía local y obteniendo el respaldo de la comunidad para el proyecto.



# **CAPÍTULO 4**

## **MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLENA -SOFTWARE System Advisor Model (SAM) del National Renewable Energy Laboratory (NREL)**

### **4 MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLENA-SOFTWARE System Advisor Model (SAM) del National Renewable Energy Laboratory (NREL).**

#### **4.1 OBJETIVO**

El objetivo de este capítulo es la descripción del modelo térmico de simulación de la planta termosolar de Villena. El software empleado es SAM (System Advisor Model) desarrollado por el NREL (National Renewable Energy Laboratory). Esta es una herramienta de modelado y simulación diseñada para facilitar la evaluación de proyectos de energías renovables. SAM permite a usuarios, como ingenieros, investigadores, desarrolladores de proyectos y analistas financieros, realizar análisis detallados de costes, rendimiento energético y viabilidad económica de sistemas solares, eólicos, geotérmicos y otras tecnologías renovables. En particular es el software de referencia en el campo termosolar a nivel científico y técnico. En primer lugar, se presenta una visión general del software y a continuación, se incluye un apartado de recopilación de la información disponible de la planta termosolar Enerstar-Villena

definida como variables de entrada al programa. En el siguiente capítulo se describirá en detalle el proceso de validación del modelo construido en SAM2022. Para ello se emplearán valores experimentales tanto de condiciones ambientales referidas a 2024, como de producción eléctrica obtenidos en la planta real.

Este capítulo se cita directamente desde el Trabajo de Fin de Grado desarrollado por Portales, R. (2025).

#### **4.2 SAM (System Advisor Model)**

El System Advisor Model (SAM), desarrollado por el National Renewable Energy Laboratory (NREL), es una herramienta robusta y versátil que ha ganado reconocimiento por su aplicación en el modelado y evaluación de sistemas de energía renovable. SAM es una herramienta versátil que permite simular una amplia gama de instalaciones de energía renovable, incluyendo:

- Sistemas fotovoltaicos (PV): Desde pequeños sistemas residenciales en tejados hasta grandes plantas a escala de servicios públicos.
- Sistemas de energía eólica: Modelos de turbinas eólicas individuales y parques eólicos completos.
- Sistemas de energía solar de concentración (CSP): Incluye modelado de plantas de colectores cilindro-parabólicos, torres solares de concentración y otros tipos de sistemas CSP.
- Sistemas de almacenamiento de baterías: Modelado de baterías de iones de litio, plomo-ácido y de flujo para diversas aplicaciones.
- Celdas de combustible: Simulación de sistemas de celdas de combustible para la generación de energía.
- Sistemas de energía geotérmica: Modelado de plantas de energía geotérmica para la producción de electricidad.
- Sistemas de biomasa: Simulación de plantas de combustión de biomasa para la generación de energía.
- Además de estas tecnologías de energía renovable, SAM también puede modelar sistemas híbridos que combinan múltiples fuentes de energía, así como sistemas de cogeneración que producen tanto electricidad como calor útil.

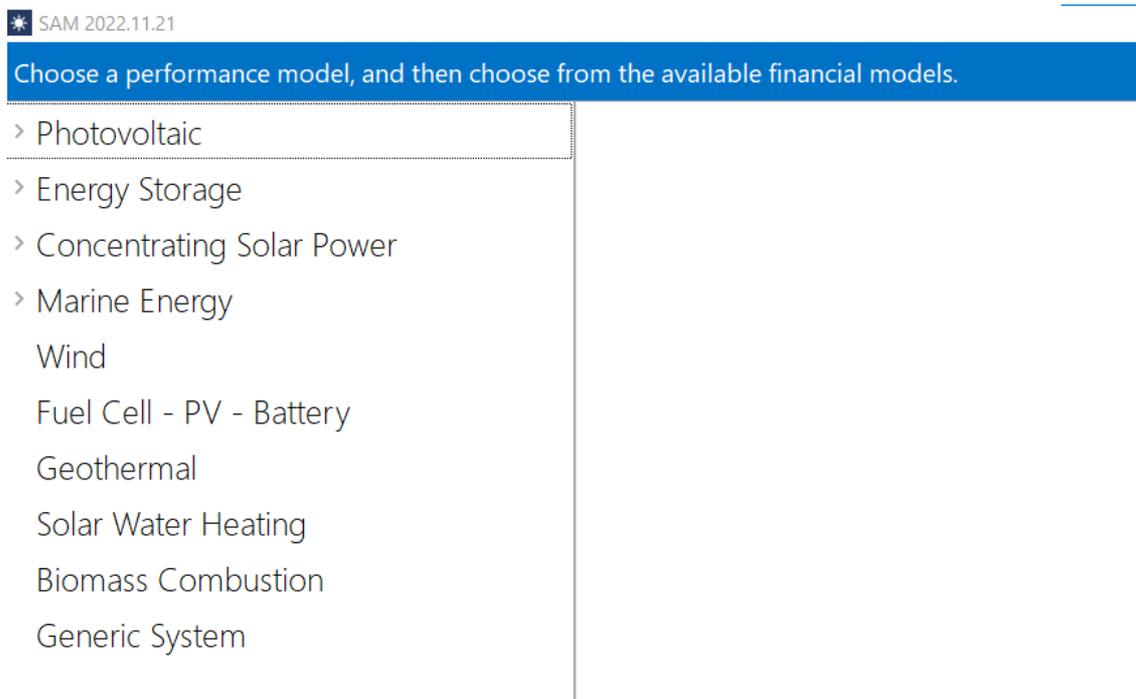


Figura 30. Pantalla de inicio de selección de la tecnología renovable de SAM.

### ***Módulos y configuraciones disponibles en SAM para plantas termosolares***

SAM ofrece múltiples modelos específicos para la energía termosolar, que incluyen:

- Reflectores cilindro-parabólicos: Este modelo simula sistemas que concentran la radiación solar en tubos receptores llenos de fluido térmico.
- Torres solares: Simula instalaciones que concentran la luz solar en un receptor central para calentar un medio como sal fundida.
- Discos parabólicos: Diseñados para aplicaciones de menor escala o distribuidas.
- Fresnel lineal: Un modelo más compacto y menos costoso, ideal para aplicaciones específicas.

Cada una de estas tecnologías tiene diferentes requisitos de diseño y rendimiento, y SAM permite explorar las características particulares de cada configuración.

### ***Cálculo del rendimiento energético***

El software permite a los usuarios introducir datos específicos, como:

- Ubicación y recurso solar: Utilizando bases de datos como NSRDB (National Solar Radiation Database), SAM accede a información detallada

sobre irradiancia directa normal (DNI), un factor crucial para los sistemas termosolares.

- **Diseño del sistema:** Los usuarios pueden configurar parámetros como la geometría del campo de espejos, la capacidad del receptor, los ciclos termodinámicos empleados y la integración con sistemas de almacenamiento térmico.
- **Almacenamiento térmico:** SAM incluye opciones para evaluar sistemas de almacenamiento de energía, como sal fundida, que permiten extender la generación eléctrica más allá de las horas de insolación.
- **Mediante simulaciones horarias o subhorarias,** SAM calcula el rendimiento energético esperado de un sistema CSP basado en las condiciones climáticas locales y las características del diseño.

### ***Evaluación financiera***

Una característica clave de SAM es su capacidad para realizar análisis financiero detallado. En proyectos de energía termosolar, esto incluye:

**Costes de inversión:** SAM permite detallar los costos iniciales de equipos, instalación y desarrollo del proyecto.

**Costes operativos:** Incluyen mantenimiento, consumo de agua, reemplazo de componentes y otros gastos recurrentes.

**Ingresos proyectados:** Basados en tarifas eléctricas, esquemas de incentivos gubernamentales y contratos de compra de energía (PPAs).

**Análisis de sensibilidad:** Permite evaluar el impacto de variaciones en factores como los costos del combustible, las tasas de descuento y las condiciones climáticas.

Estos análisis ayudan a determinar indicadores clave como la Tasa Interna de Retorno (TIR), el Valor Presente Neto (VPN) y el costo nivelado de la energía (LCOE).

#### **4.2.1 MODELOS DISPONIBLES SAM PARA PLANTAS CSP**

El System Advisor Model (SAM) de NREL ofrece dos enfoques principales para la simulación de plantas termosolares de colectores cilindro parabólicos: modelos físicos y modelos empíricos. A continuación, se detallan las diferencias entre ambos:

#### Modelos Físicos:

- Enfoque: Basados en principios fundamentales de transferencia de calor, termodinámica y óptica.
- Detalle: Requieren información detallada sobre el diseño de la planta, incluyendo geometría de los colectores, propiedades de los materiales, características del receptor, etc.
- Precisión: Potencialmente más precisos si se cuenta con datos de entrada precisos y se comprenden bien los procesos físicos involucrados.
- Complejidad: Mayor complejidad en la configuración y mayor demanda de datos.
- Uso: Útiles para diseño detallado, análisis de rendimiento y optimización de plantas.

#### Modelos Empíricos:

- Enfoque: Basados en datos experimentales y relaciones matemáticas ajustadas a esos datos.
- Detalle: Requieren menos información detallada sobre el diseño de la planta.
- Precisión: La precisión depende de la calidad y representatividad de los datos experimentales utilizados.
- Complejidad: Menor complejidad en la configuración y menor demanda de datos.
- Uso: Útiles para estudios de viabilidad, análisis de sensibilidad y evaluaciones rápidas del rendimiento.

Para el desarrollo del presente TFG se ha seleccionado la opción de Modelado físico de SAM. En el siguiente apartado se describe cada una de las secciones de dicho modelo y la información de entrada referida a la CSP Enerstar-Villena. Una explicación detalla del modelado físico se puede consultar en el manual de ayuda de SAM, Wagner y Gilman, (2011).

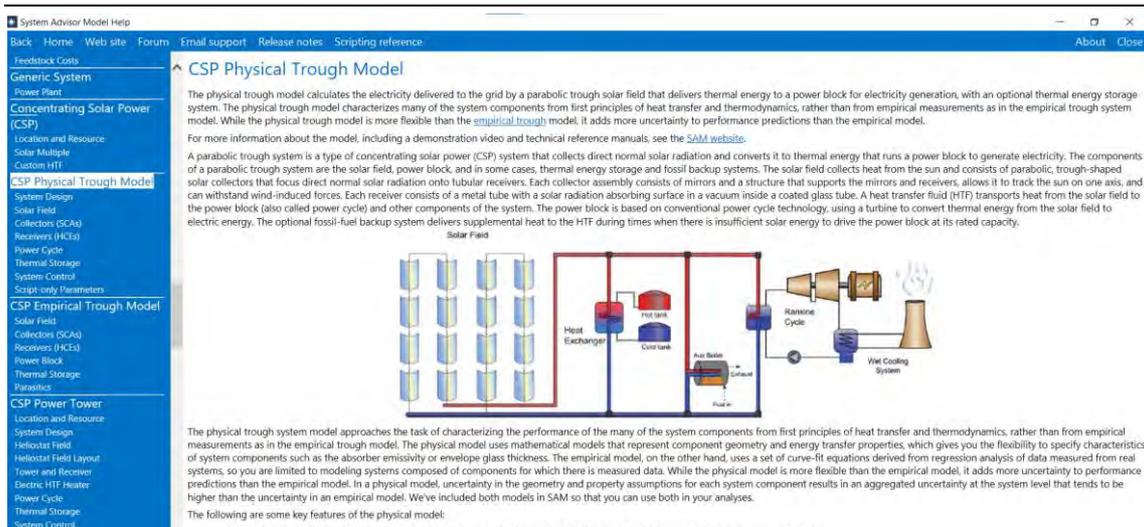


Figura 31. Captura de pantalla de la ayuda de SAM.

### 4.3 RECOPILOCIÓN DE DATOS TÉCNICOS LA PLANTA ENERSTAR-VILLENA PARA SAM

En este apartado recopilamos el conjunto de datos de partida que requiere SAM referidos a la información planta termosolar Enerstar-Villena mostrada en el Capítulo 3. Se ha preferido respetar la terminología en inglés que aparece en el programa por no cruzar conceptos.

#### 4.3.1 UBICACIÓN Y RECURSO

Para completar el apartado de ubicación datos climáticos se ajustan a formato los datos climáticos suministrados medidos en la planta termosolar de Villena a lo largo de 2024. Partiendo de la información suministrada en un archivo de Microfost Excel se genera el archivo compatible con SAM con el software Elements con extensión \*.epw. EPW es el formato utilizado por EnergyPlus, un motor de simulación energética del gobierno de EE.UU. También se puede optar por utilizar muchos formatos de archivo TMY3 y otros formatos de archivo que ya se han convertido al formato.

CAPÍTULO 4. MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLENA-SOFTWARE SAM

| Date/Time             | Dry Bulb Temperature [C] | Wet Bulb Temperature [C] | Atmospheric Pressure [kPa] | Relative Humidity % | Dew Point Temperature [C] | Global Solar [Wh/m2] | Normal Solar [Wh/m2] | Diffuse Solar [Wh/m2] | Wind Speed [m/s] |
|-----------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------|---------------------|---------------------------|----------------------|----------------------|-----------------------|------------------|
| 1989/01/01 @ 00:00:00 | 10.1                     | 7.41                     | 95.3                       | 70                  | 4.9                       | 0                    | 1                    | 0                     | 1.3              |
| 1989/01/01 @ 01:00:00 | 9.5                      | 7.14                     | 95.2                       | 73                  | 4.92                      | 0                    | 1                    | 0                     | 0.4              |
| 1989/01/01 @ 02:00:00 | 8.4                      | 6.39                     | 95.2                       | 76                  | 4.43                      | 0                    | 1                    | 0                     | 0.2              |
| 1989/01/01 @ 03:00:00 | 7.5                      | 5.81                     | 95.2                       | 79                  | 4.11                      | 0                    | 1                    | 0                     | 0.1              |
| 1989/01/01 @ 04:00:00 | 6.8                      | 5.31                     | 95.2                       | 81                  | 3.78                      | 0                    | 1                    | 0                     | 0.6              |
| 1989/01/01 @ 05:00:00 | 6.9                      | 5.57                     | 95.2                       | 83                  | 4.23                      | 0                    | 1                    | 0                     | 0.9              |
| 1989/01/01 @ 06:00:00 | 7.1                      | 5.76                     | 95.1                       | 83                  | 4.43                      | 0                    | 1                    | 0                     | 0.5              |
| 1989/01/01 @ 07:00:00 | 6.5                      | 5.19                     | 95.1                       | 83                  | 3.83                      | 0                    | 1                    | 0                     | 0.5              |
| 1989/01/01 @ 08:00:00 | 6.5                      | 5.19                     | 95.2                       | 83                  | 3.83                      | 5.01                 | 1                    | 5                     | 1.2              |
| 1989/01/01 @ 09:00:00 | 6.8                      | 5.39                     | 95.3                       | 82                  | 3.96                      | 36.17                | 1                    | 36                    | 0.5              |
| 1989/01/01 @ 10:00:00 | 8.6                      | 6.32                     | 95.3                       | 73                  | 4.05                      | 93.31                | 1                    | 93                    | 2.6              |
| 1989/01/01 @ 11:00:00 | 10                       | 6.66                     | 95.4                       | 63                  | 3.29                      | 166.67               | 9                    | 163                   | 3.4              |
| 1989/01/01 @ 12:00:00 | 10.5                     | 6.91                     | 95.4                       | 61                  | 3.31                      | 286.96               | 281                  | 157                   | 3.3              |
| 1989/01/01 @ 13:00:00 | 10.8                     | 6.67                     | 95.3                       | 56                  | 2.38                      | 319.17               | 408                  | 128                   | 5.5              |
| 1989/01/01 @ 14:00:00 | 11.2                     | 6.49                     | 95.3                       | 51                  | 1.43                      | 350.79               | 537                  | 122                   | 6.8              |
| 1989/01/01 @ 15:00:00 | 11.8                     | 6.45                     | 95.2                       | 46                  | 0.54                      | 338.47               | 830                  | 58                    | 6                |
| 1989/01/01 @ 16:00:00 | 12.1                     | 6.48                     | 95.2                       | 44                  | 0.2                       | 189.04               | 695                  | 43                    | 5.9              |
| 1989/01/01 @ 17:00:00 | 11.7                     | 6.16                     | 95.3                       | 44                  | -0.12                     | 32.11                | 255                  | 19                    | 4.2              |
| 1989/01/01 @ 18:00:00 | 9.7                      | 4.95                     | 95.4                       | 48                  | -0.68                     | 4                    | 1                    | 4                     | 3.5              |
| 1989/01/01 @ 19:00:00 | 8.4                      | 4.35                     | 95.4                       | 53                  | -0.54                     | 0                    | 1                    | 0                     | 2.2              |
| 1989/01/01 @ 20:00:00 | 7.7                      | 4.11                     | 95.5                       | 57                  | -0.24                     | 0                    | 1                    | 0                     | 1                |
| 1989/01/01 @ 21:00:00 | 6.5                      | 3.25                     | 95.5                       | 59                  | -0.82                     | 0                    | 1                    | 0                     | 1.2              |

Tabla 11. Captura de pantalla del software Elements para generar el archivo climático.

Una vez cargado el archivo climático en SAM se dispone de una información resumida en forma de tabla y de una aplicación concreta para la visualización de datos pulsando en View Data.

**Weather Data Information**

The following information describes the data in the highlighted weather file from the Solar Resource library above. This is the file SAM will use when you click Simulate.

Weather file: C:\Users\Usuario\Desktop\TFG\SAM\2024\_12DCS\_TMY\_MLM\_validation\_rev.epw View data...

**Header Data from Weather File**

Latitude: 38.72 degrees      Location: 083910  
 Longitude: -0.92 degrees      Data Source: DOE-2 WTH-083910  
 Time zone: GMT 1  
 Elevation: 561 m  
 Time step: 60 minutes

CSP models use a different time convention than NREL NSRDB data. See Help for details.

For NSRDB data, the latitude and longitude shown here from the weather file header are the coordinates of the NSRDB grid cell and may be different from the values in the file name, which are the coordinates of the requested location.

**Annual Averages Calculated from Weather File Data**

|                      |                              |   |
|----------------------|------------------------------|---|
| Global horizontal    | 4.86 kWh/m <sup>2</sup> /day | <b>Optional Data</b>                        |
| Direct normal (beam) | 5.61 kWh/m <sup>2</sup> /day |   |
| Diffuse horizontal   | 1.62 kWh/m <sup>2</sup> /day |   |
| Average temperature  | 16.7 °C                      |   |
| Average wind speed   | 3.0 m/s                      | <small>*NaN indicates missing data.</small> |

Figura 32. Resumen de la información climática del archivo de Enerstar-Villena en 2024.

Dentro del entorno de trabajo se SAM se pueden visualizar las variables meteorológicas en distintos formatos. Desde gráficas horarias, diarias, mapas de calor o promediados mensuales horarios como los que muestran las siguientes figuras para Villena en 2024.

# OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR PARA EL AHORRO DE AGUA EN LA PLANTA ENERSTAR-VILLENA

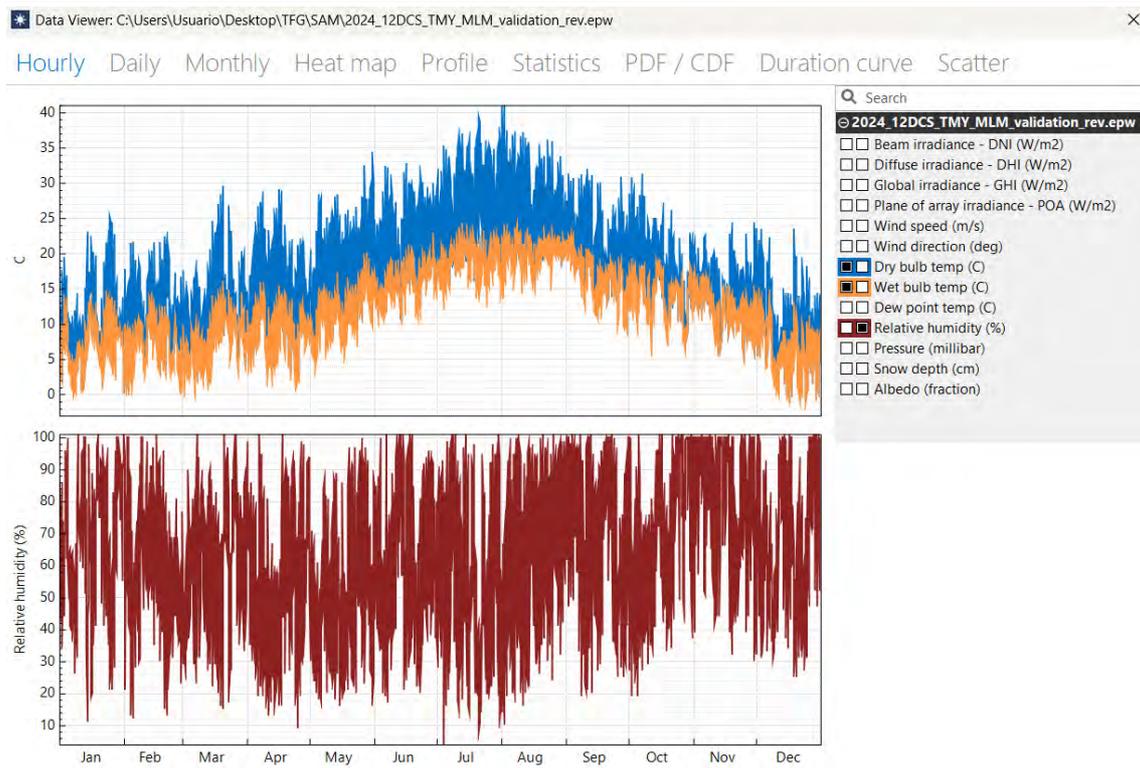


Figura 33. Representación horaria a lo largo del año de variables climáticas.

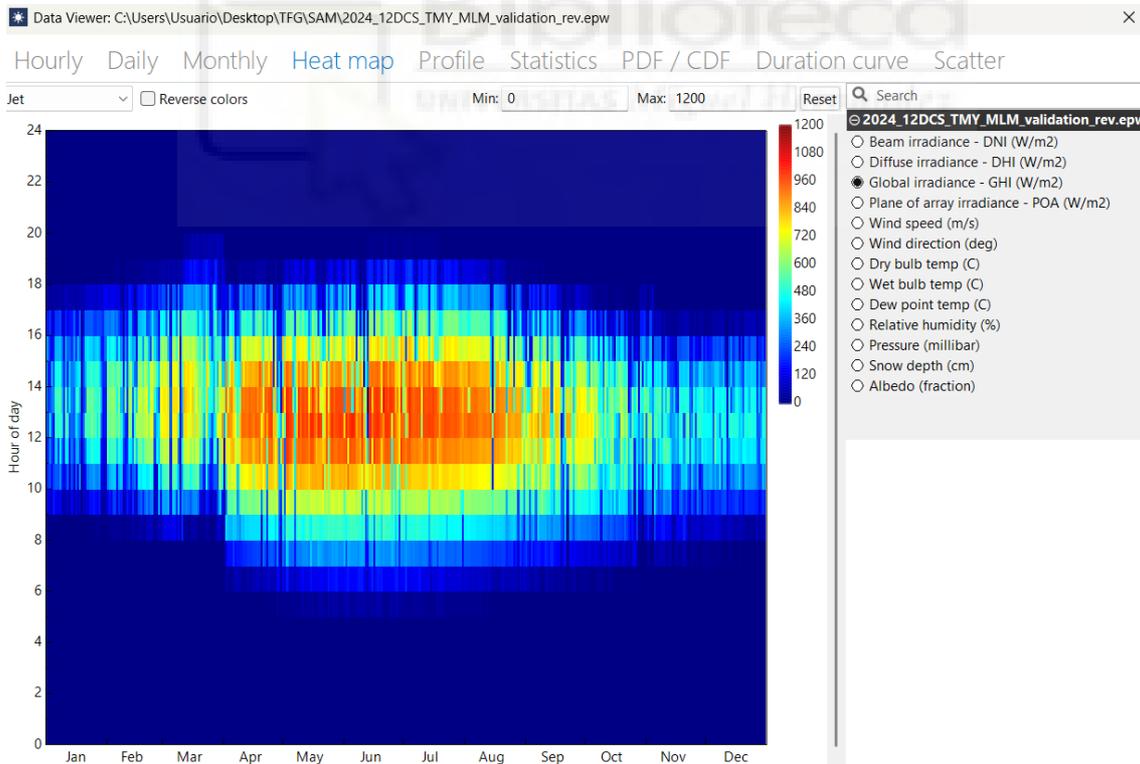


Figura 34. Mapa de calor de la radiación solar horaria a lo largo del año

CAPÍTULO 4. MODELIZACIÓN DE LA PLANTA TERMOSOLAR ENESTAR VILLENA-SOFTWARE SAM

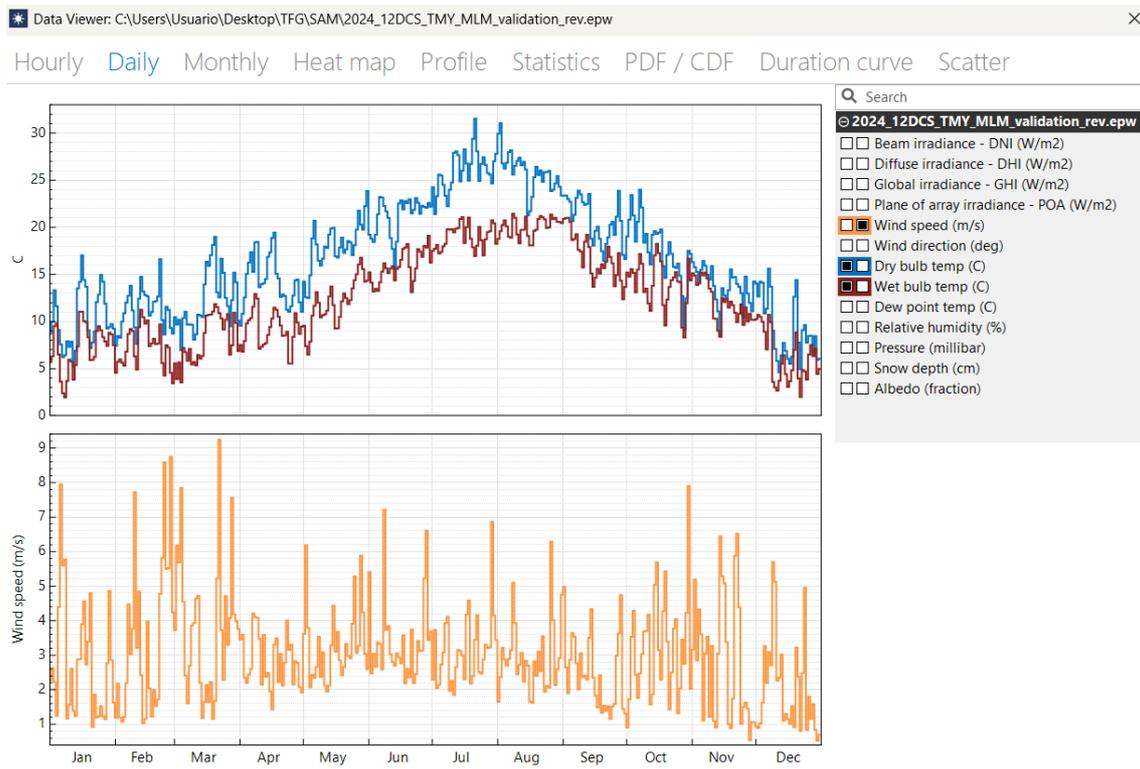


Figura 35. Representación diaria a lo largo del año de variables climáticas.

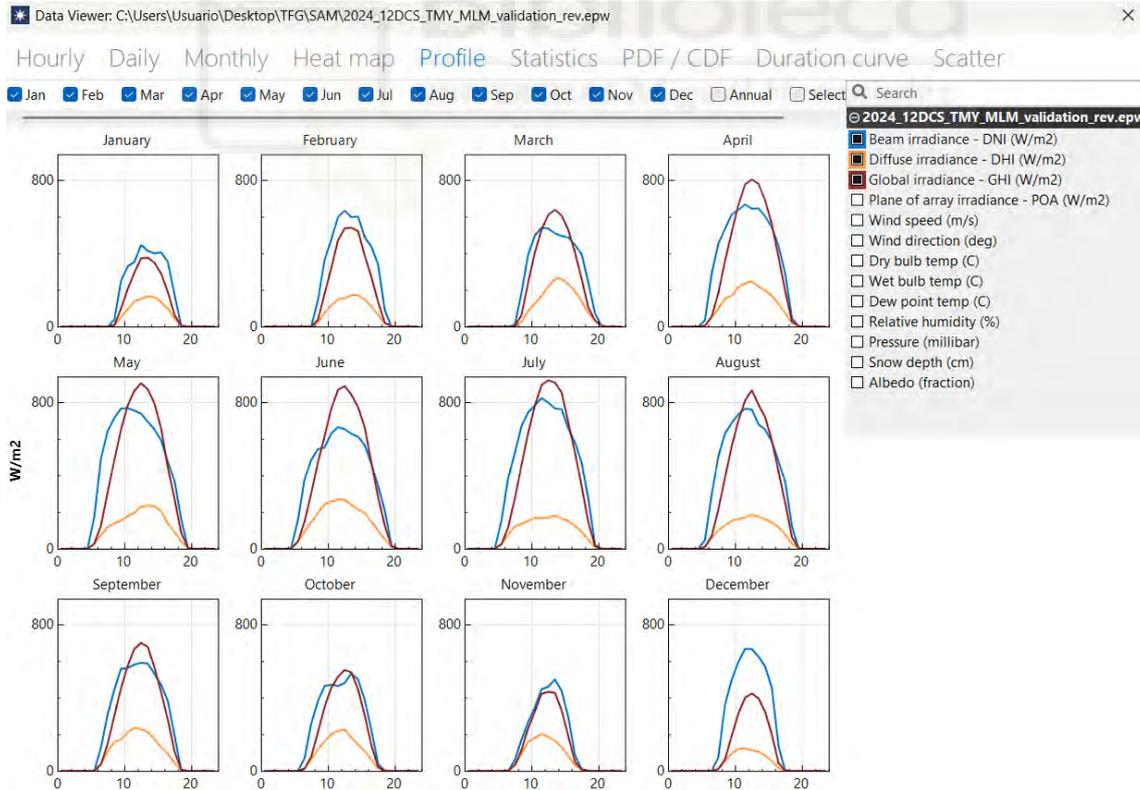


Figura 36. Representación de las componentes de la radiación (Directa, difusa y global) mes a mes.

OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR PARA EL AHORRO DE AGUA EN LA PLANTA ENERSTAR-VILLENA

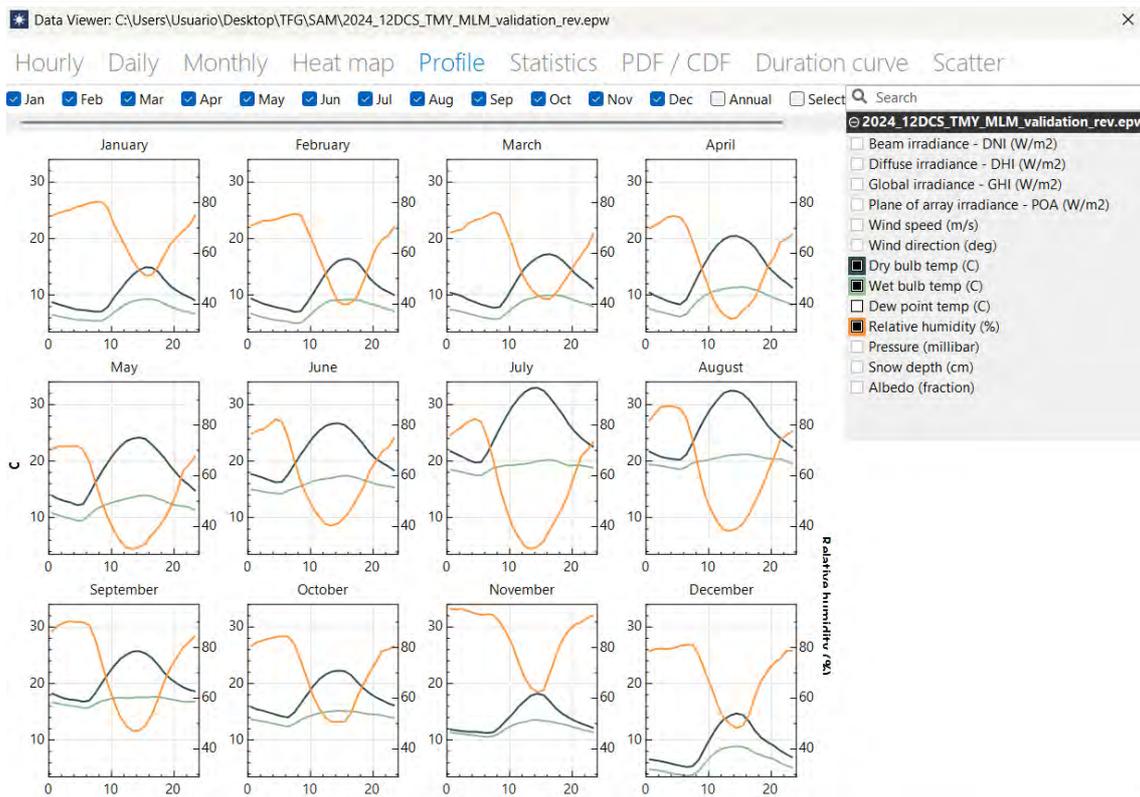


Figura 37. Evolución de las variables psicrométricas ambiente mes a mes.

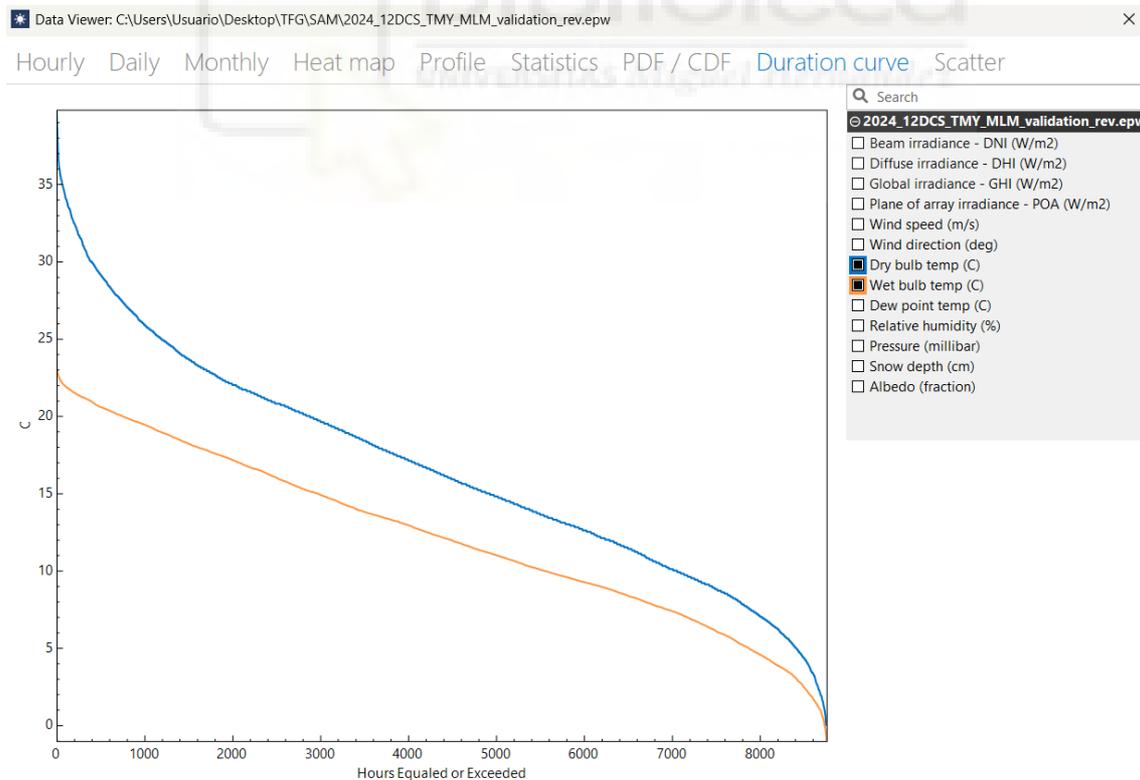


Figura 38. Horas acumuladas por encima de un determinado valor de temperatura seca y temperatura húmeda.

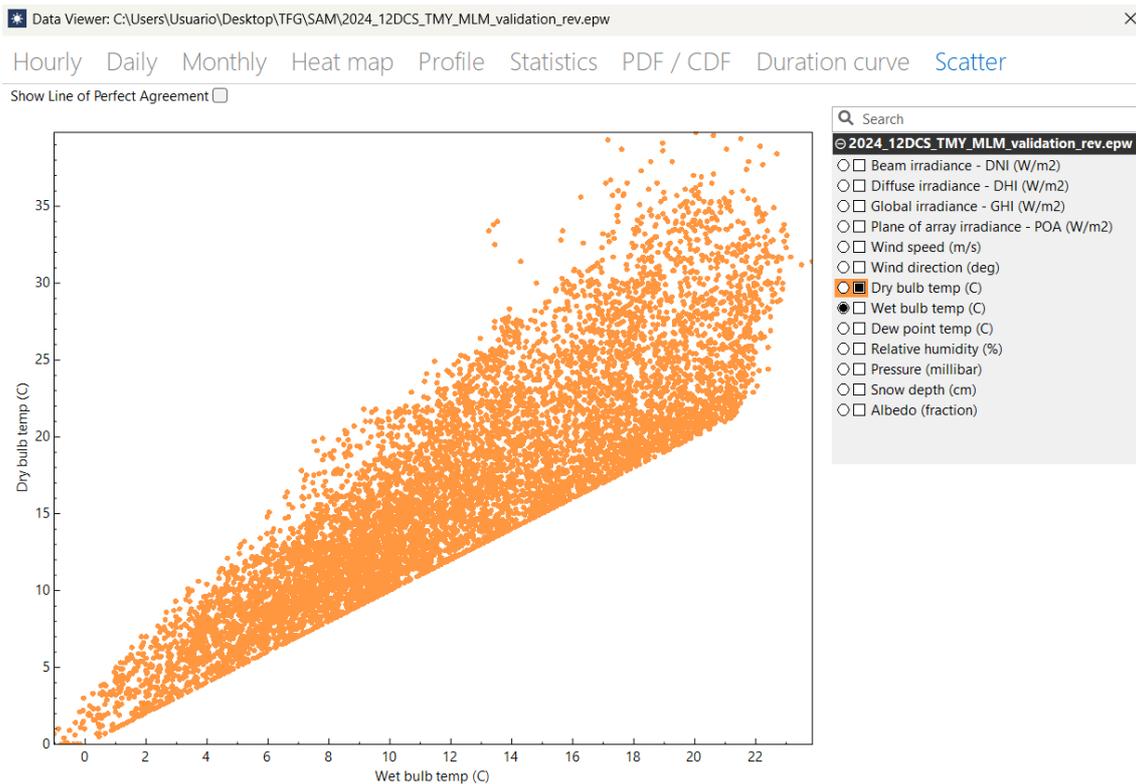


Figura 39. Dispersión horaria de temperatura seca y temperatura húmeda.

### 4.3.2 DISEÑO DEL SISTEMA

La página diseño del sistema (*System design*) muestra entradas para los parámetros principales de diseño que determinan la capacidad nominal del sistema. Tras fijar en esta sección algunos parámetros esenciales, se detallarán en secciones siguientes los datos de detalle del campo solar, de los colectores, de los receptores, del bloque de potencia y de la acumulación, en caso de existir. En la siguiente figura se muestra la información registrada de la planta Enerstar-Villena.

The screenshot shows the SAM software interface for defining design point parameters. The window title is 'SAM 2022.11.21: C:\Users\Usuario\Desktop\TFG\SAM\Sistema humedo.sam'. The sidebar on the left lists navigation options: Location and Resource, System Design, Solar Field, Collectors (SCAs), Receivers (HCEs), Power Cycle, Thermal Storage, System Control, and Grid Limits. The main content area is titled 'Design Point Parameters' and includes a descriptive text: 'The design point parameters determine the nominal ratings of each part of the parabolic trough system. After specifying the design point parameters here, you can specify details of each component of the system on the Trough Field, Collectors (SCAs), Receivers (HCEs), Power Cycle, and Thermal Storage input pages.'

The parameters are organized into three sections:

- Solar Field:**
  - Option 1: Solar multiple: 2
  - Option 2: Field aperture: 339,906,000 m<sup>2</sup>
  - Design point DNI: 860 W/m<sup>2</sup>
  - Field thermal power: 210.41 MWt
  - Loop inlet HTF temperature: 293 °C
  - Loop outlet HTF temperature: 393 °C
  - Number of loops: 105
- Power Cycle:**
  - Design turbine gross output: 55 MWe
  - Estimated gross to net conversion factor: 0.909
  - Estimated net output at design (nameplate): 50.00 MWe
  - Cycle thermal efficiency: 0.3971
  - Cycle thermal power: 138.50 MWt
- Thermal Energy Storage:**
  - Hours of storage at design point: 0 hours

Below the parameters is a 3D schematic diagram of the system. It shows a sun illuminating parabolic troughs that focus light onto a receiver. The receiver is connected to a heat exchanger, which is linked to thermal energy storage tanks. The system also includes an air-cooled condenser, a turbine, and a generator. Powerlines are shown connecting the system to the grid.

Figura 40. Pantalla de definición del punto de diseño.

### 4.3.3 CAMPO SOLAR

La sección campo solar (*Solar Field*) muestra variables y opciones que describen el tamaño y las propiedades del campo solar y las propiedades del fluido de transferencia de calor. También muestra especificaciones de diseño de referencia del campo solar.

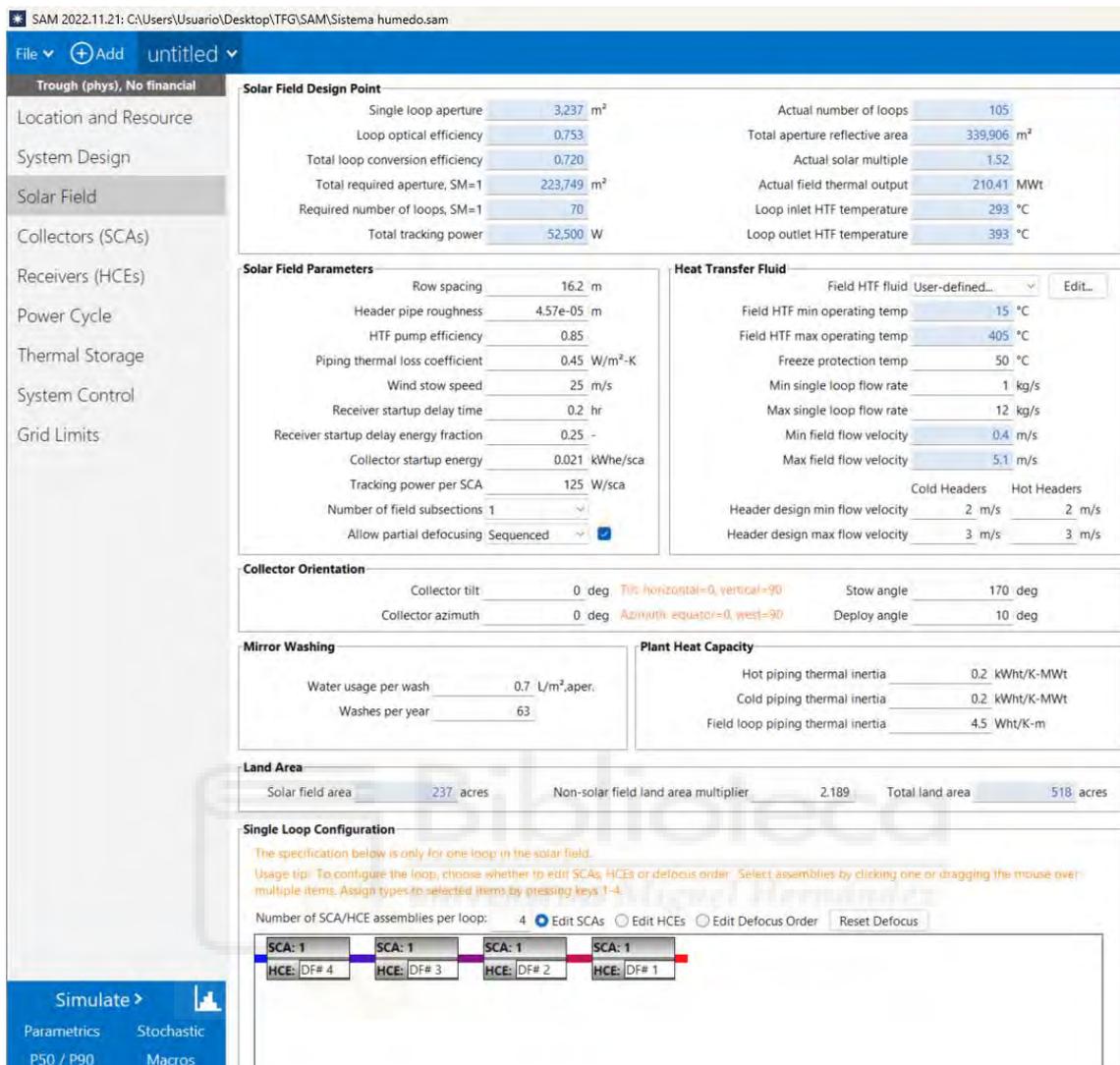


Figura 41. Pantalla de definición del campo solar.

En la figura se puede apreciar el conexionado en serie de los 4 SCAs de cada lazo todos ellos del tipo1 que se especifica en el siguiente apartado.

En relación con el fluido de trabajo, Dowtherm A, como el programa no lo incluye por defecto se ha introducido sus propiedades físicas en forma tabulada con la opción User-defined. A continuación, se muestran esas propiedades.

Edit Material Properties ✕

Number of data points:  Import... Export...

|    | Temperature (°C) | Specific Heat (kJ/kg-K) | Density (kg/m <sup>3</sup> ) | Viscosity (Pa-s) | Kinematic Viscosity (m <sup>2</sup> -s) | Conductivity (W/m-K) | Enthalpy (J/kg) |
|----|------------------|-------------------------|------------------------------|------------------|---|----------------------|-----------------|
| 1  | 15               | 1.558                   | 1063                         | 0.005            | 4.701e-06                               | 0.1395               | 95.28           |
| 2  | 58.33            | 1.682                   | 1029                         | 0.002036         | 1.979e-06                               | 0.1326               | 70710           |
| 3  | 101.7            | 1.805                   | 993.5                        | 0.0009658        | 9.72e-07                                | 0.126                | 146000          |
| 4  | 145              | 1.926                   | 956.4                        | 0.00063          | 6.59e-07                                | 0.119                | 227100          |
| 5  | 188.3            | 2.047                   | 917.6                        | 0.00044          | 4.8e-07                                 | 0.112                | 313400          |
| 6  | 231.7            | 2.167                   | 876.6                        | 0.0003213        | 3.67e-07                                | 0.105                | 404800          |
| 7  | 275              | 2.288                   | 832.9                        | 0.000242         | 2.91e-07                                | 0.0979               | 501300          |
| 8  | 318.3            | 2.414                   | 785.6                        | 0.0001893        | 2.41e-07                                | 0.091                | 603200          |
| 9  | 361.7            | 2.553                   | 733                          | 0.0001547        | 2.11e-07                                | 0.084                | 710500          |
| 10 | 405              | 2.725                   | 672.5                        | 0.00012          | 1.78e-07                                | 0.0771               | 824400          |

OK Cancel Help

Tabla 12. Tabla de propiedades del HTF Dowtherm-A.

#### 4.3.4 COLECTORES (SCAS)

Un colector (SCA, conjunto de colector solar) es un componente de seguimiento individual del campo solar que incluye espejos, una estructura de soporte y receptores. En la sección *Collectors (SCAs)*, se pueden definir las características físicas de hasta cuatro tipos de colectores. En la configuración de bucle único de la página Campo solar, se especifica cómo se distribuyen los diferentes tipos de colectores en cada bucle del campo, suponiendo que el campo consta de bucles idénticos. SAM solo utiliza datos para los tipos de colectores que ha incluido en la configuración de bucle único en la página Campo solar.

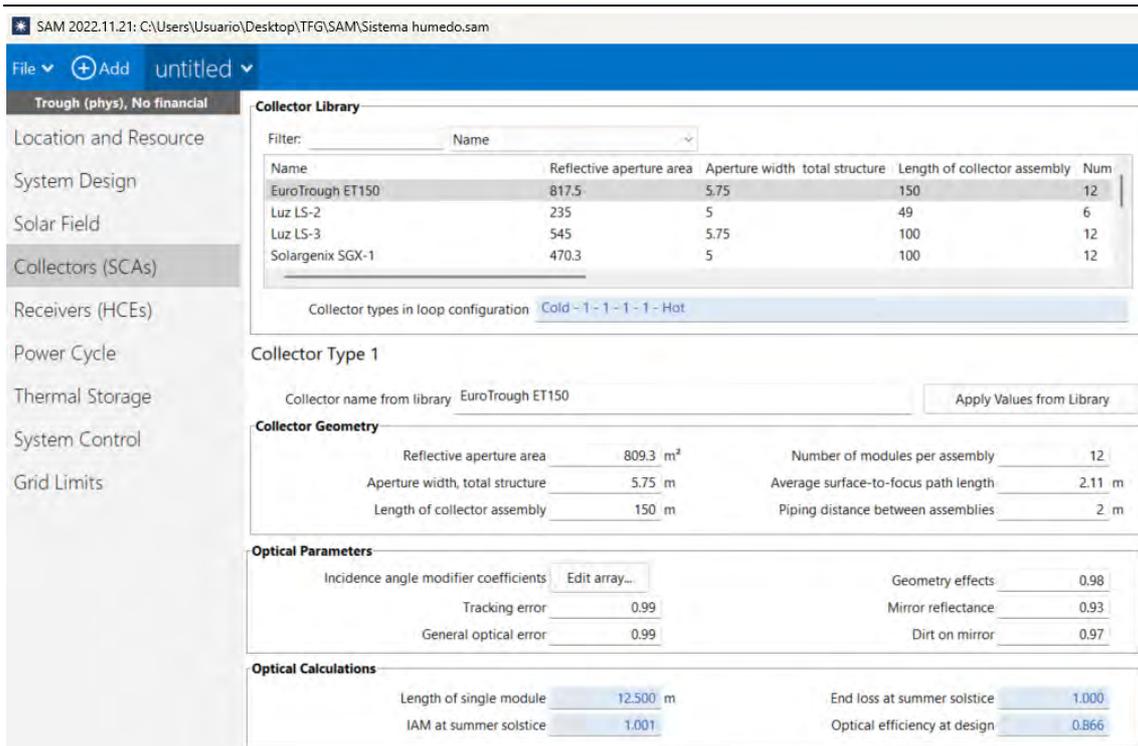


Figura 42. Pantalla de definición de los colectores (SCAs).

En este caso, al no estar entre los colectores incluidos por defecto en el programa en Colector SenerTrough (SNT-1), se toma como base el Eurotrough ET150 y se editan los parámetros físicos y geométricos que quedan para Enerstar Villena como muestra la figura.

#### 4.3.5 RECEPTORES (HCEs)

Un receptor (HCE, elemento colector de calor) es un tubo metálico contenido al vacío dentro de un tubo de vidrio que discurre a través de la línea focal del colector parabólico de forma tubular. Los sellos y fuelles garantizan que se mantenga el vacío en cada tubo. Los revestimientos anti-reflectantes del tubo de vidrio maximizan la cantidad de radiación solar que ingresa al tubo. Los revestimientos absorbentes de radiación solar selectivos en el tubo metálico maximizan la transferencia de energía de la radiación solar al tubo.

En la sección *Receivers*, se definen las características de hasta cuatro tipos de receptores. En la página Campo solar, se especifican cómo se distribuyen los diferentes tipos de receptores en cada bucle del campo, suponiendo que el campo consta de bucles idénticos. SAM solo utiliza datos para los tipos de receptores que ha incluido en la especificación de bucle único en la página Campo solar.

Para cada tipo de receptor, también especifica hasta cuatro variaciones. Puede utilizar las variaciones para describir diferentes condiciones del tipo de receptor. Por ejemplo, puede utilizar una variación para describir el tipo de receptor en buenas condiciones y otra para describir el tipo de receptor con la envoltura de vidrio dañada.

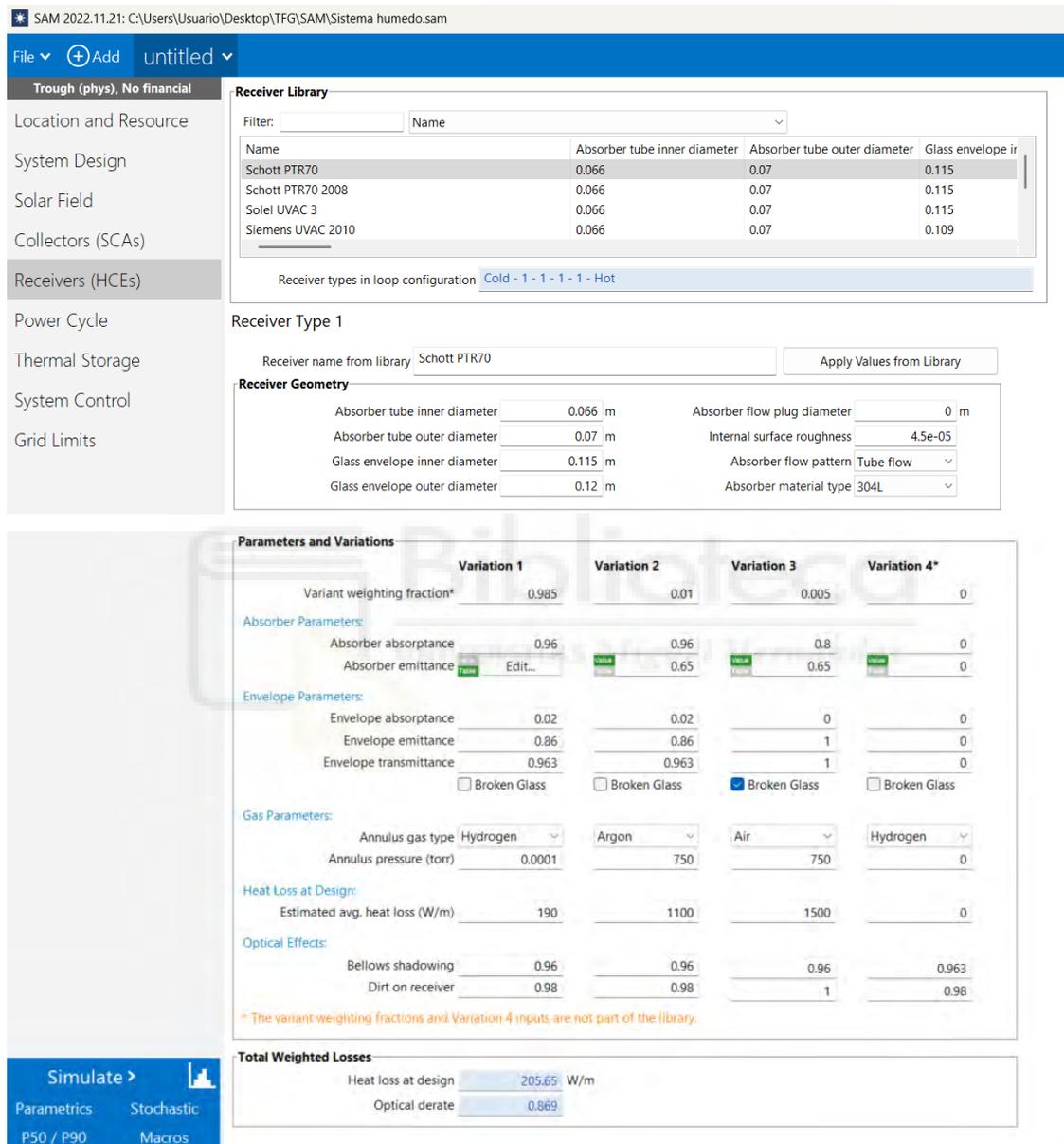


Figura 43. Pantalla de definición de los receptores (HCEs).

En este caso, el programa incluye en su base de datos el modelo SCHOTT PTR@70. A partir de ese receptor se consideran 3 situaciones: la estándar, la de pérdida de vacío y la de receptor roto, asignándole una proporción de cada tipo a una fracción del campo solar en cada situación.

#### **4.3.6 CICLO DE POTENCIA**

El ciclo de potencia o Power Cycle convierte la energía térmica en energía eléctrica. Hay dos opciones para modelar el ciclo de energía:

El modelo de ciclo Rankine es para máquinas de vapor de ciclo Rankine con dos calentadores de agua de alimentación abiertos y un precalentador, caldera y sobrecalentador. Este modelo de regresión se desarrolló a partir de un modelo de ciclo de Rankine detallado basado en los principios de conservación de masa y energía y calcula el rendimiento del ciclo en el rango operativo esperado modelando cada componente del ciclo en condiciones fuera de diseño. El modelo supone que la desviación en el rendimiento del ciclo en condiciones fuera de diseño es independiente del diseño del ciclo y sólo una función de la desviación del punto de diseño especificado por el usuario. Este modelo es rápido, flexible y preciso, y adecuado para modelar la mayoría de los ciclos de energía de CSP convencionales.

El modelo de ciclo de energía definido por el usuario le permite usar datos de su propio modelo de ciclo de energía en SAM y puede usarse para modelar Rankine u otros tipos de ciclos de energía. Requiere que proporcione valores para los parámetros generales del ciclo de energía junto con tablas de datos que muestren la energía eléctrica generada en un rango de caudales máxicos de HTF y temperaturas ambientes. SAM utiliza estos datos para construir un modelo de regresión del ciclo de energía que considera efectos de una sola variable y dos interacciones de variables.

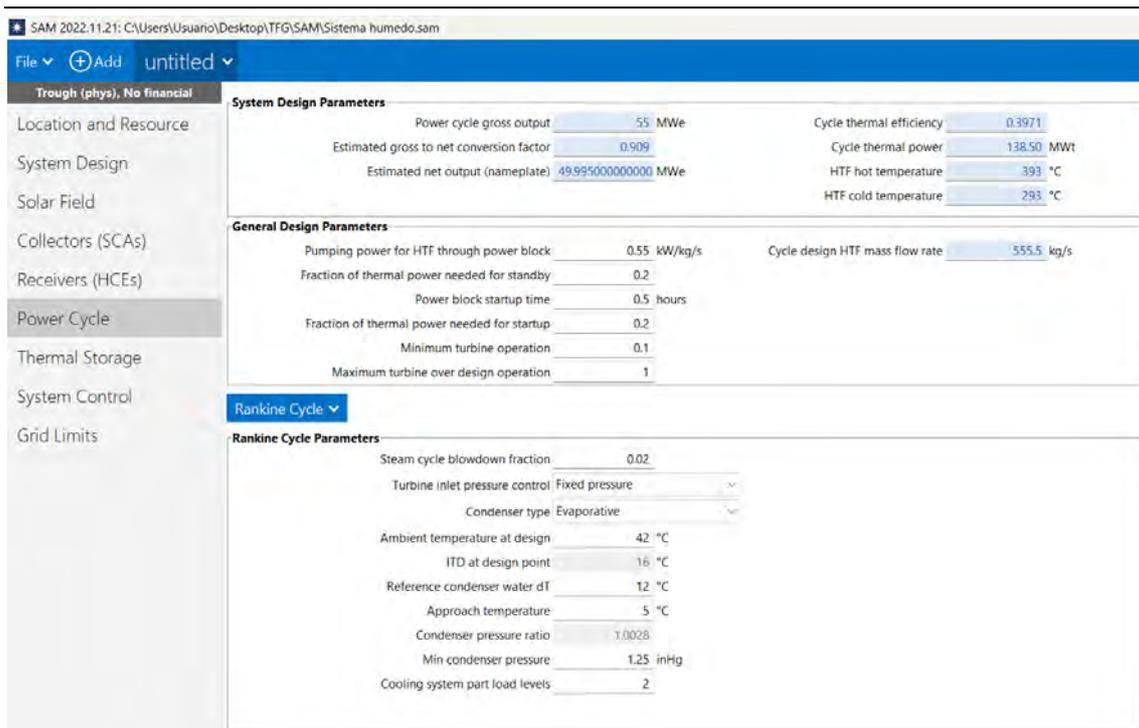


Figura 44. Pantalla de definición de los parámetros principales del bloque de potencia.

Una atención especial de este apartado se refiere a la descripción del sistema de condensación por la relevancia para el presente TFG.

Las opciones que se incluyen para la cesión de calor son un condensador enfriado por aire (enfriamiento seco), un enfriamiento evaporativo (enfriamiento húmedo) o un sistema de enfriamiento híbrido.

El modelo de aero-condensador utiliza un polinomio bivariado de segundo orden en términos de temperatura ambiente normalizada y cesión de calor normalizado para determinar la presión normalizada del condensador como se muestra en el siguiente gráfico. La temperatura ambiente (convertida a Kelvin) y el rechazo de calor están normalizados por sus condiciones de diseño, mientras que la presión del condensador está normalizada por la presión mínima del condensador. Este modelo es válido para temperaturas ambiente normalizadas superiores a 0,9. Para condiciones inferiores a este umbral, la presión del condensador se establece en su valor mínimo.

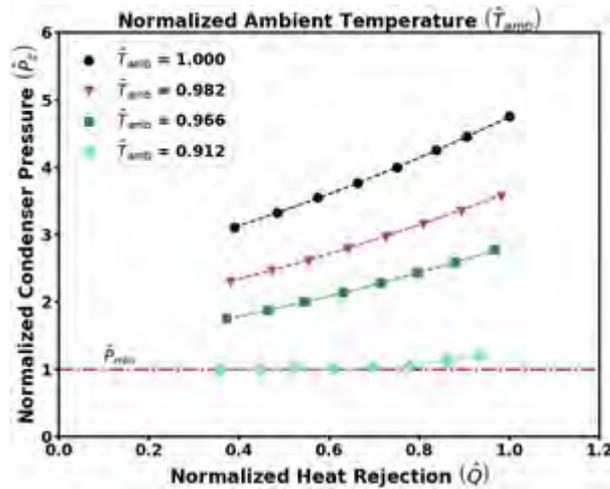


Figura 45. Relación entre la presión de condensación normalizada y la cesión de calor normalizada.

En el enfriamiento híbrido, un sistema de enfriamiento húmedo y un enfriamiento seco comparten la carga térmica a ceder al ambiente. Aunque existen muchas configuraciones teóricas posibles de sistemas de refrigeración híbridos, SAM sólo permite una opción de refrigeración en paralelo.

**Temperatura ambiente en el diseño, °C**

La temperatura ambiente a la que funciona el ciclo de energía con su eficiencia de conversión de ciclo nominal del punto de diseño. Para la opción de condensador enfriado por aire, utilice un valor de temperatura ambiente de bulbo seco. Para el condensador evaporativo, utilice la temperatura de bulbo húmedo.

**Diferencia de Temperatura Inicial en el punto de diseño, °C**

El ITD únicamente se emplea con aero-condensador. La diferencia de temperatura inicial (ITD), es la diferencia entre la temperatura del vapor a la salida de la turbina (entrada del condensador) y la temperatura ambiente de bulbo seco.

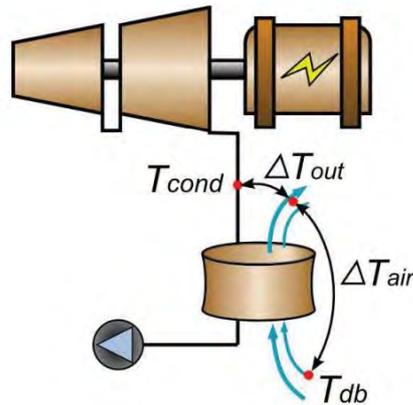


Figura 46. Ilustración de las variables de interés que relacionan las condiciones ambientales y la temperatura de condensación en un aero-condensador.

*Nota:* Cuando se ajusta el ITD, se está indicando al modelo las condiciones bajo las cuales el sistema alcanzará la eficiencia térmica que ha especificado. Si aumenta el ITD, también debe modificar la eficiencia térmica (y/o la temperatura ambiente de diseño) para describir con precisión el comportamiento del punto de diseño del sistema. La penalización al salir de las condiciones de diseño en el sistema modificado se aplicará una vez que se corrijan los parámetros.

**Diferencia de temperatura de referencia del agua del condensador, °C**

Sólo para el tipo de condensador evaporativo. Es el aumento de temperatura del agua de refrigeración a través del condensador en las condiciones de diseño, utilizado para calcular el caudal másico del agua de refrigeración en el diseño y la temperatura de condensación del vapor.

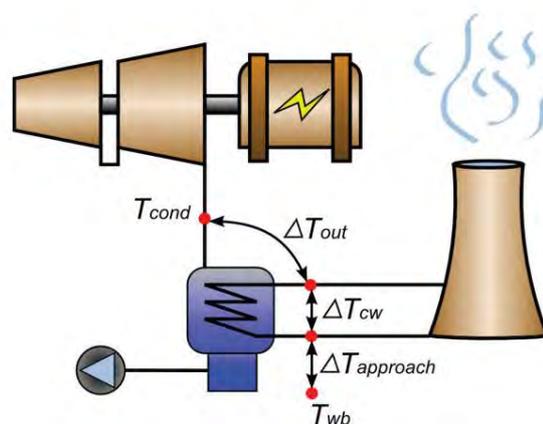


Figura 47. Ilustración de las variables de interés que relacionan las condiciones ambientales y la temperatura de condensación en un sistema de disipación de calor constituido por un condensador de carcasa y tubos + torre de refrigeración.

***Temperatura de aproximación, °C***

Sólo para el tipo evaporativo. Es la diferencia de temperatura entre el agua circulante en la entrada del condensador y la temperatura ambiente de bulbo húmedo, utilizada con la *Reference condenser water dT* del condensador para determinar la temperatura de saturación del condensador y, por tanto, la contrapresión de la turbina.

***Relación de presión del condensador***

Sólo para aero-condensadores. Es la relación de caída de presión a través del intercambiador de calor del condensador enfriado por aire, utilizada para calcular la caída de presión a través del condensador y la potencia parásita correspondiente requerida para mantener el caudal de aire.

***Presión mínima del condensador***

La presión mínima del condensador en pulgadas de mercurio evita que la presión del condensador caiga por debajo del nivel especificado. En un sistema físico, permitir que la presión caiga por debajo de cierto punto puede provocar daños físicos al sistema. Para condensador evaporativo (enfriamiento húmedo), el valor predeterminado es 1,25 pulgadas de mercurio. Para refrigeración por aire (enfriamiento seco), el valor predeterminado es 2 pulgadas de mercurio. Para sistemas híbridos, puede utilizar el valor de enfriamiento seco de 2 pulgadas de mercurio.

***Niveles de carga parcial del sistema de enfriamiento***

Los niveles de carga parcial del sistema de enfriamiento le indican al modelo del sistema de cesión de calor cuántos puntos de operación discretos hay. Un valor de 2 significa que el sistema puede funcionar con una cesión de calor del 100% o del 50%. Un valor de tres significa puntos operativos de rechazo del 100% 66% 33%. Los niveles de carga parcial determinan cómo funciona la cesión de calor en condiciones de carga parcial cuando la carga de calor es menor que la carga total. El valor predeterminado es 2 y el rango recomendado es entre 2 y 10. El valor debe ser un número entero.

**4.4 ALMACENAMIENTO TÉRMICO**

El sistema de almacenamiento de energía térmica (TES) almacena el calor del campo solar en un medio líquido. El calor del sistema de almacenamiento puede impulsar la turbina del bloque de energía durante períodos de poca o ninguna radiación solar. Un sistema de almacenamiento térmico es beneficioso en

muchos lugares donde la demanda máxima de energía ocurre después de que se ha puesto el sol. Agregar almacenamiento térmico a un sistema cilindro-parabólico permite separar la captura de energía solar del funcionamiento del bloque de energía.

Sin embargo, se omite una descripción más detallada de las opciones que ofrece SAM en este apartado, pues la Central Termosolar Enerstar-Villena no dispone de almacenamiento térmico y en consecuencia no se incluye en la simulación.

## 4.5 SISTEMA DE CONTROL

En este apartado se definen los parámetros operativos del sistema.

The screenshot displays the SAM software interface for system control. The sidebar on the left lists various system components, with 'System Control' selected. The main window is divided into three sections:

- Plant Energy Consumption:**
  - Fraction of rated gross power consumed all times: 0.0055 MWe/MWcap
  - Balance of plant parasitic: 0.02467 MWe/MWcap
  - Aux heater boiler parasitic: 0.02273 MWe/MWcap
  - Table of coefficients:

|                             | Factor | Coeff 0 | Coeff 1 | Coeff 2 |                          |
|-----------------------------|--------|---------|---------|---------|--------------------------|
| Balance of plant parasitic  | 1      | 0.483   | 0.517   | 0       | BOP: 1.3568500000000 MWe |
| Aux heater boiler parasitic | 1      | 0.483   | 0.517   | 0       | Aux: 1.250 MWe           |
- System Availability:**
  - System availability losses reduce the system output to represent system outages or other events.
  - Constant loss: 4.0 %
  - Time series losses not enabled
  - Custom periods not enabled
- Dispatch Optimization:**
  - Enable dispatch optimization:
  - Objective function time weighting exponent: 0.99
  - Time horizon for dispatch optimization: 48 hour
  - Maximum branch and bound iterations: 35000
  - Frequency for dispatch reoptimization: 24 hour
  - Solution optimality gap tolerance: 0.001
  - Cycle startup cost penalty: 87 \$/MWe-cycle/start
  - Optimization solver timeout limit: 5 sec
  - Receiver startup cost penalty: 1.4 \$/MWt-field/start
  - Max. net power to the grid: 1e+38 MWe
  - Power generation ramping penalty: 1 \$/ΔMWe
  - Max. net power to the grid (incl. availability): 9.6e+37 MWe

Figura 48. Captura de pantalla de la sección de control del sistema

### **Consumo de energía de la planta**

Fracción de potencia bruta consumida en todo momento, MWe/MWcap

Una carga eléctrica fija aplicada a todas las horas de la simulación, expresada como una fracción de la potencia bruta nominal en el diseño de la página Diseño del sistema.

### **Balance de consumos parásitos, MWe/MWcap**

Pérdidas como fracción de la capacidad nominal del bloque de energía que se aplican en las horas en que el bloque de energía opera.

### Caldera auxiliar parásita (MWe/MWcap)

Carga parásita que se aplica en función de la potencia térmica de las resistencias auxiliares de combustión fósil.

### Disponibilidad del sistema

Las pérdidas de disponibilidad del sistema son reducciones en la producción del sistema debido a requisitos operativos, como tiempos de inactividad por mantenimiento u otras situaciones que impiden que el sistema funcione según lo diseñado. En esta sección también se definen los periodos de uso del sistema híbrido.

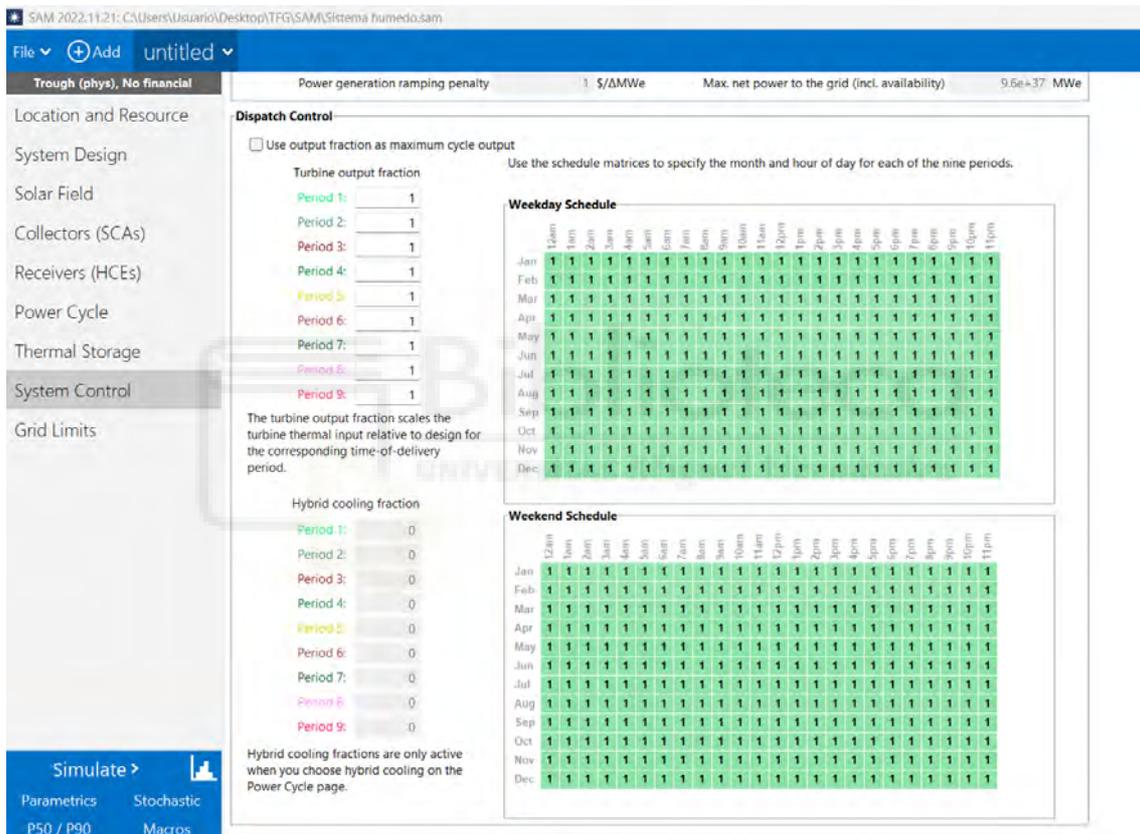


Figura 49. Captura de pantalla de la sección de control del sistema. Periodos de uso del sistema híbrido.



# CAPÍTULO 5

## RESULTADOS CASO BASE Y VALIDACIÓN ENERGÉTICA

### 5 RESULTADOS CASO BASE Y VALIDACIÓN ENERGÉTICA

#### 5.1 OBJETIVO

El presente capítulo se centra en la descripción de los resultados del caso base y del proceso de validación del mismo. Para poner en valor la metodología seguida y la información empleada se incluye una revisión bibliográfica en la que se muestra la escasa información experimental disponible para la validación de modelos de plantas CSP. Para la validación se emplearán valores experimentales horarios tanto de condiciones ambientales, como de producción eléctrica obtenidos en la planta real Enerstar-Villena referidas a 2024.

#### 5.2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA DE LA VALIDACIÓN CON SAM

El punto de partida para la validación del modelo en SAM es la revisión de los trabajos previos que se han encontrado con este mismo objetivo. Para eso se toma como documento de partida la sección de CSP validation que aparece en la página oficial de SAM (2024). En esta sección se incluyen archivos ejecutables tanto de una planta con colectores cilindro-parabólicos referida a la central de Andasol-1, como de torre de concentración referida a Gemasolar. Ambos son muy útiles para tomarlos como inicio de cualquier simulación, siendo necesario el ajuste de todos los parámetros que se refieran a otra planta, en nuestro caso Enerstar-Villena. En lo concerniente al proceso de validación del modelo de la planta de Andasol-1, se incluye un archivo en pdf con la descripción de la misma incluyendo una sección específica con información económica. En lo que respecta al comportamiento térmico, únicamente se hace referencia a la

producción anual indicando que la simulación arrojó una producción de energía de aproximadamente de 174,5 GWh/año frente al informe anual de producción de Andasol-1 que se estima en 179,1 GWh/año, lo que supone una diferencia del 2,6% entre el consumo real y el del modelo. Este enfoque, que utiliza una única cifra de producción anual estimada para validar simulaciones operacionales por hora, se considera inadecuado ya que no aborda las complejidades del comportamiento de la planta y las interacciones de los componentes, ver Boretti et al (2024). Además, la validación se basa en la comparación de la producción de energía anual simulada con valores que podríamos denominar poco rigurosos derivados de informes de los medios, como se reconoce explícitamente en NREL (2013).

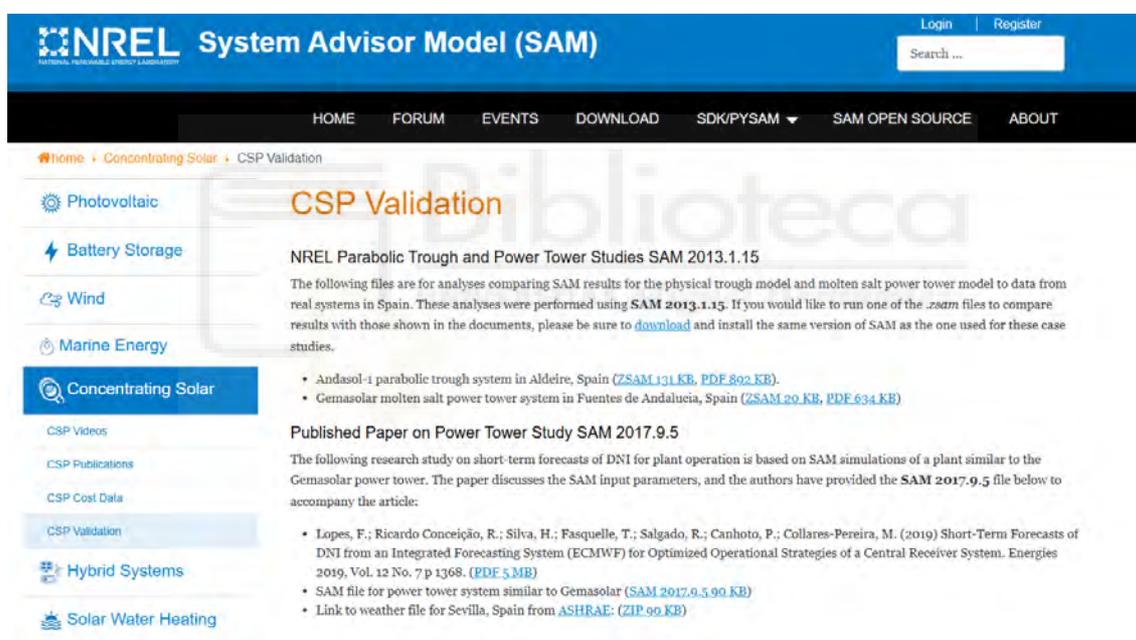


Figura 50. Información sobre la validación en la web de SAM.

Tomando como base la sección de validación de la página de SAM, diversos estudios recientes han empleado el caso de Andasol-1 para validar modelos de plantas termosolares de colectores cilindro-parabólicos. Por ejemplo, Ikhlef y Larbi (2024) evaluaron el comportamiento de una planta similar a Andasol-1 en diferentes ubicaciones del desierto argelino. Bayoumi et al. (2024) realizan un análisis similar para 28 ubicaciones en Egipto e indicaron que la región de Djanet es la más favorable para la implementación de este tipo de tecnología, con un factor de capacidad del 53,7% y un coste nivelado de electricidad (LCOE) de

16,84 ¢/kWh. Sin embargo, todos estos estudios se centran únicamente en datos de producción anual para la validación de sus modelos, lo que limita la comprensión detallada del comportamiento operativo de las plantas.

Boretti et al. (2020) dieron un importante paso adelante en este sentido al realizar un trabajo exclusivamente centrado en la validación de SAM. La validación se basó en los datos de producción de electricidad disponibles de la Administración de Información Energética de EE. UU. (EIA). Consideran tecnologías con concentradores parabólicos y de torre solar, con y sin almacenamiento de energía térmica. Específicamente, se modelan las plantas de captadores cilindro-parabólicos de 250 MW Genesis, Mojave y Solana, y la planta de torre solar de 110 MW Crescent Dunes, todas ubicadas en el suroeste de los Estados Unidos. Los factores de capacidad promedio mensuales calculados para un año meteorológico típico se comparan con los datos operativos medidos recopilados desde la puesta en marcha de cada instalación. Concluyeron que, si bien los datos con mayor frecuencia son esenciales para una validación verdaderamente rigurosa, ya que el promedio mensual suaviza significativamente las discrepancias entre los resultados experimentales y simulados, los resultados computacionales muestran una concordancia relativamente buena con los valores medidos para los sistemas de canal parabólico. Sin embargo, el sistema de torre solar exhibe una desviación sustancial entre el rendimiento simulado y el real. La principal conclusión extraída de ese trabajo, y así se afirma literalmente, es que es necesaria la validación de SAM frente a datos de mayor frecuencia que la mensual provenientes de instalaciones existentes, tanto para la producción de energía como las condiciones climáticas. Siendo este un paso necesario antes de usar el código.

Al-Kouz et al. (2020) se basan en el trabajo de Boretti para validar su modelo de planta de energía solar concentrada (CSP) de 140 MWe con almacenamiento de energía térmica en dos ubicaciones en Jordania, utilizando de nuevo una resolución mensual. Enfatizan el papel crítico de los datos experimentales para mejorar la precisión de las predicciones de rendimiento. Además, sus hallazgos resaltan el impacto significativo de los factores ambientales, como la temperatura y la humedad, junto con la disponibilidad de radiación solar, para determinar el sitio óptimo para el despliegue de la CSP.

El trabajo de Ezeanya (2018), citado en este caso por recoger las necesidades expresadas por la investigación de Boretti, presenta una validación con resolución horaria de un modelo SAM para una planta solar térmica. Sin embargo, su relevancia para el contexto actual es limitada ya que, a pesar de su interés metodológico, la pequeña escala del estudio (nivel de potencia de 50 kWe), el uso de agua como fluido térmico y el corto período de validación (solo 10 días) lo hacen incomparable con la propuesta actual, que se centra en una planta con una potencia 1000 veces superior, que utilizan diferentes fluidos térmicos y emplean un conjunto de datos de validación mucho más extenso.

**La principal conclusión extraída de esta revisión bibliográfica es que los ejercicios de validación de SAM realizados hasta la fecha carecen del detalle y el rigor necesarios para asegurar su fiabilidad, particularmente para aplicaciones críticas como el diseño de plantas CSP o su modernización.**

Este TFG aborda la laguna de conocimiento encontrada al presentar una validación horaria de SAM utilizando datos climáticos y operativos reales de la planta solar Enerstar-Villena recopilados durante un año completo (2024). Como valor adicional, esta planta es reconocida por su excepcional fiabilidad, lograda a través de un enfoque de mantenimiento predictivo que minimiza el tiempo de inactividad operativa, como lo demuestra su operación durante casi 300 días al año.

### **5.3 RESULTADOS DEL CASO BASE**

En este apartado se van a resumir los principales resultados de lo que denominaremos caso base. Este refiere al caso en el que se emplea el modelo de SAM construido donde se incluirán los datos climáticos experimentales medidos en 2024 en la Planta solar Enerstar-Villena. A partir de estos resultados se pasará a la fase de validación. La Figura 51 muestra el flujo de trabajo realizado donde se pueden apreciar las entradas de datos climáticos experimentales, la incorporación de datos físicos de la planta Enerstar-Villena al modelo de SAM y el uso de datos experimentales para la fase validación.



Figura 51. Flujograma de trabajo de la fase de validación.

El resumen de los datos anuales de funcionamiento de la planta se muestra en la siguiente figura donde los datos anuales más reseñables son lo más de 94,694 GWh-e brutos producidos; 79,088 GWh-e inyectados a red, con un factor de carga del 18,1% y un consumo de agua de 277443 m<sup>3</sup>.

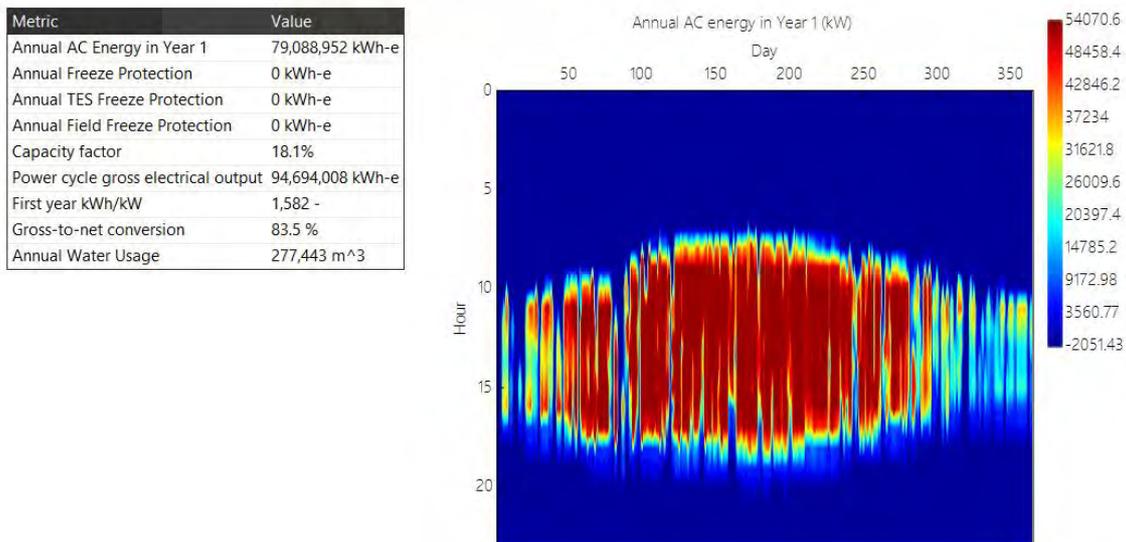


Figura 52. Tabla resumen de datos anuales y diagrama de calor de la potencia producida en el caso Base.

SAM ofrece múltiples opciones a para generar tablas y gráficas a partir de los datos obtenidos en las simulaciones en distintas resoluciones temporales: anual,

mensual, diaria y horaria. En las siguientes figuras se muestran los datos de la radiación directa por el coseno del ángulo de incidencia y la potencia térmica incidente al campo solar tanto para las 8760 horas del año, como para unos días específicos de verano.

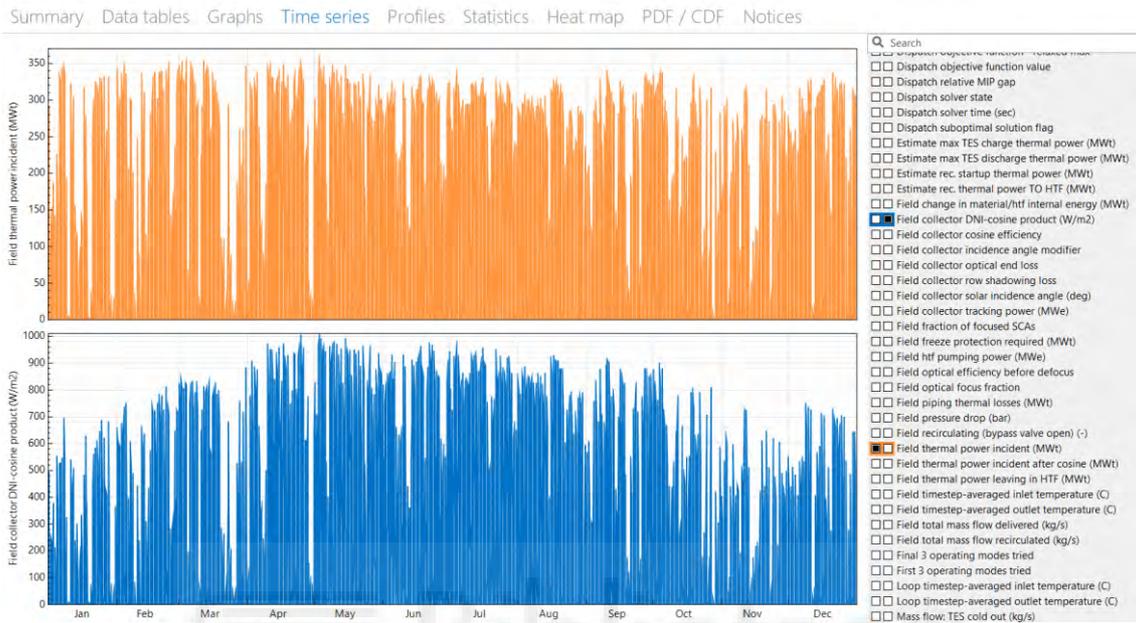


Figura 53. Resultados horarios de potencia térmica incidente e irradiancia en el plano del colector para el caso base.



Figura 54. Resultados horarios de potencia térmica incidente e irradiancia en el plano del colector para el caso base. Ampliado para los días entre el 21 de junio y 13 de julio.

También permite extraer información de los perfiles mensuales de las diferentes variables, como se muestra a continuación para la potencia producida y el agua consumida.

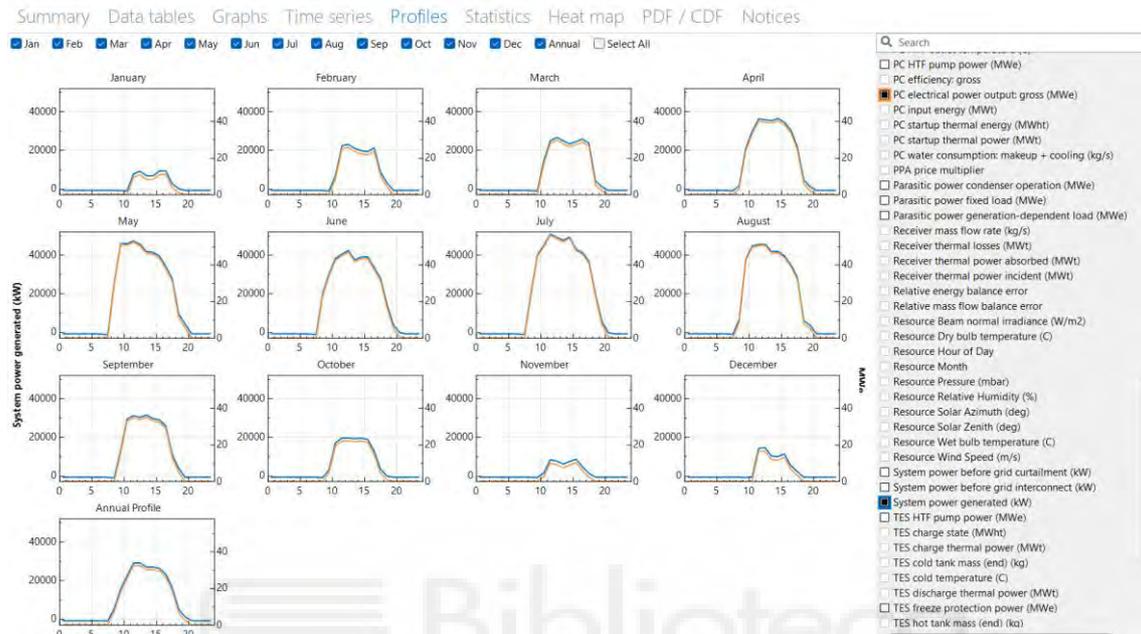


Figura 55. Perfiles mensuales por horas de la potencia bruta producida para el caso base.

OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR PARA EL AHORRO DE AGUA EN LA PLANTA ENERSTAR-VILLENA

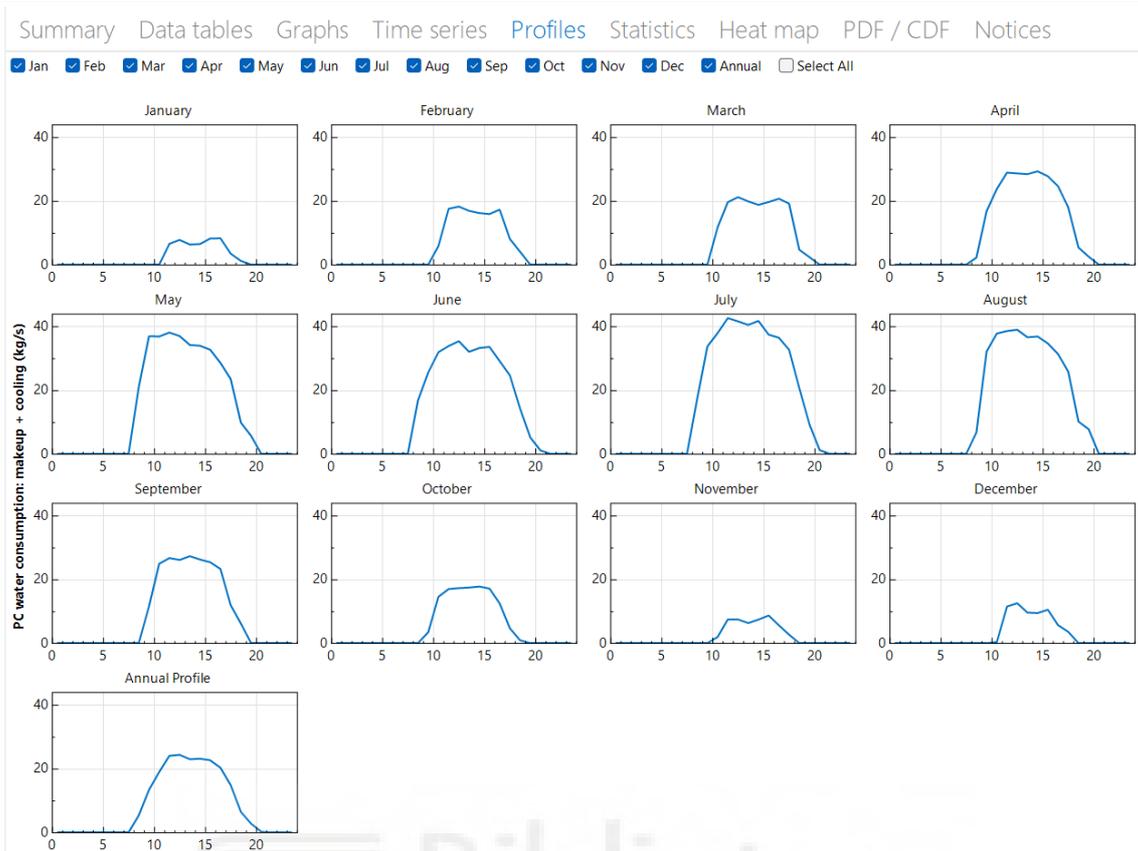


Figura 56. Perfiles mensuales por horas del agua consumida para el caso base.

Adicionalmente se incluye la opción de representar histogramas de frecuencia horarias de las diferentes variables, permitiendo el cálculo para un percentil identificado por el usuario.

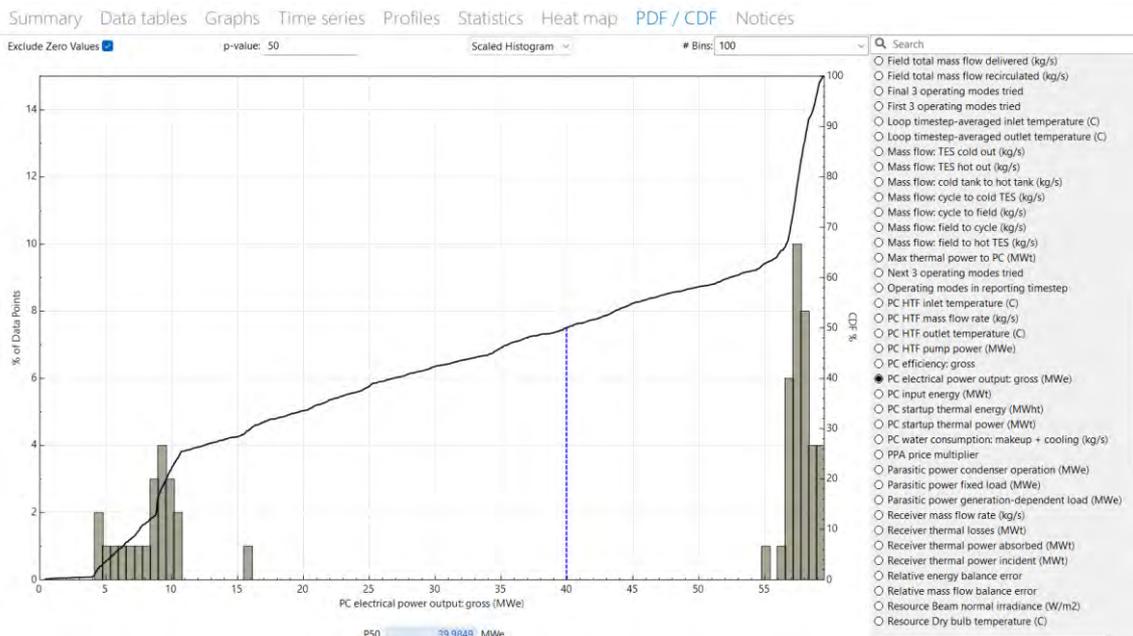


Figura 57. Histograma de la potencia bruta producida para el caso base.

Además de las opciones gráficas que incluye SAM es posible exportar los datos en las diferentes frecuencias indicadas para procesarse posteriormente en Excel o cualquier otro programa.

|                 | Field thermal power incident (MWt) | Receiver thermal power incident (MWt) | Field thermal power leaving in HTF (MWt) | PC electrical power output: gross (MWe) | Total electric power to grid (MWe) |
|-----------------|------------------------------------|---------------------------------------|--|---|------------------------------------|
| Jan 1, 12:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0258027                               | 0                                       | -0.960295                          |
| Jan 1, 01:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.050312                                | 0                                       | -0.960291                          |
| Jan 1, 02:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0508062                               | 0                                       | -0.960287                          |
| Jan 1, 03:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0425552                               | 0                                       | -0.960284                          |
| Jan 1, 04:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0367668                               | 0                                       | -0.96028                           |
| Jan 1, 05:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0346241                               | 0                                       | -0.960277                          |
| Jan 1, 06:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0335933                               | 0                                       | -0.960274                          |
| Jan 1, 07:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0327313                               | 0                                       | -0.96027                           |
| Jan 1, 08:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0323117                               | 0                                       | -0.960267                          |
| Jan 1, 09:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0316302                               | 0                                       | -0.960264                          |
| Jan 1, 10:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0310756                               | 0                                       | -0.96026                           |
| Jan 1, 11:00 am | 3.05915                            | 1.21028                               | -0.0212651                               | 0                                       | -1.01276                           |
| Jan 1, 12:00 pm | 95.5136                            | 28.6821                               | 0.207748                                 | 0                                       | -1.0128                            |
| Jan 1, 01:00 pm | 138.682                            | 32.7192                               | 0.876244                                 | 0                                       | -1.01768                           |
| Jan 1, 02:00 pm | 182.53                             | 44.1774                               | 1.1942                                   | 0                                       | -1.02645                           |
| Jan 1, 03:00 pm | 282.122                            | 91.5097                               | 4.57117                                  | 0                                       | -1.13939                           |
| Jan 1, 04:00 pm | 236.235                            | 88.9482                               | 5.85781                                  | 0                                       | -1.15938                           |
| Jan 1, 05:00 pm | 86.676                             | 0                                     | 10.2454                                  | 0                                       | -1.01858                           |
| Jan 1, 06:00 pm | 0.339906                           | 0                                     | 6.98666                                  | 0                                       | -1.01845                           |
| Jan 1, 07:00 pm | 0                                  | 0                                     | -0.395554                                | 0                                       | -0.960647                          |
| Jan 1, 08:00 pm | 0                                  | 0                                     | -0.283286                                | 0                                       | -0.960627                          |
| Jan 1, 09:00 pm | 0                                  | 0                                     | -0.179291                                | 0                                       | -0.960603                          |
| Jan 1, 10:00 pm | 0                                  | 0                                     | -0.130902                                | 0                                       | -0.960577                          |
| Jan 1, 11:00 pm | 0                                  | 0                                     | -0.115557                                | 0                                       | -0.960552                          |
| Jan 2, 12:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.110772                                | 0                                       | -0.960529                          |
| Jan 2, 01:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.105986                                | 0                                       | -0.960507                          |
| Jan 2, 02:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.10027                                 | 0                                       | -0.960486                          |
| Jan 2, 03:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0947536                               | 0                                       | -0.960467                          |
| Jan 2, 04:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.089849                                | 0                                       | -0.96045                           |
| Jan 2, 05:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0847259                               | 0                                       | -0.960436                          |
| Jan 2, 06:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.0800716                               | 0                                       | -0.960423                          |
| Jan 2, 07:00 am | 0                                  | 0                                     | -0.077004                                | 0                                       | -0.960412                          |

Figura 58. Pestaña en SAM para la visualización de datos numéricos y exportación.

A partir de la información exportada se procederá a contrastar los resultados con los experimentales medidos en Villena para la validación del modelo. Adicionalmente se puede realizar un análisis y desglose de resultados como los referidos a la potencia producida pues la terminología no es clara en términos de potencia bruta, neta, inyectada a red, etc. El siguiente gráfico de Sankey se ha generado a partir de la información exportada de SAM en un software específico para este propósito como es Sankeymatic.

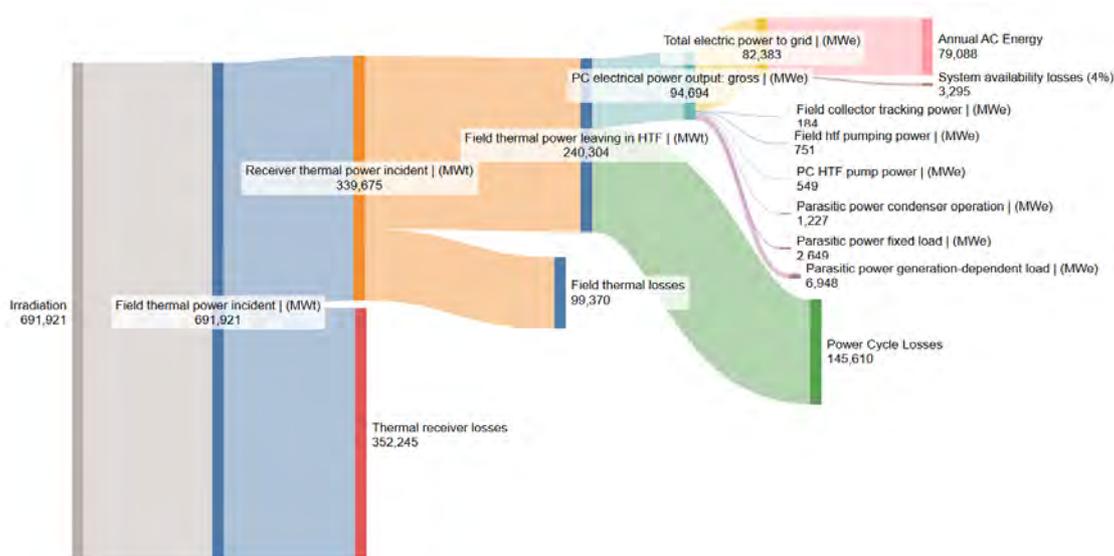


Figura 59. Diagrama de SANKEY a partir de los flujos energéticos procesados a partir de los datos del caso base de SAM.

La diferencia entre Potencia bruta (Gross) y la Potencia entregada a la red (Power to grid) o también denominada Neta (Net) en anteriores versiones de SAM se debe a las pérdidas parásitas de los consumos eléctricos en el campo solar y el bloque de potencia para bombas, equipos de refrigeración, etc. La "Potencia eléctrica total a la red" es la salida del ciclo de potencia antes de aplicar las pérdidas de "Disponibilidad del Sistema" en la página Control del Sistema. Por defecto, hay una pérdida de disponibilidad del sistema del 4%, lo que explica la diferencia entre las variables que se indican.

Además, se ha de tener en cuenta que la variable "Total electric to the grid" cuando la planta está operativa es positiva, pero que en otras ocasiones como existen consumos parásitos fijos es negativa. Esto hace que para el siguiente apartado se diferencie entre:

$$\text{Total electric to the grid } 82383 \text{ MWh} = (\text{Net } >0 \text{ Electric Output (MWh), Hourly; } 88453 \text{ MWh}) + (\text{Net } <0 \text{ Electric Output (MWh), Hourly; } -6070 \text{ MWh})$$

Esto se puede entender mejor sobre la Figura 60 donde se han superpuesto los valores anuales con flechas sobre el esquema unifilar del generador de la planta Enerstar-Villena. Se muestra una captura de pantalla del sistema de adquisición de datos de la planta en un momento en el que no estaba operando a modo de soporte visual. Para explicar la idea tendríamos que remitirnos a los momentos

del día en los que se inyecta energía eléctrica a la red y otros periodos en los que es la red la que alimenta la central.

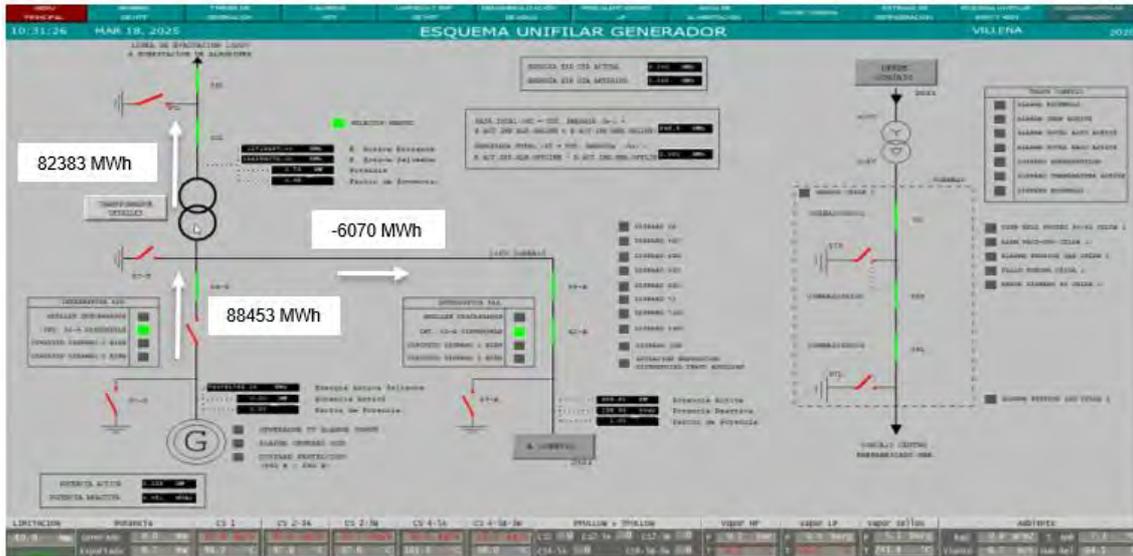


Figura 60. Esquema unifilar del generador de la planta Enerstar-Villena. Captura de pantalla del sistema de adquisición de datos de la planta

## 5.4 VALIDACIÓN CON DATOS EXPERIMENTALES DE ENESTAR-VILLENA. POTENCIA ELÉCTRICA

### 5.4.1 VALIDACIÓN ENERGÉTICA

En este apartado se va a realizar una comparativa de los resultados obtenidos en SAM con los datos experimentales medidos en la planta Enerstar-Villena. Este proceso de validación se refiere a la variable que se ha denominado (Net >0 Electric Output (MWh), Hourly) y que refleja la energía cedida a la red obviando los instantes en que esta variable es negativa, indicando que hay momentos del día en el que no hay producción y sí consumo. Este criterio se adopta siguiendo en coherencia con la información suministrada desde Villena y siguiendo las indicaciones de la operación de la planta.

Además, se ha considerado que los días en los que la planta no operó por decisiones propias condicionados por la red o mantenimiento no se han contemplado en la validación.

En lo que se refiere a las tareas de mantenimiento se realizaron dos miniparadas anuales (una en enero y otra en noviembre) para la revisión de la turbina que conllevan 4 días entre el enfriamiento de esta, acciones de mantenimiento y la

restauración de las condiciones térmicas de arranque. En concreto las acciones que se llevan a cabo esos días son: 1 Revisión de las tolerancias en los Álabes y el Rotor; 2 Revisión de cojinetes axiales y Alineación del Eje y 3 Comprobación de sellos y Holguras en el Cuerpo de la Turbina. Además, se llevan a cabo pruebas legales de presión por seguridad en diferentes componentes de la planta. Se realizan termografía para revisar las soldaduras. Y los procesos de limpieza y desinfección de la torre de refrigeración para cumplir con la normativa nacional frente a Legionela.

Para aclarar esta idea se remite al lector a la Figura 61 en la que se muestran los valores de producción diaria y se aprecian unos pocos días a final del enero y en el mes de noviembre en los que podía haber operado atendiendo a la radiación disponible, tal como lo recoge SAM, pero que no se operó. En el presente capítulo únicamente se considera la potencia de los días en los que la planta operó.

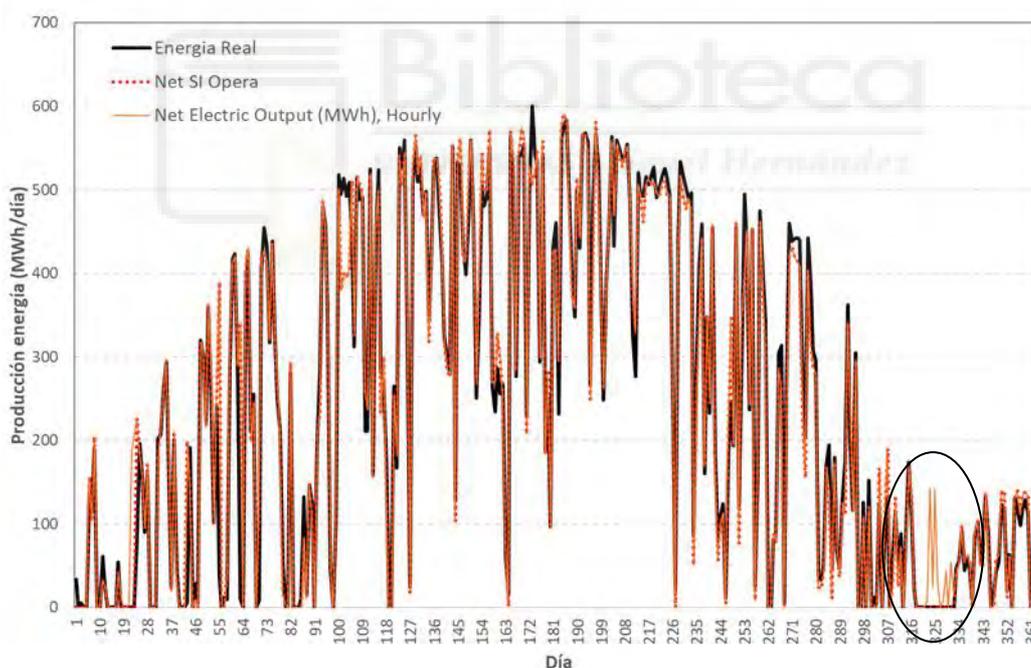


Figura 61. Energía producida diaria (MWh).

Además, como cuestión preliminar se debe tener en cuenta que, para la validación de modelos frente a datos experimentales, se utilizan diversos parámetros estadísticos y métricas de error para evaluar su bondad de ajuste. Los más habituales son:

**Error Absoluto Medio (MAE, Mean Absolute Error):** Mide el error medio sin importar el signo de la diferencia.

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i - \hat{y}_i| \quad (1)$$

Donde  $y_i$  es el valor del modelo e  $\hat{y}_i$  representa el valor experimental medido

**Raíz del Error Cuadrático Medio (RMSE, Root Mean Squared Error):** Interpretable en las mismas unidades de los datos. Es útil para evaluar la precisión de modelos de regresión, predicción y autoaprendizaje (*machine learning*), ya que penaliza más los errores grandes debido a la elevación al cuadrado.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (2)$$

**Error Porcentual Absoluto Medio (MAPE, Mean Absolute Percentage Error):**

$$MAPE = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right| \quad (3)$$

**Raíz del Error Cuadrático Medio Porcentual (RMSPE, Root Mean Squared Percentage Error):**

$$RMSPE = 100 \times \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left( \frac{y_i - \hat{y}_i}{y_i} \right)^2} \quad (4)$$

Empezando con la validación en las diferentes escalas temporales, la siguiente tabla muestra las variables de producción mensual y anual:

|            | SAM 2022<br>Net >0 Electric Output<br>(MWh) | Energía Real VILLENA<br>(MWh) |
|------------|---|-------------------------------|
| Enero      | 1812.8                                      | 1298.2                        |
| Febrero    | 4313.2                                      | 3806.2                        |
| Marzo      | 6338.5                                      | 6041.8                        |
| Abril      | 9103.6                                      | 9497.7                        |
| Mayo       | 13200.4                                     | 13162.8                       |
| Junio      | 11479.8                                     | 11209.1                       |
| Julio      | 14484.9                                     | 14407.3                       |
| Agosto     | 12193.1                                     | 12585.8                       |
| Septiembre | 7376.3                                      | 7597.5                        |
| Octubre    | 4384.6                                      | 4887.3                        |
| Noviembre  | 1525.4                                      | 936.4                         |
| Diciembre  | 2241.2                                      | 2089.6                        |

|              |                |                |
|--------------|----------------|----------------|
| <b>TOTAL</b> | <b>88453.7</b> | <b>87519.9</b> |
|--------------|----------------|----------------|

Tabla 13. Comparación energética (MWh) entre SAM y la experimental de Villena.

En términos de producción anual el error porcentual es  $MAPE_{anual}=1,06\%$ , y en términos de producción mensual el error promediado es  $MAPE_{mensual}=2,23\%$ . Atendiendo a los resultados mensuales los mayores errores se producen en los meses de invierno, particularmente en enero y noviembre. Estos meses son los que la planta opera un menor número de días y por lo tanto los fenómenos de inercia térmica de todos los sistemas son más acusados.

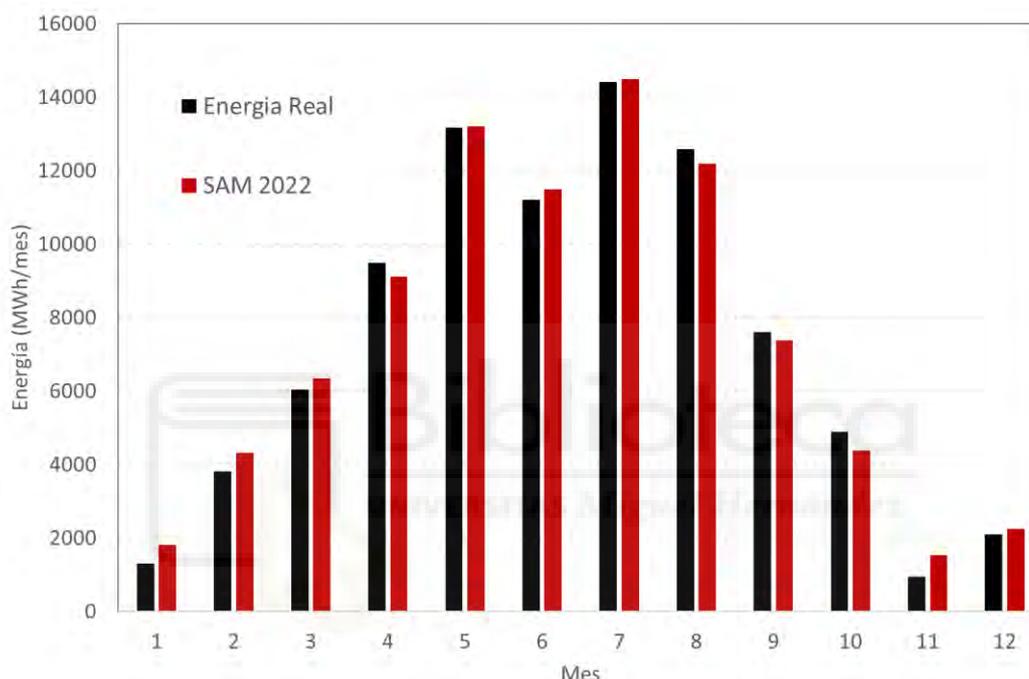


Figura 62. Energía producida mensual (MWh/mes).

En el siguiente gráfico se muestra una combinación de resultados mensuales y diarios. Para ello se utiliza un parámetro muy habitual para representar el comportamiento de las plantas de producción de energía como es el factor de capacidad o Capacity Factor (CF). Este representa la producción de una planta de generación de energía en comparación con su capacidad máxima nominal de Villena (50 MW) si estuviese operativa en todo momento para un periodo de tiempo.

$$CF = \frac{\text{Generación (MWh)}}{\text{Potencia Nominal} \times \text{periodo (MWh)}} \#(\text{seg ecuaciones 5})$$

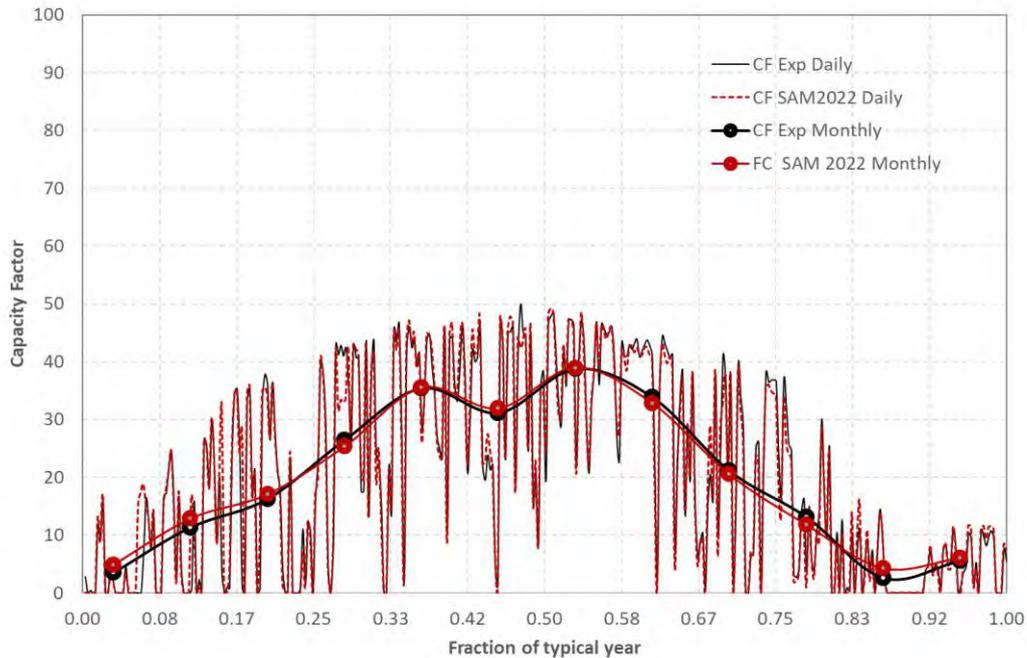


Figura 63. Factor de capacidad diario y mensual.

En términos cuantitativos los errores calculados son para el  $RMSE_{CF_{mensual}}=1,06\%$  y para el  $RMSE_{CF_{diario}}=3,36\%$ .

La Figura 64 replica la anterior en la que se ha añadido la información recogida en el trabajo de Boretti et al. (2020) para la central termosolar Genesis U.S. Esta gráfica se emplea para contextualizar los resultados de Villena con otra planta con colectores cilindro parabólicos y sin acumulación térmica. Como se puede apreciar, aunque la potencia de Genesis es 250 MW para y el año meteorológico también es diferente, los órdenes de magnitud del  $CF_{mensual}$  y del  $CF_{diario}$  son similares.

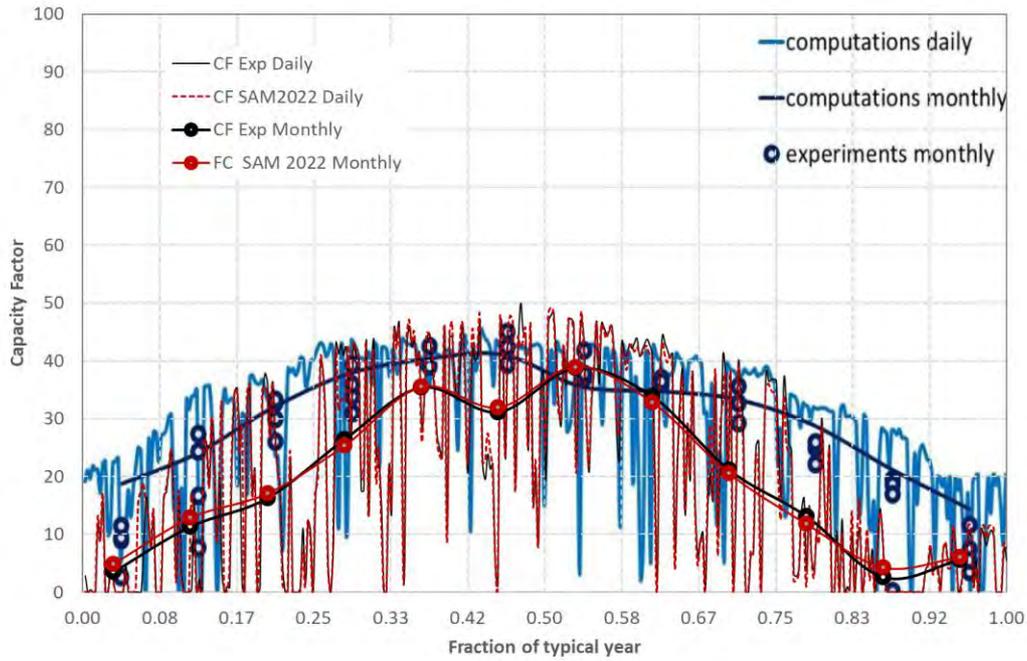


Figura 64. Factor de capacidad diario y mensual, comparados con los resultados recogidos en Boretti et al. (2020) para la planta CSP Genesis.

Para la representación del comportamiento diario también se utiliza un gráfico de dispersión donde se han incluido las líneas de referencia de error del  $\pm 10\%$ . Los datos muestran que de los 272 días en los que la planta opero, 158 se sitúan con errores menores del 10% y 202 con errores menores del 20%.

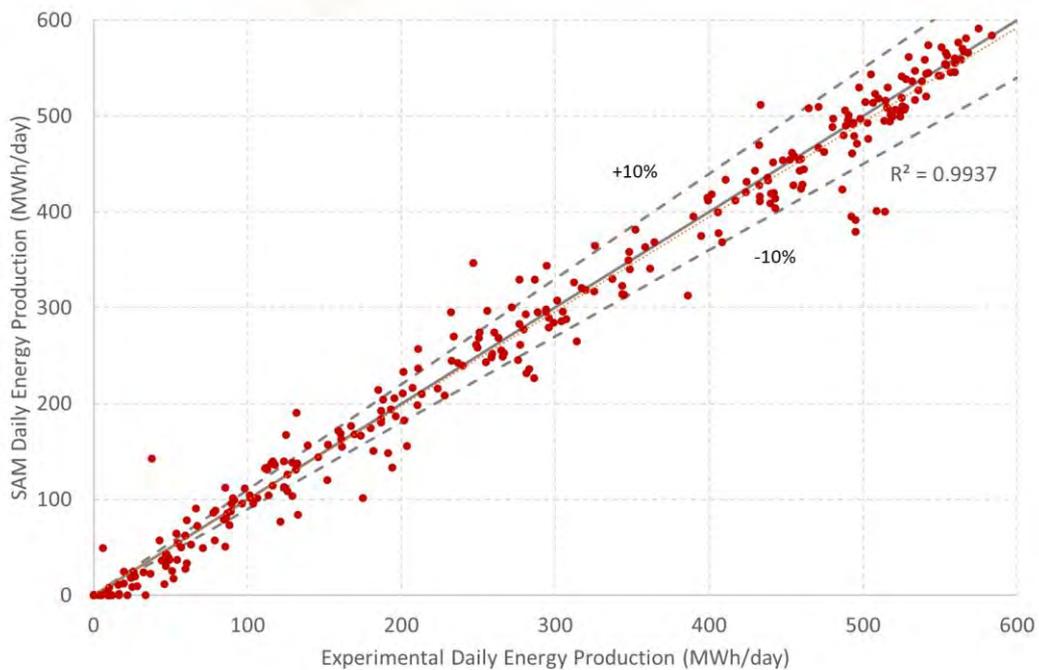


Figura 65. Dispersión de la energía producida diaria (MWh/día).

Pasando a una resolución horaria, la Figura 69 muestra la comparativa entre el modelo y lo datos experimentales para el mes de junio observándose la buena concordancia entre ambos.

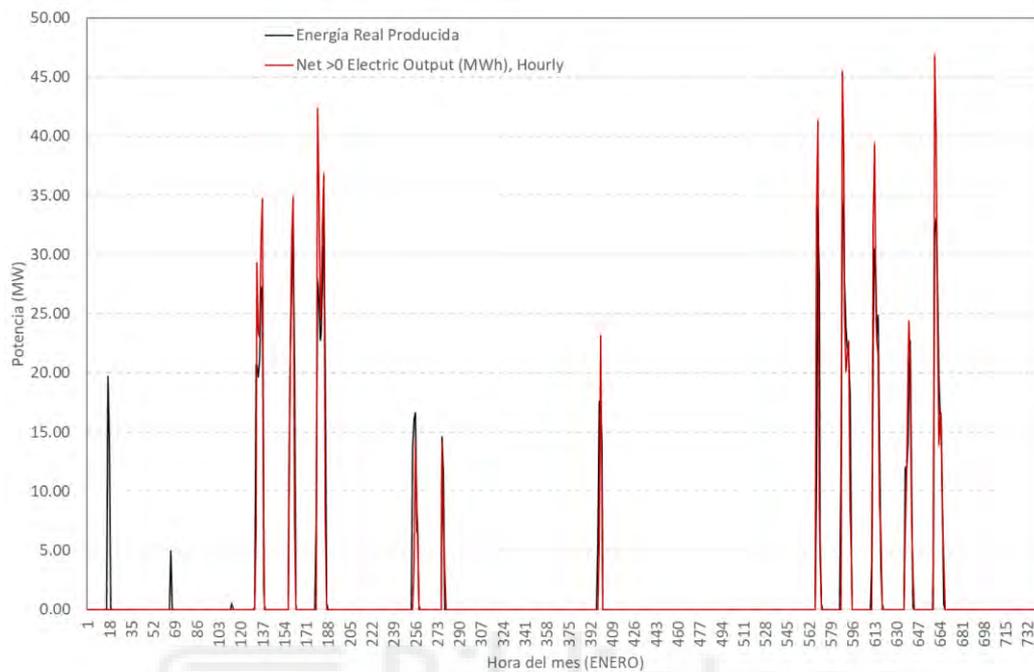


Figura 66. Energía producida horaria (MWh) para el mes de ENERO.

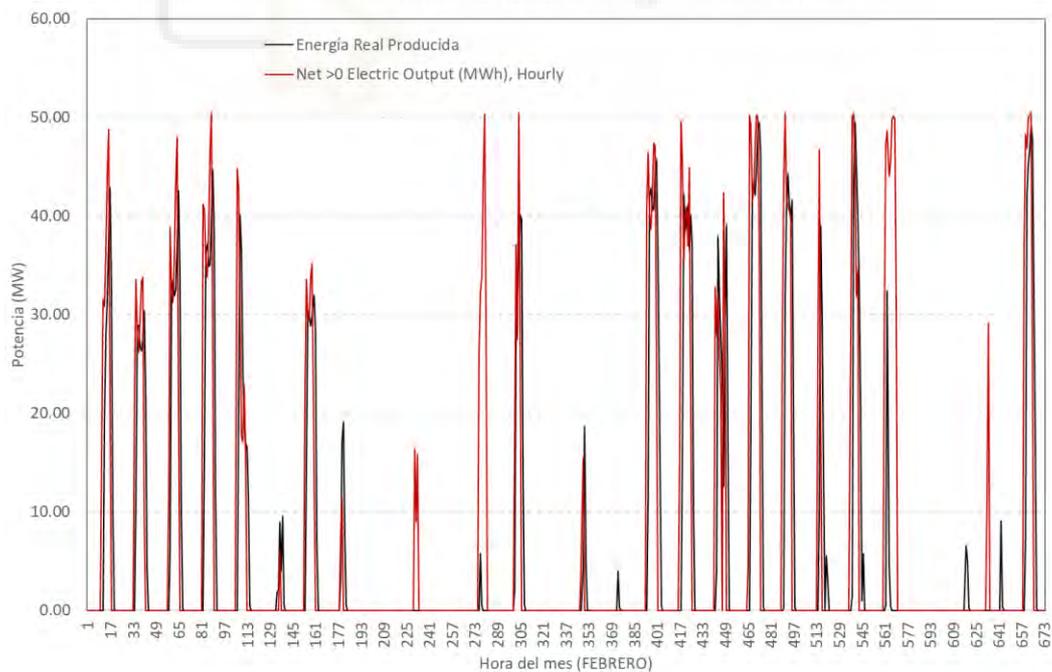


Figura 67. Energía producida horaria (MWh) para el mes de FEBRERO.

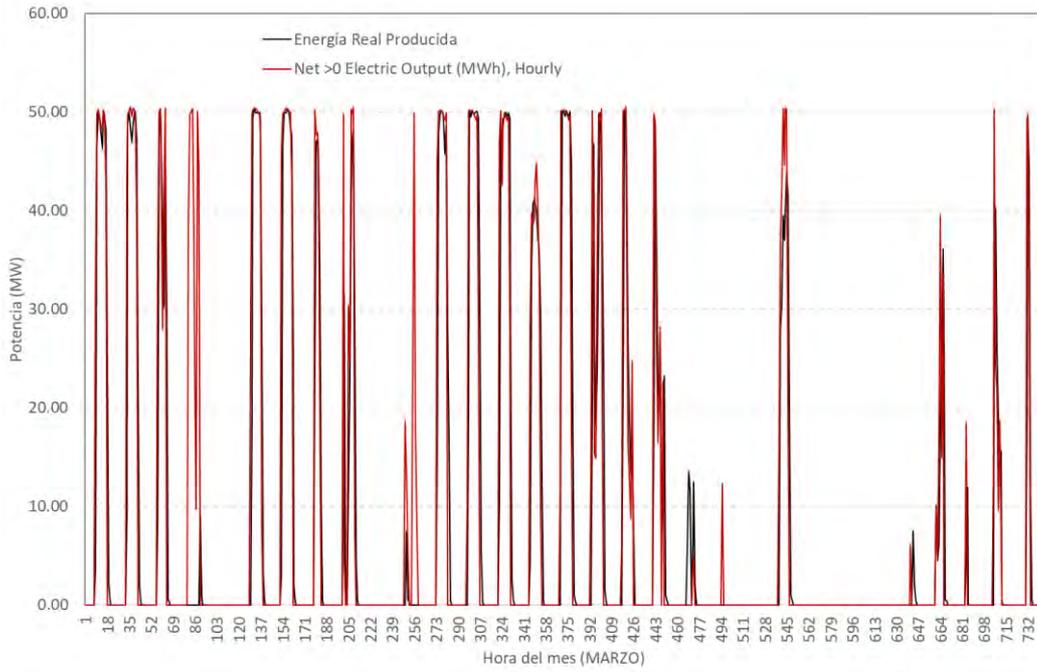


Figura 68. Energía producida horaria (MWh) para el mes de MARZO.

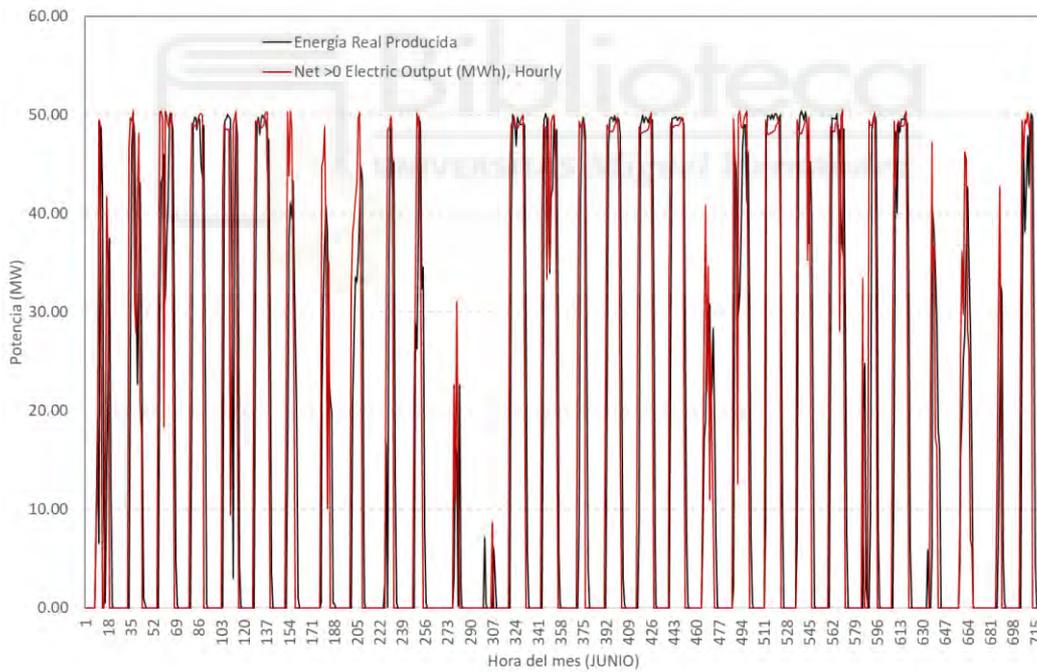


Figura 69. Energía producida horaria (MWh) para el mes de JUNIO.

También se puede representar el comportamiento del modelo en términos de producción mensual por franjas horarias. Como se comentó en el análisis de datos mensual, las mayores discrepancias se encuentran en los meses invernales, además con esta visualización de datos se observa también un leve

desfase en la producción del inicio del día por el arranque de la planta y justificado de nuevo por razones inerciales.

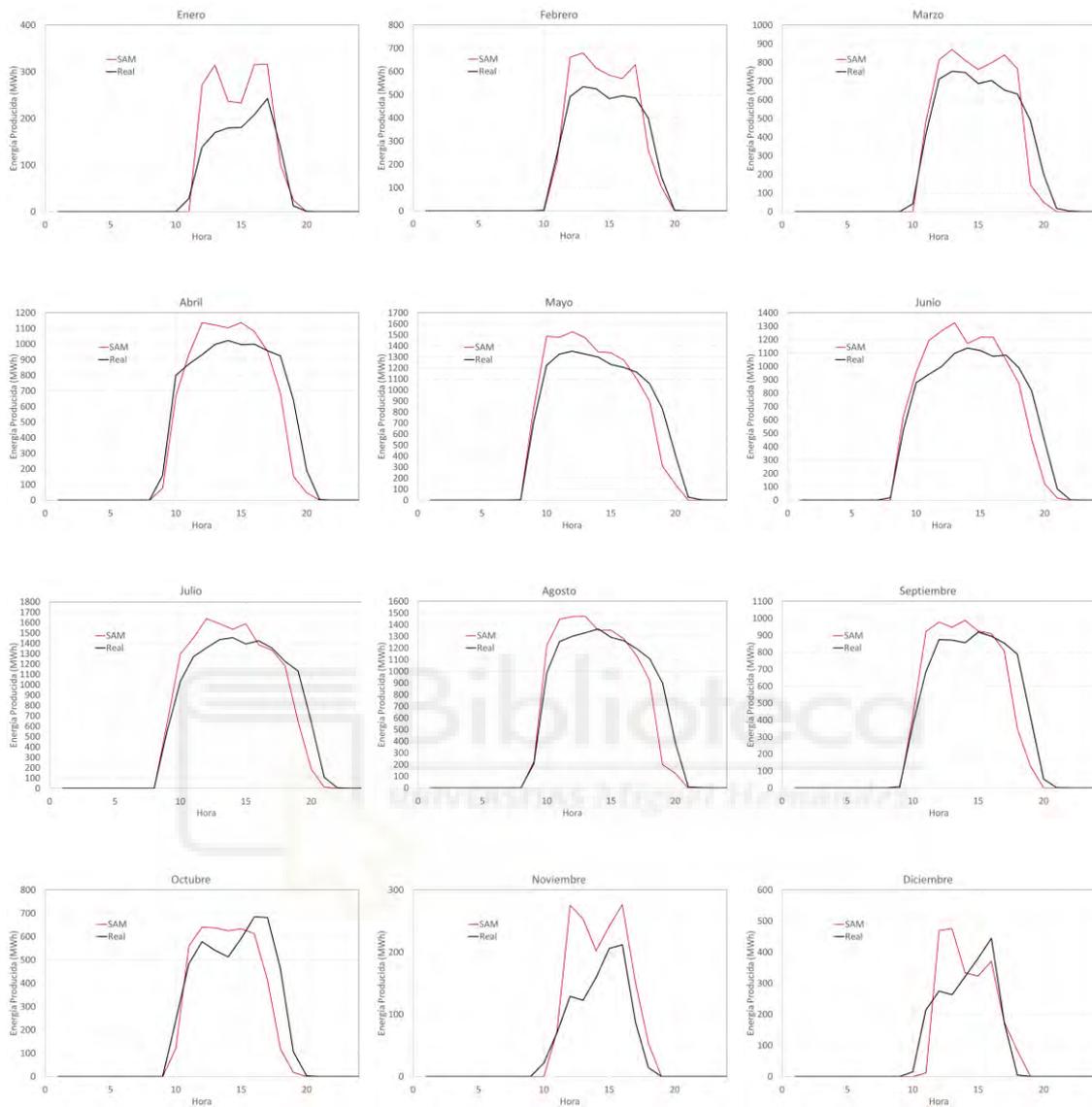


Figura 70 Energía producida acumulada por franjas horarias (MWh) mes a mes.

En resolución horaria se tiene que de las 2990 h que la planta está operativa, 2457 h se sitúan con una producción en el intervalo entre MAPE  $\pm 10\%$ .



## **CAPÍTULO 6**

# **VALIDACIÓN DEL CONSUMO DE AGUA POR EL MÉTODO POPPE**

### **6 VALIDACIÓN DEL CONSUMO DE AGUA POR EL MÉTODO POPPE**

#### **6.1 OBJETIVO**

Este capítulo tiene el objetivo de obtener datos de agua evaporada más precisos que los que consigue SAM. Para ello se emplean los datos obtenidos en SAM para carga térmica a disipar en el condensador, así como las condiciones meteorológicas de humedad relativa, presión atmosférica y temperatura de bulbo seco, que serán utilizadas para la obtención de las propiedades psicrométricas del aire necesarias para el cálculo por el método Poppe.

#### **6.2 JUSTIFICACIÓN DEL MÉTODO POPPE**

Existen diferentes métodos para la obtención del agua evaporada en el proceso de refrigeración objeto del presente proyecto. El primero de ellos, y el más simple, consiste en el cociente entre el calor transferido por el calor latente de vaporización del agua,  $\lambda$ , y su densidad. Este proceso de cálculo es apropiado para estimaciones, pero carece de la alta precisión necesaria para conocer los consumos de agua para cada valor horario en el funcionamiento de una torre de refrigeración. Esto se debe a que no se está teniendo en cuenta la transferencia de calor sensible ni las propiedades termodinámicas y psicrométricas del aire, agentes que ejercen una gran influencia en el proceso de evaporación.

Estos factores sí son tenidos en cuenta en el cálculo mediante el método de Poppe. Mediante este procedimiento, el presente capítulo pretende ofrecer resultados alternativos a los obtenidos mediante SAM que, más adelante, serán comparados entre ellos y con los datos experimentales, con el objetivo de

demostrar la necesidad de un método de cálculo más avanzado que el empleado por SAM en la predicción y simulación de los fenómenos de transferencia de calor y evaporación que tienen lugar en una torre de refrigeración, así como la justificación de Poppe como un método válido para ello.

El método Poppe, desarrollado por Frank Poppe durante la década de los 70, presenta un mayor grado de precisión que el método  $\epsilon$ -NTU o el método de Merkel, que sí llevan a cabo simplificaciones tales como:

- Se asume un factor de Lewis, que relaciona la transferencia de calor y masa, con un valor de 1, que afecta especialmente a los resultados para bajas temperaturas de bulbo seco.
- El aire a la salida de la torre se asuma como saturado con vapor de agua y se caracteriza únicamente por su entalpía. De nuevo, esta aproximación es muy relevante a temperaturas inferiores a los 20°C.
- La reducción en el caudal de agua a causa de la propia evaporación se ignora en el cálculo de los balances de energía, una suposición muy influyente a altas temperaturas.

### **6.2.1 MÉTODO POPPE PARA TORRES DE CONTRAFLUJO**

En el caso de la planta termosolar Enerstar-Villena, se dispone de una torre en contraflujo. A continuación, se detalla el procedimiento de cálculo desarrollado por Kröger y Kloppers para el caso existente.

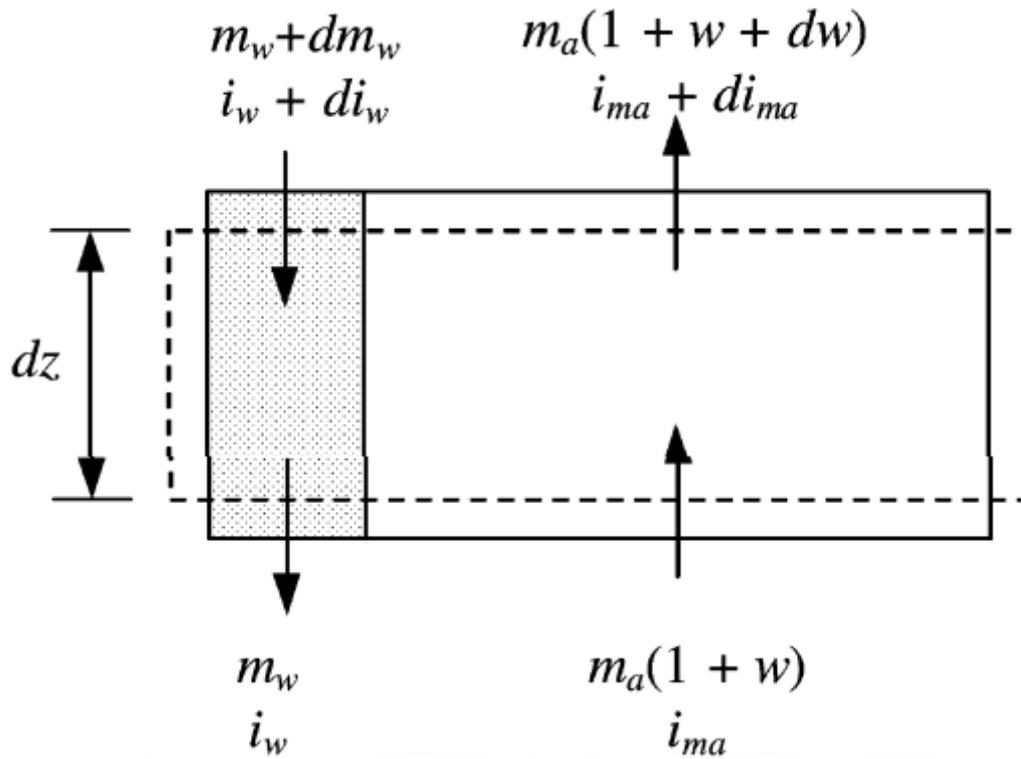


Figura 71. Volumen de control en la torre de refrigeración.

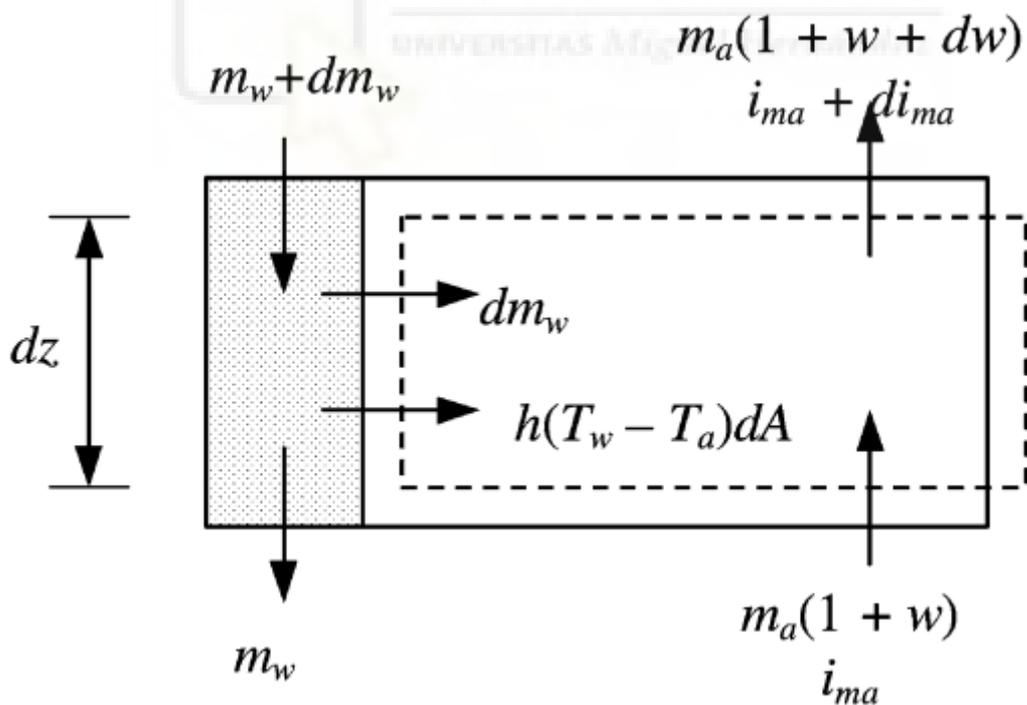


Figura 72. Volumen de control para la interfase agua-aire.

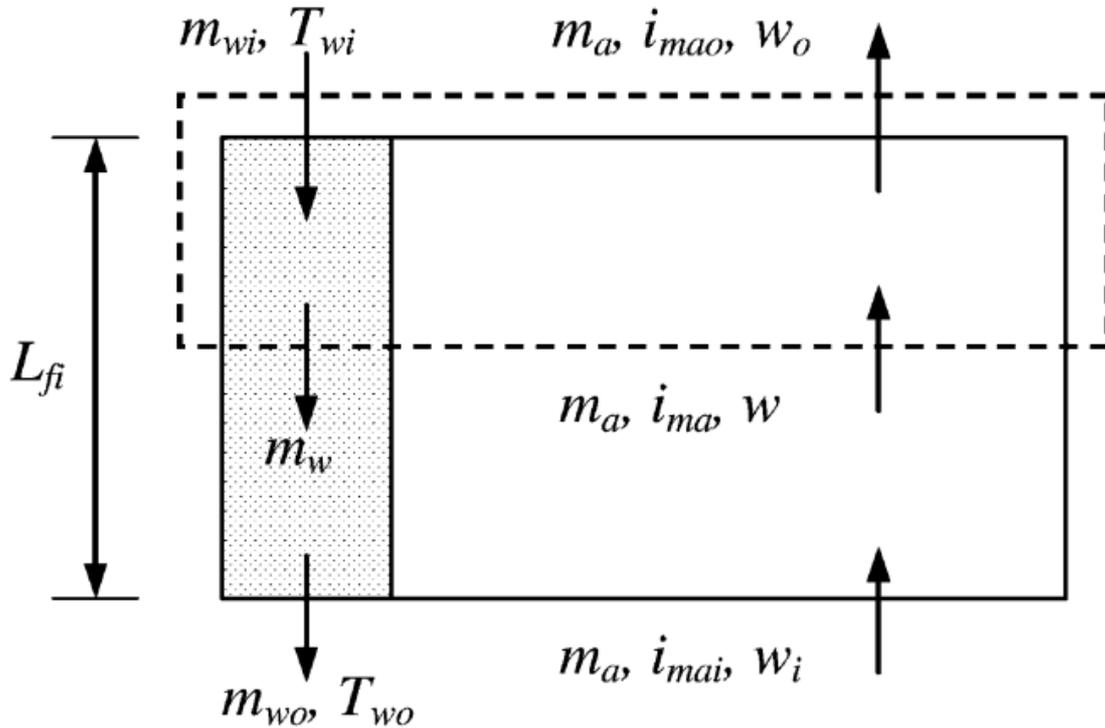


Figura 73. Volumen de control para el aire saturado.

En la Figura 71 se establece un volumen de control asociado a la torre de refrigeración del que puede deducirse un balance de masa y energía tal que:

$$dm_w = m_a dw \quad (6)$$

$$m_a di_{ma} - m_w di_w - i_w dm_w = 0 \quad (7)$$

Por otra parte, la Figura 72, que representa un volumen de control asociado a la interfase entre el agua y el aire donde la transferencia de calor debe entenderse como:

$$dQ = dQ_m + dQ_c \quad (8)$$

Donde  $dQ_m$  representa la transferencia de calor debido a la diferencia en la concentración de vapor y  $dQ_c$ , la transferencia de calor sensible debida a la diferencia de temperaturas. Por otra parte, la transferencia de masa se expresa:

$$dm_w = h_d (w_{sw} - w) dA \quad (9)$$

El desarrollo e integración de estas ecuaciones desemboca en la obtención de tres funciones para la variación de la humedad, la entalpía y el número de Merkel para el aire no saturado y otras tres para el aire sobresaturado. La resolución de estas ecuaciones diferenciales se lleva a cabo por el método de Runge-Kutta de cuarto orden, que divide el relleno de la torre de refrigeración en diferentes intervalos (cinco, según el ejemplo de la Figura 74) en los que la diferencia de temperaturas del agua sea la misma. El aire a la entrada se considera no saturado y, de forma iterativa hasta lograr la convergencia de las variables, se obtienen las propiedades psicrométricas pertinentes para conocer si en el siguiente intervalo lo está y, por tanto, si deben emplearse las ecuaciones relativas al aire sobresaturado, que se mantendrá en este estado hasta el final. Obteniendo las variaciones en la masa del agua, puede conocerse el volumen de agua evaporada.

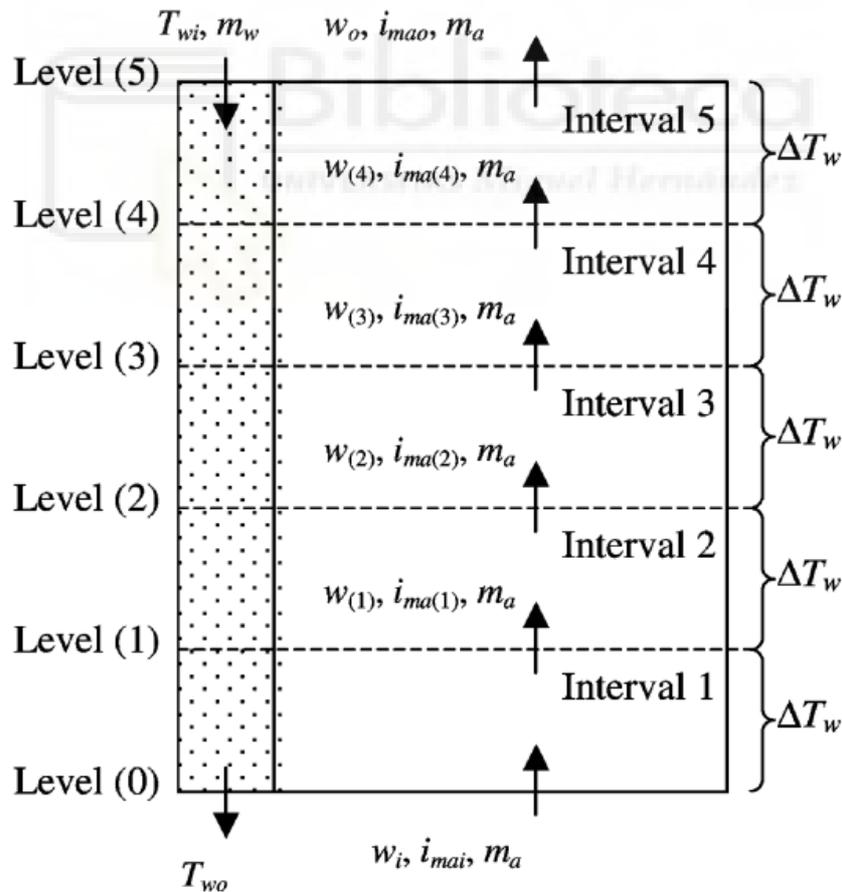


Figura 74. Intervalos empleados en el método Runge-Kutta.

### **6.3 CÁLCULO DEL CONSUMO DE AGUA DE LA TORRE EXISTENTE**

Con el objetivo de conocer la capacidad de refrigeración de la torre, así como los kilogramos de agua evaporada, a lo largo del presente apartado se desarrolla el proceso de cálculo de las variables que caracterizan el funcionamiento del sistema de refrigeración existente en la planta termosolar de Villena en base a los datos atmosféricos y de potencia obtenidos en SAM. Concretamente, las variables extraídas de la simulación validada en apartados previos comprenden valores de temperatura de bulbo seco, presión atmosférica y humedad relativa, que serán empleados en el cálculo de la temperatura de bulbo húmedo.

Asimismo, es necesario conocer la potencia que deberá ser disipada por los sistemas de refrigeración. Si bien las variables horarias de salida de System Advisor Model no recopilan valores asociados al calor vertido por el condensador al ambiente, sí arrojan datos sobre la potencia eléctrica bruta generada por la turbina, el calor que abandona el fluido térmico y el rendimiento definido como la proporción entre ambos. El calor disipado en el condensador puede ser obtenido como la diferencia entre ambas potencias.

La función para MATLAB con la que se calculan los valores de agua evaporada y flujo másico de aire que será necesario para conseguir una temperatura de salida del agua concreta se denomina 'Poppe\_flujoaire\_aguaevap.m'.

Uno de los fundamentos de esta función consiste en igualar el valor de NTU relativo a cada valor horario con el que puede calcularse con el método Poppe. Por este motivo, es imperativo obtener una correlación que permita calcular el NTU en base a las condiciones atmosféricas de cada intervalo estudiado.

#### **6.3.1 OBTENCIÓN DE LA CORRELACIÓN DEL NTU**

Adicionalmente se ofrecieron datos solicitados por el investigador para cubrir un conjunto de condiciones ambientales y de operación. Los datos suministrados por los ingenieros de ESINDUS (Actualmente Hamon a John Cockerill Company) los obtienen ejecutando el software interno de selección.

A partir de esa información se genera un archivo \*.txt para importarse en Matlab. En nuestro caso lo denominamos DataSheetParaMatlabPoppeJRR.txt.

Con la opción de importar datos en Matlab se genera la matriz necesaria para ejecutar el modelo de Poppe en cada caso.

Dos cuestiones a tener en cuenta en la importación de datos es que el delimitador de decimales sea coherente y que la importación se realice en Output Type: Numeric Matrix.

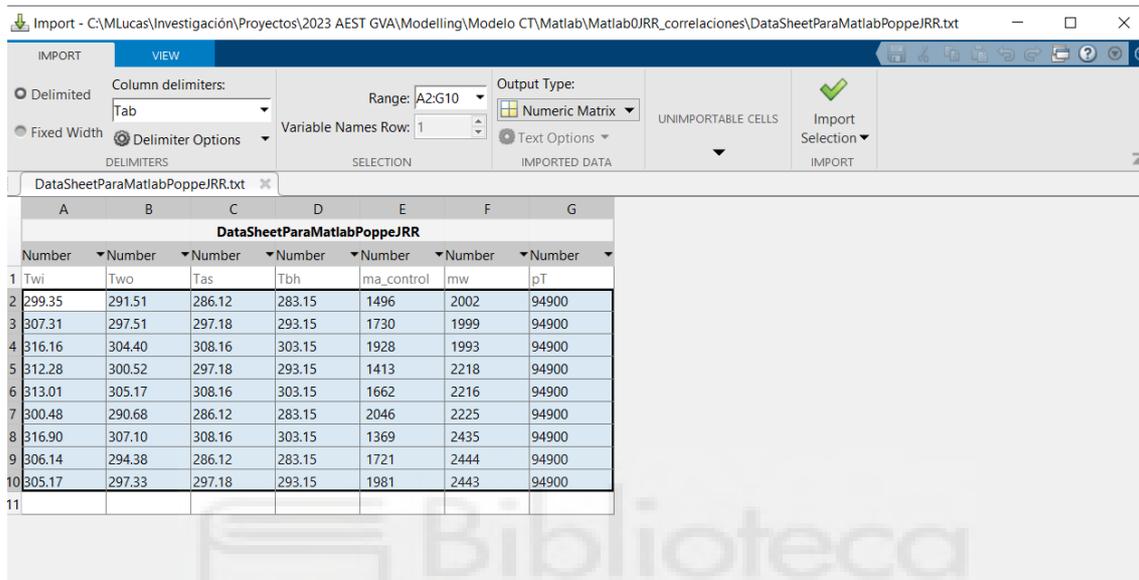


Figura 75. Datos importados a Matlab para la obtención de correlaciones.

Una vez se dispone de la información en el entorno de trabajo de Matlab, se ejecuta el siguiente código localizado en el archivo TablaCasosPoppeJRR1.m con lo que determina el valor del NTU de cada fila:

```

% Crear una matriz de datos
datos = DataSheetParaMatlabPoppeJRR1;

% Obtener el número de conjuntos de datos
num_conjuntos = size(datos, 1);

% Inicializar un vector para almacenar los resultados
resultados = zeros(num_conjuntos, 1);

% Iterar sobre cada conjunto de valores en la matriz y
ejecutar la función
    
```

```

for i = 1:num_conjuntos
    resultado = Me_Poppe_cc(datos(i, 1), datos(i, 2),
datos(i, 3), datos(i, 4), datos(i, 5), datos(i,
6),datos(i, 7), 5);
    resultados(i) = resultado;
end

```

| Twi (K) | Two (K) | Tas (K) | Tbh (K) | ma (kg/s) | mw (kg/s) | Patm (Pa) | L/G  | NTU_Poppe |
|---------|---------|---------|---------|-----------|-----------|-----------|------|-----------|
| 299,35  | 291,51  | 286,12  | 283,15  | 1.496,00  | 2.002,33  | 94.800,00 | 1,34 | 2,08      |
| 307,31  | 297,51  | 297,18  | 293,15  | 1.730,00  | 1.998,64  | 94.800,00 | 1,16 | 2,15      |
| 316,16  | 304,40  | 308,16  | 303,15  | 1.928,00  | 1.993,45  | 94.800,00 | 1,03 | 2,19      |
| 312,28  | 300,52  | 297,18  | 293,15  | 1.413,00  | 2.218,00  | 94.800,00 | 1,57 | 1,80      |
| 313,01  | 305,17  | 308,16  | 303,15  | 1.662,00  | 2.215,96  | 94.800,00 | 1,33 | 1,65      |
| 300,48  | 290,68  | 286,12  | 283,15  | 2.046,00  | 2.224,80  | 94.800,00 | 1,09 | 2,42      |
| 316,90  | 307,10  | 308,16  | 303,15  | 1.369,00  | 2.434,74  | 94.800,00 | 1,78 | 1,46      |
| 306,14  | 294,38  | 286,12  | 283,15  | 1.721,00  | 2.444,14  | 94.800,00 | 1,42 | 2,02      |
| 305,17  | 297,33  | 297,18  | 293,15  | 1.981,00  | 2.443,46  | 94.800,00 | 1,23 | 2,00      |

Tabla 14. Resultados de NTU según el modelo de Poppe.

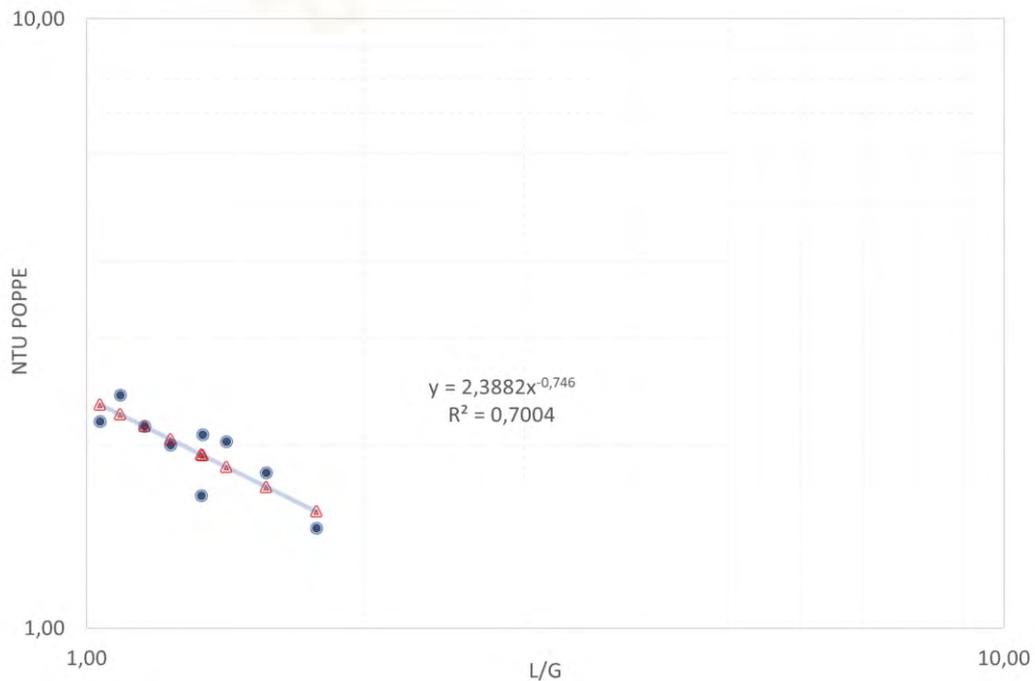


Figura 76. Representación de la correlación obtenida.

A partir de los resultados obtenidos se obtiene la correlación de

$$NTU_{Poppe} = 2,3882 \cdot (L/G)^{-0,746} \quad (10)$$

Para comprobar la bondad de la misma comparamos los resultados obtenidos por la correlación en términos de temperatura de salida experimental (ofrecida por ESINDUS) frente a la del modelo. Para ello, ahora importamos al espacio de trabajo el archivo CasosCorrelPoppeJRR1.txt que contiene la información de la tabla anterior.

En el archivo Calculo\_Tw2\_predecida\_MLM1.m se deben actualizar los coeficientes de la correlación, en este caso  $a_0=2.38$  y  $a_1=-0.746$ .

A continuación, se ejecuta el programa. Los resultados obtenidos muestran un error promedio de  $0,52^\circ\text{C}$  y un error máximo de  $1,22^\circ\text{C}$ .

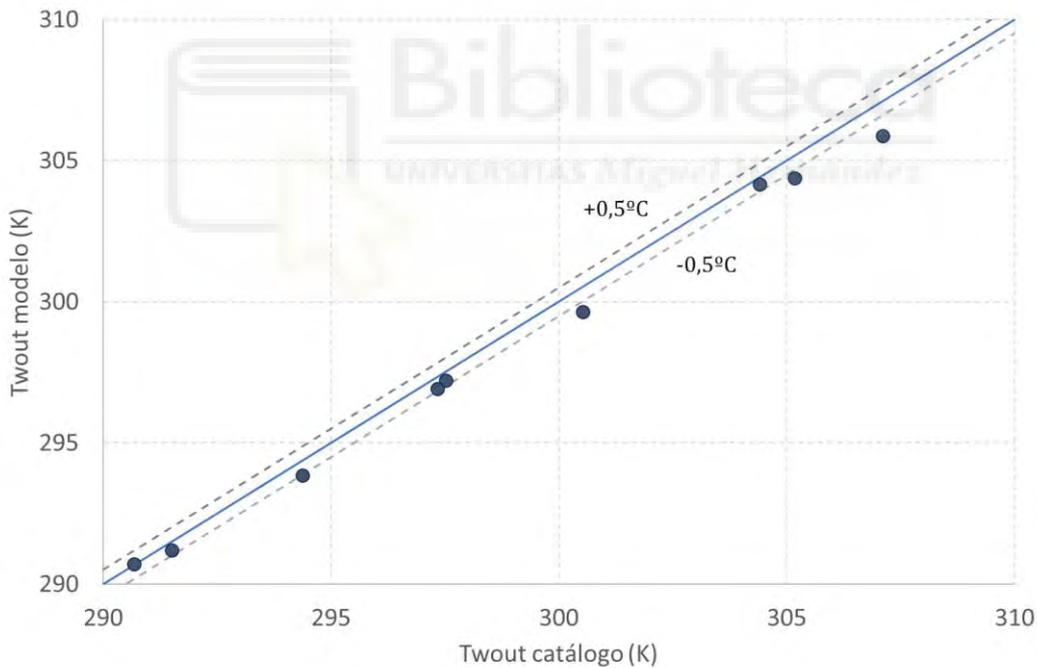


Figura 77. Error cometido por el modelo en términos de Temperatura del agua de salida. Modelo 1.

Replicando el procedimiento, en este caso para validar la bondad del modelo para determinar el flujo másico de aire, se ejecuta el archivo Calculo\_ma\_predecida\_MLM1.m, obteniendo un error promedio del 5,42% y un error máximo del 7,56%.

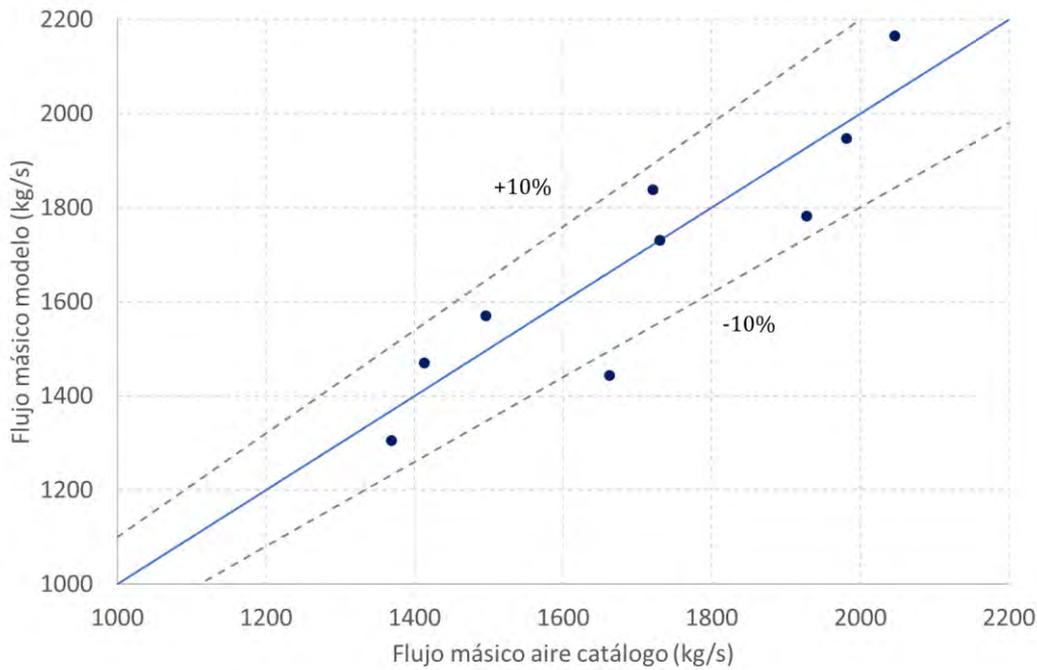


Figura 78. Error cometido por el modelo en términos de flujo másico de aire (kg/s), Modelo 1.

Como no quedamos completamente satisfechos con los resultados, planteamos una mejora de la correlación incorporando la Temperatura de bulbo húmedo en la ecuación, siguiendo el trabajo de Kloppers y Kroger [2005]. El ajuste se realiza con la App Curve Fitting de Matlab

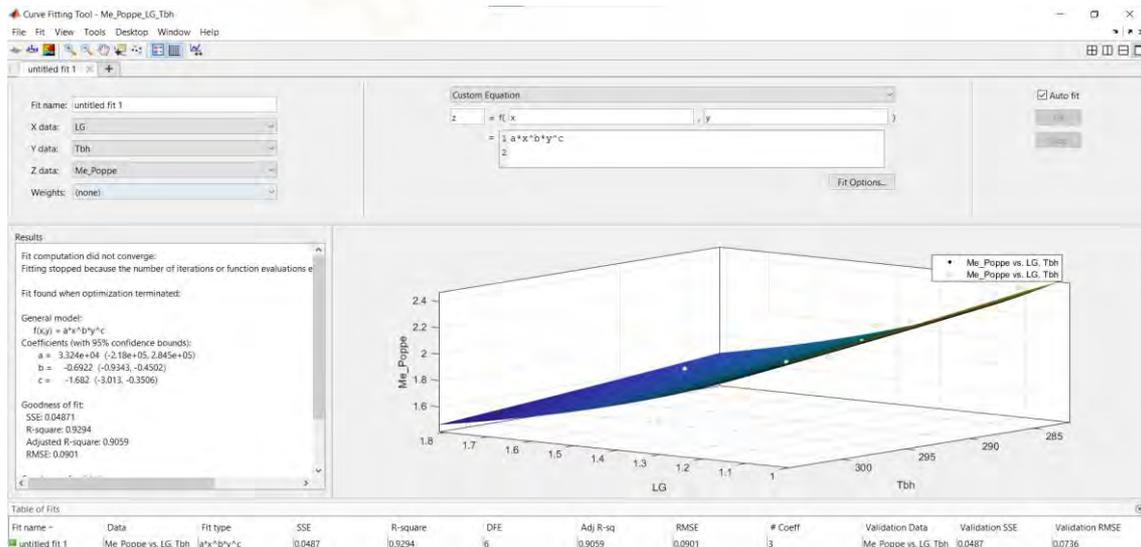


Figura 79. Captura de pantalla del ajuste de los resultados de la torre de refrigeración en Curve Fitting de Matlab.

De esta manera la ecuación para la modelización térmica de la torre de refrigeración queda:

$$NTU_{Poppe} = 33240 \cdot (L/G)^{-0,6922} \cdot (Tbh)^{-1,682} \quad (11)$$

Incorporamos esta correlación a las funciones `Calculo_Tw2_predecida_MLM1.m` y `Calculo_ma_predecida_MLM1.m` y replicamos el procedimiento. Quedando los errores medio y máximo en la temperatura de salida del agua en 0,08°C y 0,22°C, como se muestra en la siguiente figura.

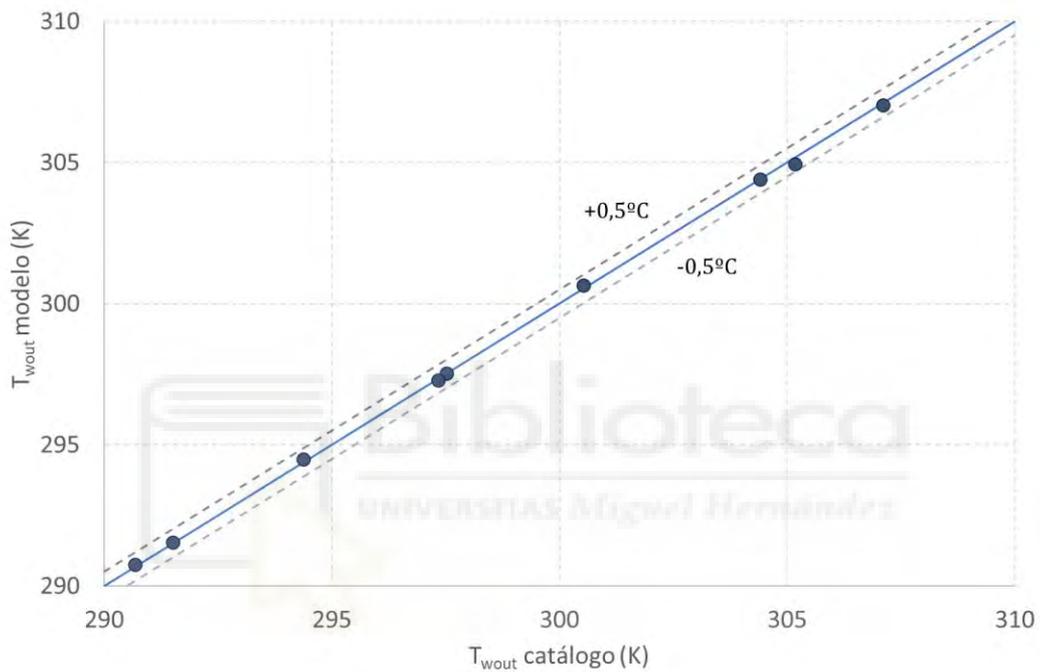


Figura 80. Error cometido por el modelo en términos de Temperatura del agua de salida. Modelo 2.

En el caso de la determinación del flujo másico de aire los errores medio y máximo son ahora del 2,43% y 9,22%.

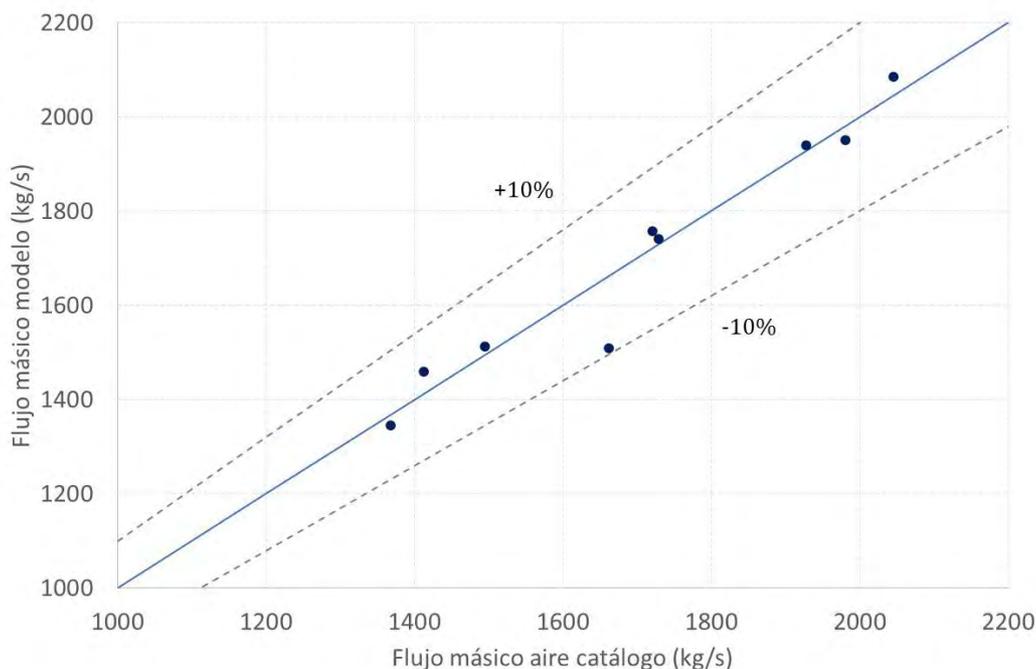


Figura 81. Error cometido por el modelo en términos de flujo másico de aire (kg/s), Modelo 2.

Con esto consideramos que el modelo que incorpora la temperatura de bulbo húmedo cumple con el compromiso entre compacidad-simplicidad y para los datos de catálogo.

### 6.3.2 COMPARATIVA MODELO DE CATÁLOGO CON DATOS EXPERIMENTALES

Una vez extraemos los datos ofrecidos por el fabricante, el siguiente paso es comprobar si el comportamiento previsto coincide con lo registrado en la planta de Villena. Para eso se emplean los datos de días tipos por cada mes con las variables registradas en la planta. A partir de la información suministrada se dispone directamente de las variables ambientales ( $T_{amb}$  seca, Humedad relativa y Presión Atmosférica) y de las temperaturas de la corriente de agua ( $T_{win}$  y  $T_{wout}$ ). En el caso de la temperatura de salida se dispone tanto de la temperatura de la basa de la torre de refrigeración, como la registrada en la tubería de entrada al condensador. Sin embargo, no se dispone de los flujos másicos de agua y aire por lo que es necesario establecer unas hipótesis de cálculo para su determinación. En el caso del flujo másico de agua, se realiza un balance de energía en la planta dado que se dispone de la potencia bruta generada y asumiendo un rendimiento térmico del ciclo Rankine de 0,39 se

puede determinar el calor cedido en el condensador y con el salto de temperaturas el flujo másico de agua.

Para la determinación del flujo másico de aire se dispone de las intensidades consumidas en los ventiladores. A partir de los datos máximos registrados se establece el % de velocidad de giro los ventiladores y conociendo el caudal nominal y la densidad del aire se puede determinar el flujo másico.

Una vez disponible la información de los 12 puntos de operación de la planta a lo largo del año se determina la relación LG-NTU para esos casos obteniendo el siguiente gráfico:

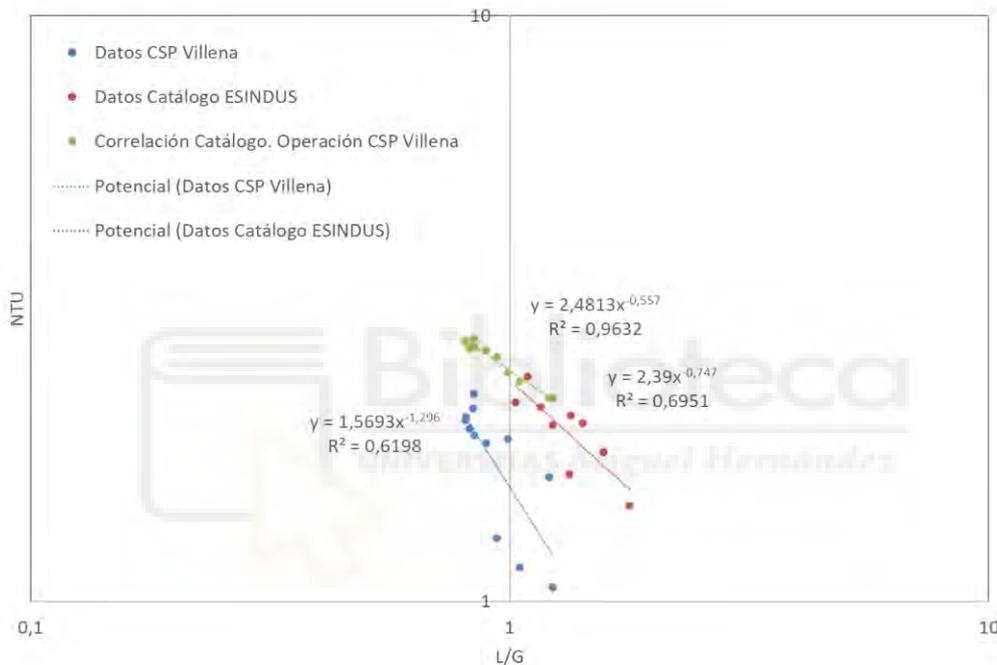


Figura 82. Comparación de correlaciones.

Estos cálculos se realizan para los 12 mediodías disponibles y se obtiene que el comportamiento de la torre de refrigeración de Villena según los datos registrados y las hipótesis de cálculo empleadas está un 32% en promedio por debajo en términos de NTU a lo esperado según los datos de catálogo. Esto hace que nos planteemos de nuevo la creación de una nueva correlación que describa más fielmente el comportamiento actual de la torre de Villena.

De esta manera la ecuación para la modelización térmica de la torre de refrigeración a partir de los datos de los medios días queda:

$$NTU_{Poppe} = 776,8 \cdot (L/G)^{-1,399} \cdot (Tbh)^{-1,097} \tag{12}$$

### 6.3.3 FUNCIÓN PARA LA SIMULACIÓN DE LA TORRE EXISTENTE

Para facilitar la inserción de los ocho mil setecientos sesenta valores que adoptan las cuatro variables de entrada, se ha optado por generar directamente en Matlab un vector para cada variable, de manera que estos contengan todos los valores de calor a disipar en el condensador, humedad, presión y temperatura de bulbo seco que se pretende procesar.

A continuación, se establecen los datos iniciales comunes a cada una de las horas del año:

```
% Datos iniciales
mw=1645.41;
num_conjuntos = size(Q_sal, 1);
cpagua=4186;
m_air_max=620.2*3*1.056;
a0=776.8;
a1=-1.399;
a2=-1.097;
HR1=HR/100;
N=10;
```

Donde mw es el caudal de agua, cpagua es su calor específico y m\_air\_max es el máximo caudal de aire que puede ser impulsado de manera conjunta por los tres ventiladores, tres valores que serán considerados constantes, así como los tres coeficientes que conforman la correlación ajustada a partir de valores del NTU calculados por el método de Poppe.

Esta correlación, deducida en apartados previos, permite la obtención del valor NTU para unos valores dados de temperatura de bulbo húmedo y de L/G. Esta última, definida como la proporción entre el caudal de agua trasegado en la torre de refrigeración y el de aire desplazado por los ventiladores, deberá calcularse como el cociente de los flujos másicos correspondientes.

A continuación, se crean vectores del mismo tamaño que los de entrada para albergar los datos de salida:

```
% Inicializar un vector para almacenar los resultados
DT = zeros(num_conjuntos, 1);
tagua_i = zeros(num_conjuntos, 1);
tagua_o = zeros(num_conjuntos, 1);
NTU = zeros(num_conjuntos, 1);
ma = zeros(num_conjuntos, 1);
Twb = zeros(num_conjuntos, 1);
Me_corr = zeros(num_conjuntos, 1);
Me_Poppe = zeros(num_conjuntos, 1);
M_lost_wct = zeros(num_conjuntos, 1);
```

```
Tamb2 = zeros(num_conjuntos, 1);
HR2 = zeros(num_conjuntos, 1);
propLG = zeros(num_conjuntos, 1);
```

```
% Variable a la que se irán sumando los valores de agua evaporada
M_lost_wct_acum=0;
```

La obtención de datos concluye con el cálculo de la temperatura de bulbo húmedo, para lo cual se descartarán los valores para los que la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada sea superior a la temperatura de salida del agua, ya que en estos casos no existiría capacidad de enfriamiento.

```
% Variables necesarias para el cálculo de la temperatura de bulbo húmedo
```

```
for i = 1:num_conjuntos
    pvs=pvapsat(tbs(i));
    pv=(HR1(i)*pvs);
    omega_i=omega1(HR1(i),pvs,p(i));
```

```
% Cálculo de la temperatura de bulbo húmedo del aire en la entrada.
```

```
% Temperatura de rocío
tr_entrada=dewtemp(pv);
Twb(i)=wetbulb(tr_entrada,p(i),omega_i,tbs(i));
if Twb>tagua_o
    disp(['La temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada debe',...
        ' ser superior a la del aire de salida, empezar de nuevo']);
end
```

La primera distinción que debe realizar la función es la de descartar aquellos valores para los que no debe disiparse carga térmica, en cuyo caso los valores de salida asociados la NTU, el agua evaporada y al flujo másico se fijan en cero y la temperatura de entrada y salida del agua se iguala a la temperatura ambiente.

```
if Q_sal(i) <= 0
    tagua_o(i)=tbs(i);
    tagua_i(i)=tbs(i);
    M_lost_wct(i)=0;
    Me_Poppe(i)=0;
    Me_corr(i)=0;
    NTU(i)=0;
    DT(i)=0;
else
```

De esta manera, todos los datos que estén asociados a una potencia a disipar en el condensador no se verán sometidos a esta condición e iniciarán el proceso de cálculo que a continuación se detalla.

De manera inmediatamente posterior, se establece un valor de *approach*, término que se refiere a la diferencia entre la temperatura con la que el agua

abandona la torre y la temperatura de bulbo húmedo del agua. En base a datos concedidos por la planta termosolar de Villena, se conoce que la temperatura de salida es cercana a los 20°C, por lo que este valor se admitirá como una constante de cálculo provisionalmente. Sin embargo, cuando la temperatura de control, valor resultante de la suma entre la temperatura de bulbo húmedo y el *approach*, sea superior a los 20°C, no será posible para el agua alcanzarlos como temperatura de salida, por lo que la temperatura de control pasará a convertirse en la temperatura objetivo. Como ya se ha mencionado, se procede partiendo de un flujo másico de agua que ha sido obtenido como el valor promedio de los datos representativos proporcionados por la central de Villena. La variación de temperatura se calcula para cada valor horario en función de la potencia a disipar y el calor específico del agua, que también se asume constante.

```

App=3;
t_ctrl=Twb(i)+App;
if t_ctrl <= 20
    tagua_o(i) = 20;
else
    tagua_o(i) = t_ctrl;
end

DT(i)= Q_sal(i)/(mw*cpagua);
tagua_i(i)=tagua_o(i)+DT(i);

```

Sumando la diferencia de temperaturas calculada a la temperatura de salida establecida se obtiene la temperatura de entrada, que a su vez será un dato necesario para la obtención NTU por el método de Poppe. Con el objetivo de conocer este valor y el caudal de aire asociado, se iguala el valor de NTU obtenido mediante el método de Poppe al valor calculado mediante la correlación:

$$NTU_{Poppe} = 776,8 \cdot (L/G)^{-1,399} \cdot (Tbh)^{-1,097} \quad (12)$$

La resolución se lleva a cabo mediante un bucle iterativo en el que participa la función *NTU\_Poppe*, que calcula el valor de NTU mediante el método de Poppe y la correlación anteriormente especificada. En él, se asignan valores a la proporción L/G, hasta que los valores de NTU de ambos métodos de cálculo se

igualan, admitiéndose un error relativo máximo del 0,1%. Se ha optado por un bucle que parte de un límite inferior establecido en 0,001 al que se le irán sumando valores de la misma magnitud, de manera que la proporción encontrada sea siempre la mínima posible en relación al error relativo admisible y, por ende, el flujo másico de aire que posteriormente se calculará adoptará valores más elevados que los que se obtendrían si se aproximase a la proporción buscada desde un límite superior, por lo que se atiende, de forma general, a situaciones más desfavorables que la real. El bucle descrito toma la siguiente forma:

```
% Cálculo del flujo de aire preliminar para conocer L/G

propLG(i)=0.001;
Me_corr(i)=100;
NTU(i)=1;

while ((Me_corr(i)-NTU(i))/NTU(i)) > 0.001 || NTU(i)<0 || NTU(i)>10

    propLG(i) = propLG(i)+0.001;

    NTU(i) = NTU_Poppe_Modificado(HR(i),p(i),tbs(i),tagua_i(i),...
        tagua_o(i),propLG(i));
    Me_corr(i) = a0*(propLG(i)^a1)*((Twb(i)+273.15)^a2);

end

ma(i) = mw/propLG(i);
NTU(i) = NTU_Poppe_Modificado(HR(i),p(i),tbs(i),tagua_i(i),...
    tagua_o(i),propLG(i));
Me_corr(i) = a0*(propLG(i)^a1)*((Twb(i)+273.15)^a2);
```

Una vez obtenida la proporción adecuada se despeja el flujo másico de aire y se establece una discriminación en función de si este valor supera el flujo máximo de la torre de refrigeración, que viene dado por tres ventiladores de 620,2 m<sup>3</sup>/s, para lo cual se asumirá un valor constante de la densidad de 1,056 kg/m<sup>3</sup>, tal y como se ha expresado en la declaración de constantes al inicio de este script.

En el caso de que los valores obtenidos de flujo másico de aire no superen este valor, los valores de NTU serán calculados para la temperatura de salida preliminar de 20°C o, en su defecto, de la temperatura de control y el flujo másico recientemente calculado. Con la función Me\_Poppe\_cc, calculamos los valores buscados de agua evaporada.

```
% DISTINCIÓN SEGÚN FLUJO DE AIRE

if ma(i) <= m_air_max

    [Me_Poppe(i), M_lost_wct(i), Tamb2(i), HR2(i)] = Me_Poppe_cc...
```

```
(tagua_i(i)+273.15,tagua_o(i)+273.15,tbs(i)+273.15,...
Twb(i)+273.15,ma(i),mw,p(i),N);
M_lost_wct_acum = M_lost_wct_acum+M_lost_wct(i);
```

Si, por el contrario, el flujo másico despejado de la ecuación establecida para el NTU supera el máximo establecido, se procederá al recálculo de la temperatura de salida, para lo cual será necesario obtener el NTU correspondiente a la relación L/G asociada al flujo máximo. De nuevo, se establece una función que iguala el valor de NTU según la función Me\_Poppe\_cc y el de la correlación:

```
else
ma(i)=m_air_max;
NTU(i) = a0*((mw/ma(i))^a1)*((Twb(i)+273.15)^a2);

fun=@(x) ((Me_Poppe_cc(x+DT(i)+273.15,x+273.15,tbs(i)+273.15...
,Twb(i)+273.15,ma(i),mw,p(i),N)- NTU(i))/NTU(i));

tagua_o_ls=tagua_i(i);
tagua_o_li=t_ctrl;
dif=1e-10;

while (tagua_o_ls-tagua_o_li) > dif
tagua_o(i)=(tagua_o_ls+tagua_o_li)/2;
if fun(tagua_o(i)) < 0.001 && fun(tagua_o(i)) > -0.001
break
elseif fun(tagua_o_li)*fun(tagua_o(i)) < 0
tagua_o_ls=tagua_o(i);
else
tagua_o_li=tagua_o(i);
end
end
```

En contraposición al método empleado en el bucle iterativo en la obtención de la proporción LG, donde únicamente se establecía un límite inferior al que se iban sumando valores hasta igualar los NTU calculados, la temperatura de salida del agua para aquellos valores en los que el flujo másico de aire alcanza su valor máximo se obtuvo mediante el método de la bisección.

Para ello, se estableció un límite superior en la temperatura de entrada del agua y un límite inferior en la temperatura de control previamente calculada. El bucle buscará valores intermedios hasta que la diferencia entre ambas disminuya hasta un cierto valor, o bien hasta que el NTU calculado por la función Me\_Poppe\_cc y por la correlación tengan una diferencia entre ellas lo suficientemente cercana a cero. Se evalúa el valor adoptado por la función cuando se sustituye el valor promedio entre los límites establecidos y según el resultado obtenido, se puede proceder de tres formas distintas.

En el caso de que la solución se encuentre en el intervalo  $[-0,001;0,001]$ , el bucle concluirá y el valor intermedio obtenido como la media entre los últimos límites establecidos se considerará como la temperatura de salida del agua.

Si, por el contrario, la solución se encuentra fuera del intervalo especificado, el siguiente paso del proceso iterativo será averiguar si la temperatura buscada es un valor superior o inferior al insertado en la función, lo cual se consigue mediante el teorema del valor intermedio. Este teorema establece que, si una función continua cambia de signo en un intervalo, existe un valor dentro de ese intervalo para el que la función se iguala a cero. Para comprobar donde se encuentra este valor, se utiliza el comando *if*. Si el producto entre el valor que toma la función para uno de los límites (en este caso se escogió el inferior) y el valor de la función para el valor promedio entre ambos límites es inferior a cero, ambos valores son necesariamente de sentido contrario y, por lo tanto, existe una solución entre ambos valores. Por ello, puede descartarse la otra mitad del intervalo asignando al límite superior el valor promedio que acaba de ser insertado en la función y proceder a una nueva iteración.

Si el valor promedio entre los límites no cumple ninguna de las condiciones anteriores, es decir, el error relativo es superior al admisible pero no se produce un cambio de signo entre el valor promedio y el límite inferior, la solución deberá buscarse en el otro lado del intervalo, para lo cual, el valor promedio deberá convertirse en el nuevo límite inferior.

Finalmente, se ejecutan las funciones que ya han sido utilizadas a lo largo del script para la obtención de los valores de NTU y masa de agua evaporado.

```

tagua_i(i)=tagua_o(i)+DT(i);
[Me_Poppe(i), M_lost_wct(i), Tamb2(i), HR2(i)] = Me_Poppe_cc...
    (tagua_i(i)+273.15,tagua_o(i)+273.15,tbs(i)+273.15,...
    Twb(i)+273.15,ma(i),mw,p(i),N);
M_lost_wct_acum = M_lost_wct_acum+M_lost_wct(i);
Me_corr(i)=a0*((mw/ma(i))^a1)*((Twb(i)+273.15)^a2);
NTU(i) = NTU_Poppe_Modificado(HR(i),p(i),tbs(i),tagua_i(i),...
    tagua_o(i),propLG(i));

    end
end
end
end

```

De esta manera se logra obtener la temperatura de salida del agua con una precisión apropiada, pudiendo obtener así la masa de agua evaporada con un número de iteraciones relativamente bajo.

#### 6.3.4 CONSUMO DE AGUA EN TORRES DE REFRIGERACIÓN

La evaporación en torres de refrigeración es el fenómeno por el cual se pierde una mayor cantidad de agua, pero no es el único. Además de los valores de agua evaporada ( $E$ ) obtenidos mediante el proceso de cálculo previamente detallado, debe obtenerse la masa de agua de purga ( $P$ ) y de arrastre ( $D$ , del inglés *Drift*). La suma de estos tres valores constituye el agua de aporte ( $A$ ), atendiendo a la fórmula:

$$A = E + P + D \quad (13)$$

La primera de ellas, el agua de purga, es aquel volumen que se evacúa para disminuir la concentración de sólidos disueltos, a menudo sales y químicos, que aumentan como consecuencia de la evaporación del agua. Este proceso es de vital importancia para el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración, evitando la formación de depósitos e incrustaciones y la corrosión. Está relacionada con los valores calculados de agua evaporada según la fórmula:

$$P = E / (CC - 1) \quad (14)$$

Donde  $CC$  representa los ciclos de concentración, un parámetro que se identifica con el cociente entre la concentración de sólidos disueltos en el agua de purga y los sólidos disueltos en el agua de aporte. Se ha optado por un valor de 2,5, que será empleado para la obtención de cada uno de los valores de agua purgada asociados a los valores obtenidos de agua evaporada. Este valor ha sido obtenido partiendo de la base de que el agua de aporte total sea lo más similar posible al agua de aporte, de manera que el resto de valores que la conforman puedan compararse manera apropiada y pueda comprenderse mejor cómo se distribuyen los volúmenes asociados a estos fenómenos en el funcionamiento cotidiano del sistema.

La suma de estos tres volúmenes de agua constituye, el agua de aporte de cada uno de los valores horarios.

El agua de arrastre, por otra parte, se asocia con el volumen de agua arrastrado en forma de gotas por el volumen de aire del que la torre de refrigeración también se sirve para refrigerar. Generalmente, el volumen de agua de arrastre es despreciable teniendo en cuenta el porcentaje que representa en el agua de aporte con respecto al agua de evaporación y de purga, pero es necesario tener en cuenta qué cantidades alcanza por motivos relacionados al ahorro y la propagación de legionelosis por aerosoles. Concretamente, suele encontrarse en torno al 0,001% del flujo total de agua. Por ello, para cada hora se obtiene como el 0,001 % del agua total circulante, para cuyo cálculo debe recuperarse el caudal de agua  $m_w = 1645,41 \text{ kg/s}$ . Este 0,001 % se aplicará únicamente para las horas con carga térmica contabilizada y, por tanto, con agua evaporada.

### **6.3.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS PARA EL CONSUMO DE AGUA**

Los valores previamente calculados se representan a continuación para ser adecuadamente contrastados, no solo con los valores experimentales proporcionados por la planta termosolar Enerstar-Villena, sino también con la información obtenida de la simulación en Solar Advisor Model para diversos rangos y escalas de tiempo. Los valores horarios del agua de aporte para todo el año toman la siguiente forma:

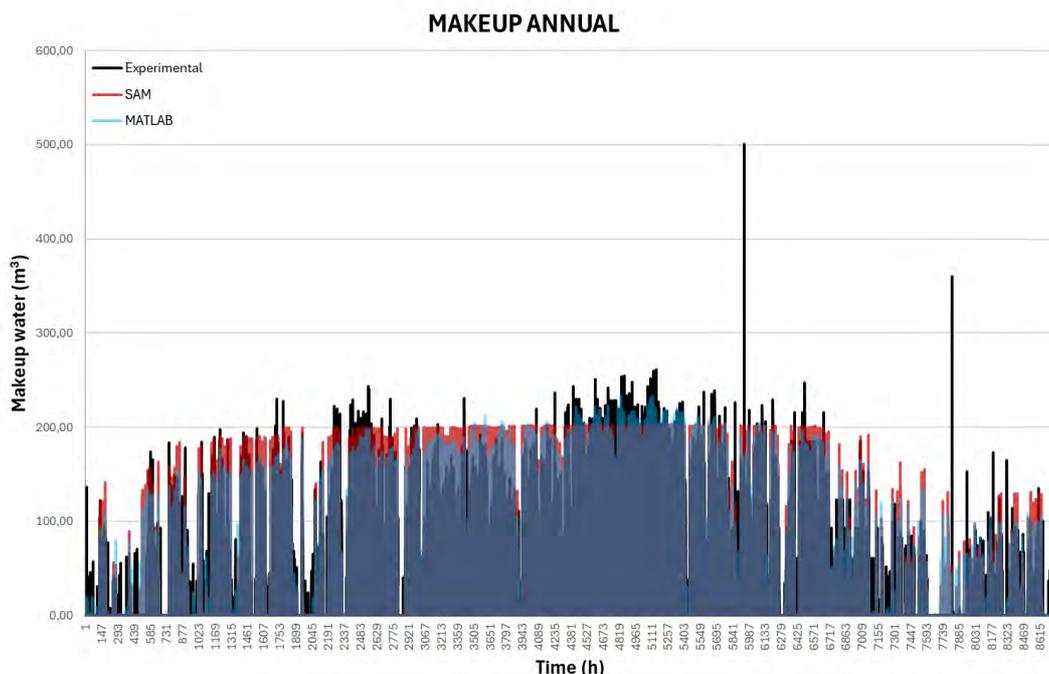


Figura 83. Superposición de datos de agua evaporada previa al tratamiento de datos

A simple vista, existen diversos fenómenos especialmente llamativos que merecen ser estudiados con detenimiento.

Existen dos consumos puntuales que sobrepasan con creces al resto de valores. Estos datos corresponden con una avería en el contador, en el primero de esos casos, ocurrido el 5 de septiembre a las 6 horas, y a trabajos de limpieza y desinfección, en el marco del cumplimiento del Real Decreto 487/2022, de 21 de junio, por el que se establecen los requisitos sanitarios para la prevención y el control de la legionelosis, el 22 de noviembre entre las 9 y las diez horas. Estos valores han sido anulados con el objetivo de lograr una comparación más precisa y realista.

Del mismo modo, existe un intervalo entre el 16 y el 22 de noviembre en el que la central no se encontraba operativa, por lo que los resultados simulados por Matlab y SAM relativos a los datos de esta semana no se han tenido en cuenta en esta validación ni tampoco en los cálculos que se llevarán a cabo en apartados sucesivos para el análisis de nuevos equipos y configuraciones destinadas al ahorro de agua y mejora de la eficiencia energética.

De esta manera, tras el tratamiento de datos explicado en párrafos anteriores, se obtienen gráficas más apropiadas, que permiten visualizar con mayor detalle

las fluctuaciones producidas a lo largo del año debido a las condiciones meteorológicas. Por si fuera poco, más adelante se obtendrán valores más acertados de errores relativos gracias a estas correcciones de los que podrían obtenerse sin llevar a cabo este ejercicio, pues se eliminan desviaciones ilógicas y se trabaja en un rango de valores más fidedigno con el comportamiento de la planta.

Una vez llevadas a cabo las correcciones descritas, se representan los resultados para realizar una comparativa apropiada. En primer lugar, se exponen las soluciones obtenidas por el proceso de cálculo previamente descrito en Matlab superpuestas con los valores experimentales cedidos por la central termosolar Enerstar-Villena. Los valores horarios del agua evaporada para todo el año toman la siguiente forma:

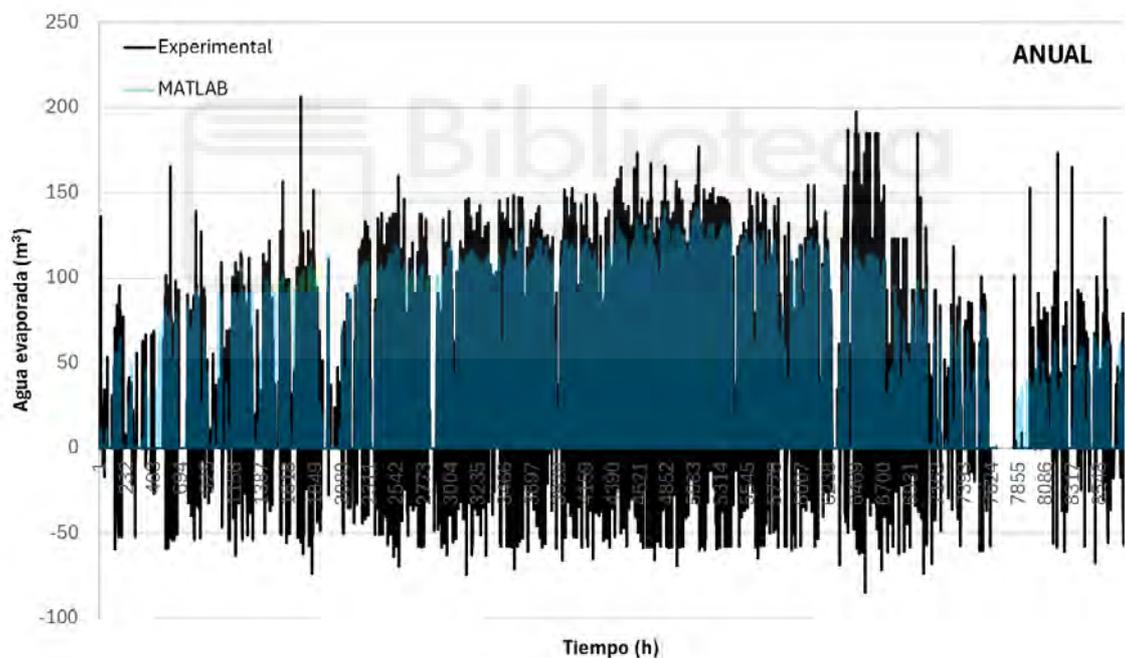


Figura 84. Resultados de agua evaporada según Matlab sobre los datos experimentales

Mientras que las soluciones obtenidas en SAM se representan de una forma apreciablemente distinta:

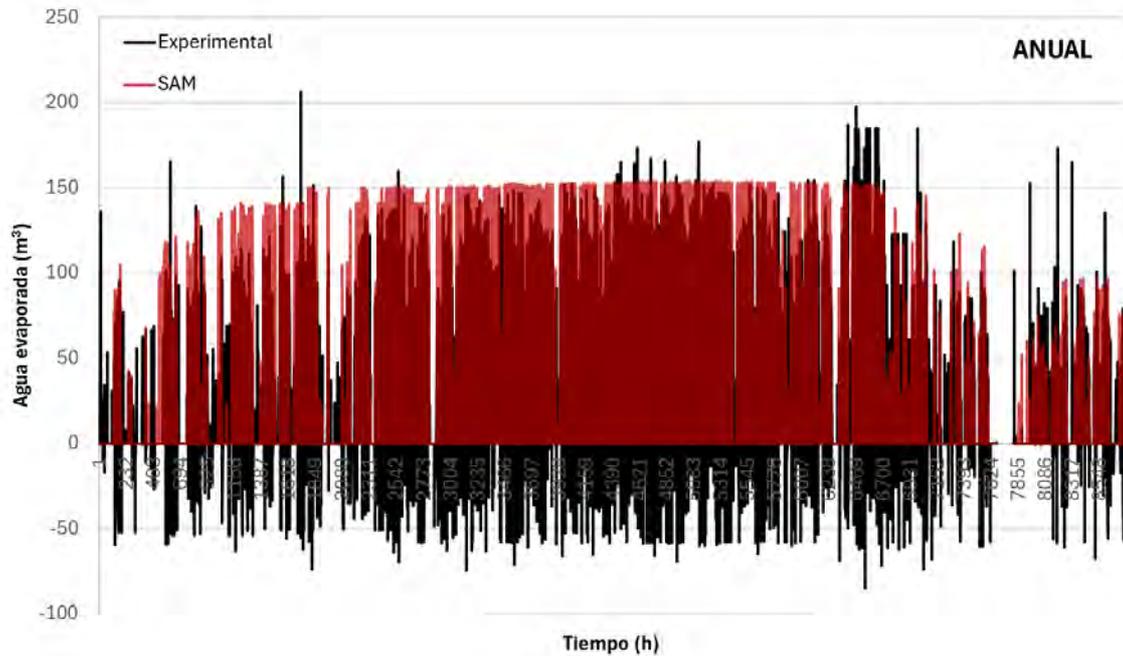


Figura 85. Resultados de agua evaporada según SAM sobre los datos experimentales

En un rango temporal tan amplio como lo es el anual, es sencillo discernir cómo los resultados calculados mediante las funciones de Matlab que simulan el método de Poppe acompañan de una forma mucho más acertada a los valores experimentales. Los valores de SAM se muestran de una forma mucho más uniforme, con diferencias menos acusadas entre meses con condiciones meteorológicas muy distintas, mientras que el agua evaporada presente en las gráficas asociadas a Matlab sí se ve afectada por estas condiciones, consiguiendo un comportamiento y una evolución anual que se superpone mucho mejor con los datos reales.

Se obtiene un efecto muy similar y mismas conclusiones si se agrupan los sumatorios para cada día:

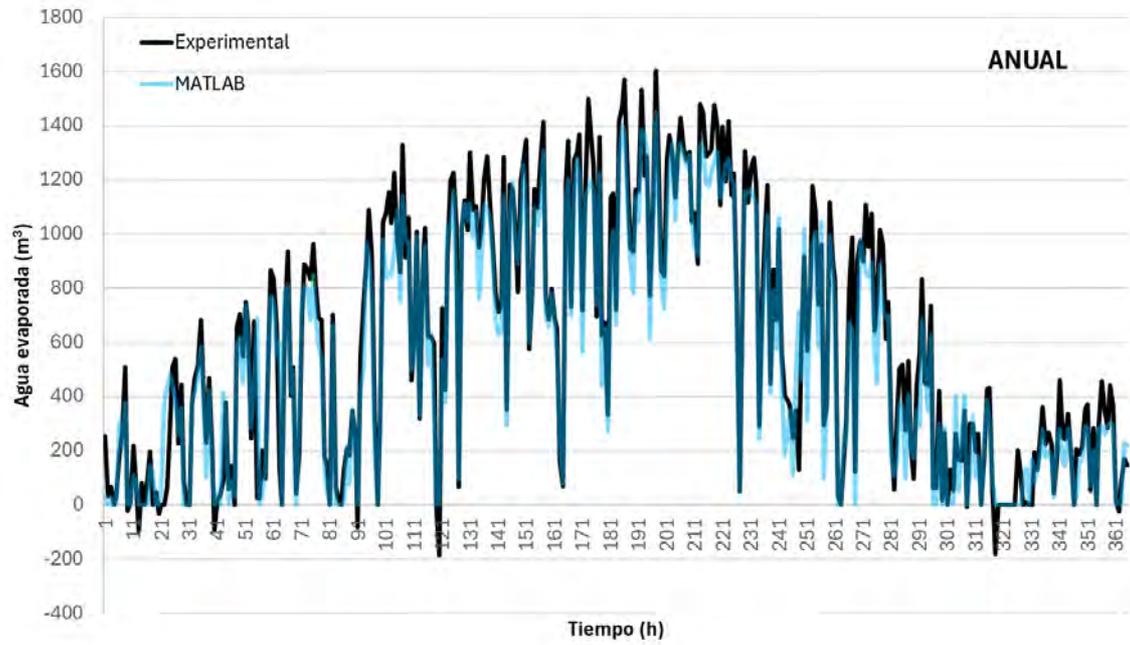


Figura 86. Resultados de agua evaporada según Matlab sobre los datos experimentales, agrupación diaria

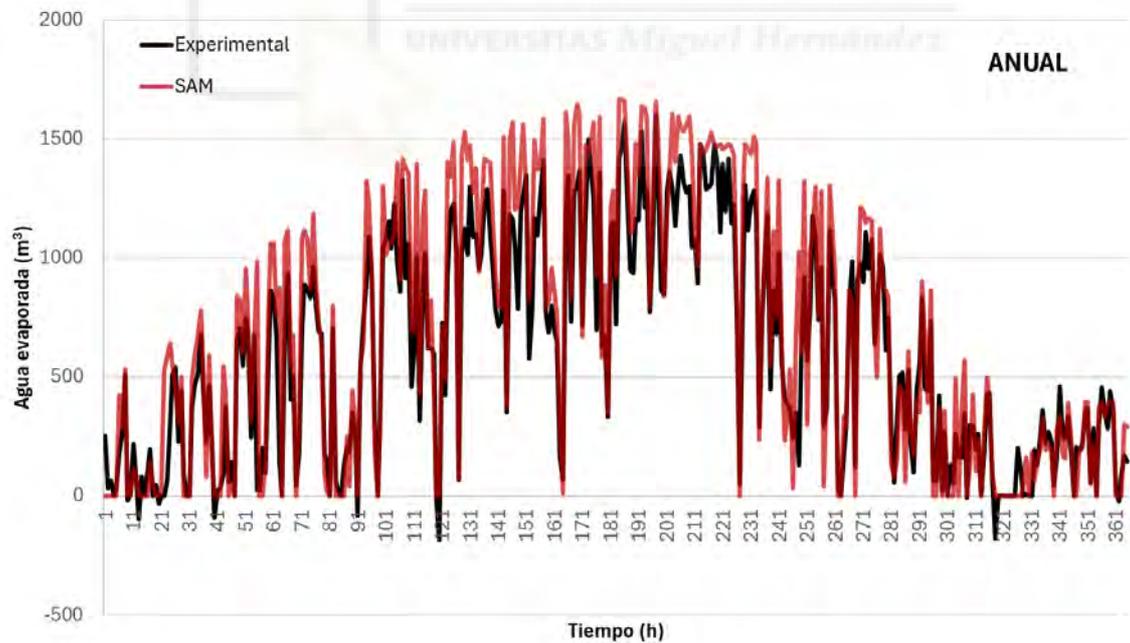


Figura 87: Resultados de agua evaporada según SAM sobre los datos experimentales

Los valores obtenidos en SAM presentan un desfase que no se aprecia de forma tan señalada en las gráficas de Matlab, las cuales, de nuevo, logran una superposición casi total con los datos experimentales.

Incluso los datos agrupados por meses reflejan una mejor aproximación entre los datos de Matlab con respecto a los de SAM.

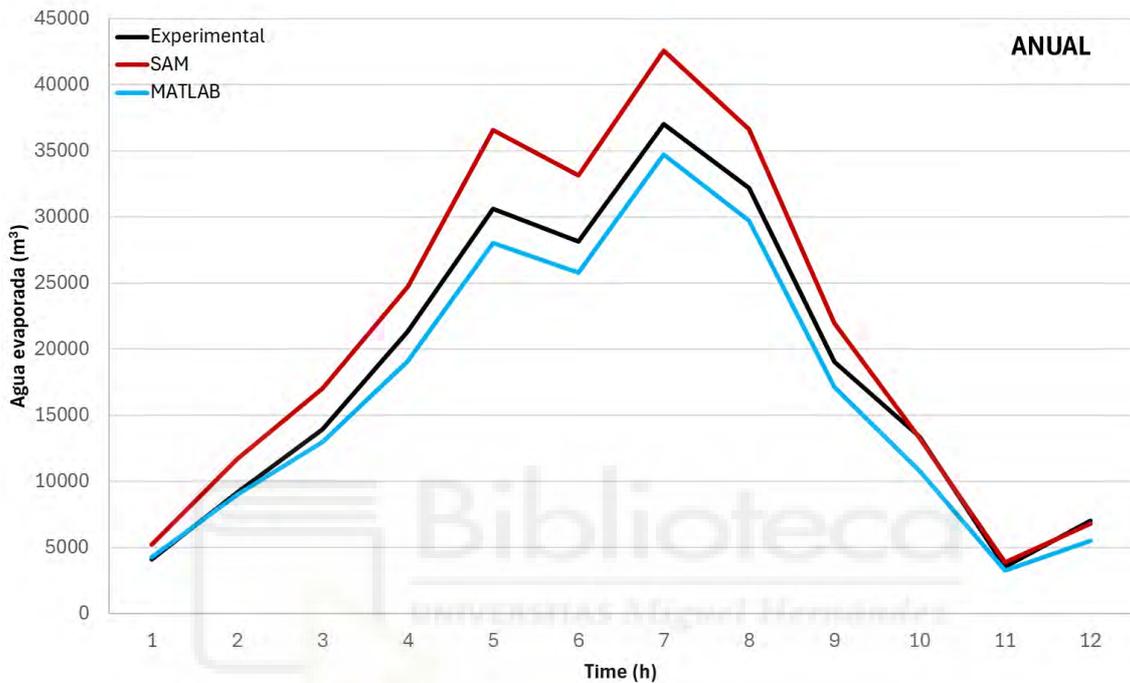
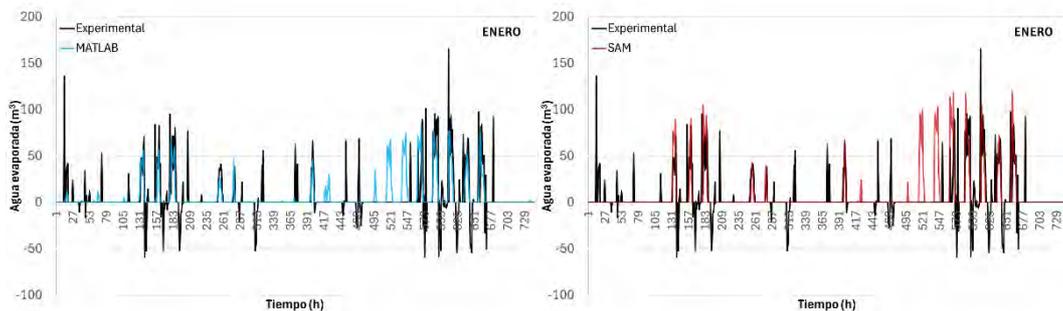
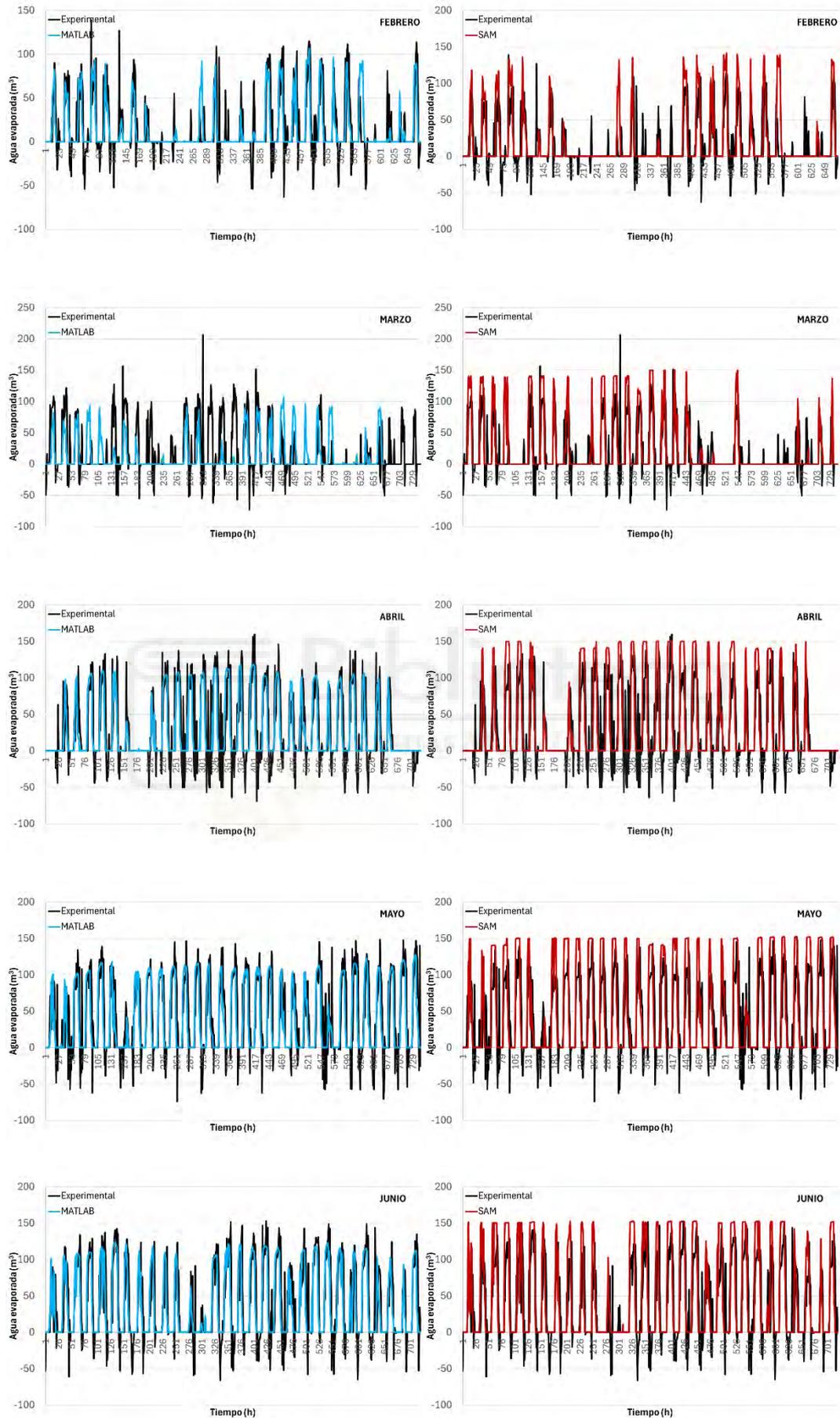


Figura 88. Resultados de agua evaporada según Matlab y SAM sobre los datos experimentales, agrupación mensual

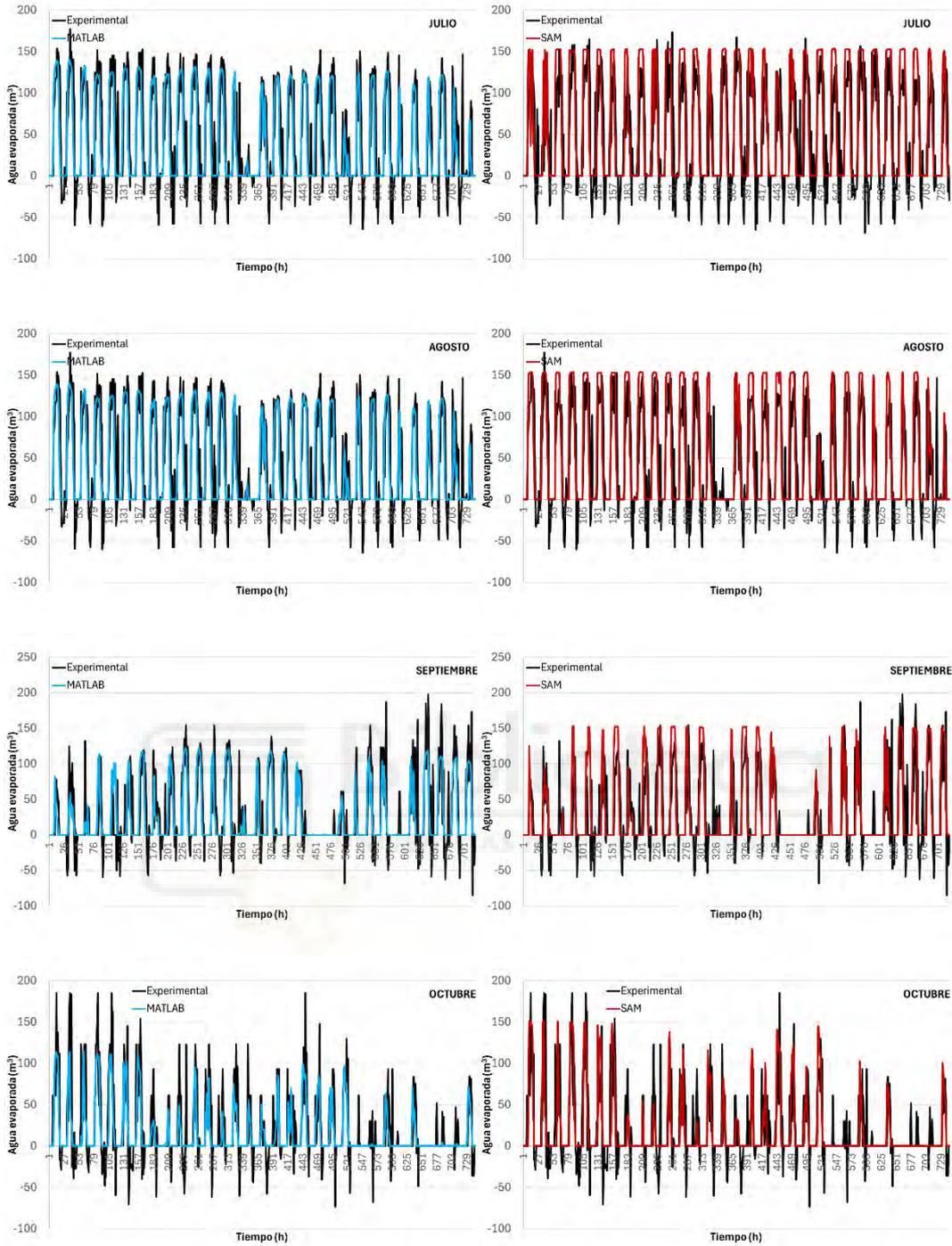
O bien, ampliando en un rango mensual:



CAPÍTULO 6. VALIDACIÓN DEL CONSUMO DE AGUA POR EL MÉTODO POPPE



OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE DISIPACIÓN DE CALOR PARA EL AHORRO DE AGUA EN LA PLANTA ENERSTAR-VILLENA



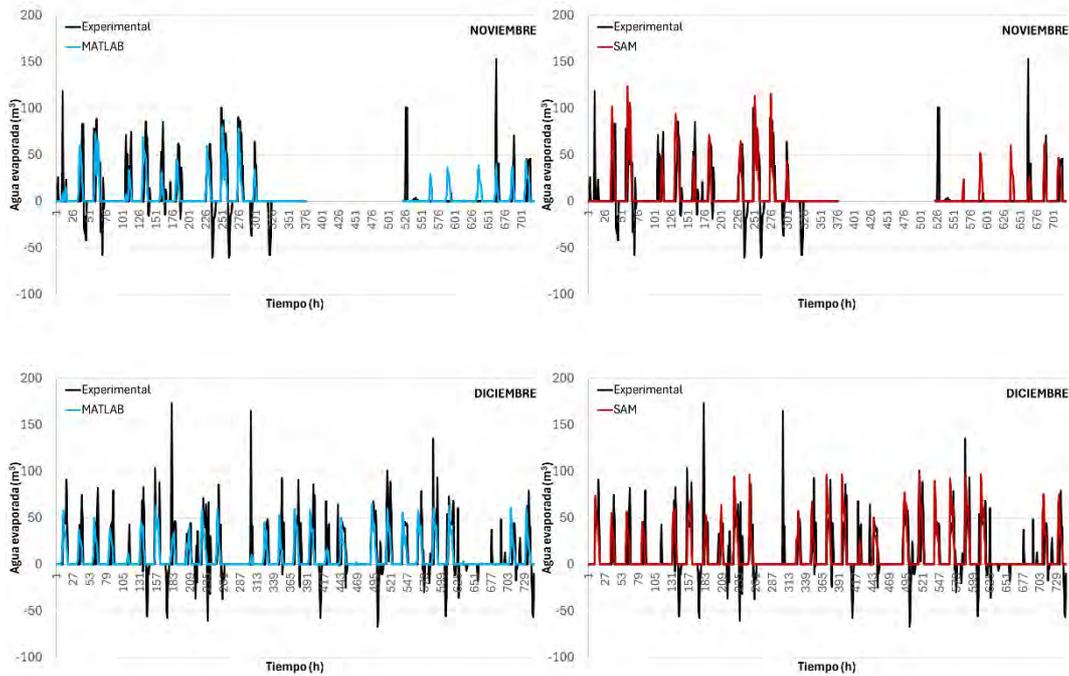


Figura 89. Resultados de agua evaporada por mes según Matlab y SAM sobre los datos experimentales

Tanto en el balance horario como en el diario se identifican diversos valores negativos de agua evaporada. Estos valores están asociados a periodos en los que el sistema no se encuentra en funcionamiento, pero se lleva a cabo un proceso de purga. Este fenómeno puede deducirse de forma sencilla despejando el agua evaporada de la ecuación que relaciona los distintos componentes del agua de aporte:

$$A = E + P + D ; E = A - P - D \quad (13)$$

Haciendo uso de las fórmulas especificadas en el apartado previo, puede obtenerse el volumen de agua de purga. En el caso de Matlab:

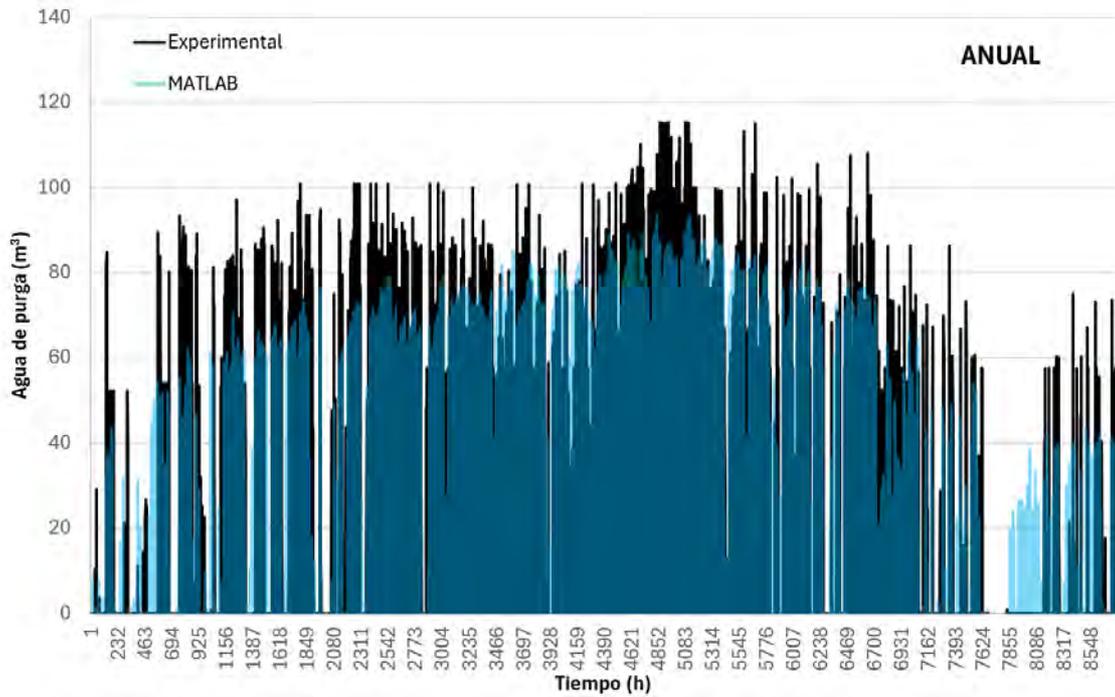


Figura 90. Resultados de agua de purga según Matlab sobre los datos experimentales

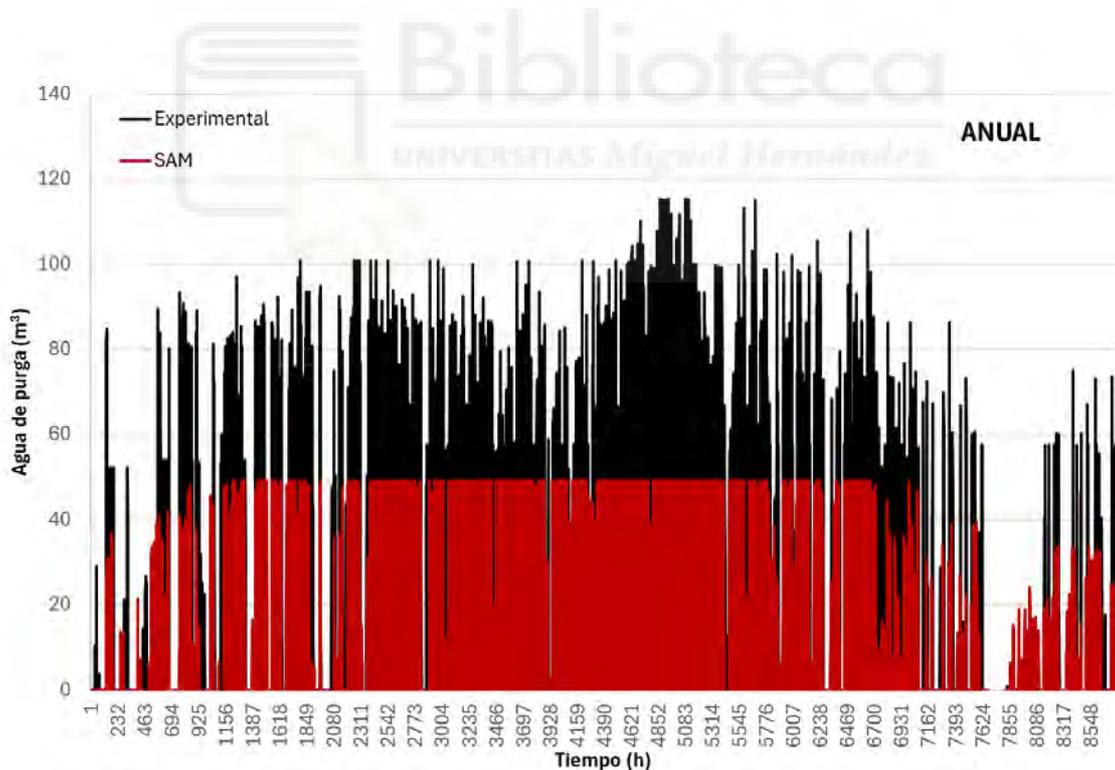


Figura 91. Resultados de agua de purga según Matlab sobre los datos experimentales

De nuevo, se logra una exactitud muy superior en el agua de purga calculada por el método de Poppe, que presenta fluctuaciones muy similares a las que se producen en la realidad, que la que consigue SAM.

La representación de los valores de agua de arrastre a escala horaria carece de sentido, ya que adopta el mismo valor para cada hora en la que existe una carga térmica a disipar. En cualquier caso, este valor sí se tiene en cuenta en el cálculo de los valores horarios del agua de aporte.

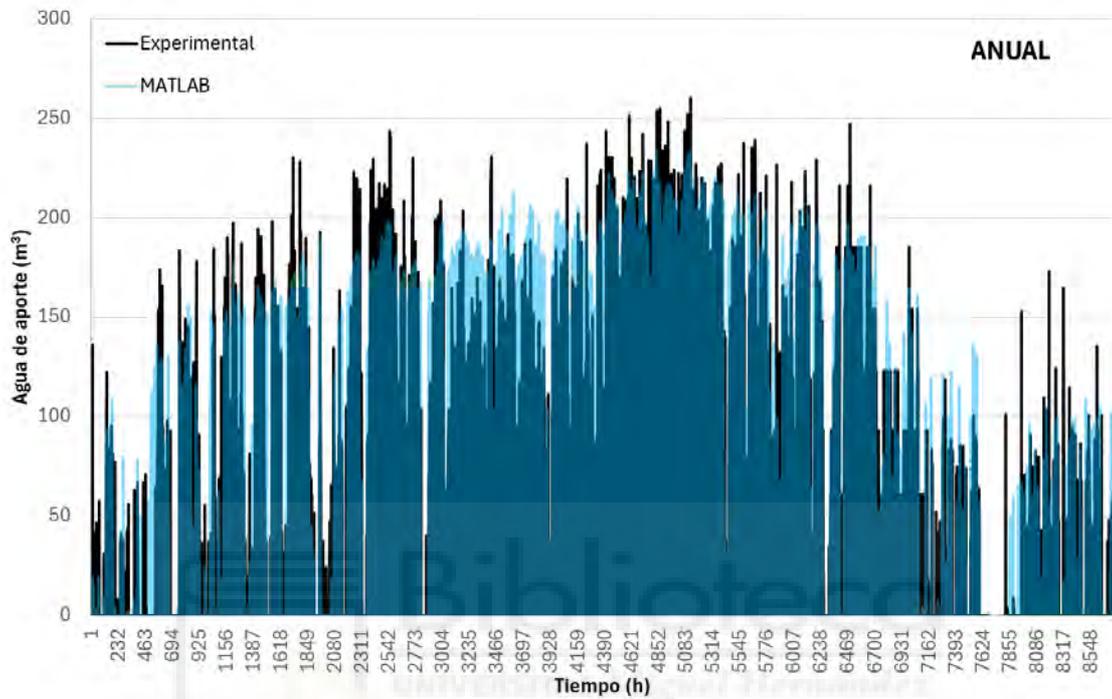


Figura 92. Resultados de agua de aporte según Matlab sobre los datos experimentales

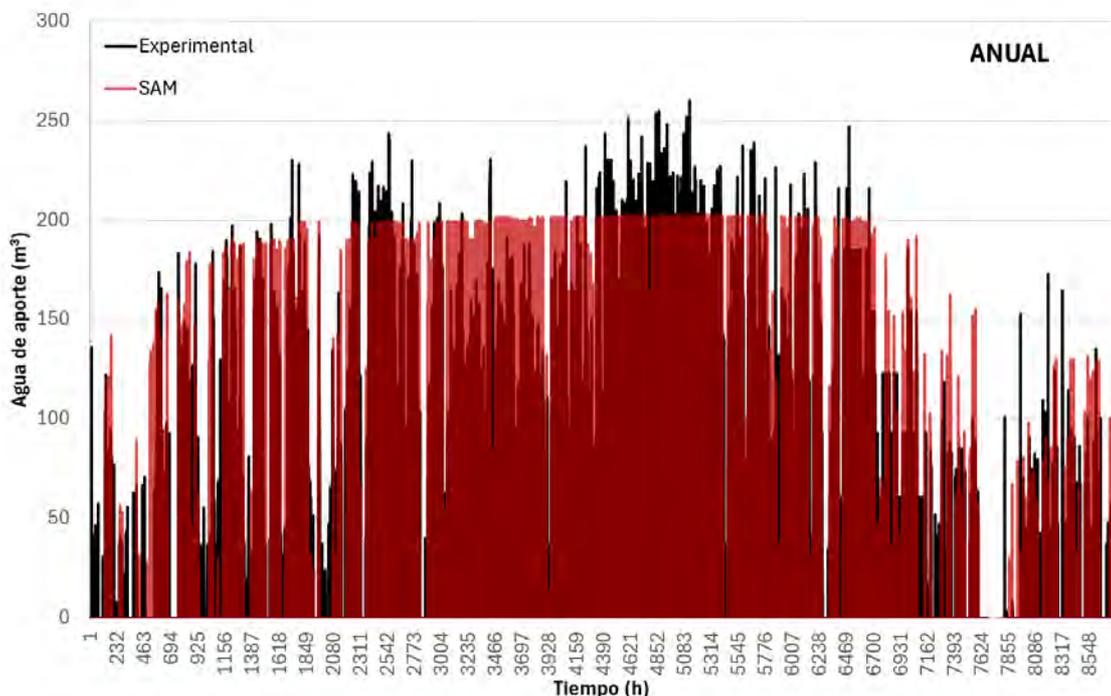


Figura 93. Resultados de agua evaporada según SAM sobre los datos experimentales

Como podía esperarse, se consiguen datos más acertados por el método de Poppe, ya que el agua de aporte, así como la de purga se han obtenido como función del agua evaporada.

Para poder cuantificar la mejora en la precisión de los resultados obtenidos en Matlab con respecto a los obtenidos por SAM, se obtienen los valores de error relativo promediado para cada uno de los meses y para los sumatorios de todo el año.

| SUMA Y ERROR                   | EVAPORACIÓN      | PURGA            | APORTE           |
|--------------------------------|------------------|------------------|------------------|
| <b>VILLENA (m<sup>3</sup>)</b> | <b>219568,94</b> | <b>116335,58</b> | <b>335906,75</b> |
| <b>SAM (m<sup>3</sup>)</b>     | <b>253436,31</b> | <b>80807,26</b>  | <b>334245,13</b> |
| <b>MATLAB (m<sup>3</sup>)</b>  | <b>200360,55</b> | <b>133573,70</b> | <b>333936,36</b> |
| <b>MAPE SAM (%)</b>            | <b>15,42</b>     | <b>30,54</b>     | <b>0,50</b>      |
| <b>MAPE MATLAB (%)</b>         | <b>8,75</b>      | <b>14,82</b>     | <b>0,59</b>      |

Tabla 15. Sumatorios y MAPE anuales del consumo de agua para Matlab y SAM

| <b>MATLAB</b>     | <b>EVAPORACIÓN</b> | <b>PURGA</b> | <b>APORTE</b> |
|-------------------|--------------------|--------------|---------------|
| <b>ENERO</b>      | <b>3,92</b>        | <b>26,21</b> | <b>10,67</b>  |
| <b>FEBRERO</b>    | <b>1,84</b>        | <b>22,75</b> | <b>11,43</b>  |
| <b>MARZO</b>      | <b>7,03</b>        | <b>7,34</b>  | <b>7,16</b>   |
| <b>ABRIL</b>      | <b>10,49</b>       | <b>13,82</b> | <b>11,85</b>  |
| <b>MAYO</b>       | <b>8,41</b>        | <b>76,47</b> | <b>13,41</b>  |
| <b>JUNIO</b>      | <b>8,45</b>        | <b>89,14</b> | <b>15,36</b>  |
| <b>JULIO</b>      | <b>6,19</b>        | <b>0,16</b>  | <b>3,75</b>   |
| <b>AGOSTO</b>     | <b>7,73</b>        | <b>25,01</b> | <b>3,06</b>   |
| <b>SEPTIEMBRE</b> | <b>9,95</b>        | <b>8,98</b>  | <b>3,23</b>   |
| <b>OCTUBRE</b>    | <b>19,19</b>       | <b>8,39</b>  | <b>10,04</b>  |
| <b>NOVIEMBRE</b>  | <b>8,44</b>        | <b>29,47</b> | <b>3,70</b>   |
| <b>DICIEMBRE</b>  | <b>21,08</b>       | <b>17,37</b> | <b>9,18</b>   |
| <b>PROMEDIO</b>   | <b>9,39</b>        | <b>27,09</b> | <b>8,57</b>   |

Tabla 16. MAPE mensuales para los resultados obtenidos en Matlab.

Los valores obtenidos reflejan una gran precisión, especialmente en los valores de aporte y de evaporación, fenómenos en torno a los cuales gira el presente estudio.

| <b>SAM</b>     | <b>EVAPORACIÓN</b> | <b>PURGA</b> | <b>APORTE</b> |
|----------------|--------------------|--------------|---------------|
| <b>ENERO</b>   | <b>27,56</b>       | <b>55,58</b> | <b>12,70</b>  |
| <b>FEBRERO</b> | <b>27,70</b>       | <b>49,03</b> | <b>7,49</b>   |
| <b>MARZO</b>   | <b>22,11</b>       | <b>38,07</b> | <b>2,01</b>   |
| <b>ABRIL</b>   | <b>15,64</b>       | <b>44,38</b> | <b>8,91</b>   |
| <b>MAYO</b>    | <b>19,37</b>       | <b>12,44</b> | <b>17,59</b>  |

|                   |              |              |              |
|-------------------|--------------|--------------|--------------|
| <b>JUNIO</b>      | <b>17,71</b> | <b>14,86</b> | <b>17,01</b> |
| <b>JULIO</b>      | <b>15,01</b> | <b>42,54</b> | <b>7,11</b>  |
| <b>AGOSTO</b>     | <b>13,82</b> | <b>28,78</b> | <b>0,23</b>  |
| <b>SEPTIEMBRE</b> | <b>15,19</b> | <b>35,49</b> | <b>2,81</b>  |
| <b>OCTUBRE</b>    | <b>0,79</b>  | <b>38,40</b> | <b>13,27</b> |
| <b>NOVIEMBRE</b>  | <b>8,82</b>  | <b>30,10</b> | <b>3,65</b>  |
| <b>DICIEMBRE</b>  | <b>2,72</b>  | <b>30,29</b> | <b>11,25</b> |
| <b>PROMEDIO</b>   | <b>15,54</b> | <b>34,99</b> | <b>8,67</b>  |

Tabla 17. MAPE mensuales para los resultados según SAM

El contraste entre ambas tablas revela que el método empleado en este proyecto para el cálculo del agua evaporada, de aporte y de purga consigue resultados más cercanos a la realidad de los que consigue System Advisor Modelo mediante su proceso de cálculo. Concretamente, el error en el cálculo del agua evaporada es un 6,67 % inferior para los sumatorios anuales.

Esta evidencia pone en valor el método de Poppe como una alternativa considerablemente más válida para la previsión de los consumos de agua, demostrando la relevancia del calor latente en estos procesos. De esta manera, los códigos desarrollados en el presente Trabajo de Fin de Grado constituyen una valiosa herramienta en las predicciones y simulaciones vinculadas al consumo de agua, pudiendo emplearse para conocer, con un margen de error muy reducido, los volúmenes que serán necesarios en rangos de tiempo muy variados y toda clase de condiciones atmosféricas, así como para planificar de forma eficaz y eficiente los procesos y costes económicos asociados a este consumo.

Por todo ello, la superposición de los resultados de los diferentes volúmenes de agua asociados al funcionamiento del sistema de refrigeración arroja información sobre la dependencia del consumo de agua respecto a las condiciones atmosféricas de temperatura y humedad, una incidencia que se hace especialmente notable en los valores de agua de aporte, evaporación y purga a

escala horaria, cuyas gráficas demuestran una proximidad a los valores experimentales mucho más cercana por parte de los valores calculados en Matlab por el método Poppe respecto a los valores obtenidos experimentalmente que aquellos calculados en SAM, justificando así la utilización de procesos de cálculo que tienen en cuenta los valores de calor sensible y latente.





# CAPÍTULO 7

## DIMENSIONAMIENTO DEL AERORREFRIGERADOR

### 7 DIMENSIONAMIENTO DEL AERORREFRIGERADOR

#### 7.1 OBJETIVO

El presente capítulo tiene como objetivo la justificación de las diferentes elecciones que marcan el diseño del aerorrefrigerador. Esta tecnología se dimensiona con el propósito de minimizar el consumo de agua evaporada, siempre desde el punto de vista de la viabilidad y teniendo en cuenta la envergadura y las características del uso para el cual se emplearía.

#### 7.2 CRITERIOS DE DISEÑO

A lo largo de los siguientes subapartados se realiza una descripción detallada del proceso de diseño y dimensionamiento de un aerorrefrigerador seco para su uso en la planta termosolar Enerstar-Villena, incluyendo las ecuaciones, hipótesis y parámetros de cálculo que definen su comportamiento y restringen sus características. Asimismo, se indican las modificaciones y correcciones llevadas a cabo para el correcto funcionamiento de los *scripts* y funciones de Matlab que simulan su desempeño. Finalmente, se exponen los resultados obtenidos que definen el comportamiento de la tecnología diseñada en función de los datos que se disponen de la central estudiada en distintas proporciones y configuraciones de uso junto a la torre de refrigeración existente con el objetivo de valorar su incidencia en el consumo energético y de agua, de manera que pueda llevarse a cabo un análisis efectivo de su impacto y conveniencia.

#### 7.3 SELECCIÓN DE TUBOS

La transferencia de calor por convección, como podrá comprobarse en apartados sucesivos en la descripción de las ecuaciones que rigen estos intercambios, es directamente proporcional al área de exposición. Por ello, el uso de aletas en los tubos que dan forma a los aerorrefrigeradores es una de las mejores opciones para aumentar la razón de transferencia de calor por cada tubo de manera eficiente y económica. Concretamente, se proyecta el uso de tubos devanados a presión en forma de L en distribución cruzada, de uso frecuente en esta clase de aplicaciones.

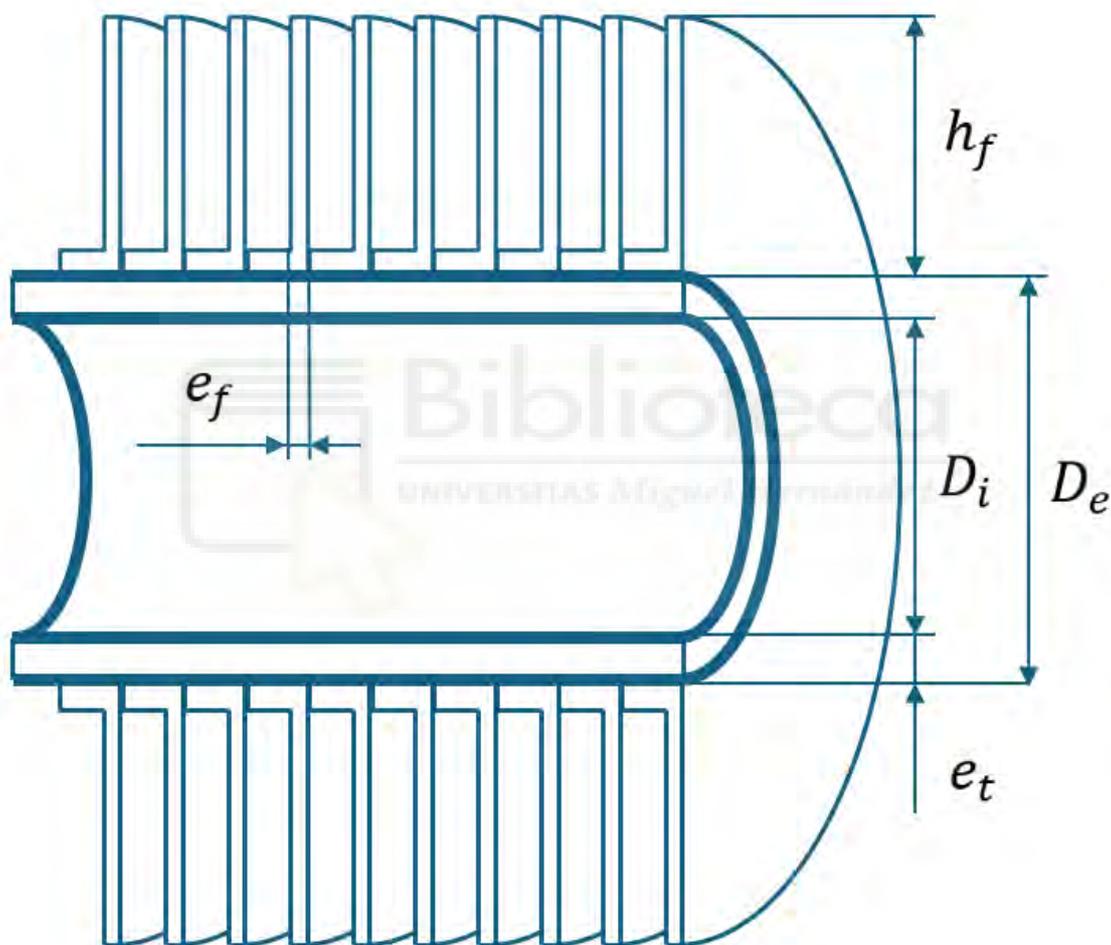


Figura 94. Sección acotada de un tubo aleteado en forma de L.

En la Figura 94 se esquematizan las principales características geométricas de los tubos seleccionados. Se han escogido tubos una pulgada (25,4 mm) de diámetro exterior  $D_e$ , un diámetro externo para las aletas  $D_e+2\cdot h_f$  de tres pulgadas (donde  $h_f=12,7$  mm), una razón de 354 aletas por metro  $N_f$ , con una longitud por tubo de 9,55 metros y unos espesores de 3,18 mm para las paredes del tubo y de 0,279 mm para las aletas.

Por su alta resistencia mecánica y a la corrosión, así como sus elevadas y convenientes propiedades térmicas, se ha escogido el duraluminio, aleación de aluminio en un 95 % y cobre, manganeso, magnesio y silicio. Este material presenta las siguientes características:

- Densidad,  $\rho_{AlCu} = 2,787 \text{ kg/m}^3$ .
- Calor específico,  $c_{p_{AlCu}} = 883 \text{ J/kg K}$ .
- Difusividad,  $\alpha_{AlCu} = 6,675 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- Conductividad térmica,  $k_{AlCu} = 165 \text{ W/m K}$

Por último, es necesario conocer la eficiencia de las aletas, que puede obtenerse a través de la Figura 95:

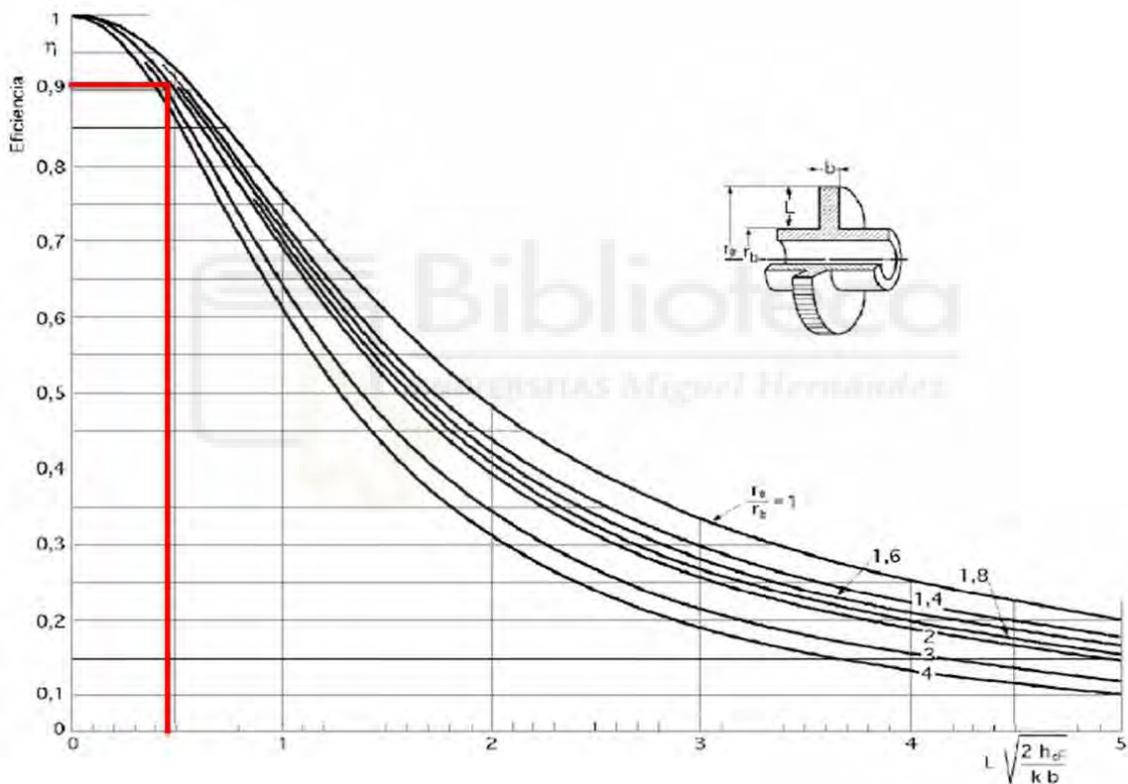


Figura 95. Eficiencia de las aletas

Donde debe seleccionarse una curva y un valor del eje X en base a las características geométricas corregidas. Estas características tienen en cuenta la longitud de las aletas más una medida adicional determinada por la mitad del espesor de la aleta. De esta manera, la elección de la curva viene determinada por el cociente del diámetro externo del tubo, teniendo en cuenta las aletas y su altura corregida, entre el diámetro externo en condiciones normales:

$$\frac{r_D + L_c}{r_D} = \frac{r_D + h_f + \frac{1}{2} \cdot e_f}{r_D} \quad (15)$$

El valor asociado al eje X, por su parte, depende del coeficiente de convección externa, que variará para cada iteración. Por ello, se ha llevado a cabo un cálculo preliminar de los coeficientes de convección externa para todo el año, que arrojan un valor promediado de 52,2294 W/m<sup>2</sup>K. El proceso de cálculo de este coeficiente será detallado en apartados posteriores. De esta manera, el valor buscado se desarrolla de la forma:

$$\left(h_f + \frac{e_f}{2}\right) \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{h_o}{k_{AlCu} \cdot e_f}} \quad (16)$$

Finalmente, se obtiene un valor de 0,91 para la eficiencia de las aletas. La eficiencia de la superficie aleteada puede obtenerse haciendo uso de este valor mediante la fórmula:

$$\eta_w = 1 - \frac{(1 - \eta_f) \cdot N_{aletas \text{ por tubo}} \cdot N_{tubos}}{A_e \cdot N_{tubos}} \quad (17)$$

#### 7.4 BALANCES DE ENERGÍA

La transferencia de calor entre los fluidos caliente y frío de un intercambiador de carcasa y tubos como el que se emplea en este procedimiento está regida por tres ecuaciones que se exponen a continuación. En primer lugar, la potencia disipada por el equipo a diseñar puede obtenerse como el producto entre el coeficiente de transferencia  $U$ , el área total obtenida como el sumatorio de las áreas exteriores de los tubos que conforman el aerorrefrigerador  $A$  y la variación medio logarítmica, para la cual se interpretará que el aerorrefrigerador actúa como un intercambiador de flujo cruzado, por lo que esta deberá venir acompañada de su correspondiente coeficiente de corrección  $F$ :

$$\dot{Q} = F U A \Delta T_{lm} \quad (18)$$

Donde la variación medio logarítmica para flujo cruzado debe expresarse de la forma:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = \frac{(T_{\text{entrada agua}} - T_{\text{salida aire}}) - (T_{\text{salida agua}} - T_{\text{entrada aire}})}{\ln\left(\frac{T_{\text{entrada agua}} - T_{\text{salida aire}}}{T_{\text{salida agua}} - T_{\text{entrada aire}}}\right)} \quad (19)$$

Por otra parte, el coeficiente de transferencia entre ambos fluidos deberá obtenerse teniendo en cuenta las resistencias térmicas de la convección del aire, del agua, las de la incrustación interna y externa y la de la conducción en la pared del tubo, que será considerada como una pared sin curvatura. El orden y las fórmulas de cada una de las resistencias térmicas implicadas anteriormente mencionadas se exponen en la Figura 96. Como indica esta analogía de resistencias en serie, el coeficiente de transferencia equivaldrá a la suma de cada una de las expresiones asociadas a ellas.

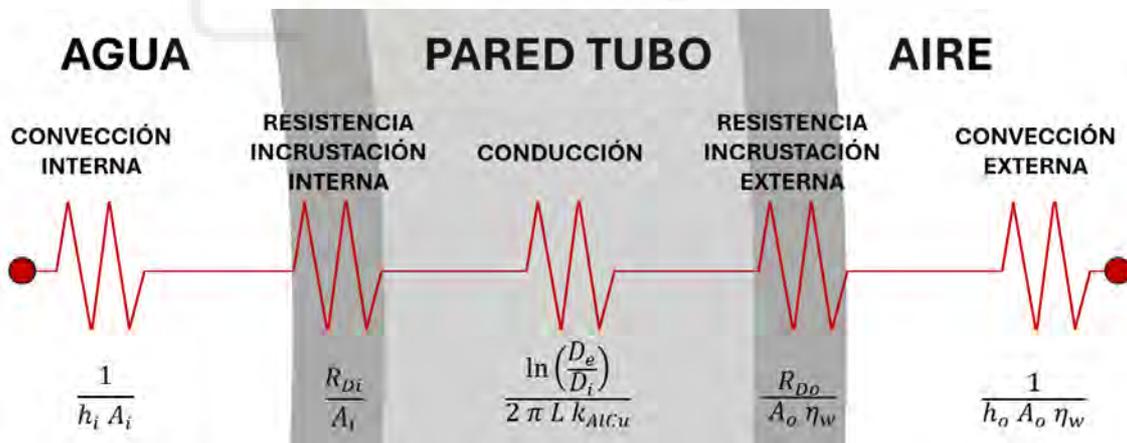


Figura 96. Componentes del coeficiente de transferencia de calor

Tal y como se ha señalado previamente, el agua que circula por los tubos se encuentra siempre en estado líquida en una temperatura que oscilará entre los 20°C y los 40°C. En tales condiciones, el coeficiente de convección interior puede obtenerse a partir de la fórmula:

$$h_i = \frac{Nu_i k_{agua}}{D_i} \quad (20)$$

El número de Nusselt para convección interna en tubos sin condensación puede obtenerse haciendo uso de la correlación incluida en la página 499, fórmula (8-67), del libro *Transferencia de Calor y Masa* de Yunus A. Çengel, [12]:

$$Nu = 0,023 Re_i^{0,8} Pr_i^{0,3} \quad (21)$$

Dicho valor está ligado, a su vez, a los números de Reynolds y Prandtl del flujo de agua estudiado, que se rigen, respectivamente, por las fórmulas:

$$Re_i = \frac{\rho_{agua} v_{media} D_i}{\mu_{agua}} \quad (22)$$

$$Pr_i = \frac{c_{p_{agua}} \mu_{agua}}{k_{agua}} \quad (23)$$

Las funciones de Matlab que simulan el comportamiento del aerorrefrigerador deben obtener los valores de estos coeficientes a partir de los valores de temperatura de bulbo seco, presión y, si procede, humedad relativa que nos arroja SAM y que también han sido utilizados en el proceso de validación del agua evaporada llevado a cabo en Matlab para la torre de refrigeración existente en la planta. Para ello, se ha optado por buscar y establecer correlaciones para las propiedades que influyen en estos tres coeficientes de manera que la densidad, la conductividad y la viscosidad del aire y del agua para cada uno de los valores horarios estudiados pueda obtenerse a medida que se ejecuta la función teniendo en cuenta las condiciones atmosféricas y de entrada del agua que prevalecen en cada caso, minimizando así el error y ajustando hasta un criterio más apropiado y específico para cada caso.

En primer lugar, la densidad del agua en estado líquido se obtendrá mediante la correlación de Kell, presente en la página 101 del *Journal of Chemical &*

*Engineering Data Volume 20, Issue 1*, ecuación 16, referencia [18] donde la temperatura debe introducirse en grados Celsius:

$$\rho_{agua l} = 999,8395 + 16,945176 T - 7,9870401 \cdot 10^{-3} T^2 - 46,170461 \cdot 10^{-6} T^3 + 105,56302 \cdot 10^{-9} T^4 - 280,54235 \cdot 10^{-12} T^5 \quad (24)$$

Posteriormente, la conductividad del agua se obtuvo en base a la correlación expresada en la cuarta ecuación de la tercera página de *Reference Values and Reference Correlations for the Thermal Conductivity and Viscosity of Fluids*, referencia [19]. Desarrollando la fórmula original, para temperaturas del agua en grados Kelvin:

$$k_{agua l} = 0,6065 \cdot \left( 1,45210 - 0,224229 \frac{T + 273,15}{298,15} - 0,225873 \left( \frac{T + 273,15}{298,15} \right)^2 \right) \quad (25)$$

Con el objetivo de conocer los valores de viscosidad del agua, se emplea la ecuación (2-33) mencionada en la página 49 de *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications* de Çengel y Cimbala, referencia [25]:

$$\mu_{agua l} = a \cdot 10^{\frac{b}{T-c}} \quad (26)$$

Donde  $a = 2,414 \cdot 10^{-5} N \cdot s/m^2$ ,  $b = 247,8 K$ ,  $c = 140 K$  y  $T$  es la temperatura del agua en grados Kelvin. Esta correlación presenta un error inferior al 2,5% para fluidos en un rango de temperaturas entre los 0°C y los 370°C que se encuentran a presiones cercanas a una atmósfera.

En lo referente a la convección externa, el coeficiente de convección puede relacionarse también con el número de Nusselt:

$$h_0 = \frac{Nu \cdot k_{aire}}{D_e} \quad (27)$$

La obtención de este número de Nusselt para convección forzada externa en un intercambiador de calor de tubos con flujo cruzado puede llevarse a cabo con la correlación de Grimison modificada:

$$Nu_D = 1,13 C_1 C_2 Re_D^m Pr^{\frac{1}{3}} \quad (28)$$

Donde  $C_2$  es un coeficiente que debe obtenerse en función del número de tubos, ya que la correlación de Grimison está ideada para aerorrefrigeradores de 10 tubos, mientras que  $C_1$  y  $m$  dependen del cociente entre las separaciones entre los tubos y su diámetro.

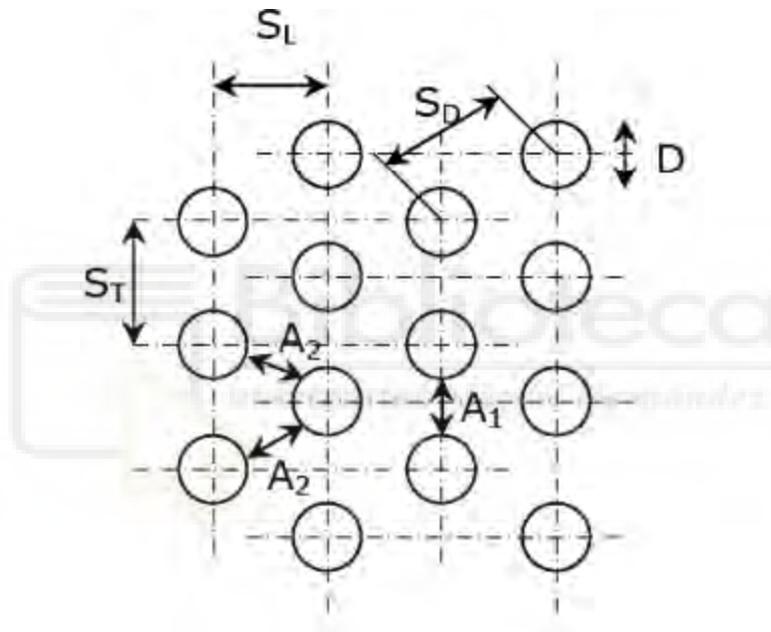


Figura 97. Distancias entre tubos.

Para una configuración cruzada, la separación vertical puede obtenerse como la suma de ambos radios, la altura de dos aletas y la separación mínima entre tubos:

$$S_t = D_e + 2 \cdot h_f + S_f \quad (29)$$

Por otra parte, puede obtenerse la separación horizontal mediante trigonometría:

$$S_l = \frac{1}{2} \cdot S_t \cdot \operatorname{tg} \left( \frac{\pi}{3} \right) = S_t \cdot \cos \left( \frac{\pi}{6} \right) \quad (30)$$

Una vez obtenidas las características geométricas necesarias, pueden extraerse los parámetros buscados a partir de las Tabla 18 y Tabla 19:

| Distribución | $S_L/D$ | $S_T/D$ |       |       |       |       |       |       |       |
|--------------|---------|---------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|              |         | 1.25    |       | 1.50  |       | 2.00  |       | 3.00  |       |
|              |         | $C_1$   | m     | $C_1$ | m     | $C_1$ | m     | $C_1$ | m     |
| En línea     | 1.25    | 0.348   | 0.592 | 0.275 | 0.608 | 0.100 | 0.704 | 0.063 | 0.752 |
|              | 1.5     | 0.367   | 0.586 | 0.250 | 0.620 | 0.101 | 0.702 | 0.068 | 0.744 |
|              | 2       | 0.418   | 0.570 | 0.299 | 0.602 | 0.229 | 0.632 | 0.198 | 0.648 |
|              | 3       | 0.290   | 0.601 | 0.357 | 0.584 | 0.374 | 0.581 | 0.286 | 0.608 |
| Cruzada      | 0.6     | -       | -     | -     | -     | -     | -     | 0.213 | 0.636 |
|              | 0.9     | -       | -     | -     | -     | 0.446 | 0.571 | 0.401 | 0.581 |
|              | 1       | -       | -     | 0.479 | 0.558 | -     | -     | -     | -     |
|              | 1.125   | -       | -     | -     | -     | 0.478 | 0.565 | 0.518 | 0.560 |
|              | 1.25    | 0.518   | 0.556 | 0.505 | 0.554 | 0.519 | 0.556 | 0.522 | 0.562 |
|              | 1.5     | 0.451   | 0.568 | 0.460 | 0.562 | 0.452 | 0.568 | 0.488 | 0.568 |
|              | 2       | 0.404   | 0.572 | 0.416 | 0.568 | 0.482 | 0.556 | 0.449 | 0.570 |
| 3            | 0.310   | 0.592   | 0.356 | 0.580 | 0.440 | 0.562 | 0.428 | 0.574 |       |

Tabla 18. Parámetros  $C_1$  y m de la correlación de Grimson

| N (nº filas) | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7    | 8    | 9    |
|--------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| En línea     | 0.64 | 0.80 | 0.87 | 0.90 | 0.92 | 0.94 | 0.96 | 0.98 | 0.99 |
| Cruzada      | 0.68 | 0.75 | 0.83 | 0.89 | 0.92 | 0.95 | 0.97 | 0.98 | 0.99 |

Tabla 19. Parámetro  $C_2$  de la correlación de Grimson

Para el cálculo de Nusselt será necesaria la obtención del número de Reynolds:

$$Re_i = \frac{\rho_{aire} V_{max} D_e}{\mu_{aire}} \quad (31)$$

La correlación de Grimson también exige el uso de un valor de velocidad corregido mediante la fórmula:

$$V_{max} = \max\left(\frac{S_t}{2 \cdot S_t - D} \cdot V_i \frac{S_t}{L_t - D} V\right) \quad (32)$$

Por último, deberá obtenerse el valor del número de Prandtl:

$$Pr_D = \frac{c_{p\ aire} \mu_{aire}}{k_{agua}} \quad (33)$$

De nuevo, será necesario emplear correlaciones que permitan obtener las propiedades del aire en base a las condiciones de entrada.

La densidad del aire se obtiene mediante la ecuación de los gases ideales:

$$\rho_{aire} = \frac{p}{RT} \quad (34)$$

Si bien es cierto que su conductividad puede obtenerse como un ajuste lineal de la correlación de Kadoya et al. (1985), como la que se lleva a cabo en el artículo *Thermal Conductivity of Fluid Air*, de K. Stephan y A. Laesecke, referencia [20], se optó por adoptar un valor constante de:

$$k_{aire} = 0,024 \frac{W}{mK} \quad (35)$$

Finalmente, la viscosidad de gases como el aire puede obtenerse a través de la Ley de Sutherland:

$$\mu = \mu_0 \left( \frac{T_0 + C}{T + C} \right) \left( \frac{T}{T_0} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (36)$$

Donde  $T_0$  debe sustituirse por la temperatura de referencia,  $C$  es la constante de Sutherland para el aire y  $\mu_0$  es la viscosidad del aire para esa temperatura de referencia.

Además de los coeficientes de convección externa e interna, así como la conductividad en la pared de los tubos, deben tenerse en cuenta factores como la oxidación, el polvo o las partículas que pueden depositarse en las superficies externa e interna de los tubos, afectando a la transmisión de calor.

Estos fenómenos son un elemento más del cálculo y van asociados a un factor de incrustación que, en el caso del flujo de agua, se estima un valor de:

$$R_{Di} = 0,0002 \frac{m^2K}{W} \quad (37)$$

En el caso del aire, este coeficiente se asocia con un valor de:

$$R_{D_o} = 0,0004 \frac{m^2 K}{W} \quad (38)$$

El calor transferido también puede obtenerse realizando un balance de energía entre las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío, proceso que queda esquematizado en la Figura 98.

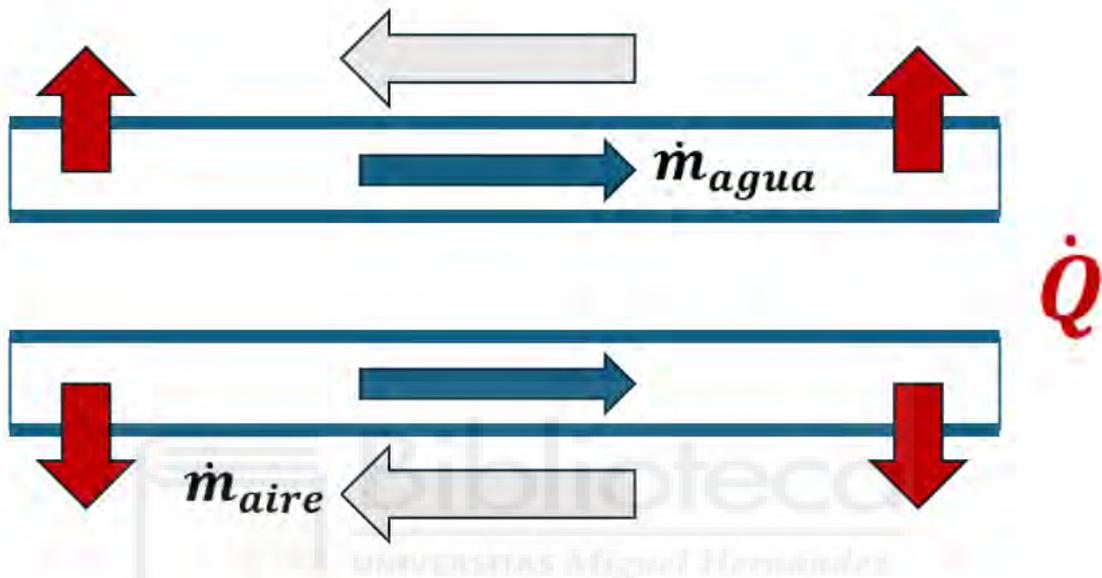


Figura 98. Transmisión de calor entre tubos de un aerorrefrigerador.

Ya que no se produce condensación por parte del agua que circula por el interior de los tubos, el calor cedido por este fluido depende también de las temperaturas de entrada y salida del agua, así como del flujo másico de agua y de su calor específico.

$$\dot{Q}_{agua} = \dot{m} c_{p_{agua}} (T_{entrada\ agua} - T_{salida\ agua}) \quad (39)$$

De la misma manera, en el caso del aire:

$$\dot{Q}_{aire} = \dot{m} c_{p_{aire}} (T_{entrada\ aire} - T_{salida\ aire}) \quad (40)$$

Estas ecuaciones, así como la ecuación de transferencia de calor por el método  $UA$ , están relacionadas, no solo por el propio calor intercambiado, sino también por las temperaturas de entrada y salida del agua y del aire. Por ello, el código

de Matlab que simulará el funcionamiento de este equipo se basa en un proceso iterativo en el que se irán aportando valores de temperatura de salida de agua a partir del cual se resolverán las ecuaciones. Estos valores se escogerán por el método de la bisección, explicado en apartados previos, donde los límites superior e inferior serán, respectivamente, la temperatura de entrada del agua y de bulbo seco.

## 7.5 ÁREA DEL AERORREFRIGERADOR

El área de un aerorrefrigerador va ligada a la capacidad de disipación de calor que este debe poseer para cumplir los objetivos para los que se diseña y poder acometer con solvencia las situaciones a las que se verá sometido frecuentemente.

Es necesario asumir que esta capacidad será necesariamente inferior a la de la torre de refrigeración, ya que esta opera aproximando la temperatura del agua a la de bulbo húmedo del aire por la propia naturaleza de este equipo de refrigeración, mientras que el aerorrefrigerador únicamente tiene en cuenta la temperatura de bulbo seco en las ecuaciones previamente descritas del intercambio de calor. Por ello, la elección de los metros cuadrados totales de los que dispondrá el aerorrefrigerador objeto del presente trabajo se ha efectuado empleando como datos los valores promediados de temperatura de entrada del agua obtenida en la validación del consumo de agua por Matlab y una temperatura de salida de 23°C, respetando el *approach* establecido en el cálculo para la torre de refrigeración, además de la temperatura de bulbo seco, pues no sería realista ni eficiente diseñar un aerorrefrigerador cuya temperatura objetivo para la salida del agua sea de 20°C aunque, como podrá comprobarse en apartados sucesivos, sí será capaz de alcanzar ese resultado en determinadas situaciones.

Las temperaturas promedio obtenidas presentan valores de 27,0854°C para la entrada del agua y de 16,6964°C para la temperatura ambiente. Con estos datos se somete al modelo a un proceso de cálculo en el que se suma el área de un tubo al valor total del área con el que se realiza el cálculo para cada iteración. Es importante recalcar que aún no se ha obtenido el factor  $F$  de corrección de la variación de temperatura medio logarítmica, por lo que la temperatura objetivo se reducirá a 22,5°C para poseer un margen suficiente que permita al

aerorrefrigerador alcanzar la temperatura de salida deseada una vez se conozca el valor de dicho factor.

La siguiente figura muestra los resultados para la temperatura de salida del agua a medida que aumenta el número de tubos y, por tanto, el área del aerorrefrigerador, graficados directamente desde Matlab.

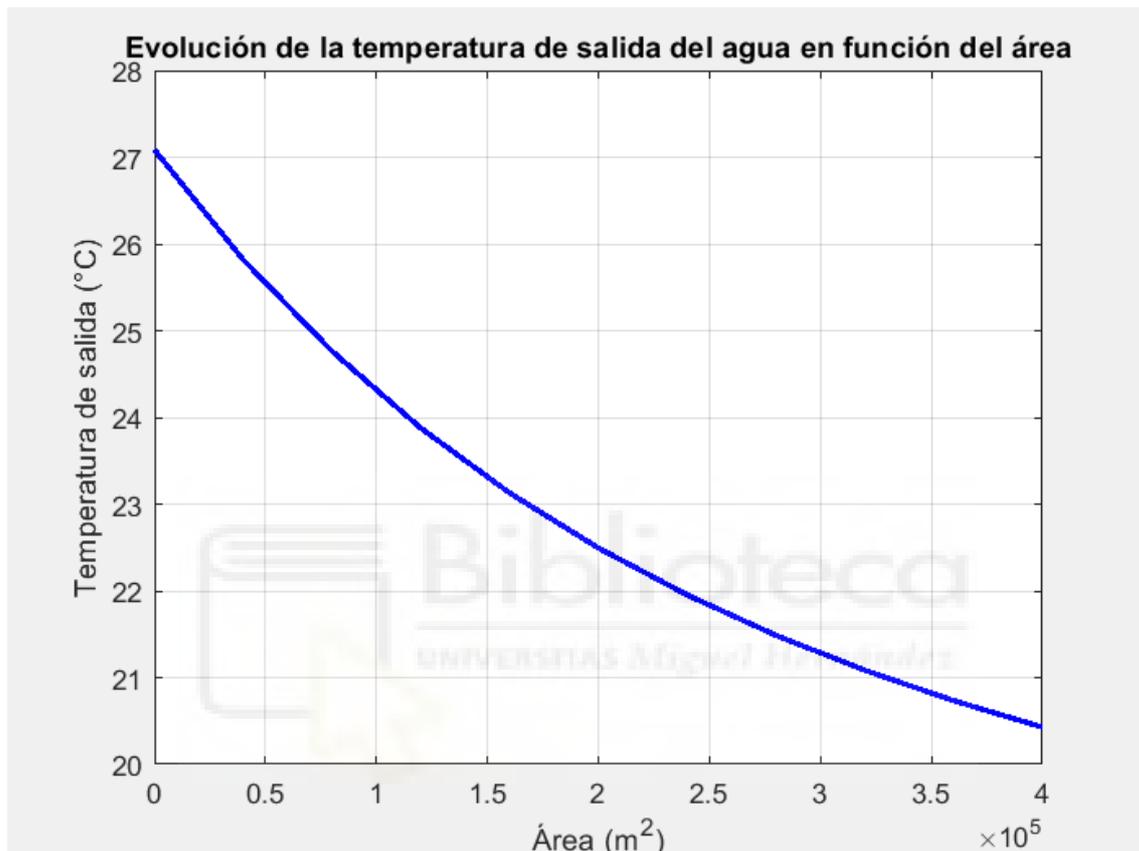


Figura 99. Evolución de la temperatura de salida del agua en función del área

Finalmente, el área escogida es de 196143,7601 m<sup>2</sup> o, expresado de otra manera, un total de 17646 tubos, puesto que se ha buscado un número múltiplo de 6, el número de filas escogidas, lo que se traduce en 2991 tubos por fila, valores para los que se obtiene una temperatura de salida de aproximadamente 22,4943°C.

## 7.6 FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA VARIACIÓN DE TEMPERATURA MEDIO LOGARÍTMICA

Con el propósito de corregir el valor de la variación de temperaturas media logarítmica del intercambiador, que se ha interpretado como un intercambiador de flujo cruzado, debe obtenerse el factor  $F$ , que rectifica el proceso de cálculo

hacia valores más cercanos a los de la geometría real del dispositivo diseñado. Para ello, se emplearán los valores de temperaturas de entrada y salida del agua y del aire en el intercambiador que se han obtenido en el dimensionamiento para la estimación del área y el número de tubos necesarios.

El proceso de selección del factor de corrección contempla el cálculo de los factores R y Q, que posteriormente serán empleados en su obtención a través del gráfico correspondiente incluido en [12].

$$R = \frac{T_{\text{agua entrada}} - T_{\text{agua salida}}}{T_{\text{aire salida}} - T_{\text{aire entrada}}} = \frac{27,0854 - 22,4992}{22,2065 - 16,6964} = 0,8323 \quad (41)$$

$$P = \frac{T_{\text{aire salida}} - T_{\text{aire entrada}}}{T_{\text{agua entrada}} - T_{\text{aire entrada}}} = \frac{22,2065 - 16,6964}{27,0854 - 16,6964} = 0,5304 \quad (42)$$

El valor P actúa como eje X para la Figura 100, mientras que el R define la curva con la que podrá determinarse el factor de corrección F, en el eje Y.

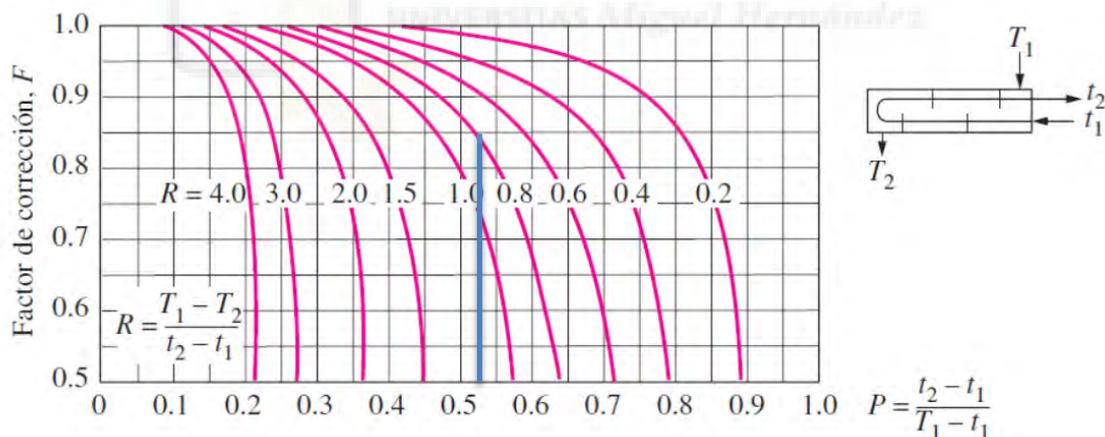


Figura 100. Factores de corrección para el aerorrefrigerador.

Finalmente, se obtiene un valor de corrección de 0,83. Para los valores utilizados en el dimensionamiento del área total se obtiene un valor de 22,9343°C, que sigue siendo inferior a la temperatura de salida escogida para el dimensionamiento.

## 7.7 GEOMETRÍA Y DISTRIBUCIÓN DEL AERORREFRIGERADOR

Como paso previo a la selección de ventiladores, es preciso conocer las dimensiones de longitud y anchura del aerorrefrigerador, que restringirán las dimensiones características de los dispositivos que dotarán al equipo del flujo de aire necesario.

Se proyecta una distribución de dos paneles en forma de V o triángulo cuyos lados presenten la misma longitud que los tubos, es decir, 9,55 metros. Para tales configuraciones, la longitud total del aerorrefrigerador será igual a la suma del espacio que ocupa cada uno de los tubos (contabilizando diámetro, aletas a ambos lados y espacio entre diámetros de tubos,  $S_f$ ), dividiendo ese sumatorio entre el número de filas y paneles que lo conforman.

$$\begin{aligned} \text{Ancho tubo} \cdot \frac{N_{\text{tubos}}}{6 \cdot 2} &= (D_e + 2 \cdot h_f + S_f) \cdot \frac{N_{\text{tubos}}}{6 \cdot 2} = \\ &= (0,0254 + 2 \cdot 0,0127 + 0,00635) \cdot \frac{17646}{6 \cdot 2} = 84,0391 \text{ m} \end{aligned} \quad (43)$$

Habiéndose obtenido dos módulos de 42 metros puede estimarse el área ocupada en planta teniendo en cuenta que se proyecta una configuración en V de 60° entre los paneles, ya que la separación entre ellos será igual a la longitud de los tubos. Asimismo, también se tendrá en cuenta el grosor de cada uno de los paneles:

$$\begin{aligned} \text{Ancho panel} &= \text{Ancho tubo} \cdot N^{\circ} \text{de filas} = (D_e + 2 \cdot h_f + S_f) \cdot 6 = \\ &= (0,0254 + 2 \cdot 0,0127 + 0,00635) \cdot 6 = 0,3429 \text{ m} \end{aligned} \quad (44)$$

Esta anchura, para una configuración en V, tiene una proyección tal que:

$$0,3429 \text{ m} \cdot \text{sen} \left( \frac{\pi}{3} \right) = 0,2814 \text{ m} \quad (45)$$

De manera que el ancho total queda de la forma:

$$\begin{aligned} N^{\circ} \text{módulos} \cdot (\text{Paneles por módulo} \cdot \text{Proyec. ancho panel}) + L &= \\ &= 2 \cdot (2 \cdot 0,2814) + 9,55 = 10,6756 \text{ m} \end{aligned} \quad (46)$$

Esta anchura se redondeará a los 11 m para asumir distancias necesarias en el montaje. Finalmente, puede obtenerse el área total ocupada en planta:

$$\text{Área en planta} = 2 \cdot 11 \cdot 42 = 924 \text{ m}^2 \quad (47)$$

### 7.7.1 SELECCIÓN DE VENTILADORES

Existen numerosos criterios y referencias técnicas que establecen rangos de velocidades óptimos para el flujo externo de aire en aerorrefrigeradores entre los 3 y los 4 m/s. Concretamente *API Standard 661* fija las velocidades óptimas en un máximo de 3,6 m/s, por lo que la velocidad máxima del flujo de aire se ha fijado en 3,5 m/s, garantizando un margen que permita al equipo operar sin problemas relacionados con una velocidad excesiva.

La velocidad el flujo de aire es una variable de salida en la función diseñada para Matlab, de manera que esta puede adoptar un valor inferior al máximo establecido de 3,5 m/s si la temperatura objetivo de salida del agua de 20°C puede alcanzarse a una velocidad inferior.

Conociendo este valor, el flujo volumétrico de aire puede obtenerse multiplicando esta velocidad por el área lateral del aerorrefrigerador. Este valor de superficie puede obtenerse como el área de los tubos de una misma fila para cada uno de los paneles.

$$\begin{aligned} A_{lat} &= \frac{N_{tubos}}{N_{filas}} A_{tubo} = \frac{N_{tubos}}{N_{filas}} (2 \cdot h_f + D_e) L = \\ &= \frac{17646}{6} \cdot (2 \cdot 0,0127 + 0,0254) \cdot 9,55 = \\ &= 1426,7967 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (48)$$

Una vez obtenido el caudal máximo:

$$\begin{aligned} Q_{max\ total} &= V_{max} A_{lat} = 3,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 1426,7967 \text{ m}^2 = \\ &= 4993,7885 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 17977639,42 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \end{aligned} \quad (48)$$

Dividiendo para conocer el caudal para cada uno de los ventiladores proyectados.

$$Q_{\text{max ventilador}} = \frac{17977639,42 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{2 \cdot 21 \text{ ventiladores}} = 428039,01 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \text{ por ventilador} \quad (50)$$

En base al caudal obtenido se proyecta la instalación de ventiladores axiales Trotec TTW 4000000, con un caudal máximo de 432000 m<sup>3</sup>/h y una potencia de 90 kW. Ya que los ventiladores no operarán siempre con el máximo caudal disponible, cuando las condiciones atmosféricas y la carga a disipar lo permitan, se reducirá la velocidad de giro del ventilador y, con ello, el consumo de potencia, que puede calcularse mediante leyes de semejanza:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (51)$$

$$\frac{W_2}{W_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (52)$$

Donde  $N$  representa la velocidad de giro,  $Q$  el caudal y  $W$  la potencia consumida.



# **CAPÍTULO 8**

# **IMPLEMENTACIÓN DEL**

# **AERORREFRIGERADOR**

## **8 IMPLEMENTACIÓN DEL AERORREFRIGERADOR**

### **8.1 OBJETIVO**

Mediante este penúltimo capítulo, se definen las condiciones establecidas para el cálculo del agua evaporada y otros resultados tras la incorporación del aerorrefrigerador diseñado. Para ello, se desarrollará el procedimiento seguido, justificándose las diferentes alternativas escogidas y exponiendo resultados para las variables de interés, como el coste económico haciéndose uso de los costes reales del kWh en cada intervalo horario para el año 2024.

### **8.2 CRITERIOS DE CÁLCULO**

Una vez definidas las características, dimensiones y parámetros de funcionamiento del aerorrefrigerador, las funciones desarrolladas para la simulación de su funcionamiento en Matlab han sido puestas a prueba de manera individual a combinada con las funciones previamente desarrolladas para la recreación de la torre de refrigeración existente.

Concretamente, se contemplan seis configuraciones distintas para la incorporación del equipo objeto del presente proyecto con el objetivo de disminuir la cantidad de agua evaporada.

| ALTERNATIVAS | DEFINICIÓN   |
|--------------|--|
| SERIE        | Concatenación de ambos equipos de forma que el aerorrefrigerador enfríe el agua antes de su entrada a la torre de refrigeración.   |
| PARALELO     | Combinación de los dos equipos de manera que el caudal de agua se divida en sendos flujos, uno de los cuales se dirige hacia el aerorrefrigerador y otro a lo torre de refrigeración. Se estudian casos en los que el flujo derivado hacia el aerorrefrigerador representa un 0 % (solo torre, configuración existente), un 25 %, un 50%, un 75% y un 100% (refrigeración seca) del caudal total. Ambos caudales vuelven a unirse a la salida. |

Tabla 20. Alternativas estudiadas para la combinación de los equipos de refrigeración.

En la primera de ellas se trabajaría haciendo uso de la torre de refrigeración existente de forma individual. Esta opción ya ha sido desarrollada en apartados previos y, dado que los resultados obtenidos ya han sido validados al contrastarse con los datos experimentales de la planta termosolar de Villena, los valores que serán calculados en las configuraciones restantes serán comparados con aquellos asociados al sistema actual que previamente se obtuvieron mediante el mismo proceso de cálculo en Matlab.

Estas alternativas contemplan el desempeño del aerorrefrigerador de forma individual, la combinación en serie del aerorrefrigerador y la torre de refrigeración y la combinación en paralelo, con derivaciones del flujo total de agua hacia el aerorrefrigerador que pasan por el 25%, el 50% y el 75%, a las que se añadirán las configuraciones relativas al funcionamiento en solitario de cada uno de los dos equipos.

### 8.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS

A continuación, se exponen los resultados que reflejan la incidencia de la implementación del aerorrefrigerador en el sistema en base a las alteraciones en el agua evaporada, la potencia consumida y el coste económico conjunto de ambas variables, realizándose también un análisis económico que permita comparar el impacto de múltiples factores de manera simultánea, pudiendo

evaluarse así la viabilidad del proyecto y su aportación al funcionamiento de la central en aspectos de rendimiento, ahorro y sostenibilidad para cada una de las alternativas mencionadas.

### **8.3.1 SOLO AERORREFRIGERADOR**

El presente subapartado tiene como objetivo la demostración de la capacidad de disipación de calor del aerorrefrigerador y la exposición de los datos y resultados más relevantes y característicos de su desempeño para las condiciones establecidas relativas al año 2024.

Una vez más, se fijan como temperatura de salida del agua los 20°C entorno a los cuales suele encontrarse esta magnitud en el funcionamiento usual de la planta termosolar de Villena. Siempre que el aerorrefrigerador sea capaz de disminuir la temperatura del agua hasta este valor, la velocidad de giro se limitará en la proporción apropiada para no consumir más potencia de la necesaria.

El funcionamiento del aerorrefrigerador de forma aislada tiene como principal ventaja la supresión completa del consumo de agua. No obstante, tal y como ha quedado determinado en la selección del ventilador, el consumo de los dispositivos que trasiegan el flujo de aire necesario para la disipación de calor es considerablemente más elevado que el de aquellos que forman parte de la torre de refrigeración.

Por último, el calor disipado por el aerorrefrigerador a pleno rendimiento queda representado en la Figura 101 donde, además, se comparan los resultados con el calor disipado por la torre de refrigeración. Para aportar una idea clara de su capacidad, se simula el paso del caudal de agua trasegado por la torre en la planta termosolar, empleando la temperatura de entrada previamente obtenida. Esta simulación carece de sentido físico en su aplicación real, ya que implica que una determinada parte de la potencia no se disiparía, pero se emplea este método para comparar de manera apropiada las capacidades de ambos equipos operando en las mismas condiciones.

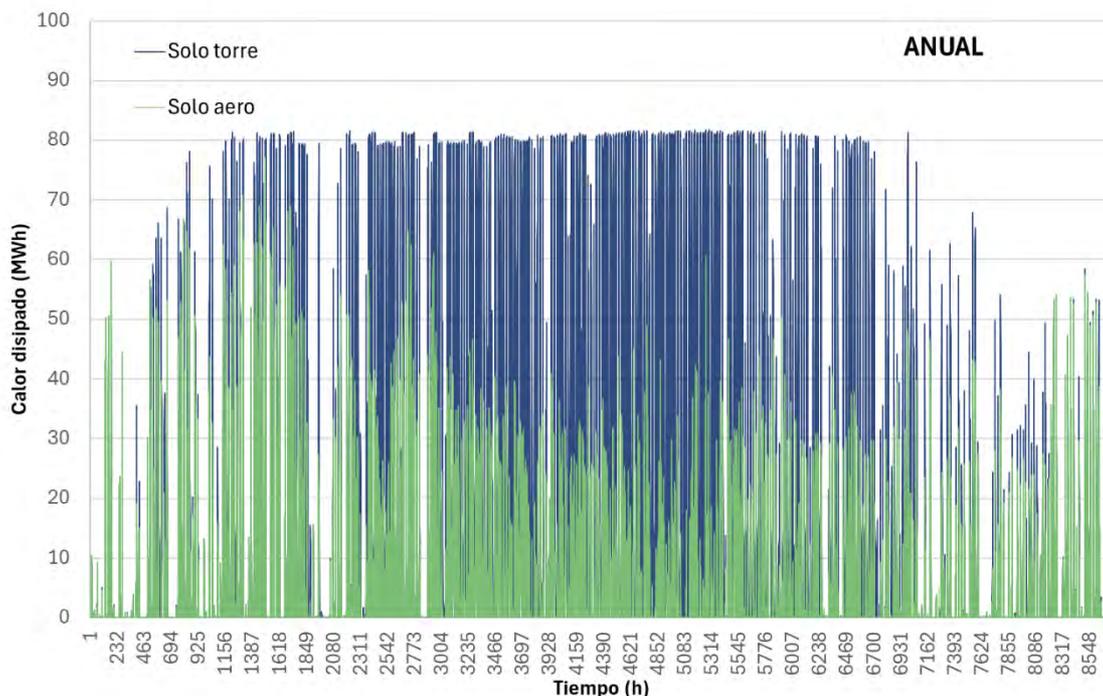


Figura 101. Capacidad de disipación por la torre de refrigeración y el aerorrefrigerador

Como puede observarse, la potencia refrigerada cuando ambos equipos operan de forma individual es superior para la torre de refrigeración, tal y como se previó en apartados anteriores. Esta diferencia es especialmente notoria en épocas del año donde la temperatura de bulbo seco alcanza valores más altos, ya que la capacidad de disipación de calor del aerorrefrigerador recae únicamente en la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el frío, es decir, entre la temperatura del agua a la entrada y la temperatura de bulbo seco. Cuando esta última es lo suficientemente cercana a la temperatura del agua, el intercambio de calor se dificulta perceptiblemente. Este efecto no tiene lugar de manera tan significativa en la torre de refrigeración, donde la transferencia de calor no solo ocurre de forma sensible, sino por el aumento en la humedad relativa. En cualquier caso, las gráficas y resultados aportados demuestran la capacidad del aerorrefrigerador para cumplir con las necesidades de refrigeración cuando la temperatura de bulbo seco es lo suficientemente baja, y aportan una imagen clara del porcentaje de carga térmica a disipar que puede quedar satisfecha con el funcionamiento del aerorrefrigerador en solitario.

En meses en los que las temperaturas se mantienen en rangos fríos de forma generalizada, como sucede en enero, Figura 102, puede apreciarse una superposición casi total de la carga térmica que logra disipar el aerorrefrigerador

con aquella que debe disiparse según SAM, constatándose así la utilidad y el valor del equipo diseñado en el ahorro de agua para determinadas estaciones.

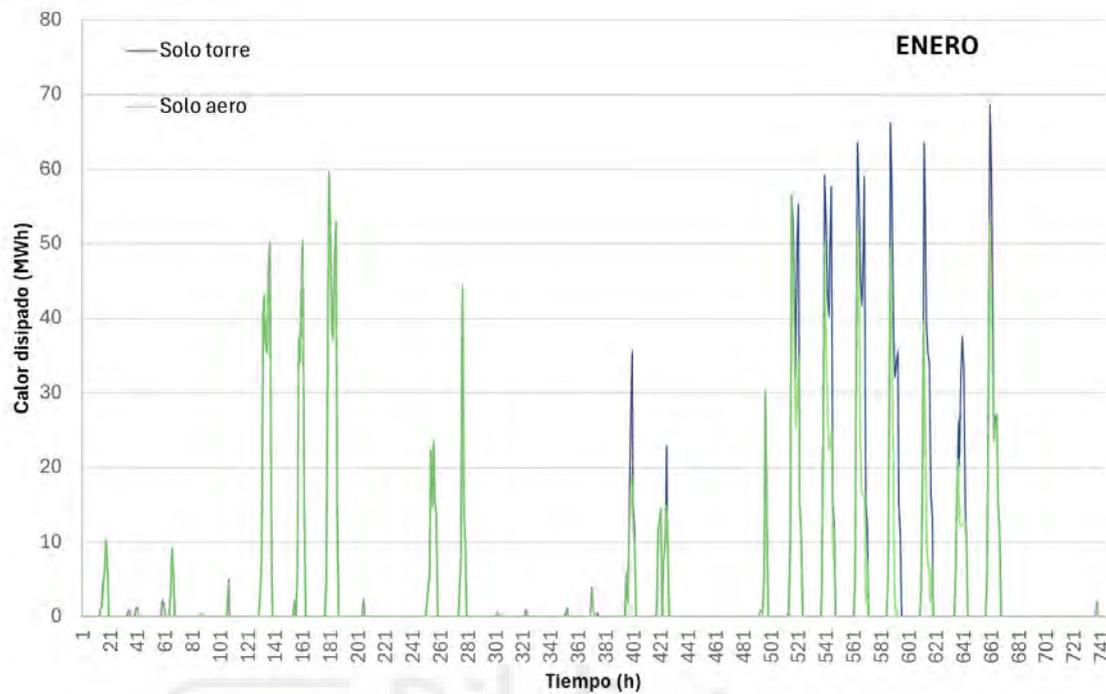


Figura 102. Capacidad de disipación por la torre de refrigeración y el aerorrefrigerador

El uso del aerorrefrigerador de forma individual es compatible con la configuración en paralelo que será desarrollada en apartados posteriores, donde los resultados previamente obtenidos serán empleados para conocer en qué momentos puede sustituir a la torre de refrigeración y en qué proporción.

La torre de refrigeración logra superar la capacidad de refrigeración del equipo diseñado a costa de un consumo de agua muy significativo, como ha podido comprobarse en el apartado de validación previa, un consumo de agua que puede reducirse significativamente en aquellos meses en los que el aerorrefrigerador consigue un mayor porcentaje de la potencia que debe disiparse.

De nuevo, estas deducciones demuestran la necesidad de combinar ambos equipos de manera que la capacidad de refrigeración sea la suficiente para satisfacer las necesidades de la planta, adoptando las configuraciones óptimas en función de la época del año y las condiciones meteorológicas. Por ello, en apartados posteriores se analizarán posibles configuraciones que puedan valerse de las dos tecnologías estudiadas de forma simultánea y los resultados asociados a ellas.

### 8.3.2 COMBINACIÓN EN SERIE

Como ya ha podido comprobarse en base a los resultados de disipación de calor del aerorrefrigerador y de la torre de refrigeración funcionando a pleno rendimiento de forma individual, el aerorrefrigerador logra satisfacer por sí mismo un amplio porcentaje de la potencia que debe disiparse en diversos meses del año, aunque presenta carencias en la capacidad de refrigeración de los meses más cálidos. A pesar de ello, la contribución del aerorrefrigerador es indudablemente valiosa en temporadas en las que predominan las bajas temperaturas, épocas en las que no sería necesaria la puesta en funcionamiento de la torre de refrigeración ni, por tanto, el consumo de agua.

La concatenación de ambos equipos, en una configuración en la que el aerorrefrigerador disminuya al máximo la temperatura del agua antes de que esta circule por la torre de refrigeración, pretende aportar una opción en la que el consumo de agua se minimice todo lo posible sin que ello suponga desatender la cantidad de calor que debe disiparse. Esta alternativa funciona bajo la premisa de que la temperatura del agua a la entrada de la torre de refrigeración es igual a la temperatura de salida del aerorrefrigerador, un funcionamiento que queda esquematizado en la Figura 103:

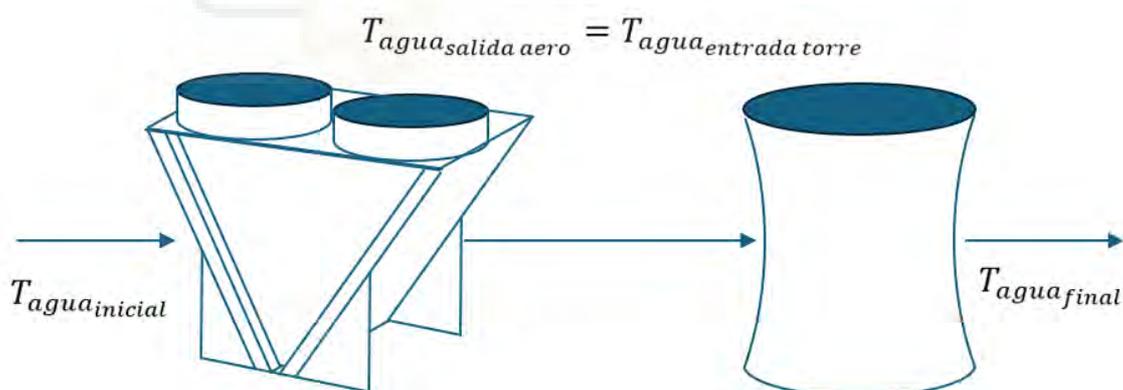


Figura 103. Esquema de la configuración en serie

La aportación del aerorrefrigerador a la reducción en el consumo de agua con respecto al funcionamiento actual de la central queda expuesta en la Figura 104:

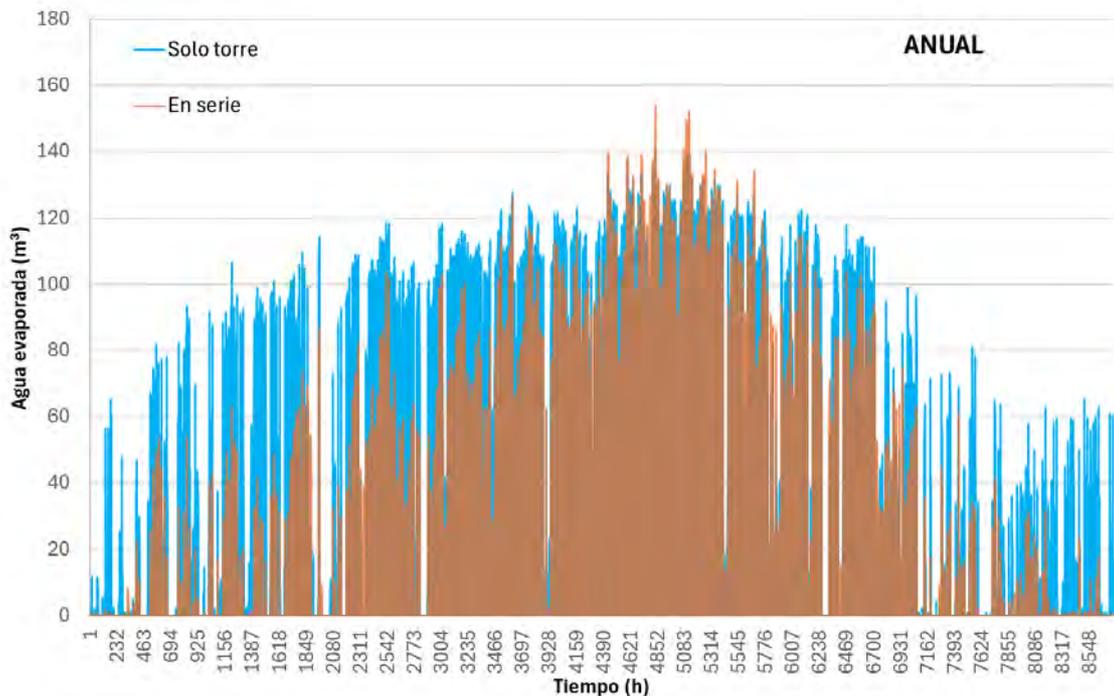


Figura 104. Consumo de agua de la torre de refrigeración y la combinación en serie

Como ya se había previsto, la contribución del aerorrefrigerador es especialmente notoria en los meses asociados a temperaturas de bulbo seco más bajas. De forma anual, se obtiene un volumen de agua evaporada de 147465,10 m<sup>3</sup>, un 26,45 % menos que en la configuración existente.

Por otra parte, el consumo energético también experimenta una crecida muy notable con respecto a la torre de refrigeración, asociada al número de ventiladores que conforman el aerorrefrigerador y el posterior paso del agua por la torre de refrigeración.

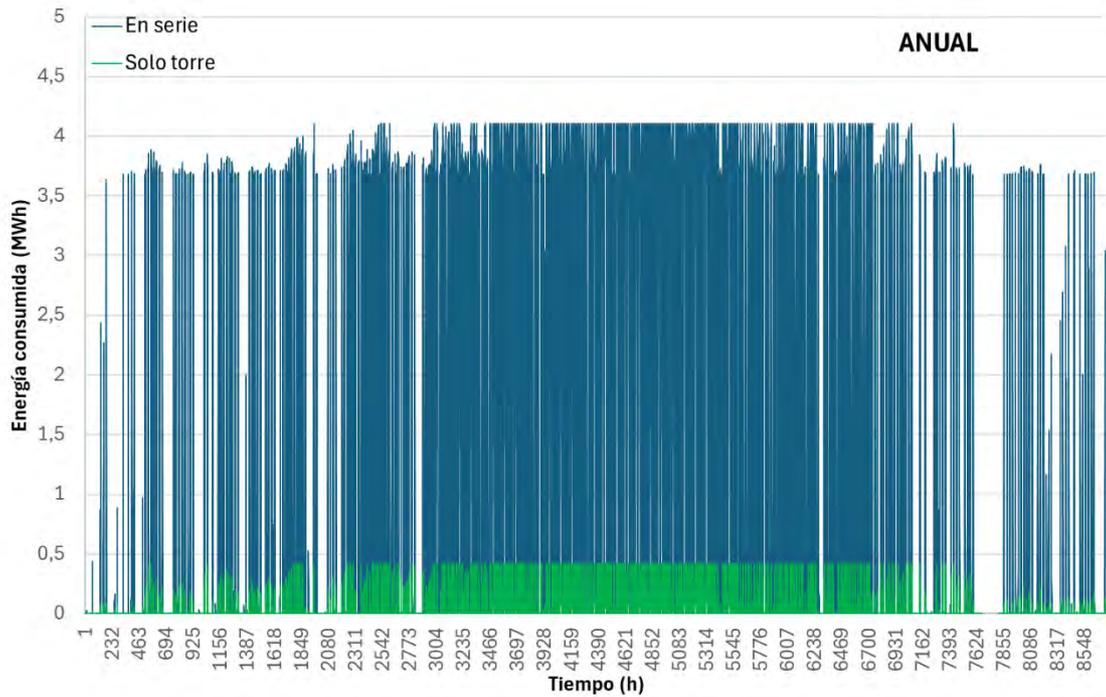


Figura 105. Potencia consumida por la torre de refrigeración y la combinación en serie

El consumo para esta configuración tiene una forma muy similar a la suma de los consumos individuales. No obstante, si se contempla el gasto económico global, valorando también el ahorro en el consumo de agua y el precio asociado a esta, que se ha establecido en 2,50 €/m<sup>3</sup> de agua, pueden obtenerse resultados más favorables que se recogen en la Figura 106.

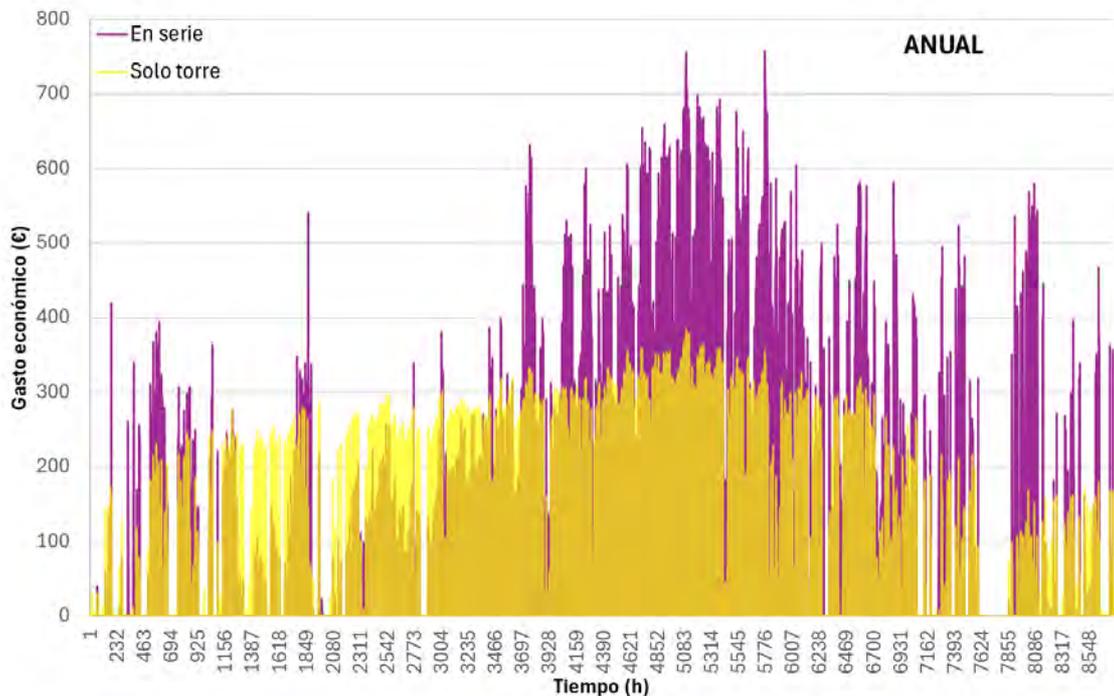


Figura 106. Gasto económico anual de la torre de refrigeración, el aerorrefrigerador y la configuración en serie.

El gasto económico es, en determinados meses, considerablemente inferior al obtenido mediante la simulación del sistema actual. Este desfase es especialmente acusado en meses cercanos al invierno mientras que, en verano, el coste supera al de la torre de refrigeración debido al elevado precio de la electricidad. Este incremento del coste es una consecuencia lógica debido a que el proceso de cálculo se ha orientado a minimizar por completo el consumo de agua.

Estos resultados constituyen una prueba fehaciente de la utilidad y la eficacia de aerorrefrigerador en los objetivos planteados de reducción del consumo de agua.

### 8.3.3 COMBINACIÓN EN PARALELO

Una vez constatados los beneficios y defectos de la configuración en serie, se proyecta una nueva configuración para los dos equipos que conforman el sistema de refrigeración, esta vez, en paralelo. Se estudian tres posibles regímenes de funcionamiento en los que el 25%, el 50% o el 75% del flujo de agua será derivado al aerorrefrigerador y, el resto, a la torre de refrigeración.

Una vez ambos flujos hayan circulado a través del equipo correspondiente, confluirán de manera que la temperatura de salida del sistema global se rija por la ecuación correspondiente al balance de energía:

$$\dot{m}c_{p_{agua}}T_{agua_{final}} = x\dot{m}c_{p_{agua}}T_{agua_{salida\ aereo}} + (1-x)\dot{m}c_{p_{agua}}T_{agua_{salida\ torre}} \quad (53)$$

Donde  $x$  representa la fracción que se deriva hacia el aerorrefrigerador.

Esta configuración queda ilustrada en la Figura 107:

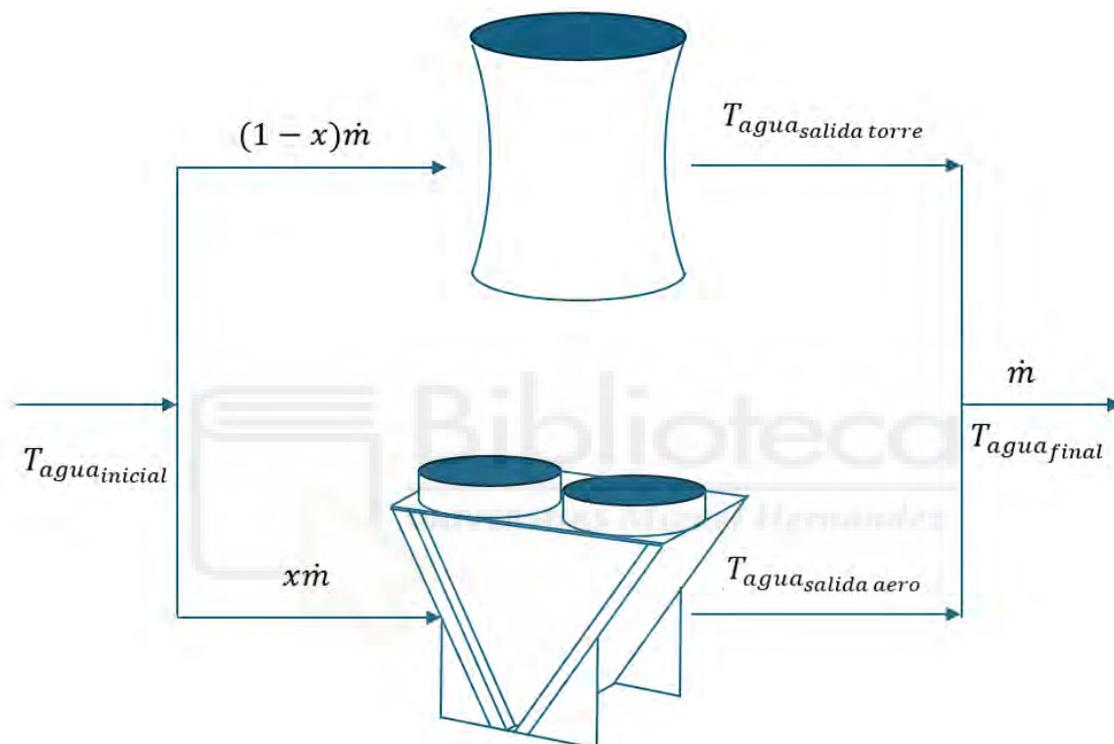


Figura 107. Esquema de la configuración en paralelo

Del mismo modo en el que se procedió para evaluar la capacidad de disipación de calor del aerorrefrigerador de forma individual, se hace circular una corriente de agua del mismo caudal que el utilizado en la torre de refrigeración del sistema existente para cada una de las temperaturas de entrada. Una vez obtenidas las temperaturas de salida del agua, se lleva a cabo una selección de aquellas que cumplen con las temperaturas en las que opera la torre de refrigeración.

Una vez realizada esta selección, puede conocerse en cuántos intervalos horarios actúa cada configuración:

|                                  | HORAS       | PORCENTAJE   |
|----------------------------------|-------------|--------------|
| <b>SOLO TORRE</b>                | <b>1163</b> | <b>32,51</b> |
| <b>25 % AERO</b>                 | <b>648</b>  | <b>18,12</b> |
| <b>50 % AERO</b>                 | <b>332</b>  | <b>9,28</b>  |
| <b>75 % AERO</b>                 | <b>194</b>  | <b>5,42</b>  |
| <b>SOLO AERO</b>                 | <b>1240</b> | <b>34,67</b> |
| <b>TOTAL DE HORAS DE TRABAJO</b> | <b>3577</b> | <b>-</b>     |

Tabla 21. Horas cubiertas por cada alternativa en paralelo

De donde se obtiene que, durante casi un tercio de los valores estudiados, el aerorrefrigerador puede acometer la carga térmica a disipar por sí mismo, además de estar presente en casi dos tercios de las horas.

En la Figura 108 se representan los datos de agua evaporada comparándose con los obtenidos para el sistema existente.

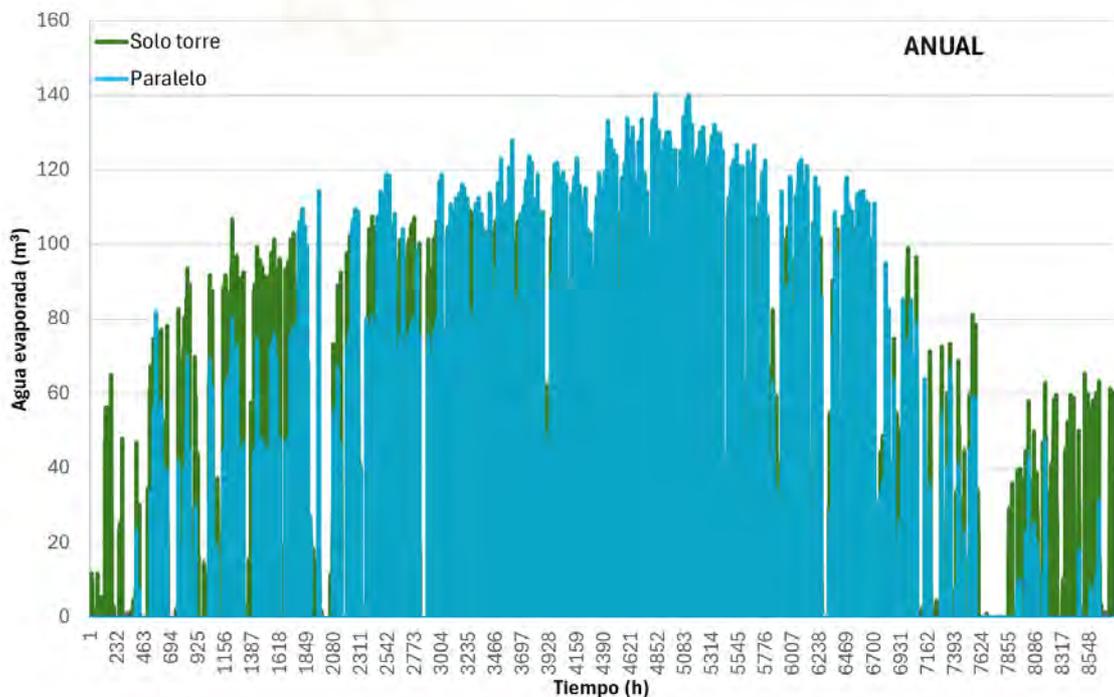


Figura 108. Consumo de agua de la torre de refrigeración y la configuración en paralelo

En ella, pueden observarse valores para la configuración en paralelo en los que no existe ningún consumo, que estarían asociados al aerorrefrigerador de forma individual. La superposición de ambas series de datos revela una mayor presencia del aerorrefrigerador al inicio y al final del año, y un protagonismo mucho más acentuado de la torre en los meses centrales. Estos mismos datos se representan para un gráfico de dispersión en el que puede apreciarse mejor qué alternativa opera en cada momento:

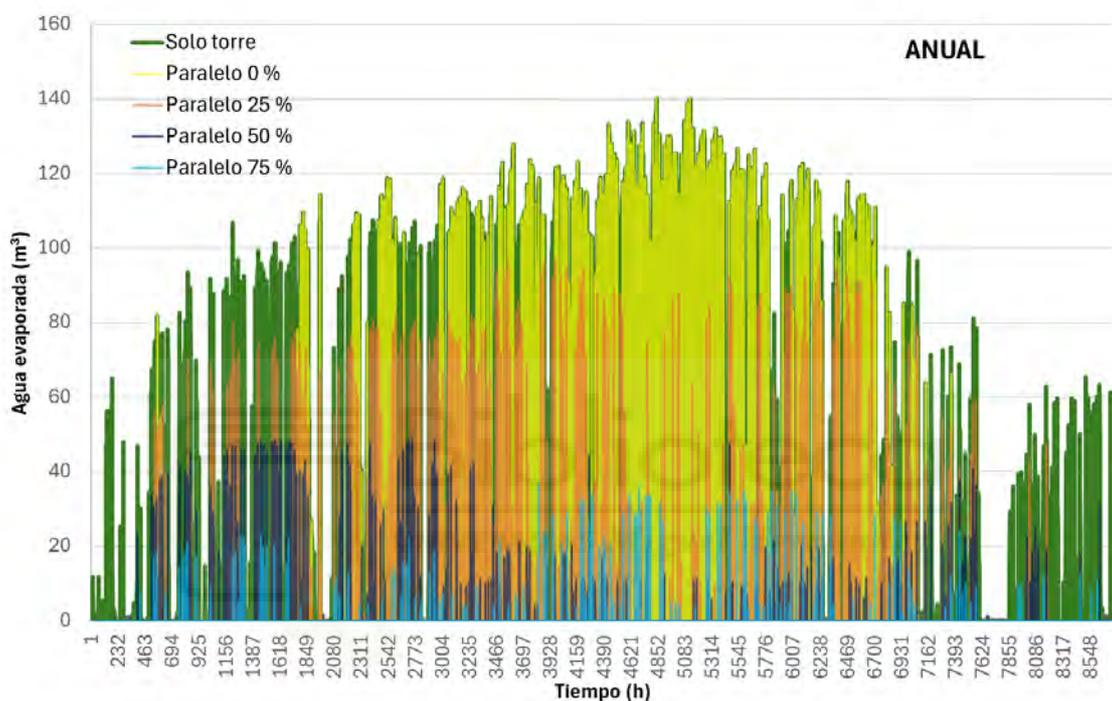


Figura 109. Consumo de agua de la torre de refrigeración y la combinación en paralelo desglosada

Esta última gráfica suscribe las deducciones previamente establecidas, confirmando una mayor necesidad de la torre de refrigeración en meses de verano. Se obtiene un consumo anual de agua evaporada de  $159732,21 \text{ m}^3$ , que supone un 79,72 % del agua consumida por la torre en su funcionamiento individual.

También es conveniente estudiar la influencia del uso del aerorrefrigerador en lo referente al consumo de potencia.

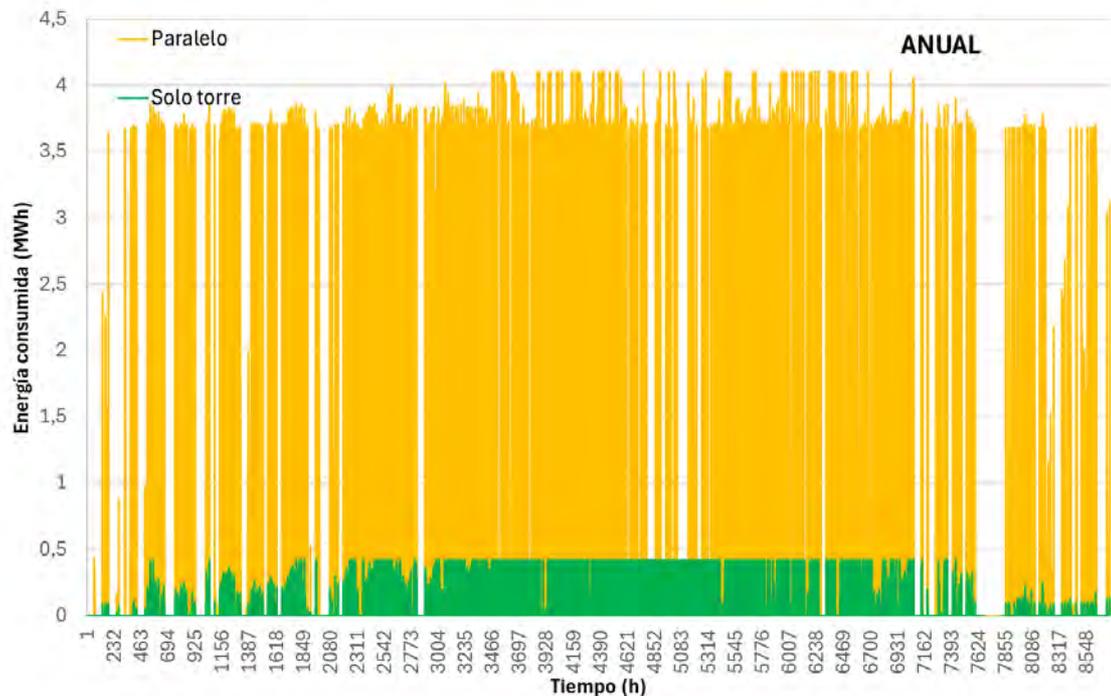


Figura 110. Consumo energético de la torre de refrigeración y la combinación en serie.

En este contexto, cobra una relevancia especial el consumo energético asociado al caudal de los ventiladores que, como previamente se ha expuesto en el apartado de dimensionamiento, están vinculados por una relación cúbica. Es por ello por lo que las diferencias entre las distintas configuraciones estudiadas son más acentuadas, aunque la diferencia más notable es la que se presenta, naturalmente, en cuanto el aerorrefrigerador se pone en funcionamiento, tal y como puede apreciarse en la Figura 110, por el elevado consumo del aerorrefrigerador asociado a su número de ventiladores, muy superior al de la torre. La posibilidad de operar haciendo uso de la torre de forma individual en los meses más cálidos en los que la aportación del aerorrefrigerador es menos valiosa permite un ahorro en el consumo de energía que constituye una diferencia fundamental con la configuración en serie.

Finalmente, se representa el gasto económico a lo largo del año para la configuración en paralelo.

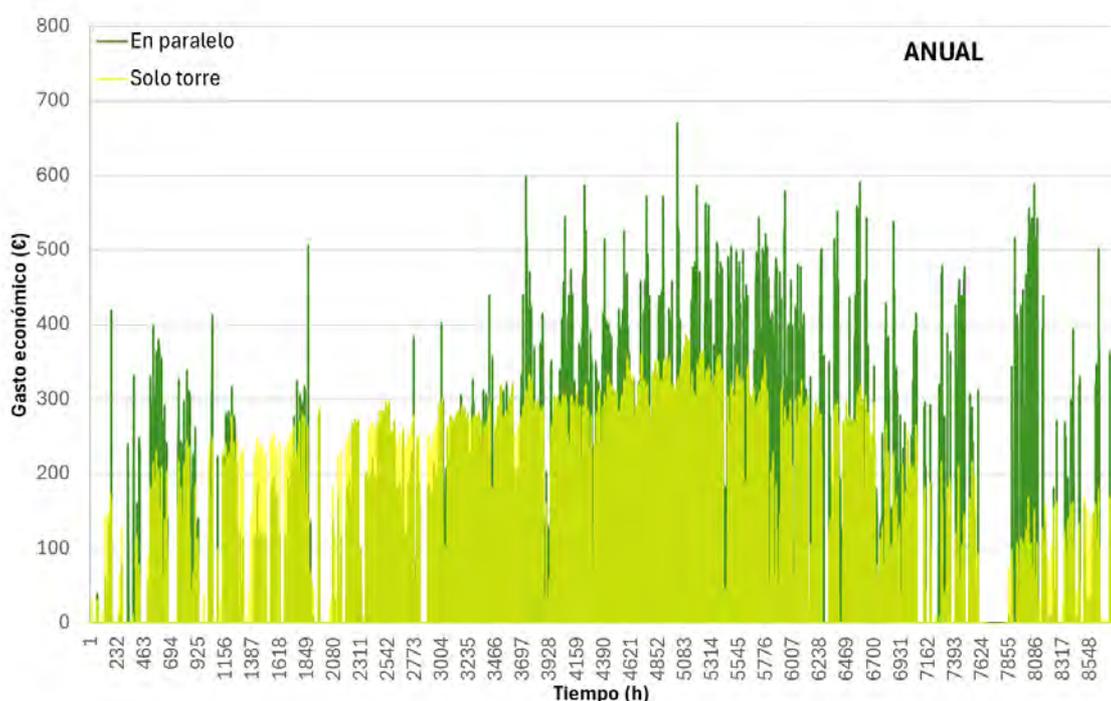


Figura 111. Gasto económico para la torre de refrigeración y la configuración en paralelo

Existen diferencias perceptibles entre valores en los que el aerorrefrigerador que fluctúan situándose por encima y por debajo del coste asociado a la torre, que también obedecen a la evolución de los precios de la electricidad a lo largo del año.

Una vez más, la aportación del aerorrefrigerador es especialmente valiosa en meses donde las temperaturas son más bajas, mientras que, en meses de verano, donde el aerorrefrigerador funciona de manera casi permanente a máxima potencia para poder conseguir una transferencia de calor significativa, el consumo se eleva.

### 8.3.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Las diferentes alternativas simuladas a lo largo del presente capítulo afectan de forma significativa a numerosas dimensiones del funcionamiento del sistema de refrigeración. Debido a la dependencia de las condiciones meteorológicas, no solo del aerorrefrigerador objeto del presente proyecto, sino también de la torre de refrigeración existente, es conveniente exponer de forma clara los sumatorios de las magnitudes estudiadas para cada uno de los meses.

En primer lugar, es pertinente conocer los volúmenes de agua evaporada para cada una de las configuraciones estudiadas:

| AGUA<br>EVAP | SOLO<br>TORRE<br>(m <sup>3</sup> ) | SERIE<br>(m <sup>3</sup> ) | PARALELO<br>(m <sup>3</sup> ) | SERIE/TORRE<br>(%) | PARALELO/TORRE<br>(%) |
|--------------|------------------------------------|----------------------------|-------------------------------|--------------------|-----------------------|
| EN           | 4248,12                            | 1227,23                    | 1304,25                       | 28,88              | 30,70                 |
| FE           | 8999,33                            | 2504,22                    | 3467,86                       | 27,83              | 38,53                 |
| MA           | 12970,70                           | 5196,82                    | 7058,83                       | 40,07              | 54,42                 |
| AB           | 19124,50                           | 10453,20                   | 14124,05                      | 54,66              | 73,85                 |
| MY           | 28060,38                           | 18954,77                   | 23504,42                      | 67,55              | 83,76                 |
| JN           | 25781,24                           | 21720,04                   | 23397,54                      | 84,25              | 90,75                 |
| JL           | 34732,97                           | 34007,83                   | 33209,81                      | 97,91              | 95,61                 |
| AG           | 29701,06                           | 28175,74                   | 28350,30                      | 94,86              | 95,45                 |
| SE           | 17151,32                           | 14472,53                   | 14905,39                      | 84,38              | 86,91                 |
| OC           | 10806,51                           | 8639,40                    | 8516,13                       | 79,95              | 78,81                 |
| NO           | 3252,92                            | 1167,54                    | 1191,98                       | 35,89              | 36,64                 |
| DI           | 5531,51                            | 845,77                     | 701,66                        | 15,29              | 12,68                 |
| AN           | 200360,55                          | 147365,10                  | 159732,21                     | 73,55              | 79,72                 |

Tabla 22. Volúmenes totales y proporciones de agua evaporada

Los resultados obtenidos muestran una clara eficacia del aerorrefrigerador en la reducción del consumo de agua, llegando a reducir el consumo en un 87,32% en diciembre para la configuración en paralelo. No obstante, el mayor ahorro de agua anual se produce para la configuración en serie, representando un 73,55% del total para el sistema actual. Para conocer el consumo de agua a medida que aumentan las temperaturas, se exponen estos consumos en función de la temperatura de bulbo seco.

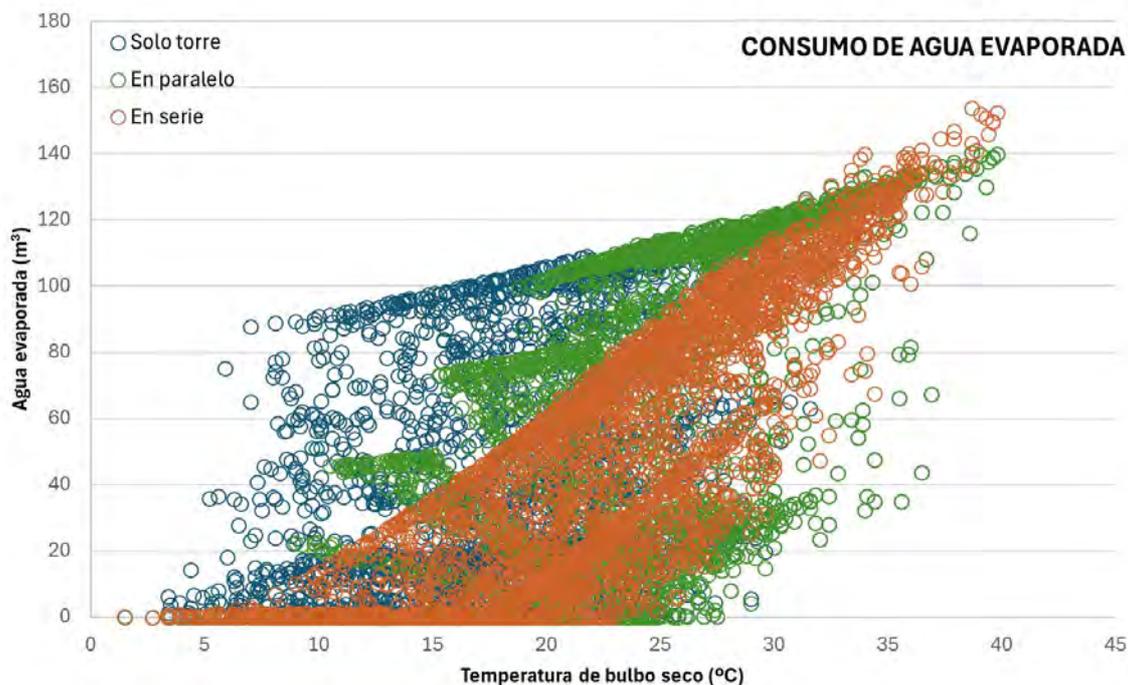


Figura 112. Consumo de agua en función de la temperatura ambiente.

De esta manera, queda constatado que el aerorrefrigerador es capaz de cumplir los objetivos de enfriamiento del agua en un rango de temperaturas de bulbo seco entre, aproximadamente, los 0°C y los 10°C, y su aportación es mínima entre los 26,5°C y los 32,5°C. Es oportuno destacar que la capacidad de disipación de calor en la torre de refrigeración no depende de la temperatura de bulbo seco sino de la temperatura de bulbo húmedo, lo que explica que la gráfica no presente una uniformidad total. Existen valores horarios para los que la temperatura de bulbo seco es idéntica, pero se disponen distintos valores de humedad, por lo que las temperaturas de bulbo húmedo también difieren y el calor disipado por la torre será superior para aquellos casos en los que la humedad relativa adopte valores más bajos y en los que, por tanto, el margen de enfriamiento es más amplio.

Si bien la configuración en serie presenta un promedio más favorable de forma general, los valores más bajos de consumo para temperaturas altas se consiguen para la configuración en paralelo, lo cual reafirma la mayor eficacia del aerorrefrigerador a bajas temperaturas. Cabe destacar el claro comportamiento escalonado por parte de la configuración en paralelo, de donde puede discernirse que el aerorrefrigerador puede operar por sí mismo hasta temperaturas cercanas a los 9°C. La configuración del 25 % trabaja entre los 9 y

los 11°C, mientras que la relativa al 50 % actúa desde los 11°C hasta los 15°C. Por último, la configuración del 75 % es válida para un intervalo entre los 15 y los 22°C, si bien existen amplias superposiciones vinculadas a la dependencia de la humedad por parte de la capacidad de disipación de la torre. Unas conclusiones muy similares pueden extraerse evaluando la dependencia de la temperatura de bulbo húmedo por parte del agua evaporada.

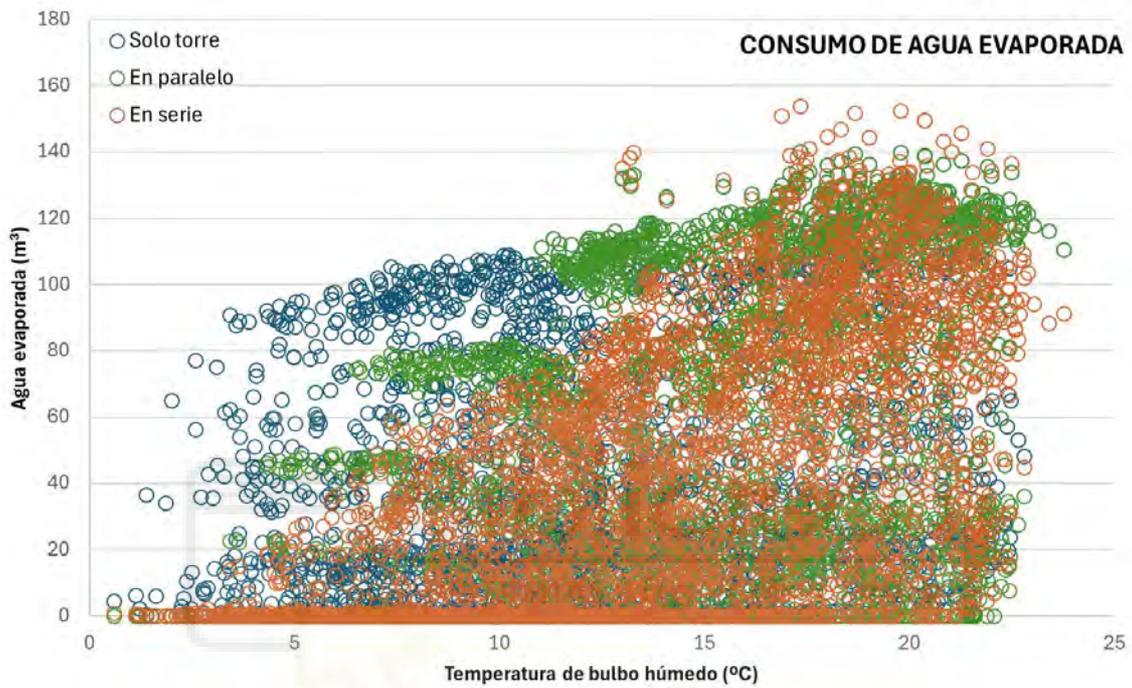


Figura 113. Consumo de agua en función de la temperatura de bulbo húmedo.

Por otra parte, se evalúan los gastos económicos comparados con los asociados al sistema actual.

| GAS<br>ECO | SOLO         | PARALELO | SER      |
|------------|--------------|----------|----------|
|            | TORRE<br>(€) | (€)      | (€)      |
| EN         | 11201,48     | 17104,67 | 17642,36 |
| FE         | 23203,69     | 25451,03 | 23290,75 |
| MA         | 32731,44     | 22608,69 | 20945,69 |
| AB         | 47907,09     | 37472,79 | 28360,15 |

|           |                  |                  |                  |
|-----------|------------------|------------------|------------------|
| <b>MY</b> | <b>71177,17</b>  | <b>73811,81</b>  | <b>66184,16</b>  |
| <b>JN</b> | <b>68166,69</b>  | <b>90419,85</b>  | <b>108189,33</b> |
| <b>JL</b> | <b>93530,22</b>  | <b>121381,31</b> | <b>175129,44</b> |
| <b>AG</b> | <b>81497,67</b>  | <b>115077,99</b> | <b>174522,89</b> |
| <b>SE</b> | <b>45625,68</b>  | <b>77249,77</b>  | <b>84729,69</b>  |
| <b>OC</b> | <b>29260,38</b>  | <b>51665,77</b>  | <b>62757,49</b>  |
| <b>NO</b> | <b>9072,03</b>   | <b>23496,16</b>  | <b>24017,671</b> |
| <b>DI</b> | <b>14555,14</b>  | <b>27889,04</b>  | <b>28281,92</b>  |
| <b>AN</b> | <b>527928,68</b> | <b>683628,89</b> | <b>779766,17</b> |

Tabla 23. Gasto económico de cada configuración.

Estos datos revelan una influencia muy significativa de la presencia del aerorrefrigerador como etapa previa a la entrada de la torre de refrigeración, especialmente en diciembre, enero o febrero, donde se consigue disipar la misma cantidad de calor con un volumen de agua evaporada mucho menor. No obstante, dentro de las alternativas proporcionadas es la que menos ahorro de agua proporciona al sistema, si bien consigue un ahorro del 26,45 % del agua evaporada en el funcionamiento actual de la central.

En lo referente a las alternativas vinculadas a la configuración en paralelo, esta disposición concede una versatilidad inherente al hecho de poder controlar qué proporción del caudal circula hacia el aerorrefrigerador que permite anular casi por completo el volumen de agua evaporada si se dirige un flujo de agua cercano al 100 % hacia el aerorrefrigerador en meses en los que predominan las bajas temperaturas, y destinar la torre de refrigeración a meses de verano, donde la transferencia de calor con el aire a temperatura ambiente se dificulta.

El gasto económico global se ve intensamente influenciado por la evolución del precio de la energía a lo largo del año, pero el ahorro del agua y esta fluctuación en los precios se combinan de forma especialmente favorable en marzo y abril, además de mayo para la configuración en serie. Teniendo en cuenta la diferencia conseguida en estos meses, se obtiene un ahorro anual de 20557,05 € para la

configuración en paralelo y de 36325,70 € para la configuración en serie, datos especialmente valiosos si se tiene en cuenta que los cálculos llevados a cabo tienen como objetivo principal la minimización del consumo de agua y que no han sido orientadas desde un punto de vista económico.





# CAPÍTULO 9

## CONCLUSIONES

### 9 CONCLUSIONES

Los objetivos planteados al inicio del presente Trabajo de Fin de Carrera se han visto satisfechos a lo largo de los capítulos que conforman este proyecto.

En primer lugar, ha quedado demostrada la validez de SAM, no solo en la simulación del funcionamiento de plantas termosolares en aspectos relativos a la generación de energía y obtención de las diferentes pérdidas, sino también en la obtención de datos que permiten llevar a cabo cálculos propios ajenos a los métodos empleados por SAM.

Este ha sido el caso del cálculo realizado para conocer el volumen de agua evaporada en función de las condiciones meteorológicas. En su correspondiente capítulo, se ha validado el método de Poppe, puesto en práctica mediante diferentes funciones en Matlab, para la obtención del agua evaporada, obteniéndose errores inferiores al 10 % en esta magnitud, más de un 6 % menos del que consigue NREL mediante el método de cálculo implementado en SAM, demostrando la influencia de la humedad y otras condiciones meteorológicas en el funcionamiento de la torre de refrigeración y consiguiendo, además, valores del flujo másico de aire para la disipación del calor deseado útiles en el cálculo de la potencia consumida por estos equipos y su viabilidad económica.

Posteriormente, los resultados obtenidos en ambas validaciones, así como los datos facilitados por la planta termosolar Villena-Enerstar, han servido como base en el dimensionamiento del aerorrefrigerador, consiguiéndose unas características apropiadas en el diseño del equipo y obteniéndose los parámetros necesarios para la correcta simulación de su funcionamiento.

También se ha conseguido el diseño y programación de funciones y cuadros de código necesarios para esas simulaciones de cada uno de los dos dispositivos

estudiados, tanto la torre de refrigeración existente, con sus correspondientes correlaciones para NTU y proporciones agua-aire, como para el aerorrefrigerador diseñado.

Finalmente, se ha logrado implementar de manera eficaz el equipo diseñado dentro del sistema de refrigeración existente, de manera que puedan aprovecharse de forma óptima las potenciales aportaciones de cada uno de los sistemas. De esta manera, se ha determinado cómo el aerorrefrigerador es capaz de disipar cerca de tres cuartas partes de la carga térmica refrigerada por la torre anulando por completo el consumo de agua, a pesar de que también ha quedado constatado el mayor consumo energético del consumo energético por parte del aerorrefrigerador.

El objetivo principal de este proyecto, la reducción del consumo de agua, se ha visto satisfecho alcanzándose un ahorro máximo mensual mediante la configuración en paralelo para el mes de diciembre, con un consumo del 12,68% respecto al actual, mientras que la configuración en serie consigue un mayor ahorro anual, con un 73,54% del consumo de la torre de refrigeración frente al 79,72% para la configuración en paralelo.

Las seis configuraciones estudiadas han revelado una mayor rentabilidad económica y energética para la configuración en paralelo, especialmente por la adaptabilidad de este sistema en función de la época del año y las condiciones meteorológicas, permitiendo darle una mayor fracción del flujo de agua a refrigerar al aerorrefrigerador cuando la diferencia de temperaturas entre el agua y el aire es lo suficientemente baja, si bien el ahorro es superior para la configuración en serie en meses en los que el precio del kWh se sitúa muy por debajo del precio del agua. Sin embargo, la configuración en serie también sale beneficiada si se comparan los meses en los que las nuevas configuraciones consiguen un gasto económico inferior. Estos intervalos corresponden a marzo, con un gasto de 22608,69€ para la configuración en paralelo y 20945,69 € para la configuración en serie respecto a los 32731,44€ asociados a la torre de refrigeración funcionando de forma individual, y en abril, donde se invertirían 37472,79€ en el funcionamiento en serie y 28360,15€ en paralelo, mientras que el funcionamiento actual supondría un gasto de 47907,09€.

La sucesión lógica para futuras líneas de investigación está asociada con la cuantificación de la influencia de estas alteraciones de la carga térmica disipada

en el rendimiento global del ciclo Rankine, comprobando cómo se ve afectada la potencia eléctrica obtenida. Además, un ejercicio útil y valioso para la comprobación de la validez de los códigos y métodos empleados en este proyecto sería su aplicación para datos de diferentes plantas y condiciones meteorológicas.

En conclusión, los cálculos, deducciones y tratamiento de datos y resultados relativos al funcionamiento del sistema de refrigeración analizado conceden una información valiosa en la simulación orientada a minimizar el consumo de agua en plantas de generación, aportando soluciones a la desertificación y los desafíos climáticos actuales con alternativas válidas y eficientes para la obtención de energía de forma sostenible, favoreciendo el desarrollo de tales tecnologías, esenciales para lograr avances sólidos y permanentes en el ámbito industrial y social.





**10 BIBLIOGRAFÍA**

- [1]. Consumo del agua en el mundo. [en línea]: < <https://www.epdata.es/datos/graficos-situacion-agua-mundo-espana/333> >.
- [2]. Panel de agua y sequía en España [en línea]: < <https://agua.datadista.com> >.
- [3]. La energía renovable en Europa [en línea]: < <https://www.europarl.europa.eu/factsheets/es/sheet/70/la-energia-renovable/> >.
- [4]. Regulación para la transición energética por parte de la Unión Europea [en línea]: < <https://openroom.fundacionrepsol.com/es/contenidos/regulacion-para-la-transicion-energetica/> >.
- [5]. 17 Objetivos de desarrollo sostenible [en línea]: < <https://pactomundial.org/que-puedes-hacer-tu/ods/> >.
- [6]. Generación total de energía eléctrica [en línea]: < <https://www.sistemaelectrico-ree.es/es/informe-del-sistema-electrico/generacion/generacion-de-energia-electrica/generacion-total-de-energia-electrica/> >.
- [7]. Los tipos de centrales termosolares [en línea]: < <https://www.tecpa.es/tipos-de-centrales-termsolares/> >.
- [8]. España. REAL DECRETO 661/2007, de 25 de mayo, por el que se regula la actividad de producción de energía eléctrica en régimen especial. Boletín Oficial del Estado, 26 de mayo de 2007, núm. 126, p.22846.
- [9]. Población de Elche. Instituto Nacional de Estadística, INE 2013. Catálogo [en línea]: < <http://www.ine.es/> >.
- [10]. PVGIS, radiación solar directa en España. Catálogo [en línea]: < <http://bit.ly/1qgO0ls> >.
- [11]. Datos meteorológicos de Elche. Catálogo [en línea]: < <http://www.meteoelche.com/hysnoaa.php?select=> >.

- [12]. Çengel ,Yunus A. Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico (ed. tercera); Roig Vázquez, Pablo Eduardo (edit.); Hernán Pérez Castellanos, José y Enríquez Brito, Javier (trad.). México: McGraw-Hill Interamericana, 2007. ISBN: 978-970-10-6173-2.
- [13]. Theodore L. Bergman, Adrienne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt. Fundamentals of heat and mass transfer (ed. Sexta); Stefanie Liebman (edit.). Estados Unidos: JOHN WILEY & SONS, 2007 ISBN: 978-0-471-45728-2
- [14]. Correlaciones para transferencia de calor por convección. Universidad de Los Andes. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica Cátedra: Transferencia de Calor.
- [15]. Patricia Palenzuela, Lidia Roca, Faisal Asfand, Kumar Patchigolla, Experimental assessment of a pilot scale hybrid cooling system for water consumption reduction in CSP plants, Energy, Volume 242, 2022, 122948, ISSN 0360-5442 <  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122948> >.
- [16]. Ruiz Ramírez, Javier. Apuntes de la asignatura de Calor y Frío Industrial, Grado de Ingeniería Mecánica, UMH.
- [17]. Crespí Llorens, Damián. Aguilar Valero, Francisco Javier. Maldonado García, Jesús. Apuntes de la asignatura de Transmisión de Calor, Grado de Ingeniería Mecánica, UMH.
- [18]. Kell, G. S. (1975). Density, thermal expansivity, and compressibility of liquid water from 0° to 150°C: Correlations and tables for atmospheric pressure and saturation reviewed and expressed on 1968 temperature scale. *Journal of Chemical & Engineering Data*, 20(1), 97–105.  
<https://doi.org/10.1021/je60064a005>
- [19]. M. J. Assael et al. Reference Values and Reference Correlations for the Thermal Conductivity and Viscosity of Fluids. *Journal of Physical and Chemical* <https://doi.org/10.1063/1.5036625>
- [20]. Stephan, K., & Laesecke, A. (1985). *The Thermal Conductivity of Fluid Air*, *Journal of Physical and Chemical Reference Data*, 14(1), 227–234.  
<https://doi.org/10.1063/1.555749>

- [21]. Aseri, T.K., Sharma, C. & Kandpal, T.C. Condenser cooling technologies for concentrating solar power plants: a review. *Environ Dev Sustain* 24, 4511–4565 (2022). <https://doi.org/10.1007/s10668-021-01678-5>
- [22]. Asfand, F., Palenzuela, P., Roca, L., Caron, A., Lemarié, C.-A., Gillard, J., Turner, P., & Patchigolla, K. (2020). Thermodynamic Performance and Water Consumption of Hybrid Cooling System Configurations for Concentrated Solar Power Plants. *Sustainability*, 12(11), 4739. <https://doi.org/10.3390/su12114739>
- [23]. Boretti A, Nayfeh J, Al-Kouz W. Validation of SAM Modeling of Concentrated Solar Power Plants. *Energies*. 2020; 13(8):1949. <https://doi.org/10.3390/en13081949>
- [24]. Moran, M. J., Shapiro, H. N., Boettner, D. D., & Bailey, M. B. (2018). *Fundamentals of Engineering Thermodynamics* (9th ed.). Wiley.
- [25]. Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2008). *Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications* (2ª edición). McGraw-Hill.
- [26]. Petroleum, Petrochemical, and Natural Gas Industries—Air-cooled Heat Exchangers API STANDARD 661 7th edition, July 2013.
- [27]. Kröger, Detlev G, Air-Cooled Heat Exchangers and Cooling Towers, Thermal-flow Performance Evaluation and Design
- [28]. J.C. Kloppers, D.G. Kröger, A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 48, Issues 3–4, 2005, Pages 765-777, ISSN 0017-9310, <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.09.004>.
- [29]. Soluciones de climatización portátil profesionales. Dantherm Group. <https://catalogue.dantherm.com/danthermgroup/dg-portable-climate-solutions-catalogue-es/?page=1>
- [30]. Parra Candela, R. (2015). *Estudio comparativo de las tecnologías de refrigeración de una central termosolar CCP* (Proyecto Fin de Carrera). Universidad Miguel Hernández de Elche, Escuela Politécnica Superior de Elche.

- [31]. C.G. Cutillas, J. Ruiz, F. Asfand, K. Patchigolla, M. Lucas. Energetic, exergetic and environmental (3E) analyses of different cooling technologies (wet, dry and hybrid) in a CSP thermal power plant. *Case Studies in Thermal Engineering*, 28, 2021, 101545. [en línea]: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214157X2100708>>  
5>



## ANEXOS

## ANEXO I. CÓDIGO DE MATLAB: "ME\_POPPE\_CC"

Se adscribe a este primer anexo el código desarrollado por el departamento de máquinas y Motores Térmicos de la UMH para el cálculo del agua evaporada.

```
function [Me_Poppe, M_lost_wct, Tamb2, HR2] =
Me_Poppe_cc(Tw1,Tw2,Tas1,Tbh,ma,mw,pT,N)
    %% Experimento 1 Ghazani

    % Tw1=52+273.15;
    % Tw2=40+273.15;
    % Tas1=30+273.15;
    % Tbh=25+273.15;
    % ma =265/3600;
    % mw=235/3600;
    % pT=101712.27;
    %
    % T_0=25+273.15;
    % phi_0=50;
    % p_0=pT;
    % N=10;
    % [R,Res,Me_Poppe_cc] =
Me_Poppe_cc(52+273.15,40+273.15,30+273.15,25+273.15,265/3600,235/3600,101325,1
0)
    %% Ejemplo aleatorio para torre de refrigeracion

    %Tw1=312.82; %(TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA)
    %Tw2=300.92; %(TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA)
    %Tas1=282.85; %(TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE)
    %Tbh=281.38; %(TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO DE ENTRADA DE AIRE)
    %HR1=82.54; %(HUMEDAD RELATIVA)
    %ma =4.1340; %(FLUJO MASICO DE AIRE SECO)
    %mw=3.999; %(FLUJO MASICO DE AGUA)
    %pT=101712.27; %(PRESION ATMOSFERICA)

    %% Constantes para el cálculo de las propiedades termofísicas del
aire y vapor de agua Kröger (Anexo A AIR-COOLED HEAT EXCHANGERS AND COOLING
TOWERS)
    %
    N=5;
    To= 273.15;
    C1=1.045356*10^3;
    C2=3.161783*10^(-1);
    C3=7.083814*10^(-4);
    C4=2.705209*10^(-7);
    C5=1.3605*10^3;
    C6=2.31334;
    C7=2.46784*10^(-10);
    C8=5.91332*10^(-13);
    C9=3.4831814*10^6;
    C10=5.8627703*10^3;
    C11=12.139568;
    C12=1.40290431*10^(-2);
    C13=8.15599*10^3;
    C14=2.80627*10^1;
    C15=5.11283*10^(-2);
    C16=2.17582*10^(-13);
    C17=2501.6;
```

```

C18=2.3263;
C19=1.8577;
C20=4.184;
C21=0.62509;
C22=1.005;
C23=1.00416;
C24=10.79586;
C25=5.02808;
C26=1.50474*10^(-4);
C27=4.2873*10^(-4);
C28=2.786118312;
C29=0.865;
C30=0.667;
C31=0.622;

hfg=C9-C10*To+C11*(To^2)-C12*(To^3); % Calor latente del agua a la
temperatura T=To

% Con la función Psychrometricsnew calculo las propiedades en la
entrada
[Tdb, humratio, phi, entalphy, Tdp, volume, Twb]
=Psychrometricsnew('Tdb',Tas1-273.15,'Twb',Tbh-273.15);

phi
%SIENDO tdb TEMPERATURA DE BULBO SECO, humratio HUMEDAD ESPECIFICA,
% HUMEDAD RELATIVA, entalphy ENTALPIA, tdp (), volume VOLUMEN, twb
%TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.

%% Inicio Runge-Kutta 4° orden
% Número de intervalos y DeltaTw

DeltaTw=(Tw1-Tw2)/N;

% Preveamos las dimensiones de las matrices de resultados y de cálculo
y
% definimos el primer nivel de la matriz de resultados
R_cc=zeros(19,4*N);
Res_cc=zeros(7,N+1);

% Creamos la primera columna matriz resultados Res(:,1).
Res(:,1)=[humratio;entalphy/1000;Tw2;0;Tas1;phi;Tbh;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
Res_cc(1,1)=humratio; %HUMEDAD ESPECIFICA
Res_cc(2,1)=entalphy/1000; %ENTALPIA
Res_cc(3,1)=Tw2; %TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA
Res_cc(4,1)=0; % Me al inicio es nulo
Res_cc(5,1)=Tas1; %TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AIRE
Res_cc(6,1)=phi;%HUMEDAD RELATIVA
Res_cc(7,1)=Tbh;%TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO EN LA ENTRADA DE AIRE.

%% El cálculo de Me depende de la humedad absoluta a la salida. Al
ser desconocida realizamos la programación en torno a ella.
% Para ello, calculamos un vector de humedades que debe converger en
el
% valor de humedad a la salida. El primer valor será el
correspondiente a
% la entrada y el segundo lo aumentamos un 5% para que entre en el
bucle
% del while

% Humedad específica en la sección de entrada (ya calculada)
w(1)=Res_cc(1,1);
wo=w(1,1); %LA HUMEDAD QUE TENGO A LA SALIDA DIGO QUE VA A SER IGUAL
QUE LA QUE TENGO EN LA ENTRADA

f=2;
w(f)=1.05*wo;

```

## ANEXO I. CÓDIGO DE MATLAB: "ME\_POPPE\_CC"

```

while abs(w(f)-w(f-1))*100/w(f)>0.1 %ESTE BUCLE VA HACIENDO LAS
ITERACIONES HASTA QUE EL ERROR SEA MENOR DE 0.1
    f=f+1;

for i=1:N;
    if Res_cc(6,i)<100; % Evaluamos HR. Si HR<100 al final del
intervalo calculamos normal. De lo contrario consideramos sobresaturaciÃ³n
        %Todo lo que va aqui dentro es el cÃ¡lculo sin saturaciÃ³n
        for k=1:4; % CÃ¡lculo de subetapas en cada intervalo
            j=4*(i-1)+k;
            if j==1 % Sirve para identificar que la primera etapa es
la entrada del aire y salida del agua
                R_cc(1,j)=Res_cc(1,i); %GUARDO LA HUMEDAD ESPECIFICA
                R_cc(2,j)=Res_cc(2,i)*1000; %GUARDO LA ENTALPIA
                R_cc(3,j)=Res_cc(3,i); %TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA
            else % Si no es la primera etapa
                if k==1
                    R_cc(1,j)=Res_cc(1,i); % Humedad en el step anterior
                    R_cc(2,j)=Res_cc(2,i)*1000; %h
                    R_cc(3,j)=Res_cc(3,i);
                    R_cc(17,j)=Res_cc(4,i); %Me
                elseif k==2
                    R_cc(1,j)=R_cc(1,j-1)+R_cc(14,j-1)/2;
                    R_cc(2,j)=R_cc(2,j-1)+R_cc(15,j-1)/2;
                    R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw/2;
                elseif k==3
                    R_cc(1,j)=R_cc(1,j-2)+R_cc(14,j-1)/2;
                    R_cc(2,j)=R_cc(2,j-2)+R_cc(15,j-1)/2;
                    R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw/2;
                else
                    R_cc(1,j)=R_cc(1,j-3)+R_cc(14,j-1);
                    R_cc(2,j)=R_cc(2,j-3)+R_cc(15,j-1);
                    R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw;
                end
            end
            R_cc(4,j)=(R_cc(3,j)+273.15)/2; %TÃ¡cps (TEMPERATURA A LA
QUE TIENEN QUE SER EVALUADOS LOS CALORES ESPECIFICOS)
            R_cc(5,j)=C1-C2*R_cc(4,j)+C3*(R_cc(4,j))^2-C4*(R_cc(4,j))^3;
% Cpa (CALOR ESPECIFICO DEL AIRE SECO)
            R_cc(6,j)=C5+C6*R_cc(4,j)-C7*(R_cc(4,j))^5+C8*(R_cc(4,j))^6;
% Cpv (CALOR ESPECIFICO DEL VAPOR DE AGUA)
            R_cc(7,j)=C13-C14*R_cc(4,j)+C15*(R_cc(4,j))^2-
C16*(R_cc(4,j))^6; %Cpw (CALOR ESPECIFICO DEL AGUA)
            R_cc(8,j)=10^(C24*(1-
(To/R_cc(3,j)))+C25*(log10(To/R_cc(3,j)))+C26*(1-10^((-
8.29692)*((R_cc(3,j)/To)-1)))+C27*(10^(4.76955)*(1-(To/R_cc(3,j))))-1)+C28);
% pvs (PRESION DE VAPOR DE AGUA EVALUADA EN TO)
            R_cc(9,j)=(C21*R_cc(8,j))/(pT-(C22*R_cc(8,j))); %sws (RELACION
DE HUMEDAD PARA AIRE SATURADO)
            R_cc(10,j)=hfg+(R_cc(6,j)*(R_cc(3,j)-To)); %hv (ENTALPIA DEL
VAPOR DE AGUA A LA TEMPERATURA LOCAL, EN RELACION CON EL AGUA A 0Ã°C)
            R_cc(11,j)=(R_cc(5,j)*(R_cc(3,j)-To))+R_cc(9,j)*R_cc(10,j);
%hmasw (ENTALPIA DE AIRE SATURADO A LA TEMPERATURA DEL AGUA)
            R_cc(12,j)=(C29^C30)*(((C31+R_cc(9,j))/(C31+R_cc(1,j)))-
1)/(log(((C31+R_cc(9,j))/(C31+R_cc(1,j))))); %Le (NUMERO DE LEWIS)
            R_cc(13,j)=(mw/ma)*(1-((ma/mw)*(wo-R_cc(1,j)))); %Balance de
masa (BALANCE DE MASA)
            R_cc(14,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j)*R_cc(13,j)*(R_cc(9,j)-
R_cc(1,j)))/(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-
(R_cc(9,j)-R_cc(1,j))*R_cc(10,j))-((R_cc(9,j)-R_cc(1,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-
To))); %j (CALCULO DE LA J)
            R_cc(15,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j)*R_cc(13,j))*(1+(((R_cc(9,j)-
R_cc(1,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))/(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-
1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-(R_cc(9,j)-R_cc(1,j))*R_cc(10,j))-((R_cc(9,j)-
R_cc(1,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To)))); %k (CALCULO DE LA K)
            R_cc(16,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j))/(R_cc(11,j)-
R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-(R_cc(9,j)-

```

```

R_cc(1,j))*R_cc(10,j))-((R_cc(9,j)-R_cc(1,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To)); %1
(CALCULO DE LA L)
    [Tdb, humratio, phi, entalphy, Tdp, volume, Twb]
=Psychrometricsnew('h',R_cc(2,j),'w',R_cc(1,j)); %PARA ESA ENTALPIA Y HUMEDAD
ESPECIFICA DE ESE SUBNIVEL OBTENGO LOS VALORES PSICROMETRICOS
    R_cc(18,j)=Tdb+273.15; % Tas puede que difiera del valor real
si dentro del intervalo se produce sobresaturaci3n. Si se activan los
siguientes comandos se puede evaluar
        end

    % Al final del ciclo de k completamos la matriz de resultados.
Dejamos en
    % blanco la temperatura del aire, la humedad y el bulbo h3medo al no
saber si estamos en condiciones de
    % sobresaturaci3n. Completamos i+1 ya que estamos en k=4 del nivel
% anterior
    % Res(:,i+1)=[Res(1,i)+(R(14,j-3)+2*R(14,j-2)+2*R(14,j-
1)+R(14,j))/6;(1000*Res(2,i)+(R(15,j-3)+2*R(15,j-2)+2*R(15,j-
1)+R(15,j))/6)/1000;Res(3,i)+DeltaTw;Res(4,i)+(R(16,j-3)+2*R(16,j-2)+2*R(16,j-
1)+R(16,j))/6;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
    Res_cc(1,i+1)=Res_cc(1,i)+(R_cc(14,j-3)+2*R_cc(14,j-2)+2*R_cc(14,j-
1)+R_cc(14,j))/6; %RELACION DE HUMEDAD EN EL NIVEL CORRESPONDIENTE
    Res_cc(2,i+1)=(1000*Res_cc(2,i)+(R_cc(15,j-3)+2*R_cc(15,j-
2)+2*R_cc(15,j-1)+R_cc(15,j))/6)/1000; %ENTALPIA DEL AIRE EN EL NIVEL
CORRESPONDIENTE
    Res_cc(3,i+1)=Res_cc(3,i)+DeltaTw;
    Res_cc(4,i+1)=Res_cc(4,i)+(R_cc(16,j-3)+2*R_cc(16,j-2)+2*R_cc(16,j-
1)+R_cc(16,j))/6; %NUMERO DE MERKEL EN EL NIVEL CORRESPONDIENTE
    % Con la funci3n Psychrometricsnew calculo las propiedades a partir
h y w
    % de la matriz Res
    [Tdb, humratio, phi, entalphy, Tdp, volume, Twb]
=Psychrometricsnew('h',1000*Res_cc(2,i+1),'w',Res_cc(1,i+1));

    % Asumimos aire no saturado, E INTRODUCIMOS LOS VALORES QUE NOS
INTERESAN
    % DEL DIAGRAMA PICROMETRICO
    Res_cc(5,i+1)=Tdb+273.15; %TEMPERATURA DE BULBO SECO
    Res_cc(6,i+1)=phi;%HUMEDAD RELATIVA
    Res_cc(7,i+1)=Twb+273.15; %TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO

    if Res_cc(6,i+1)<100; %SI LA HUMEDAD RELATIVA ES MENOR DE 100
        % Confirmamos si no est3 saturado
        Res_cc(5,i+1)=Tdb+273.15;
        Res_cc(6,i+1)=phi;
        Res_cc(7,i+1)=Twb+273.15;
    else
        % Corregimos si est3 sobresaturado
        Res_cc(5,i+1)=T_da_ss(Res_cc(2,i+1),Res_cc(1,i+1),pT);
        % La funci3n T_da_ss devuelve la temperatura del aire (K)
que, en
        %condiciones de sobresaturaci3n, verifica los valores de
entalp3a y humedad
        %espec3fica introducidos como inputs.
        Res_cc(6,i+1)=100; %EN ESTE CASO AL ESTAR SOBRESATURADO LA
HUMEDAD RELATIVA ES 100
        Res_cc(7,i+1)=Res_cc(5,i+1);
    end

    else %ESTE VA CON EL IF QUE ESTA JUSTO ANTES DEL FOR DE ARRIBA DE
MANERA QUE
        %COMO EN ESE NOS SALE QUE EL AIRE YA ESTA SATURADO DA EL SALTO
A
        %ESTAS ECUACIONES Y NO HACE EL CALCULO DE NO SATURADO Y
DESPUES
        %CORREGIR.

```

ANEXO I. CÓDIGO DE MATLAB: "ME\_POPPE\_CC"

```

%Todo lo que va aqui dentro es el cálculo con sobre
saturación
    for k=1:4; % Cálculo de subetapas en cada intervalo
        j=4*(i-1)+k;
        if k==1
            R_cc(1,j)=Res_cc(1,i); % Humedad en el step anterior
            R_cc(2,j)=Res_cc(2,i)*1000; %h
            R_cc(3,j)=Res_cc(3,i);
            R_cc(17,j)=Res_cc(4,i); %Me
        elseif k==2
            R_cc(1,j)=R_cc(1,j-1)+R_cc(14,j-1)/2;
            R_cc(2,j)=R_cc(2,j-1)+R_cc(15,j-1)/2;
            R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw/2;
        elseif k==3
            R_cc(1,j)=R_cc(1,j-2)+R_cc(14,j-1)/2;
            R_cc(2,j)=R_cc(2,j-2)+R_cc(15,j-1)/2;
            R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw/2;
        else
            R_cc(1,j)=R_cc(1,j-3)+R_cc(14,j-1);
            R_cc(2,j)=R_cc(2,j-3)+R_cc(15,j-1);
            R_cc(3,j)=Res_cc(3,i)+DeltaTw;
        end
        % Para condiciones de sobresaturación se requiere la humedad
        específica
        % del aire en condiciones de saturación a Tas. Se añade 1 fila con
        wsa
        % R(20,j). El cálculo de j, k y l cambia en condiciones de
        saturación
        % frente a aire no saturado.

        R_cc(4,j)=(R_cc(3,j)+273.15)/2; %T*cps
        R_cc(5,j)=C1-C2*R_cc(4,j)+C3*(R_cc(4,j))^2-C4*(R_cc(4,j))^3;
    %Cpa
        R_cc(6,j)=C5+C6*R_cc(4,j)-C7*(R_cc(4,j))^5+C8*(R_cc(4,j))^6;
    %Cpv
        R_cc(7,j)=C13-C14*R_cc(4,j)+C15*(R_cc(4,j))^2-
C16*(R_cc(4,j))^6; %Cpw
        R_cc(8,j)=10^(C24*(1-
(To/R_cc(3,j)))+C25*(log10(To/R_cc(3,j)))+C26*(1-10^((-
8.29692)*((R_cc(3,j)/To)-1)))+C27*(10^(4.76955)*(1-(To/R_cc(3,j))))-1)+C28);
    % pvs
        R_cc(9,j)=(C21*R_cc(8,j))/(pT-(C22*R_cc(8,j))); %wsw
        R_cc(10,j)=hfg+(R_cc(6,j)*(R_cc(3,j)-To)); %hvw
        R_cc(11,j)=(R_cc(5,j)*(R_cc(3,j)-To))+R_cc(9,j)*R_cc(10,j);
    %hmasw
        R_cc(18,j)=T_da_ss(R_cc(2,j)/1000,R_cc(1,j),pT); % Tas
        %
        [Tdb, humratio, phi, entalphy, Tdp, volume, Twb]
=Psychrometricsnew('Tdb',R(18,j),'phi',100);
        R_cc(19,j)=w_a(R_cc(18,j),100,pT); % wsa
        %
        R(19,j)=humratio; % wsa
        R_cc(12,j)=(C29^C30)*(((C31+R_cc(9,j))/(C31+R_cc(19,j)))-
1)/(log(((C31+R_cc(9,j))/(C31+R_cc(19,j))))); %Le
        R_cc(13,j)=(mw/ma)*(1-((ma/mw)*(wo-R_cc(1,j)))); %Balance de
masa
        R_cc(14,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j)*R_cc(13,j)*(R_cc(9,j)-
R_cc(19,j)))/(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-
(R_cc(9,j)-R_cc(19,j))*R_cc(10,j)+(R_cc(1,j)-R_cc(19,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-
To))+((R_cc(1,j)-R_cc(9,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))); %j
        R_cc(15,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j)*R_cc(13,j))*(1+((R_cc(9,j)-
R_cc(19,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))/(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-
1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-(R_cc(9,j)-R_cc(19,j))*R_cc(10,j)+(R_cc(1,j)-
R_cc(19,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))+((R_cc(1,j)-
R_cc(9,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To)))); %k
        R_cc(16,j)=(DeltaTw*R_cc(7,j))/(R_cc(11,j)-
R_cc(2,j)+(R_cc(12,j)-1)*(R_cc(11,j)-R_cc(2,j)-(R_cc(9,j)-
R_cc(19,j))*R_cc(10,j)+(R_cc(1,j)-R_cc(19,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-
To))+((R_cc(1,j)-R_cc(9,j))*R_cc(7,j)*(R_cc(3,j)-To))); %l
    end

```

```

% Las 4 primeras filas son w, h, Tw y Me, calculadas con RK.
% Res(:,i+1)=[Res(1,i)+(R(14,j-3)+2*R(14,j-2)+2*R(14,j-1)+R(14,j))/6;(1000*Res(2,i)+(R(15,j-3)+2*R(15,j-2)+2*R(15,j-1)+R(15,j))/6)/1000;Res(3,i)+DeltaTw;Res(4,i)+(R(16,j-3)+2*R(16,j-2)+2*R(16,j-1)+R(16,j))/6;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0;0];
    Res_cc(1,i+1)=Res_cc(1,i)+(R_cc(14,j-3)+2*R_cc(14,j-2)+2*R_cc(14,j-1)+R_cc(14,j))/6;
    Res_cc(2,i+1)=(1000*Res_cc(2,i)+(R_cc(15,j-3)+2*R_cc(15,j-2)+2*R_cc(15,j-1)+R_cc(15,j))/6)/1000;
    Res_cc(3,i+1)=Res_cc(3,i)+DeltaTw;
    Res_cc(4,i+1)=Res_cc(4,i)+(R_cc(16,j-3)+2*R_cc(16,j-2)+2*R_cc(16,j-1)+R_cc(16,j))/6;
    Res_cc(5,i+1)=T_da_ss(Res_cc(2,i+1),Res_cc(1,i+1),pT);
    Res_cc(6,i+1)=100;
    Res_cc(7,i+1)=Res_cc(5,i+1);
end
end

w(f)=Res_cc(1,N+1);
wo=w(f);
end

%%%-----REPRESENTACION DE RESULTADOS POR PANTALLA-----
%fprintf('\n
RESULTADOS DE LA MATRIZ R');
%fprintf('\nw(kg/kg)      |%f      |%f      |%f      |%f
|%f      |%f      |%f      |%f      |',
R_cc(1,1),R_cc(1,2),R_cc(1,3),R_cc(1,4),R_cc(1,5),R_cc(1,6),R_cc(1,7),R_cc(1,8));
%fprintf('\nhma(j/kg)      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f
|%f      |',
R_cc(2,1),R_cc(2,2),R_cc(2,3),R_cc(2,4),R_cc(2,5),R_cc(2,6),R_cc(2,7),R_cc(2,8));
%fprintf('\nTw(°C)      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f
|%f      |%f      |%f      |',
R_cc(3,1),R_cc(3,2),R_cc(3,3),R_cc(3,4),R_cc(3,5),R_cc(3,6),R_cc(3,7),R_cc(3,8));
%fprintf('\nTw Cp(°C)      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f
|%f      |%f      |%f      |',
R_cc(4,1),R_cc(4,2),R_cc(4,3),R_cc(4,4),R_cc(4,5),R_cc(4,6),R_cc(4,7),R_cc(4,8));
%fprintf('\nCpa(J/kg*K)      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f
|%f      |%f      |',
R_cc(5,1),R_cc(5,2),R_cc(5,3),R_cc(5,4),R_cc(5,5),R_cc(5,6),R_cc(5,7),R_cc(5,8));
%fprintf('\nCpv(J/kg*K)      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f
|%f      |%f      |',
R_cc(6,1),R_cc(6,2),R_cc(6,3),R_cc(6,4),R_cc(6,5),R_cc(6,6),R_cc(6,7),R_cc(6,8));
%fprintf('\nCpw(J/kg*K)      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f
|%f      |%f      |',
R_cc(7,1),R_cc(7,2),R_cc(7,3),R_cc(7,4),R_cc(7,5),R_cc(7,6),R_cc(7,7),R_cc(7,8));
%fprintf('\nPv(Pa)      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f
|%f      |%f      |',
R_cc(8,1),R_cc(8,2),R_cc(8,3),R_cc(8,4),R_cc(8,5),R_cc(8,6),R_cc(8,7),R_cc(8,8));
%fprintf('\nWsw(Kg/kg)      |%f      |%f      |%f      |%f
|%f      |%f      |%f      |%f      |',
R_cc(9,1),R_cc(9,2),R_cc(9,3),R_cc(9,4),R_cc(9,5),R_cc(9,6),R_cc(9,7),R_cc(9,8));
%fprintf('\nhv(J/kg)      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f      |',
R_cc(10,1),R_cc(10,2),R_cc(10,3),R_cc(10,4),R_cc(10,5),R_cc(10,6),R_cc(10,7),R_cc(10,8));
%fprintf('\nhma,sw(J/kg)      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f      |%f
|',

```

## ANEXO I. CÓDIGO DE MATLAB: "ME\_POPPE\_CC"

```

R_cc(11,1),R_cc(11,2),R_cc(11,3),R_cc(11,4),R_cc(11,5),R_cc(11,6),R_cc(11,7),R
_cc(11,8));
    %fprintf('\nLe          |%f          |%f          |%f          |%f
| %f          |%f          |%f          |%f          |',
R_cc(12,1),R_cc(12,2),R_cc(12,3),R_cc(12,4),R_cc(12,5),R_cc(12,6),R_cc(12,7),R
_cc(12,8));
    %fprintf('\nL/G          |%f          |%f          |%f          |%f
| %f          |%f          |%f          |%f          |',
R_cc(13,1),R_cc(13,2),R_cc(13,3),R_cc(13,4),R_cc(13,5),R_cc(13,6),R_cc(13,7),R
_cc(13,8));
    %fprintf('\nj          |%f          |%f          |%f          |%f
| %f          |%f          |%f          |%f          |',
R_cc(14,1),R_cc(14,2),R_cc(14,3),R_cc(14,4),R_cc(14,5),R_cc(14,6),R_cc(14,7),R
_cc(14,8));
    %fprintf('\nk          |%f          |%f          |%f          |%f          |%f          |%f
| %f          |',
R_cc(15,1),R_cc(15,2),R_cc(15,3),R_cc(15,4),R_cc(15,5),R_cc(15,6),R_cc(15,7),R
_cc(15,8));
    %fprintf('\nl          |%f          |%f          |%f          |%f
| %f          |%f          |%f          |%f          |',
R_cc(16,1),R_cc(16,2),R_cc(16,3),R_cc(16,4),R_cc(16,5),R_cc(16,6),R_cc(16,7),R
_cc(16,8));
    %fprintf('\nMe          |%f          |%f          |%f          |%f
| %f          |%f          |%f          |%f          |',
R_cc(17,1),R_cc(17,2),R_cc(17,3),R_cc(17,4),R_cc(17,5),R_cc(17,6),R_cc(17,7),R
_cc(17,8));
    %fprintf('\nk          |%f          |%f          |%f          |%f          |%f          |%f
| %f          |',
R_cc(15,1),R_cc(15,2),R_cc(15,3),R_cc(15,4),R_cc(15,5),R_cc(15,6),R_cc(15,7),R
_cc(15,8));

    %fprintf('\n\n\n
RESULTADOS DE LA MATRIZ RES');
    %fprintf('\nw(kg/kg)          |%f          |%f          |%f          |',
Res_cc(1,1),Res_cc(1,2),Res_cc(1,3));
    %fprintf('\nhma(j/kg)          |%f          |%f          |%f          |',
Res_cc(2,1),Res_cc(2,2),Res_cc(2,3));
    %fprintf('\nTw(°C)          |%f          |%f          |%f          |',
Res_cc(3,1),Res_cc(3,2),Res_cc(3,3));
    %fprintf('\nMe          |%f          |%f          |%f          |',
Res_cc(4,1),Res_cc(4,2),Res_cc(4,3));
    %fprintf('\nTdb(K)          |%f          |%f          |%f          |',
Res_cc(5,1),Res_cc(5,2),Res_cc(5,3));
    %fprintf('\nPhi(-)          |%f          |%f          |%f          |',
Res_cc(6,1),Res_cc(6,2),Res_cc(6,3));
    %fprintf('\nTwb(K)          |%f          |%f          |%f          |',
Res_cc(7,1),Res_cc(7,2),Res_cc(7,3));

    Me_Poppe=Res_cc(4,N+1);
    %R_cc=R_cc;
    %Res_cc=Res_cc;

    %load PshycrometricChart.mat

    %figure, plot(PshycrometricChart(:,1),PshycrometricChart(:,3));
    %hold on, plot(PshycrometricChart(:,1),PshycrometricChart(:,4),'r:');
    %plot(PshycrometricChart(:,1),PshycrometricChart(:,5),'r:');
    %plot(PshycrometricChart(:,1),PshycrometricChart(:,6),'r:');
    %plot(PshycrometricChart(:,1),PshycrometricChart(:,7),'r:');
    %plot(PshycrometricChart(:,1),PshycrometricChart(:,8),'r:');
    %plot(PshycrometricChart(:,1),PshycrometricChart(:,9),'r:');
    %plot(PshycrometricChart(:,1),PshycrometricChart(:,10),'r:');
    %plot(PshycrometricChart(:,1),PshycrometricChart(:,11),'r:');
    %plot(PshycrometricChart(:,1),PshycrometricChart(:,12),'r:');
    %----- axis([0 40 0 60])

```

```

    %plot((Res_cc(5,:)-273.15),(Res_cc(1,:)*1000),'k');

    xlabel('Temperatura (Å°C)', 'FontName', 'TrebuchetMS', 'FontSize', 11);
    ylabel('Humedad (g_v / kg_{as})', 'FontName', 'TrebuchetMS', 'FontSize',
11);

    %text(3,45,'PresiÅ³n = 101325 Pa', 'FontSize',7)
    %legend 'BOXOFF'

    M_lost_wct = ma*(Res_cc(1,N+1)-Res_cc(1,1));
    Tamb2 = Res_cc(5,N+1)-273.15;
    HR2 = Res_cc(6,N+1);

```

end

```
function [w_a] = w_a(Tda,HR,pT)
```

```

    %La funciÅ³n w devuelve la humedad del aire en (kg/kg) a partir de la
    temperatura seca del aire (K), la humedad relativa (%) y la presiÅ³n total del
    aire (Pa)

```

```

    %% Constantes para el cÅ¡lculo de las propiedades termofÅ³scas del aire y
    vapor de agua KrÅ¶ger (Anexo A AIR-COOLED HEAT EXCHANGERS AND COOLING TOWERS)

```

```

    To= 273.15;
    C1=1.045356*10^3;
    C2=3.161783*10^(-1);
    C3=7.083814*10^(-4);
    C4=2.705209*10^(-7);
    C5=1.3605*10^3;
    C6=2.31334;
    C7=2.46784*10^(-10);
    C8=5.91332*10^(-13);
    C9=3.4831814*10^6;
    C10=5.8627703*10^3;
    C11=12.139568;
    C12=1.40290431*10^(-2);
    C13=8.15599*10^3;
    C14=2.80627*10^1;
    C15=5.11283*10^(-2);
    C16=2.17582*10^(-13);
    C17=2501.6;
    C18=2.3263;
    C19=1.8577;
    C20=4.184;
    C21=0.62509;
    C22=1.005;
    C23=1.00416;
    C24=10.79586;
    C25=5.02808;
    C26=1.50474*10^(-4);
    C27=4.2873*10^(-4);
    C28=2.786118312;
    C29=0.865;
    C30=0.667;
    C31=0.622;

```

```

    %% CÅ¡lculo humedad

```

```

    pvs=10^(C24*(1-(To/Tda))+C25*(log10(To/Tda))+C26*(1-10^((-
8.29692)*((Tda/To)-1)))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/Tda)))-1)+C28); % pvs
    w_a = (0.62198 * pvs * (HR / 100)) / (pT - pvs * (HR / 100)); %w

```

end

```
function [Tda_ss] = T_da_ss(h,w,pT)
```

```

    %La funciÅ³n T_da_ss devuelve la temperatura del aire (K) que, en
    %condiciones de sobresaturaciÅ³n, verifica los valores de entalpÅ³a y humedad
    %especÅ³fica introducidos como inputs.

```

```

    %% Constantes para el cÅ¡lculo de las propiedades termofÅ³scas del aire y
    vapor de agua KrÅ¶ger (Anexo A AIR-COOLED HEAT EXCHANGERS AND COOLING TOWERS)

```

## ANEXO I. CÓDIGO DE MATLAB: "ME\_POPPE\_CC"

```

To= 273.15;
C1=1.045356*10^3;
C2=3.161783*10^(-1);
C3=7.083814*10^(-4);
C4=2.705209*10^(-7);
C5=1.3605*10^3;
C6=2.31334;
C7=2.46784*10^(-10);
C8=5.91332*10^(-13);
C9=3.4831814*10^6;
C10=5.8627703*10^3;
C11=12.139568;
C12=1.40290431*10^(-2);
C13=8.15599*10^3;
C14=2.80627*10^1;
C15=5.11283*10^(-2);
C16=2.17582*10^(-13);
C17=2501.6;
C18=2.3263;
C19=1.8577;
C20=4.184;
C21=0.62509;
C22=1.005;
C23=1.00416;
C24=10.79586;
C25=5.02808;
C26=1.50474*10^(-4);
C27=4.2873*10^(-4);
C28=2.786118312;
C29=0.865;
C30=0.667;
C31=0.622;

h_fg=C9-C10*To+C11*(To^2)-C12*(To^3); % Entalpía de vaporización (evaluada
en 273.15 K)

f=@(x)((C1-C2*((x(1)+273.15)/2)+C3*((x(1)+273.15)/2)^2-
C4*((x(1)+273.15)/2)^3)*(x(1)-273.15)+((0.62198*(10^(C24*(1-
(To/x(1))))+C25*(log10(To/x(1))))+C26*(1-10^((-8.29692)*((x(1)/To)-
1)))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/x(1))))-1)+C28))/((pT-(10^(C24*(1-
(To/x(1))))+C25*(log10(To/x(1))))+C26*(1-10^((-8.29692)*((x(1)/To)-
1)))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/x(1))))-1)+C28)))*((h_fg+(C13-
C14*((x(1)+273.15)/2)+C15*((x(1)+273.15)/2)^2-
C16*((x(1)+273.15)/2)^6)*(x(1)-273.15))+w-((0.62198*(10^(C24*(1-
(To/x(1))))+C25*(log10(To/x(1))))+C26*(1-10^((-8.29692)*((x(1)/To)-
1)))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/x(1))))-1)+C28))/((pT-(10^(C24*(1-
(To/x(1))))+C25*(log10(To/x(1))))+C26*(1-10^((-8.29692)*((x(1)/To)-
1)))+C27*(10^((4.76955)*(1-(To/x(1))))-1)+C28)))*((C13-
C14*((x(1)+273.15)/2)+C15*((x(1)+273.15)/2)^2-
C16*((x(1)+273.15)/2)^6)*(x(1)-273.15))/1000)-h);
x0=[273.15];
x=fsolve(f,x0);

Tda_ss=x;
end

```



**ANEXO II. CÓDIGO DE MATLAB: "NTU\_POPPE"**

El código descrito a continuación también fue facilitado por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos y se empleó en la obtención del NTU por el método de Poppe.

```
function[NTU_Poppe]=NTU_Poppe_Modificado(HR1,p,tbs,tagua_i,tagua_o,LG);

cpaire=1;
cpvapor=1.805;
Cv_1=2501;
cpagua=4.186;

HR=HR1/100;

L=LG;
G=1;

%Cálculo de la entalpía de aire de entrada
pvs=pvapsat(tbs);
pv=HR*pvs;
omega_i=omegal(HR,pvs,p);
Haire_i=entalpia(cpaire,tbs,omega_i,Cv_1,cpvapor);

%Cálculo de la temperatura de bulbo húmedo del aire en la entrada.
%Temperatura de rocío
tr_entrada=dewtemp(pv);
tbh_entrada=wetbulb(tr_entrada,p,omega_i,tbs);
if tbh_entrada>tagua_o
    disp('La temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada debe ser superior
a la del aire de salida, empezar de nuevo');
end

%Cálculo de la entalpía del agua en la salida
Hsat_o=entsat(tagua_o,p);
pvs_agua_o=pvapsat(tagua_o);
omegasat_o=omegal(1,pvs_agua_o,p);

%Cálculo del número de Lewis. Utilizamos un valor medio.
Le=0.896;
%Le=0.87;
%Le=0.92736;
%Le=0.9;

%Bucle que valida la humedad a la salida
omega_o(1,1)=0;
omega_o(2,1)=omega_i;
%
%
k=2;
while abs(omega_o(k,1)-omega_o(k-1,1))>0.00001
%
omega_2=omega_o(k,1);
%Incremento de humedad específica
%Incr_Haire=0.05;
```

```

Incr_tagua=0.05;
%Incr_tagua=1.1
% Incr_Haire=4;
%Incr_omega(1,1)=(Incr_Haire)/(Le*((Hsat_o-Haire_i)/(omegasat_o-omega_i))+(1-
Le)*(Cv_1+cpvapor*tagua_o));

Incr_omega(1,1)=Incr_tagua*f_Poppe(omega_i,Haire_i,tagua_o,LG,p,Le,omega_2);
Incr_Haire(1,1)=Incr_tagua*g_Poppe(omega_i,Haire_i,tagua_o,LG,p,Le,omega_2);

Incr_omega(1,2)=Incr_tagua*f_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,1)/2,Haire_i+Incr_Hair
e(1,1)/2,tagua_o+Incr_tagua/2,LG,p,Le,omega_2);
Incr_Haire(1,2)=Incr_tagua*g_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,1)/2,Haire_i+Incr_Hair
e(1,1)/2,tagua_o+Incr_tagua/2,LG,p,Le,omega_2);

Incr_omega(1,3)=Incr_tagua*f_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,2)/2,Haire_i+Incr_Hair
e(1,2)/2,tagua_o+Incr_tagua/2,LG,p,Le,omega_2);
Incr_Haire(1,3)=Incr_tagua*g_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,2)/2,Haire_i+Incr_Hair
e(1,2)/2,tagua_o+Incr_tagua/2,LG,p,Le,omega_2);

Incr_omega(1,4)=Incr_tagua*f_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,3),Haire_i+Incr_Haire(
1,3),tagua_o+Incr_tagua,LG,p,Le,omega_2);
Incr_Haire(1,4)=Incr_tagua*g_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,3),Haire_i+Incr_Haire(
1,3),tagua_o+Incr_tagua,LG,p,Le,omega_2);

Incr_omegaf=((Incr_omega(1,1)+2*Incr_omega(1,2)+2*Incr_omega(1,3)+Incr_omega(1
,4))/6);
Incr_Hairef=((Incr_Haire(1,1)+2*Incr_Haire(1,2)+2*Incr_Haire(1,3)+Incr_Haire(1
,4))/6);

%Bucle que valida la humedad a la salida
omega_o(1,1)=0;
omega_o(2,1)=omega_i;
%
%
% k=2;
% while abs(omega_o(k,1)-omega_o(k-1,1))>0.00001
%
% Incr_tagua=(G*Incr_Haire-cpagua*tagua_o*G*Incr_omega)/(-(L-G*(omega_o(k,1)-
omega_i))*cpagua);
%
%
m(1,1)=tbs;
m(1,2)=HR*100;
m(1,3)=Haire_i;
m(1,4)=omega_i;
m(1,5)=tagua_o;
m(1,6)=Hsat_o;
m(1,7)=omegasat_o;
m(1,8)=Incr_omegaf;
m(1,9)=Incr_Hairef;
m(1,10)=Incr_tagua;

i=1;
while m(i,5)<=tagua_i

%PROPIEDADES DEL AIRE EN EL SIGUIENTE ESTADO.

%Omega del aire en el siguiente estado (kg/kg.a.s.)
m(i+1,4)=m(i,4)+m(i,8);

%Entalpía del aire en el siguiente estado (kj/kg)
m(i+1,3)=m(i,3)+m(1,9);

%Temperatura del aire en el siguiente estado (°C)
m(i+1,1)=(m(i+1,3)-m(i+1,4)*Cv_1)/(cpaire+m(i+1,4)*cpvapor);

```

## ANEXO II. CÓDIGO DE MATLAB "NTU\_POPPE"

```
%Presión de vapor saturado del aire en el siguiente estado en función de la
tbs (pasc)
pvs_x(1,1)=0;
pvs_x(i+1,1)=pvapsat(m(i+1,1));

%Presión de vapor del aire en el siguiente estado en función de la tbs (pasc)
pv_x(1,1)=0;
pv_x(i+1,1)=(m(i+1,4)*p)/(0.62198+m(i+1,4));

%Humedad Relativa del siguiente estado.
m(i+1,2)=(pv_x(i+1,1)/pvs_x(i+1,1))*100;

%PROPIEDADES DEL AGUA (AIRE SATURADO) EN EL SIGUIENTE ESTADO.

%Temperatura del agua en el siguiente estado (°C)
m(i+1,5)=m(i,5)+abs(m(i,10));

%Cálculo de la entalpía del agua en el siguiente estado
m(i+1,6)=entsat(m(i+1,5),p);

%Cálculo de la omega saturada del agua.
pvs_agua_x(1,1)=0;
pvs_agua_x(i+1,1)=pvapsat(m(i+1,5));
m(i+1,7)=omega1(1,pvs_agua_x(i+1,1),p);

%CALCULO DE LOS INCREMENTOS

%Incremento de entalpía del aire
Incr_omega(1,1)=Incr_tagua*f_Poppe(m(i+1,4),
m(i+1,3),m(i+1,5),LG,p,Le,omega_2);
Incr_Haire(1,1)=Incr_tagua*g_Poppe(m(i+1,4),
m(i+1,3),m(i+1,5),LG,p,Le,omega_2);

Incr_omega(1,2)=Incr_tagua*f_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,1)/2,Haire_i+Incr_Haire
(1,1)/2,tagua_o+Incr_tagua/2,LG,p,Le,omega_2);
Incr_Haire(1,2)=Incr_tagua*g_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,1)/2,Haire_i+Incr_Haire
(1,1)/2,tagua_o+Incr_tagua/2,LG,p,Le,omega_2);

Incr_omega(1,3)=Incr_tagua*f_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,2)/2,Haire_i+Incr_Haire
(1,2)/2,tagua_o+Incr_tagua/2,LG,p,Le,omega_2);
Incr_Haire(1,3)=Incr_tagua*g_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,2)/2,Haire_i+Incr_Haire
(1,2)/2,tagua_o+Incr_tagua/2,LG,p,Le,omega_2);

Incr_omega(1,4)=Incr_tagua*f_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,3),Haire_i+Incr_Haire(
1,3),tagua_o+Incr_tagua,LG,p,Le,omega_2);
Incr_Haire(1,4)=Incr_tagua*g_Poppe(omega_i+Incr_omega(1,3),Haire_i+Incr_Haire(
1,3),tagua_o+Incr_tagua,LG,p,Le,omega_2);

Incr_omegaf=((Incr_omega(1,1)+2*Incr_omega(1,2)+2*Incr_omega(1,3)+Incr_omega(1
,4))/6);
Incr_Hairef=((Incr_Haire(1,1)+2*Incr_Haire(1,2)+2*Incr_Haire(1,3)+Incr_Haire(1
,4))/6);
%
%Incremento de la temperatura del agua.
m(i+1,8)=Incr_omegaf;
m(1+1,9)=Incr_Hairef;
m(i+1,10)=Incr_tagua;

i=i+1;

end
%
%
k=k+1;
omega_o(k,1)=m(i,4);
%
end
```



**ANEXO III. CÓDIGO DE MATLAB: "FUNC\_TORRE"**

Las siguientes líneas de código son originales del presente proyecto e incluyen las características y parámetros necesarios para la simulación de la torre de refrigeración existente en Villena.

```
function [Twb, ma, M_lost_wct, M_lost_wct_acum, tagua_o, tagua_i, NTU, Me_corr, Me_Poppe, DT]=func_torre(Q_sal,HR,p,tbs,tagua_i,proporciont)
```

```

num_conjuntos = size(Q_sal, 1);
mw=1645.41*proporciont;
cpagua=4186;
m_air_max=620.2*3*1.056;
a0=776.8;
a1=-1.399;
a2=-1.097;
HR1=HR/100;
N=10;

% Inicializar un vector para almacenar los resultados
DT = zeros(num_conjuntos, 1);
tagua_o = zeros(num_conjuntos, 1);
NTU = zeros(num_conjuntos, 1);
ma = zeros(num_conjuntos, 1);
Twb = zeros(num_conjuntos, 1);
Me_corr = zeros(num_conjuntos, 1);
Me_Poppe = zeros(num_conjuntos, 1);
M_lost_wct = zeros(num_conjuntos, 1);
Tamb2 = zeros(num_conjuntos, 1);
HR2 = zeros(num_conjuntos, 1);
propLG = zeros(num_conjuntos, 1);

% Variable a la que se irán sumando los valores de agua evaporada
M_lost_wct_acum=0;

% Variables necesarias para el cálculo de la temperatura de bulbo húmedo
for i = 1:num_conjuntos
    pvs=pvapsat(tbs(i));
    pv=(HR1(i)*pvs);
    omega_i=omegal(HR1(i),pvs,p(i));

% Cálculo de la temperatura de bulbo húmedo del aire en la entrada.
% Temperatura de rocío
tr_entrada=dewtemp(pv);
Twb(i)=wetbulb(tr_entrada,p(i),omega_i,tbs(i));
% if Twb>tagua_o
%     disp(['La temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada debe',...
%         ' ser superior a la del aire de salida, empezar de nuevo']);

if Q_sal(i) <= 0 || abs(imag(Q_sal(i)))>1
    tagua_o(i)=tbs(i);
    tagua_i(i)=tbs(i);
    M_lost_wct(i)=0;
    Me_Poppe(i)=0;
    Me_corr(i)=0;
    NTU(i)=0;
    DT(i)=0;
    ma(i)=0;

```

```

else
    Q_sal(i)=mw*cpagua*(tagua_i(i)-20);

    % DT(i)= Q_sal(i)/(mw*cpagua);
    % tagua_o(i)=tagua_i(i)-DT(i);

    App=3;
    t_ctrl=Twb(i)+App;
    if t_ctrl <= 20
        tagua_o(i) = 20;
    elseif t_ctrl <=tagua_i(i)
        tagua_o(i)=t_ctrl;
    else
        tagua_o(i)=tbs(i);
        tagua_i(i)=tbs(i);
        M_lost_wct(i)=0;
        Me_Poppe(i)=0;
        Me_corr(i)=0;
        NTU(i)=0;
        DT(i)=0;
    end

% Cálculo del flujo de aire preliminar para conocer L/G

    propLG(i)=0.001;
    Me_corr(i)=100;
    NTU(i)=1;

    while ((Me_corr(i)-NTU(i))/NTU(i)) > 0.001 || NTU(i)<0 || NTU(i)>10
        propLG(i) = propLG(i)+0.001;

        NTU(i) = NTU_Poppe_Modificado(HR(i),p(i),tbs(i),tagua_i(i),...
            tagua_o(i),propLG(i));
        Me_corr(i) = a0*(propLG(i)^a1)*((Twb(i)+273.15)^a2);

    end

    ma(i) = mw/propLG(i);
    NTU(i) = NTU_Poppe_Modificado(HR(i),p(i),tbs(i),tagua_i(i),...
        tagua_o(i),propLG(i));
    Me_corr(i) = a0*(propLG(i)^a1)*((Twb(i)+273.15)^a2);

% DISTINCIÓN SEGÚN FLUJO DE AIRE

    if ma(i) <= m_air_max

        [Me_Poppe(i), M_lost_wct(i), Tamb2(i), HR2(i)] = Me_Poppe_cc...
            (tagua_i(i)+273.15,tagua_o(i)+273.15,tbs(i)+273.15,...
            Twb(i)+273.15,ma(i),mw,p(i),N);
        M_lost_wct_acum = M_lost_wct_acum+M_lost_wct(i);
    else
        ma(i)=m_air_max;
        NTU(i) = a0*((mw/ma(i))^a1)*((Twb(i)+273.15)^a2);

        fun=@(x) ((Me_Poppe_cc(tagua_i(i)+273.15,x+273.15,tbs(i)+273.15...
            ,Twb(i)+273.15,ma(i),mw,p(i),N)- NTU(i))/NTU(i));

        tagua_o_ls=tagua_i(i);
        tagua_o_li=tagua_o(i);
        dif=1e-10;

        while (tagua_o_ls-tagua_o_li) > dif
            tagua_o(i)=(tagua_o_ls+tagua_o_li)/2;
    end

```

### ANEXO III. CÓDIGO DE MATLAB "FUNC\_TORRE"

---

```
        if fun(tagua_o(i)) < 0.001 && fun(tagua_o(i)) > -0.001
            break
        elseif fun(tagua_o_ls)*fun(tagua_o(i)) < 0
            tagua_o_li=tagua_o(i);
        else
            tagua_o_ls=tagua_o(i);
        end

    end
    %tagua_i(i)=tagua_o(i)+DT(i);
    [Me_Poppe(i), M_lost_wct(i), Tamb2(i), HR2(i)] = Me_Poppe_cc...
        (tagua_i(i)+273.15,tagua_o(i)+273.15,tbs(i)+273.15,...
        Twb(i)+273.15,ma(i),mw,p(i),N);
    M_lost_wct_acum = M_lost_wct_acum+M_lost_wct(i);
    Me_corr(i)=a0*((mw/ma(i))^a1)*((Twb(i)+273.15)^a2);
    NTU(i) = NTU_Poppe_Modificado(HR(i),p(i),tbs(i),tagua_i(i),...
        tagua_o(i),propLG(i));

end
end
end
end
```





**ANEXO IV. CÓDIGO DE MATLAB: "FUNC\_AEROREF"**

Como en el caso anterior, el siguiente código se ha creado para simular las variables de interés del presente TFG, esta vez, en lo referente al funcionamiento del aerorefrigerador dimensionado.

```
function
[V_aire,Potencia_final,T_aireSal_final,tagua_o_aeroref,h_i,h_o,U,LMTD_final,T_
s]=func_aeroref(Q_sal,tagua_i_aeroref,tbs,p,proporcion)

A=1.961437601e+05;
num_conjuntos=size(Q_sal,1);

T_aireSal = zeros(num_conjuntos,1);
tagua_o_aeroref = zeros(num_conjuntos,1);
Pot_t = zeros (num_conjuntos,1);
%Pot_t2 = zeros (num_conjuntos,1);
Pot_ta = zeros (num_conjuntos,1);
%Pot_ta2 = zeros (num_conjuntos,1);
h_i = zeros (num_conjuntos,1);
h_o = zeros (num_conjuntos,1);
U = zeros (num_conjuntos,1);
LMTD = zeros (num_conjuntos,1);
T_s = zeros (num_conjuntos,1);
d_rel = zeros (num_conjuntos,1);
mu_l=zeros(1,num_conjuntos,1);
k_l=zeros(num_conjuntos,1);
rho_l=zeros(num_conjuntos,1);
k_aire=zeros(num_conjuntos,1);
mu_aire=zeros(num_conjuntos,1);
rho_aire=zeros(num_conjuntos,1);
Pr_aire=zeros(num_conjuntos,1);
Re_D=zeros(num_conjuntos,1);
Re_i=zeros(num_conjuntos,1);
Pr=zeros(num_conjuntos,1);
N_ul0=zeros(num_conjuntos,1);
N_u=zeros(num_conjuntos,1);
Nu=zeros(num_conjuntos,1);
f=zeros(num_conjuntos,1);
Pot_ta_a=zeros(num_conjuntos,1);
T_aireSal_a=zeros(num_conjuntos,1);
LMTD_a=zeros(num_conjuntos,1);
f_a=zeros(num_conjuntos,1);
Pot_t_a=zeros(num_conjuntos,1);
T_aireSal_final=zeros(num_conjuntos,1);
LMTD_final=zeros(num_conjuntos,1);
Potencia_final=zeros(num_conjuntos,1);
V_aire=zeros(num_conjuntos,1);

mw=1645.41;
m_agua=mw*proporcion;

for i = 1:num_conjuntos
    if Q_sal(i) <= 0 %|| tagua_i_aeroref(i)<20.5
        T_aireSal(i)=0;
```

```

tagua_o_aeroref(i) = tagua_i_aeroref(i);
Pot_t(i) = 0;
h_i(i) = 0;
h_o(i) = 0;
U(i) = 0;
LMTD(i) = 0;
T_s(i) = 0;
d_rel(i) = 0;
V_aire(i)=0;

else

    % Propiedades del agua

    mu_l(i)=(2.414e-5)*10^(247.8/((tagua_i_aeroref(i)+273.15)-140));

    k_l(i)=0.6065*(1.45210-0.224229*((tagua_i_aeroref(i)+273.15)/298.15)-
0.225873*((tagua_i_aeroref(i)+273.15)/298.15)^2);

    rho_l(i)=999.83952+16.945176*tagua_i_aeroref(i)-(7.9870401e-
3)*tagua_i_aeroref(i)^2-(46.170461e-6)*tagua_i_aeroref(i)^3+(105.56302e-
9)*tagua_i_aeroref(i)^4-(280.54253e-12)*tagua_i_aeroref(i)^5;

    Cp_l=4186;

    % "Propiedades del aire"
    k_aire(i)=0.024;

    mu_aire(i)=1.716e-
5*((273.15+110.4)/((tbs(i)+273.15)+110.4))*((tbs(i)+273.15)/273.15)^(3/2);
    rho_aire(i)=p(i)/(287*(tbs(i)+273.15));
    Cp_aire=1005;
    Pr_aire(i)=Cp_aire*mu_aire(i)/k_aire(i);

    % "Datos tubo"
    D_e=0.0254;
    L=9.55;
    N_f=354;
    h_f=0.0127;
    e_t=0.00318;
    e_f=0.000279;

    N_ftubo=N_f*L;
    D_i=D_e-2*e_t;
    A_i=pi*D_i*L;
    A_f=pi*(D_e+2*h_f)*e_f+2*pi*((h_f+D_e/2)^2-(D_e/2)^2);
    A_e=pi*D_e*(L-e_f*N_ftubo)+A_f*N_ftubo;

    k_AlCu=165;
    eta_f=0.91;

    % "Factores de incrustación"
    R_Di=0.0002;
    R_D0=0.0004;

    C_1=0.4724495;
    C_2=0.95;
    m=0.559918;

    V_aire(i)=3.501;

```

```

while tagua_o_aeroref(i)<20

    V_aire(i)=V_aire(i)-0.001;
    if V_aire(i)<0
        break
    else

        S_f=0.00635;
        L_t=D_e+2*h_f+S_f;
        L_l=L_t*cos(pi/6);
        V_max=max(L_t*V_aire(i)/(2*(L_t-D_e)),L_t*V_aire(i)/(L_t-
D_e));

        Re_D(i)=(rho_aire(i)*V_max*D_e)/mu_aire(i);

        Nu_l0(i)=1.13*C_l*Re_D(i)^m*Pr_aire(i);
        Nu(i)=C_2*Nu_l0(i);
        h_o(i)=Nu(i)*k_aire(i)/D_e;

        N_tubos=A/A_e;

        A_lat=N_tubos/6*(2*h_f+D_e)*L;

        m_aire=rho_aire(i)*A_lat*V_aire(i);

        S_T=N_tubos*pi*(D_i^2)/4;

        eta_w=1-((1-eta_f)*N_ftubo*A_f)/(A_e*N_tubos);

        v_media=m_agua/(rho_l(i)*S_T);

        Re_i(i)=(rho_l(i)*v_media*D_i)/mu_l(i);
        Pr(i)=Cp_l*mu_l(i)/k_l(i);
        Nu(i)=0.023*(Re_i(i)^0.8)*(Pr(i)^0.3);

        h_i(i)=Nu(i)*k_l(i)/D_i;

U(i)=(1/(eta_w*h_o(i))+A_e*log(D_e/D_i)/(2*pi*L*k_AlCu)+R_D0/eta_w+(1/h_i(i)+R
_Di)*A_e/A_i)^(-1);

        a=tbs(i);
        b>tagua_i_aeroref(i);
        tol=1e-4;
        max_iter=100;

        for j=1:max_iter
            tagua_o_aeroref_x=(a+b)/2;

tagua_o_aeroref_x);

            Pot_ta(i) = m_agua * Cp_l * (tagua_i_aeroref(i) -
tagua_o_aeroref_x);

            T_aireSal(i)=(Pot_ta(i)/(m_aire*Cp_aire))+tbs(i);

            delta_t1=tagua_i_aeroref(i)-T_aireSal(i);
            delta_t2=tagua_o_aeroref_x-tbs(i);

            if abs(delta_t1-delta_t2)<1e-6
                LMTD(i)=delta_t1;
            else
                LMTD(i)=(delta_t1-delta_t2)/log(delta_t1/delta_t2);
            end

            Pot_t(i)=0.83*U(i)*A*LMTD(i);
            f(i)=Pot_t(i)-Pot_ta(i);

```



**ANEXO V. CÓDIGO DE MATLAB "VILLENA\_PARALELO"**

Breve código desarrollado que incluye los balances de energía asociados a la configuración en paralelo con el objetivo de asegurar el correcto funcionamiento del sistema.

```
function
[tagua_o_total,V_aire,Potencia_final,T_aireSal_final,tagua_o_aeroref,h_i,h_o,U
,LMTD_final,T_s,Longitud_aero, L_2filas,N_ventiladores,Twb, ma, M_lost_wct,
M_lost_wct_acum, tagua_o, tagua_i, NTU, Me_corr, Me_Poppe,
DT]=villena_paralelo(Q_sal,HR,p,tbs,tagua_i_aeroref,proporcion)

num_conjuntos=size(Q_sal,1);

tagua_o_total= zeros(num_conjuntos,1);

V_aire= zeros(num_conjuntos,1);

Potencia_final= zeros(num_conjuntos,1);

T_aireSal_final= zeros(num_conjuntos,1);

tagua_o_aeroref= zeros(num_conjuntos,1);

h_o= zeros(num_conjuntos,1);
h_i= zeros(num_conjuntos,1);
U= zeros(num_conjuntos,1);

LMTD_final= zeros(num_conjuntos,1);

T_s= zeros(num_conjuntos,1);

Twb= zeros(num_conjuntos,1);

ma= zeros(num_conjuntos,1);

M_lost_wct= zeros(num_conjuntos,1);

M_lost_wct_acum= zeros(num_conjuntos,1);

tagua_o= zeros(num_conjuntos,1);

tagua_i= zeros(num_conjuntos,1);

NTU= zeros(num_conjuntos,1);

Me_corr= zeros(num_conjuntos,1);

Me_Poppe= zeros(num_conjuntos,1);

DT= zeros(num_conjuntos,1);

cpagua=4186;
mw=1645.41;

for i=1:num_conjuntos

    [V_aire,Potencia_final,T_aireSal_final,tagua_o_aeroref,h_i,h_o,U,LMTD_fi
nal,T_s]=func_aeroref(Q_sal,tagua_i_aeroref,tbs,p,proporcion);
```

```
[Twb(i), ma(i), M_lost_wct(i), M_lost_wct_acum(i), tagua_o(i), tagua_i(i),  
NTU(i), Me_corr(i), Me_Poppe(i),  
DT(i)]=func_torre(Q_sal(i),HR(i),p(i),tbs(i),tagua_i_aeroref(i),1-proporcion);
```

```
tagua_o_total(i)=(mw*proporcion*(tagua_o_aeroref(i))*cpagua+mw*(1-  
proporcion)*(tagua_o(i))*cpagua)/(mw*cpagua);
```

```
end  
end
```

