

---

## **CAPÍTULO 4. ESTUDIO DE VIABILIDAD DE LA IMPLANTACIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN DEL CONDENSADOR BASADO EN EL ENFRIAMIENTO NOCTURNO**

### **4.1 INTRODUCCIÓN**

Nos centraremos en el presente capítulo en el estudio de la viabilidad de la implantación de un sistema de enfriamiento de ciclo abierto particular para la refrigeración del condensador de una planta solar.

Un sistema de enfriamiento de ciclo abierto, como vimos en el capítulo tercero, utiliza grandes superficies de agua cercanas a la planta desde donde tomar el agua necesaria para el circuito de refrigeración y luego descargarla en un punto remoto al de succión dentro de la misma superficie para disipar el calor evacuado del condensador evitando el peligro de que pueda volver a entrar en el ciclo.

Para la realización de este estudio tomaremos un ejemplo real de planta solar, en concreto la llamada PS-10, consistente en una planta de receptor central con una torre de unos 115 metros y un campo de helióstatos (624 aproximadamente) que se distribuyen a lo largo de las 70 hectáreas que posee la planta, generando 11 MW de potencia. Esta planta está situada en Sanlúcar la Mayor (Sevilla) y ha sido construida por la sociedad filial de Abengoa, Solucar Energía, S.A.

En principio la planta trabaja con una tecnología de torre de refrigeración húmeda para el enfriamiento en el condensador, aunque posee una balsa en las cercanías de las instalaciones que permitiría en un momento dado desarrollar otro sistema de enfriamiento, en este caso de ciclo abierto. Llegado a este punto habría que mencionar un detalle que diferencia, en la aplicación de sistemas de ciclo abierto, a superficies de agua como mares o grandes ríos con otras como balsas o embalses, y es que en este último caso los puntos de

succión y el de descarga no están lo suficientemente alejados y se produce la recirculación de agua caliente. Es aquí donde aparece la disyuntiva de considerar a este tipo de sistema como cerrado o abierto particular. De todas maneras constituiría un problema de nomenclatura exclusivamente.

En esta situación entraría en juego el concepto de enfriamiento nocturno, que consiste en unas pérdidas por radiación de onda larga durante la noche que permitiría la disminución de la temperatura del agua de la balsa y que ésta alcanzara unas condiciones aptas para su uso en el circuito de refrigeración del condensador.

Concluyendo, buscaremos modelar el efecto de dicho enfriamiento nocturno y la viabilidad de la implantación de este sistema en este tipo de plantas térmicas.

## **4.2 ANTECEDENTES**

A lo largo de este apartado vamos a ver alguna otra aplicación en la que se use el enfriamiento nocturno, de manera que podamos obtener cierta información de ayuda para desarrollar nuestro propósito. En concreto describiremos su utilización en sistemas pasivos de enfriamiento en edificios.

Hace algunos años se demostró que la clave para la mejora de los sistemas radiativos de enfriamiento en edificios residía en el reconocimiento de que el mantenimiento de un alto grado de enfriamiento sólo era posible si la superficie de radiación permanecía relativamente templada . Esto requería unas medidas de extracción de la energía absorbida por la masa térmica del edificio durante las horas del día a un radiador, donde podría ser disipada al ambiente durante la noche. El sistema de enfriamiento que se propuso consistió en un depósito poco profundo aislado del ambiente y unos colectores de placa plana expuestos al cielo, a través de los cuáles el agua circulaba por la noche para ser enfriada gracias a la radiación de onda larga y a la convección.

---

Para el modelado y cuantificación del efecto del enfriamiento nocturno se partió del modelo desarrollado para los colectores de energía solar modificando dicho modelo al reemplazar la expresión de ganancia solar por una para las pérdidas radiantes de onda larga. De esa manera se permitía el cálculo de la temperatura del fluido en cualquier punto del tubo enfriador, siendo un parámetro clave para el diseño de un radiador de enfriamiento.

Para obtener la expresión de esa temperatura se partió de la siguiente expresión relativa a un colector solar:

$$\frac{T_f - T_a - \frac{S}{U_L}}{T_{fi} - T_a - \frac{S}{U_L}} = \exp\left(-\frac{U_L \cdot n \cdot W \cdot F' \cdot y}{qm \cdot C_p}\right)$$

donde  $T_f$  [°C] es la temperatura del fluido a una distancia  $y$  [m] de la entrada del colector,  $T_a$  [°C] es la temperatura del aire ambiente,  $T_{fi}$  [°C] es la temperatura del fluido a la entrada del colector,  $S$  [W/m<sup>2</sup>] es la energía solar absorbida,  $U_L$  [W/m<sup>2</sup>·°C] es el coeficiente global de pérdidas de calor en el colector,  $n$  es el número de tubos,  $W$  [m] la distancia entre tubos,  $F'$  es el factor de eficiencia del colector,  $qm$  [kg/s] es el caudal másico a través del colector y  $C_p$  [J/kg·°C] es el calor específico del fluido.

La adaptación de la expresión mostrada arriba para describir un radiador de enfriamiento requería reemplazar el valor de  $S$  por una expresión de las pérdidas de calor radiantes.

Esa expresión viene dada de la siguiente manera,

$$R_{net} = 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{aire}^3 \cdot (T_{rad} - T_{cielo})$$

donde  $R_{net}$  [W/m<sup>2</sup>] es la pérdida de calor radiante neta,  $\varepsilon$  es la emisividad de la superficie del radiador,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzman [5,67·10<sup>-8</sup>

$W/m^2 \cdot K^4$ ,  $T_{aire}$  [K] es la temperatura del aire ambiente,  $T_{rad}$  [K] es la temperatura del radiador y  $T_{cielo}$  [K] es la temperatura equivalente del cielo.

Para el desarrollo de las ecuaciones de balance de energía relativas al sistema de enfriamiento de ciclo abierto tomaremos la expresión de pérdida de calor radiante neta ( $R_{net}$ ) como base para caracterizar el enfriamiento nocturno.

### 4.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Como vimos en el capítulo de introducción, el estudio que vamos a llevar a cabo consiste en verificar la viabilidad de la implantación de un sistema de refrigeración del condensador de una planta solar, de ciclo cerrado donde el agua refrigerante será tomada de una balsa.

En este tipo de sistemas el agua caliente que sale del circuito de refrigeración vuelve a la balsa, aumentando en principio la temperatura del agua allí depositada. Gracias a las pérdidas de calor por radiación o enfriamiento nocturno que sufre el agua de la balsa al estar en contacto con la atmósfera se puede compensar ese efecto.

Otro de los factores a tener en cuenta es la evaporación de agua que se produce en la balsa, consecuencia también del contacto directo con el ambiente.

Llegados a este instante serían dos los parámetros fundamentales que habría que controlar para que la implantación de esta tecnología fuera viable. Por un lado el consumo de agua que va íntimamente ligado a la evaporación en la balsa, y por otro la temperatura de salida de la balsa o entrada al circuito refrigerante, consecuencia directa del enfriamiento nocturno y que le permitiría al agua realizar o no su labor refrigerante.

Una vez tenido en cuenta esos factores pasaremos a plantear los correspondientes balances de materia y energía, que nos proporcionarán las respuestas numéricas necesarias para nuestro estudio.

#### **4.4 DESARROLLO DEL PROBLEMA**

##### **4.4.1 Datos de partida**

Partiendo de la premisa de que vamos a tomar como planta solar referencia para desarrollar nuestro estudio la PS-10 situada en Sanlúcar la Mayor, los datos de partida meteorológicos se tomaron de la estación meteorológica situada en dicho municipio. Estos datos, horarios, fueron tomados desde el 01/01/2005 hasta el 31/12/2005.

La estación tiene las siguientes coordenadas UTM:

X: 743029.0

Y: 4145411.0

Latitud: 37° 25' 22" N

Longitud: 06° 15' 13" W

Altitud: 88.0

De los valores medidos tomaremos los referentes a la radiación global, la radiación directa, la temperatura del aire y la velocidad del viento que unidos a los de evapotranspiración, que determinaremos en el apartado siguiente, constituyen los datos de partida para la resolución de nuestro problema.

El resto de parámetros constantes, tanto dimensionales como termodinámicos, que se usarán a lo largo del estudio, serán definidos a medida que vayan siendo de utilidad.

##### **4.4.2 Cálculo de la evapotranspiración**

---

Como paso previo al planteamiento de los balances de masa y energía en nuestro problema vamos a realizar un desarrollo teórico del proceso de evaporación en la atmósfera que se produce en la balsa incluida en nuestro estudio, de donde obtendremos una expresión para la determinación de la evapotranspiración que será un parámetro importante en los cálculos posteriores.

En la atmósfera, la continua evaporación y condensación de agua del suelo, océanos y lagos influye en todas las formas de vida y proporciona muchas de las variedades diarias del clima que gobiernan el ambiente de la tierra. Estos procesos son muy complejos ya que, en la práctica, están regidos por corrientes atmosféricas convectivas considerables, que son difíciles de describir analíticamente.

Consideramos, en primer lugar, la difusión del vapor de agua desde una superficie horizontal con el aire en calma. En la superficie, la presión parcial del vapor es  $p_s$ . La presión del vapor disminuye uniformemente al aumentar la altura  $z$  hasta el valor de  $p_\infty$  en la "atmósfera libre" ( $z_1$ ). La difusión molecular del vapor de agua puede escribirse en la forma de la siguiente ecuación,

$$\frac{qm_w}{A} = -D_w \cdot \frac{M_w}{R \cdot T} \cdot \frac{dp_w}{dz}$$

donde  $A$  es el área de la superficie considerada. En aplicaciones de hidrología, es conveniente expresar esta relación en función de la densidad y presión atmosféricas locales.

La presión total puede expresarse como,

$$p = \rho \cdot \frac{R}{M} \cdot T$$

donde  $\rho$  y  $M$  son la densidad y la masa molar del aire húmedo, respectivamente. Puesto que la concentración molar de vapor de agua es tan pequeña en aplicaciones atmosféricas, la masa molar del aire húmedo es esencialmente la del aire seco, de manera que las dos anteriores ecuaciones pueden combinarse de la siguiente forma,

$$\frac{qm_w}{A} = -D_w \frac{M_w \cdot \rho}{M_a \cdot p} \frac{dp_w}{dz}$$

pero  $M_w/M_a = 0,622$ , de modo que

$$\frac{qm_w}{A} = -D_w \cdot 0,622 \cdot \frac{dp_w}{dz}$$

Utilizando la condiciones de contorno

$$p_w = p_s \text{ en } z=0$$

$$p_w = p_\infty \text{ en } z=z_1$$

la ecuación puede integrarse para dar,

$$\frac{qm_w}{A} = 0,622 \cdot D_w \cdot \frac{\rho}{p} \cdot \frac{p_s - p_\infty}{z_1}$$

Los procesos de evaporación en la atmósfera son mucho más complicados que lo indicado por la forma sencilla de la ecuación por dos razones:

1. Los procesos de difusión involucran movimientos considerablemente turbulentos, de modo que el coeficiente de difusión  $D_w$  puede variar significativamente con la altura  $z$ .
2. El aire, raramente está en reposo y las corrientes de viento contribuyen sustancialmente a la velocidad de evaporación.

La solución de un problema complejo de este tipo se obtiene frecuentemente recurriendo a mediciones cuidadosamente controladas para buscar una relación empírica que prediga las velocidades de evaporación.

Para la obtención de la correlación que más adelante usaremos para determinar los valores de evaporación estudiaremos un problema en el que se utiliza un “recipiente estándar”.

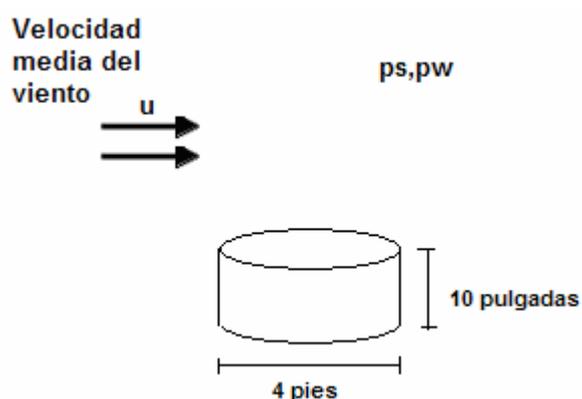


Figura 19. Recipiente estándar para la medición de la evaporación

La velocidad media se mide 6 pulgadas (15,24 cm) por encima del borde del recipiente, y los flujos máxicos de agua evaporada se miden con el recipiente situado en el suelo, “*recipiente de tierra*”, o en el seno del agua, “*recipiente flotante*”. Para el recipiente de tierra, con una atmósfera convectivamente estable, la correlación obtenida experimentalmente que da la velocidad de evaporación es,

$$E_{rt} = (0,37 + 0,0041 \cdot u)(p_s - p_w)^{0,88}$$

donde,

$E_{rt}$  = evaporación en el recipiente de tierra, [pulgadas/día]

$u$  = movimiento diario del viento medido 6 pulgadas por encima del borde del recipiente, [millas/día]

$p_s$ = presión de saturación del vapor a la temperatura del bulbo húmedo del aire 5 pies (1,52 m) por encima de la superficie del suelo, [pulgadas de mercurio]

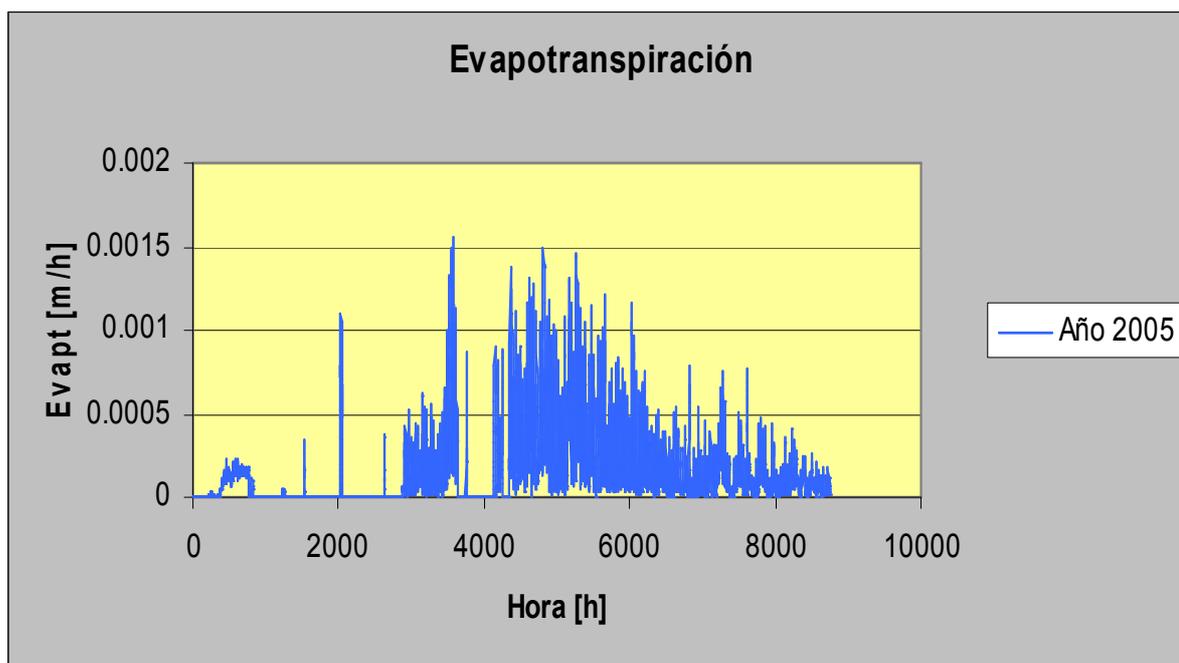
$p_w$ = presión de vapor real del aire en condiciones de temperatura y humedad 5 pies por encima de la superficie del suelo, [pulgadas de mercurio]

La transferencia de calor al recipiente influye de forma distinta sobre la velocidad de evaporación en los experimentos en el agua o en el suelo. Para convertir las medidas del recipiente a las de una superficie natural, se multiplica la ecuación por 0,7 para el recipiente de tierra y 0,8 para el recipiente flotante. Si la atmósfera no es convectivamente estable, los gradientes verticales de densidad pueden causar desviaciones considerables.

Una vez realizado el desarrollo teórico para la obtención de la correlación que nos permite determinar los valores de evapotranspiración deseados, procedemos a su cálculo.

Como valores para la resolución tomaremos diferentes parámetros medidos en la estación meteorológica de Sanlúcar la Mayor. Éstos son la temperatura, la humedad relativa y la velocidad del viento. A partir de los valores de temperatura obtenemos la presión de saturación del vapor ( $p_s$ ); una vez calculada ésta y unida a la fracción de humedad relativa determinamos la presión de vapor real del aire, ( $p_w=HR \cdot p_s$ ).

Una vez realizadas estas operaciones, con las variables puestas en las unidades pertinentes y aplicando el coeficiente de recipiente de tierra (0.7) pasamos a determinar los valores horarios de evapotranspiración.



Gráfica 1. Valores de evapotranspiración

#### 4.4.3 Balance de materia y energía

Para la obtención de los valores necesarios en nuestro estudio planteamos sucesivos balances de masa y energía en la balsa durante el período de una hora. En este período comprendido entre  $i$  e  $i+1$  aplicamos las siguientes ecuaciones principales de balance,

Balance de masa: **[kg]**

$$m_{i+1} - m_i = ment_i - msal_i - mevap_i$$

Balance de energía: **[J]**

$$m_{i+1} \cdot U_{i+1} - m_i \cdot U_i = Qs_i \cdot eqt \cdot t \cdot A + ment_i \cdot hent_i - msal_i \cdot hsal_i - mevap_i \cdot hevap_i$$

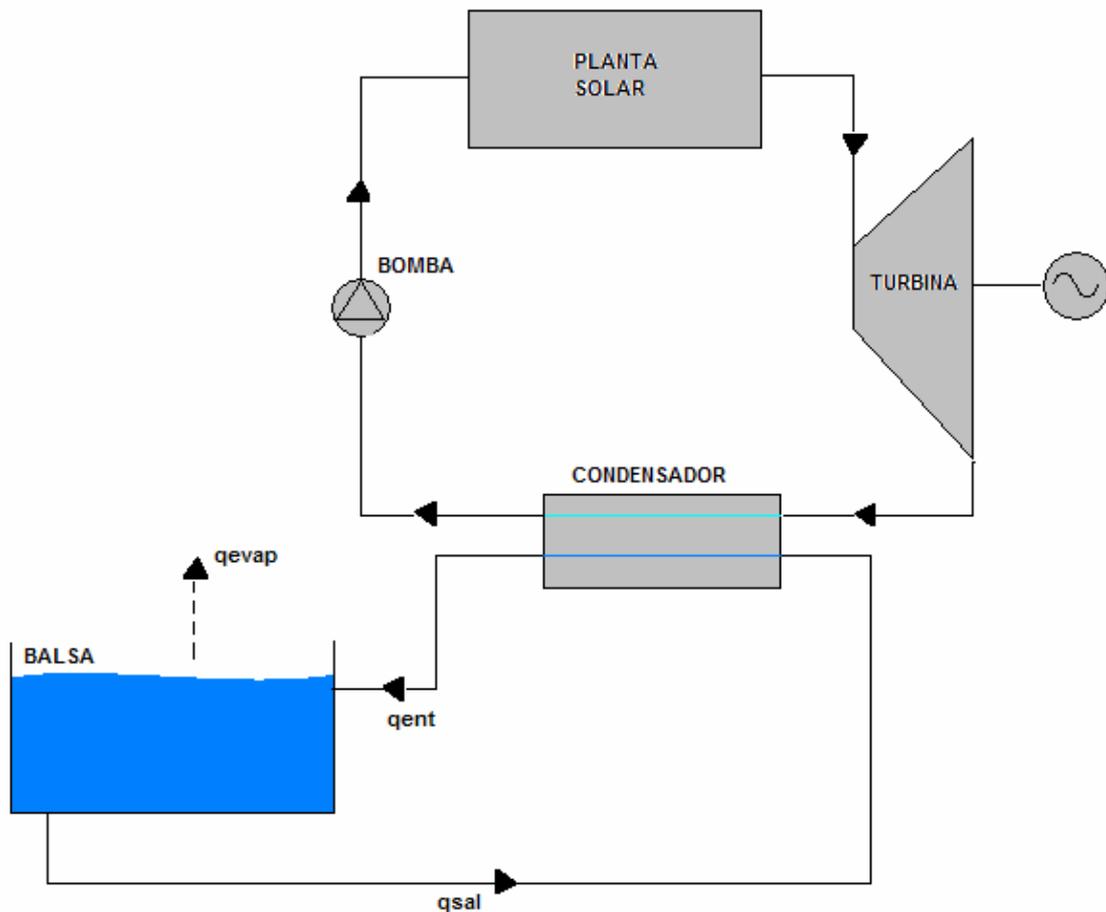


Figura 20. Tecnología refrigeración condensador con enfriamiento nocturno

Todos los elementos pertenecientes al balance son caracterizados a continuación.

Referente a las variables contenidas en el balance de masa un primer elemento es  $m_i$ , que representa la masa de agua contenida en la balsa en el instante  $i$ , ( $i$  variará entre 1 y 8760 que son el número de horas existentes en un año y a su vez el número de valores que tenemos para cada variable). El valor inicial de esta variable vendrá dada por las dimensiones de la balsa. De manera que si la balsa tiene una superficie  $A = 180000 \text{ m}^2$  y una profundidad de 5 metros, tendremos una capacidad de  $900000 \text{ m}^3$  que junto con una densidad aproximada del agua de  $1000 \text{ kg/m}^3$  nos permite obtener una masa inicial de  $900000000 \text{ kg}$ .

El resto de variables iniciales del problema y que utilizaremos a lo largo del balance son  $T_1 = T_{aire_1} = 282.15 \text{ [K]}$  (Dato de partida),  $U_1 = U(f(T_1)) = 37796 \text{ [J/kg]}$  y  $h_{sal_1} = h_{sal}(f(T_1)) = 37896 \text{ [J/kg]}$

Otro elemento dentro del balance es la diferencia entre la masa de entrada a la balsa y la de salida. Al tratarse de un circuito cerrado y en el que no existen pérdidas esta diferencia es nula. El caudal volumétrico que circula por el circuito de refrigeración es  $q_{vent} = 2941 \text{ m}^3/\text{h}$  (dato aportado por SOLÚCAR) que junto a la densidad del agua, determinada para cada uno de los valores de la temperatura en la balsa ( $T$ ) en cada instante  $i$ , nos permitirá determinar el caudal másico,  $q_{ent}$ . Este valor sería el mismo para el caudal de salida de la balsa  $q_{sal} = q_{ent}$ . De manera independiente los valores de masa serían,

$$\begin{aligned} m_{ent_i} &= q_{ent_i} \cdot t \\ m_{sal_i} &= q_{sal_i} \cdot t \end{aligned} \quad [kg]$$

donde  $t = 1 \text{ h}$ . Hay que indicar que el valor del caudal que recorre el circuito de enfriamiento depende del funcionamiento o no de la planta. De manera que si para un instante determinado  $i$  la radiación directa  $ID_i$  es menor o igual que  $300 \text{ W/m}^2$  la planta no estaría funcionando y por tanto el caudal sería nulo.

El último elemento es el concerniente a la evaporación y tiene como fórmula para su cálculo la siguiente,

$$m_{evap_i} = Evap_t_i \cdot A \cdot t \cdot Densidad_i \quad [kg]$$

donde  $Evap_t_i$  hace referencia a la evapotranspiración calculada en el apartado anterior y  $Densidad_i$  indica la densidad del agua para cada uno de los valores de la  $T_{evap_i}$  (temperatura de evaporación) que consideraremos igual a la  $T_{aire_i}$ , (temperatura del aire) y que tomamos como dato de partida.

Centrándonos ahora en el balance de energía, analizamos el miembro de la izquierda de la ecuación  $m_{i+1} \cdot U_{i+1} - m_i \cdot U_i$  que representa la variación de energía interna que sufre el volumen de agua entre los instantes  $i$  e  $i+1$ .

El siguiente miembro de la ecuación es  $Qs_i$  y se define como la ganancia de calor obtenida en período horario. Este miembro de la ecuación es el resultado de la siguiente expresión,

$$Qs_i = IG_i - Rnet_i + Qconv_i \quad [W/m^2]$$

donde  $IG_i$  es la radiación global que incide sobre la superficie del agua, y que tomamos como dato de partida,  $Rnet_i$  son las pérdidas de calor radiantes que se producen durante la noche y que cuantifican el denominado enfriamiento nocturno y  $Qconv_i$  es la ganancia de calor consecuencia de la convección del aire exterior. La expresión para las pérdidas radiantes viene dada por,

$$Rnet_i = 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_i - T_{cielo_i}) T_{aire_i}^3 \quad [W/m^2]$$

donde  $\varepsilon$  representa la emisividad del agua, siendo igual a 0.93,  $\sigma$  la constante de Stefan-Boltzman equivalente a  $5.67 \cdot 10^{-8}$ ,  $T_i$  es la temperatura del agua contenida en la balsa y considerada uniforme en todo el volumen; constituye unos de los parámetros más importantes para nuestro estudio. Un aparte merece el término relativo a la temperatura efectiva del cielo  $T_{cielo_i}$ , suponiendo que éste emite radiación como cuerpo negro. Desarrollamos una correlación dependiente de la temperatura del aire, que nos permite su cálculo,

$$T_{cielo_i} = 0.0552 \cdot T_{aire_i}^{1.5} \quad [K]$$

La convección viene caracterizada por la siguiente fórmula,

$$Qconv_i = hconv_i \cdot (T_{aire_i} - T_i) \quad [W/m^2]$$

$$hconv_i = (0.5 + 0.3 \cdot V_i) \cdot 5.678263 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

con  $V_i$  velocidad del viento en millas por hora (mph)

Por último y referente a  $Q_{s_i}$ , debemos expresarlo en J y para ello lo multiplicamos por la superficie total  $A$ , por el período  $t$  y por el factor de conversión  $eqt=3600$  s/h.

En los últimos tres elementos los valores de masa ya fueron caracterizados anteriormente. Respecto a los términos de entalpía se determinan de la siguiente manera,  $hent_i$ , relativo a la entrada a la balsa,

$hent_i = h_{sal_i}$  [J/kg] Cuando no funciona planta ( $ID_i \leq 300$ )

$hent_i = \frac{P_{c_i}}{q_{sal_i}} + h_{sal_i}$  [J/kg] Cuando funciona la planta ( $ID_i > 300$ )

siendo  $P_{c_i}$  la energía a disipar en el condensador e igual a 95590407570 [J/h], (dato aportado por SOLUCAR). El elemento referente a la salida de la balsa  $h_{sal_i}$  es calculada a través de la  $T_{sal_i}$  que se considera igual a la temperatura del agua en la balsa  $T_i$ . En último lugar la entalpía de evaporación  $he_{vap_i}$  se calcula para la  $T_{evap_i}$  igual a  $T_{aire_i}$ .

#### 4.4.4 Cálculos

Para la resolución de los balances planteados en el apartado anterior hemos utilizado el programa de cálculos matemáticos MATLAB y el programa de resolución de ecuaciones energéticas EES.

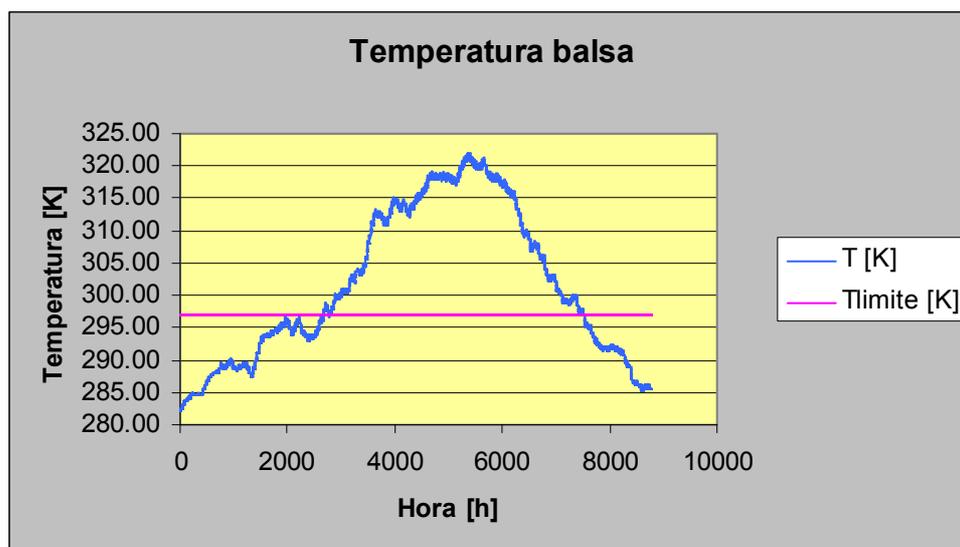
Las ecuaciones principales han sido planteadas en MATLAB, realizando llamadas al EES para el cálculo de variables termodinámicas.

Todos los comandos y ecuaciones empleadas para la resolución de este problema se encuentran recogidos en el anexo al proyecto.

#### 4.4.5 Discusión de resultados

Una vez obtenida la solución del problema podemos pasar a analizar los valores de las distintas variables incluidas en el estudio.

En un principio la más importante es la temperatura del volumen de agua contenida en la balsa, en tanto en cuanto, sus valores deben estar por debajo de un límite establecido de 23.8 °C, cuando la planta se encuentra en funcionamiento, para que pueda cumplir la misión refrigerante para la que ha sido requerida. Una vez que se compruebe que se cumple la especificación se pasaría a estudiar el consumo de agua que se produce, y que constituye un parámetro fundamental para determinar si la implantación de este tipo de tecnología de enfriamiento es viable o no. En este caso, y al suponer que no existen pérdidas en todo el circuito, el consumo va asociado exclusivamente a la evaporación de agua que se produce en la balsa.



Gráfica 2. Temperatura del agua de la balsa

Como podemos apreciar en la gráfica la temperatura límite establecida para el correcto funcionamiento del circuito de refrigeración es superada durante un gran período de tiempo a lo largo del año de estudio. En concreto solo se cumple la especificación en un 30.95% de las situaciones en la que la planta funciona.

Llegados a esta situación debemos encontrar una alternativa que cumpla nuestra restricción de temperatura y así poder estudiar de la manera más correcta posible el consumo de agua que se produce con este tipo de tecnología.

## **4.5 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS: RADIADOR**

### **4.5.1 Planteamiento del problema**

Una vez que se ha comprobado la no idoneidad de la utilización de un sistema de enfriamiento de ciclo cerrado con almacenamiento y suministro de agua a través de una balsa, vamos a estudiar una variante de la tecnología de enfriamiento planteada anteriormente. Dicha tecnología implica la implantación de una serie de depósitos radiadores, cubiertos por unas lamas aislantes abatibles, a lo largo de la extensión de la planta, y en concreto en el espacio libre dejado por las superficies de los helióstatos. Además situaremos a la entrada del circuito de enfriamiento un depósito de acumulación aislado térmicamente que permitirá el almacenamiento del agua destinada a realizar misión refrigerante.

En el caso particular de la PS-10, la planta tiene una extensión de aproximadamente 70 hectáreas; de este modo suponemos un área de radiador en torno a las 35 hectáreas. Ya por último indicar la pequeña altura de estos elementos, del orden de 25 centímetros.

### **4.5.2 Datos de partida**

De la misma manera que para el estudio anterior, tomamos los valores horarios durante un año de determinadas variables meteorológicas como datos de partida. Éstas son la radiación directa  $ID_{i,j}$  [ $W/m^2$ ], radiación global  $IG_{i,j}$  [ $W/m^2$ ], temperatura del aire  $T_{aire_{i,j}}$  [K], evapotranspiración  $Evapt_{i,j}$  [m/h], velocidad del aire  $V_{i,j}$  [m/s] y la humedad relativa  $HR_{i,j}$ . Todas ellas serán de

---

gran ayuda para la determinación de otras variables o la implantación de condiciones para la correcta resolución de nuestro problema.

### 4.5.3 Balance de materia y energía

Repetimos para este nuevo estudio el planteamiento de sucesivos balances de masa y energía durante el período de una hora para cada uno de los días de que se compone nuestro año base; en este caso tanto en el radiador como en el depósito En el período comprendido entre  $i$  e  $i+1$  para el día  $j$  aplicamos las siguientes ecuaciones principales de balance,

Balance de masa en el radiador: **[kg]**

$$m_{r,i,j+1} - m_{r,i,j} = ment_{r,i,j} - msal_{r,i,j} - mevap_{i,j}$$

Balance de energía en el radiador: **[J]**

$$m_{r,i,j+1}U_{r,i,j+1} - m_{r,i,j}U_{r,i,j} = -Q_{net_{i,j}}eqt \cdot t \cdot A + ment_{r,i,j}hent_{r,i,j} - msal_{r,i,j}hsal_{r,i,j} - mevap_{i,j}hevap_{i,j}$$

Balance de masa en el depósito: **[kg]**

$$m_{d,i,j+1} - m_{d,i,j} = ment_{d,i,j} - msal_{d,i,j}$$

Balance de energía en el depósito: **[J]**

$$m_{d,i,j+1}U_{d,i,j+1} - m_{d,i,j}U_{d,i,j} = ment_{d,i,j}hent_{d,i,j} - msal_{d,i,j}hsal_{d,i,j}$$

Seguidamente mostramos un esquema de la disposición de los componentes de esta tecnología de enfriamiento.

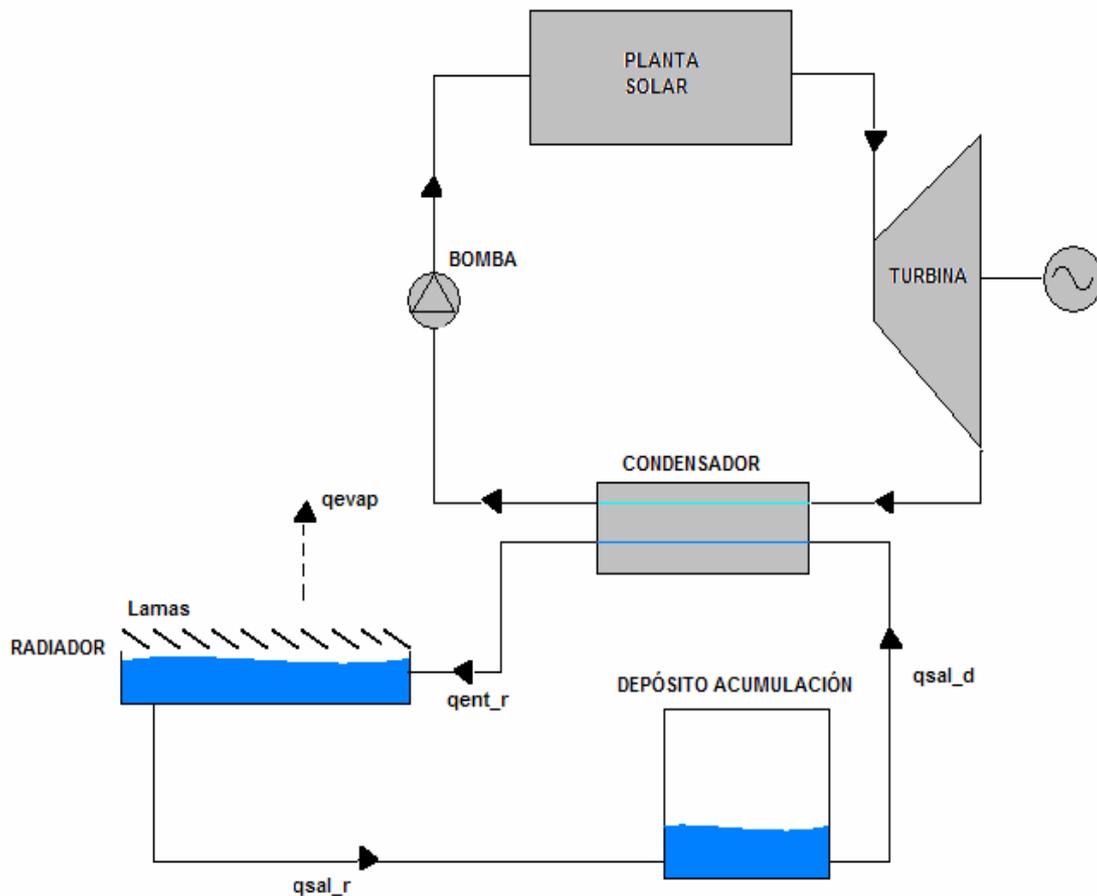


Figura 21. Esquema tecnología refrigeración condensador con radiador

Una vez planteados de manera general los principales balances de masa y energía que rigen el problema pasamos a desarrollar de manera más concreta los pasos seguidos para la resolución de éstos.

Antes de comenzar los cálculos marcamos las condiciones iniciales de ciertas variables que nos ayudan a resolver el conjunto de ecuaciones que se nos plantean a lo largo de cada día. Las variables inicializadas son  $m_{r,i,1}$ , masa de agua contenida en el radiador,  $T_{r,i,1}$ , temperatura del agua contenida en el radiador,  $U_{r,i,1}$ , energía interna del agua contenida en el radiador,  $hsal_{r,i,1}$ , entalpía del agua contenida en radiador y que coincide con la del agua que sale de éste,  $m_{d,i,1}$ , masa de agua contenida en depósito,  $U_{d,i,1}$ , energía interna del agua en el depósito y  $hsal_{d,i,1}$ , entalpía del agua a la salida del depósito.

A partir del segundo día ( $i=2$ ), las condiciones iniciales de las variables referentes al radiador coinciden con los valores de dichas variables en la última hora del día anterior, a excepción de la masa de agua en el radiador que está compuesta por la suma de la masa en el radiador más la masa en el depósito. Las condiciones iniciales del primer día y por tanto del problema las fijamos nosotros y se corresponden con los siguientes valores,

- $T_{r1,1} = T_{aire1,1} = 282.15 \text{ [K]}$ , dato de partida
- $m_{r1,1} = V_r \cdot \text{Densidad}(f(T_{r1,1})) = 83734301.08 \text{ [kg]}$   
 $V_r = A_r \cdot H_r = 350000 \cdot 0.25 = 87500 \text{ [m}^3\text{]}$   
 $\text{Densidad}(f(T_{r1,1})) = 956.96 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- $U_{r1,1} = U_r(f(T_{r1,1})) = 37796 \text{ [J/kg]}$
- $hsal_{r1,1} = hsal_r(f(T_{r1,1})) = 37896 \text{ [J/kg]}$ .

Las condiciones iniciales del depósito son comunes para todo el año, ya que al comienzo de cada día el depósito está vacío, por lo que todas sus variables son nulas.

- $m_{d1,1} = 0 \text{ [kg]}$
- $U_{d1,1} = 0 \text{ [J/kg]}$
- $hsal_{d1,1} = 0 \text{ [J/kg]}$ .

El siguiente paso que seguiremos será la determinación de variables intermedias necesarias en nuestros cálculos.

Un primer cálculo sería el de la temperatura equivalente del cielo, útil en la valoración del enfriamiento nocturno y dependiente de la temperatura del aire

$$T_{cielo_{i,j}} = 0.0552 \cdot T_{aire_{i,j}}^{1.5} \quad \text{[K]}$$

A continuación determinamos el valor de dos variables termodinámicas necesarias para el estudio del elemento referente a la evaporación, dependiendo ambas de la temperatura del aire,

$$\begin{aligned} hevap_{i,j} &= hevap(f(T_{aire_{i,j}})) && [J/kg] \\ Densidad2_{i,j} &= Densidad2(f(T_{aire_{i,j}})) && [kg/m^3] \end{aligned}$$

La temperatura de rocío del aire exterior será la siguiente variable que caractericemos. Ésta es dependiente de la temperatura del aire y de la humedad relativa y constituye un parámetro necesario para la limitar la temperatura de estancamiento, que definiremos más adelante,

$$Trocio_{i,j} = Trocio(f(T_{aire_{i,j}}, HR_{i,j})) \quad [K]$$

La última de las variables intermedias que calcularemos será la densidad del agua contenida en el radiador, dependiente de la temperatura de dicho volumen de agua,

$$Densidad1_{i,j} = Densidad1(f(T_{r_{i,j}})) \quad [kg/m^3]$$

Esta variable se utiliza para la determinación del volumen de agua del depósito, cuya capacidad se estima en 40000 m<sup>3</sup>,

$$V_{d_{i,j}} = \frac{m_{d_{i,j}}}{Densidad1_{i,j}} \quad [m^3]$$

Llegados a este punto vamos a analizar una variable fundamental en el control del enfriamiento nocturno que sufrirá el agua contenida en el radiador. Primeramente modelamos las pérdidas de calor que afectarían al agua en el radiador

$$Q_{net_{i,j}} = R_{net_{i,j}} - Q_{conv_{i,j}} \quad [W/m^2],$$

donde  $R_{net_{i,j}}$  hace referencia a pérdidas radiantes y  $Q_{conv_{i,j}}$  al calor obtenido por convección.

$$Q_{conv_{i,j}} = h_{conv_{i,j}} \cdot (T_{aire_{i,j}} - T_{r_{i,j}}) \quad [W/m^2]$$

$$h_{conv_{i,j}} = (0.5 + 0.3 \cdot V_{i,j}) \cdot 5.678263 \quad [W/m^2 \cdot K],$$

con  $V_{i,j}$  (dato de partida) la velocidad del viento en millas por hora  $[mph]$ .

$$R_{net_{i,j}} = h_{rad_{i,j}} (T_{r_{i,j}} - T_{cielo_{i,j}}) \quad [W/m^2]$$

$$h_{rad_{i,j}} = 4 \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{aire_{i,j}}^3 \quad [W/m^2 \cdot K]$$

con  $\varepsilon$  emisividad del agua igual a 0.93 y  $\sigma$  constante de Stefan-Boltzman igual a  $5.67 \cdot 10^{-08} [W/m^2 \cdot K^4]$ .

La temperatura del agua del radiador más fría que puede obtenerse bajo las condiciones de temperatura del cielo y el aire, se obtiene cuando  $Q_{net_{i,j}} = 0$ . Esta temperatura se conoce como temperatura de estancamiento y viene dada por la expresión,

$$T_{est_{i,j}} = \frac{(h_{conv_{i,j}} \cdot T_{aire_{i,j}} + h_{rad_{i,j}} \cdot T_{cielo_{i,j}})}{(h_{conv_{i,j}} + h_{rad_{i,j}})} \quad [K]$$

Este valor de temperatura actuaría, en principio, a lo largo del estudio como límite inferior del valor de la temperatura dentro del radiador. Decimos en principio porque esta temperatura podría llegar a ser menor de  $0^\circ C$ , situación incompatible con nuestro modelo ya que el agua se congelaría y no permitiría que recorriera nuestro circuito. Por eso establecemos un límite de manera que la temperatura de estancamiento no pueda ser menor que la temperatura del rocío menos 1 grado. Si aún así la temperatura del agua fuera menor que cero se establece una temperatura límite del agua enfriada de 274.16 K.

Una vez establecido el valor de la temperatura límite,  $T_{lim_{i,j}}$ , bajo el cuál se detiene el enfriamiento del agua contenida en el radiador llegamos al

análisis condicional del resto de variables necesarias para completar nuestros balances.

Distinguimos tres períodos principales dentro de nuestro día (i) de estudio:

- $IG_{i,j} < 1$  Noche
- $IG_{i,j} > 1$ ,  $ID_{i,j} \leq 300$  Día y no funciona la planta
- $IG_{i,j} > 1$ ,  $ID_{i,j} > 300$  Día y funciona la planta

Acto seguido definimos las variables cuyos valores dependen del período del día en que nos encontremos.

- $IG_{i,j} < 1$  Noche

Comparamos en primer lugar la temperatura del agua en el radiador  $T_{r_{i,j}}$  con la temperatura límite impuesta  $Tlim_{i,j}$ , si es menor se abaten las lamas que posee el radiador y se detiene el enfriamiento,

$$Q_{net_{i,j}} = 0$$

$$m_{evap_{r_{i,j}}} = 0 \text{ [kg]} \quad \text{Cantidad de agua evaporada}$$

En el caso de que sea mayor que la límite,

$$Q_{net_{i,j}} = R_{net_{i,j}} - Q_{conv_{i,j}}$$

$$m_{evap_{r_{i,j}}} = Evap_{t_{i,j}} \cdot t \cdot A_r \cdot Densidad_{2_{i,j}} \quad \text{[kg]}$$

El caudal de agua de salida del radiador  $q_{sal_{r_{i,j}}}$  es nulo en este período, excepto a partir de dos horas antes del comienzo de cada día en que empieza a salir agua para ir llenando el depósito,  $q_{sal_{r_{i,j}}} = q_{vent} \cdot Densidad_{1_{i,j}}$   $q_{vent}$  se corresponde con el caudal volumétrico que recorre el circuito y es un dato proporcionado por SOLUCAR.

$$q_{vent} = 2941 \quad \text{[m}^3\text{/h]}$$

El caudal de salida del depósito y a su vez de entrada en el circuito de refrigeración  $q_{sal\_d_{i,j}}$  es nulo, por tanto el caudal de entrada al radiador  $q_{ent\_r_{i,j}}$  también lo es.

$$q_{ent\_r_{i,j}} = q_{sal\_d_{i,j}} = 0 \quad [kg/h].$$

Al no funcionar la planta, la potencia a disipar en el condensador  $P_{c_{i,j}}$  es nula y se cumple que  $h_{ent\_r_{i,j}} = h_{sal\_d_{i,j}}$ , términos de entalpía relativos a la entrada al radiador y a la salida del depósito.

También indicar que  $h_{ent\_d_{i,j}} = h_{sal\_r_{i,j}}$

- $IG_{i,j} > 1$ ,  $ID_{i,j} \leq 300$  Día y no funciona la planta

Se pliegan las lamas del radiador impidiendo la evaporación y cualquier intercambio de calor con el exterior. De este modo

$$Q_{net_{i,j}} = 0$$

$$m_{evap\_r_{i,j}} = 0$$

El caudal de agua de salida del radiador  $q_{sal\_r_{i,j}}$  es igual a  $q_{vent} \cdot \text{Densidad}_{1_{i,j}}$  siempre y cuando el volumen de agua contenida en el depósito  $V_{d_{i,j}}$  sea menor que su capacidad de  $40000 \text{ m}^3$ , si no dejaría de salir agua del radiador.

El caudal de salida del depósito y a su vez de entrada en el circuito de refrigeración  $q_{sal\_d_{i,j}}$  sigue siendo nulo, por tanto el caudal de entrada al radiador  $q_{ent\_r_{i,j}}$  también lo es.

$$q_{ent\_r_{i,j}} = q_{sal\_d_{i,j}} = 0 \quad [kg/h].$$

La planta no ha empezado a funcionar todavía por lo que la potencia a disipar en el condensador  $P_{c_{i,j}}$  es nula y se cumple que  $hent_{r_{i,j}}=hsal_{d_{i,j}}$ .

También indicar que  $hent_{d_{i,j}}=hsal_{r_{i,j}}$

- $IG_{i,j} > 1$ ,  $ID_{i,j} > 300$  Día y funciona la planta

Las lamas del radiador siguen plegadas impidiendo la evaporación y cualquier intercambio de calor con el exterior. De este modo

$$Q_{net_{i,j}}=0$$

$$m_{evap_{r_{i,j}}}=0$$

El caudal de agua de salida del radiador  $q_{sal_{r_{i,j}}}$  es igual a  $q_{vent} \cdot Densidad1_{i,j}$  siempre y cuando el volumen de agua contenida en el depósito  $V_{d_{i,j}}$  sea menor que su capacidad de  $40000 \text{ m}^3$ , si no dejaría de salir agua del radiador.

Al funcionar la planta el caudal de salida del depósito y a su vez de entrada en el circuito de refrigeración  $q_{sal_{d_{i,j}}}$  deja de ser nulo, tomando el siguiente valor

$$q_{ent_{r_{i,j}}} = q_{sal_{d_{i,j}}} = q_{vent} \cdot Densidad1_{i,j} \quad [kg/h].$$

Al entrar en funcionamiento la planta, existe cierta potencia a disipar  $P_{c_{i,j}}=95590407570 \text{ [J/h]}$  por lo que ahora se cumple que,

$$hent_{r_{i,j}} = \frac{P_{c_{i,j}}}{q_{sal_{d_{i,j}}}} + hsal_{d_{i,j}} \quad [J/kg]$$

También indicar que  $hent_{d_{i,j}}=hsal_{r_{i,j}}$

Hemos definido cada uno de los períodos en que dividimos el día y sus respectivas variables asociadas, ahora ya sólo queda terminar de definir algunas variables másicas y estaremos en disposición de afrontar los balances principales planteados al principio del apartado.

$$\begin{aligned}msal_{r_{i,j}} &= qsal_{r_{i,j}} \cdot t && [kg] \\msal_{d_{i,j}} &= qsal_{d_{i,j}} \cdot t && [kg] \\ment_{r_{i,j}} &= msal_{d_{i,j}} && [kg] \\ment_{d_{i,j}} &= msal_{r_{i,j}} && [kg] \\t &= 1 && [h]\end{aligned}$$

Comenzamos planteando el balance de masa y energía en el depósito

$$m_{d_{i,j+1}} - m_{d_{i,j}} = ment_{d_{i,j}} - msal_{d_{i,j}} \quad [kg]$$

$$m_{d_{i,j+1}} \cdot U_{d_{i,j+1}} - m_{d_{i,j}} \cdot U_{d_{i,j}} = ment_{d_{i,j}} \cdot h_{ent_{d_{i,j}}} - msal_{d_{i,j}} \cdot h_{sal_{d_{i,j}}} \quad [J]$$

Del balance de materia obtenemos la masa de agua del depósito en el instante j+1 que al introducirla en el balance de energía nos proporciona el valor de la energía interna en dicho instante. A partir de este valor determino el valor de la temperatura del agua del depósito en el instante estudiado y gracias a ésta calculo la entalpía a la salida del depósito

$$\begin{aligned}T_{d_{i,j+1}} &= T_d(f(U_{d_{i,j+1}})) \\hsal_{d_{i,j+1}} &= hsal_d(f(T_{d_{i,j+1}}))\end{aligned}$$

Una vez definido el depósito pasamos a analizar el radiador,

$$m_{r_{i,j+1}} - m_{r_{i,j}} = ment_{r_{i,j}} - msal_{r_{i,j}} - mevap_{i,j} \quad [kg]$$

$$\begin{aligned}m_{r_{i,j+1}} \cdot U_{r_{i,j+1}} - m_{r_{i,j}} \cdot U_{r_{i,j}} &= -Q_{net_{i,j}} \cdot eqt \cdot t \cdot A + \\ment_{r_{i,j}} \cdot h_{ent_{r_{i,j}}} - msal_{r_{i,j}} \cdot h_{sal_{r_{i,j}}} - mevap_{i,j} \cdot h_{evap_{i,j}} &\quad [J]\end{aligned}$$

Del balance de materia obtenemos la masa de agua en el radiador en el instante  $j+1$  que al introducirla en el balance de energía nos proporciona el valor de la energía interna en dicho instante. Si el valor obtenido es mayor que cero, a partir del resultado de la energía interna determino el valor de la temperatura del agua del radiador en el instante estudiado y gracias a ésta calculo la entalpía a la salida del radiador.

$$T_{r_{i,j+1}} = T_r(f(U_{r_{i,j+1}})) \quad [K]$$

$$hsal_{r_{i,j+1}} = hsal_r(f(T_{r_{i,j+1}})) \quad [J/kg]$$

Si en alguna de las horas estudiadas ( $j+1$ ) el valor de la energía interna fuera menor o igual que cero, sería un valor termodinámicamente imposible; lo que indica que se ha sobrepasado inferiormente la temperatura límite. En esta situación le damos a la temperatura del agua del radiador en el instante  $j+1$  el valor de la temperatura límite en el instante  $j$ ,  $T_{r_{i,j+1}} = T_{lim_{i,j}}$ , de esta manera podemos recalcular la energía interna.

$$U_{r_{i,j+1}} = U_r(f(T_{r_{i,j+1}})) \quad [J/kg]$$

$$hsal_{r_{i,j+1}} = hsal_r(f(T_{r_{i,j+1}})) \quad [J/kg]$$

Al completar los balances en el depósito, en el radiador y en el circuito de enfriamiento podemos afirmar que tenemos nuestro problema totalmente definido. Ya sólo nos quedaría analizar la evolución de las distintas variables para conocer la viabilidad de nuestro modelo.

#### 4.5.4 Cálculos

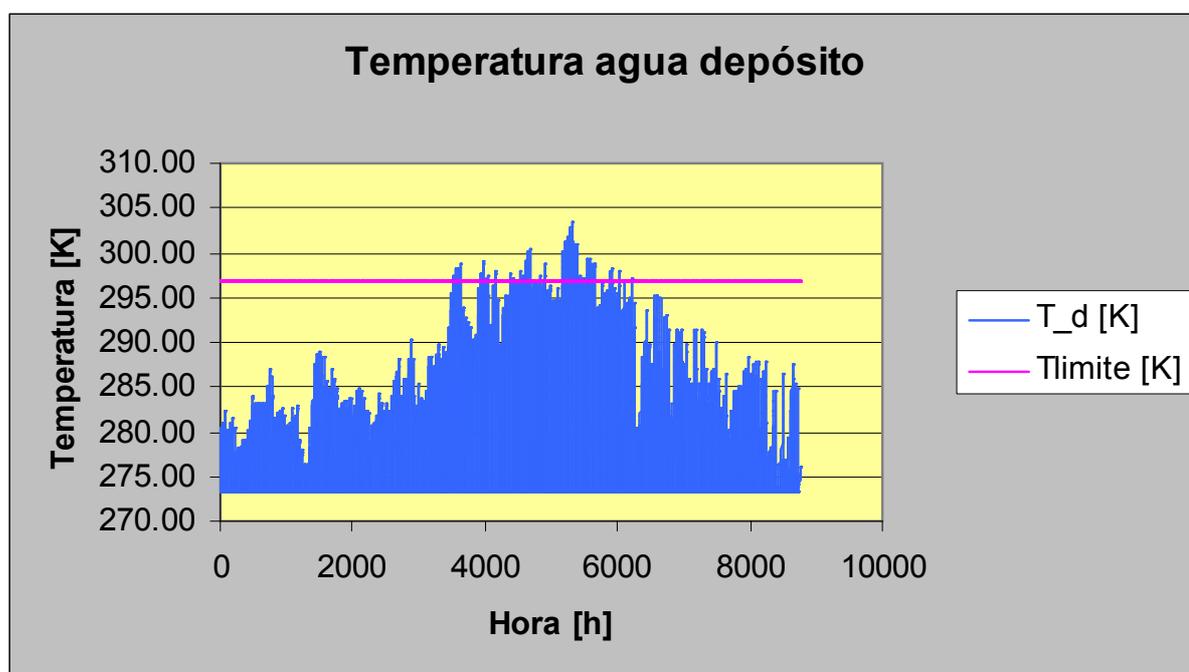
Para la resolución de los balances planteados en el apartado anterior hemos utilizado el programa de cálculos matemáticos MATLAB y el programa de resolución de ecuaciones energéticas EES.

Las ecuaciones principales han sido planteadas en MATLAB, realizando llamadas al EES para el cálculo de variables termodinámicas.

Todos los comandos y ecuaciones empleadas para la resolución de este problema se encuentran recogidos en el anexo al proyecto.

#### 4.5.5 Discusión de resultados

El modelo desarrollado a lo largo de este apartado, en el que incluíamos un radiador y un depósito de almacenamiento, constituye una alternativa para el análisis de la viabilidad de la implantación de un sistema de enfriamiento del condensador de una planta solar basado en el enfriamiento nocturno. Al igual que en el estudio llevado a cabo inicialmente, en el que se implicaba una balsa, debemos constatar, como paso previo a la evaluación del consumo de agua que se produce en el sistema, los valores de temperatura del volumen de agua contenida en el depósito, que a la postre son los que deben estar por debajo de la temperatura especificada para la entrada en el circuito de refrigeración y que posibilita el funcionamiento correcto de éste. Dicha temperatura límite es de 23.8 °C.



Gráfica 3. Temperatura del agua en el depósito

Al igual que ocurrió con el sistema basado en la balsa, existen ciertos instantes a lo largo del año en que la temperatura de entrada al circuito de enfriamiento es mayor que la fijada en la restricción, sólo que en este caso la incidencia es mucho menor. De hecho se incurre en este fallo únicamente en el 5.57% de las horas en que funciona la planta, siendo la temperatura máxima que se alcanza en esta situación de 303.32 K.

Esto indica la posibilidad de que, incluyendo algunas modificaciones al diseño establecido, se alcance, como primer paso, la viabilidad termodinámica del modelo.

Una de esas posibles modificaciones sería la de realizar una reposición de agua al radiador al final de cada día, de manera que se compensase el consumo de agua asociado a la evaporación. Para ello suponemos una fuente de suministro de agua, externa a nuestro sistema, a una temperatura aproximada de 288.15 K. De esta manera la masa de agua al principio de cada día sería constante e igual a  $m_{r(i,1)} = m_{rt} = V_r \cdot \text{Densidad} = 83734301.08 \text{ [kg]}$ .

Por otro lado la masa de agua necesaria para reponer al final del día (j=24) vendrá dada por la expresión:

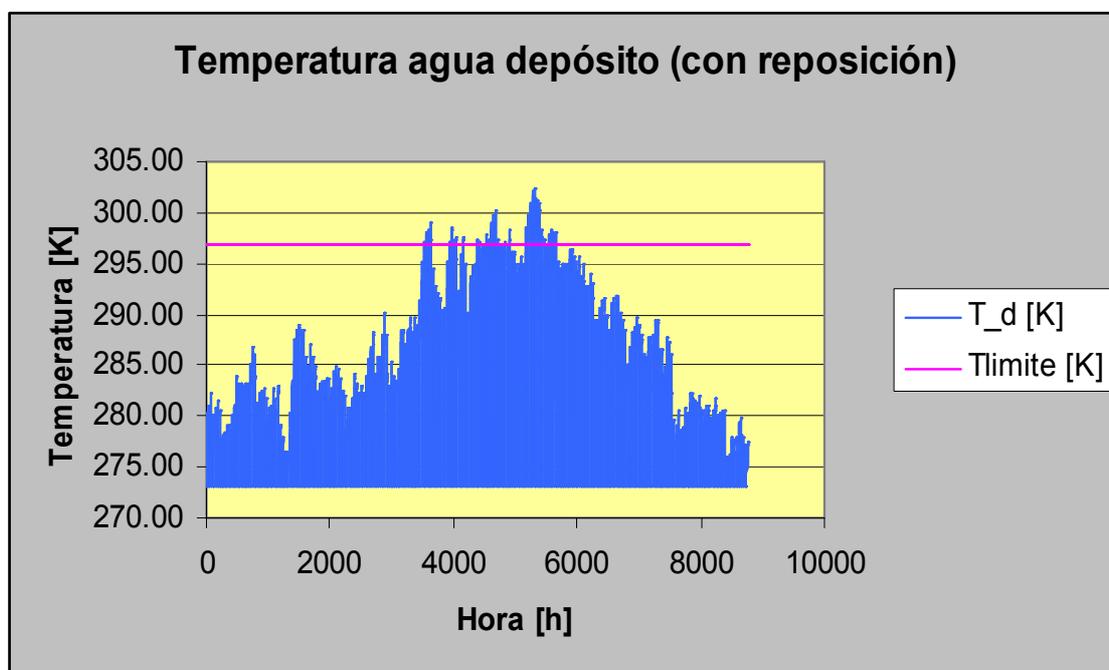
$$m_{\text{repos}_r(i,j)} = m_{rt} - m_{r(i,j+1)} - m_{d(i,j+1)}; \quad [\text{kg}]$$

Viéndose modificado el balance de energía [J] en el radiador para j=24 de la siguiente manera,

$$m_{r,i,j+1} \cdot U_{r,i,j+1} - m_{r,i,j} \cdot U_{r,i,j} = -Q_{\text{net},i,j} \cdot \text{eqt} \cdot t \cdot A + m_{\text{repos},i,j} \cdot h_{\text{repos},i,j} + m_{\text{ent},r,i,j} \cdot h_{\text{ent},r,i,j} - m_{\text{sal},r,i,j} \cdot h_{\text{sal},r,i,j} - m_{\text{evap},i,j} \cdot h_{\text{evap},i,j}$$

Siendo  $h_{\text{repos},i,j}$  un valor constante de 63011 [J/kg], correspondiente a la temperatura de 288.15 K.

Lamentablemente esta opción da unos resultados parecidos al modelo sin reposición, obteniendo un porcentaje de funcionamiento correcto del circuito de refrigeración del 93.69% y una temperatura máxima de entrada de 302.45 K.



Gráfica 4. Temperatura agua en depósito (con reposición)

A la vista de estos resultados, la reposición o no al final del día no influye en demasía en los valores de la temperatura del depósito.

Llegados a este punto optamos por la siguiente solución constructiva para obtener la viabilidad termodinámica que venimos buscando.

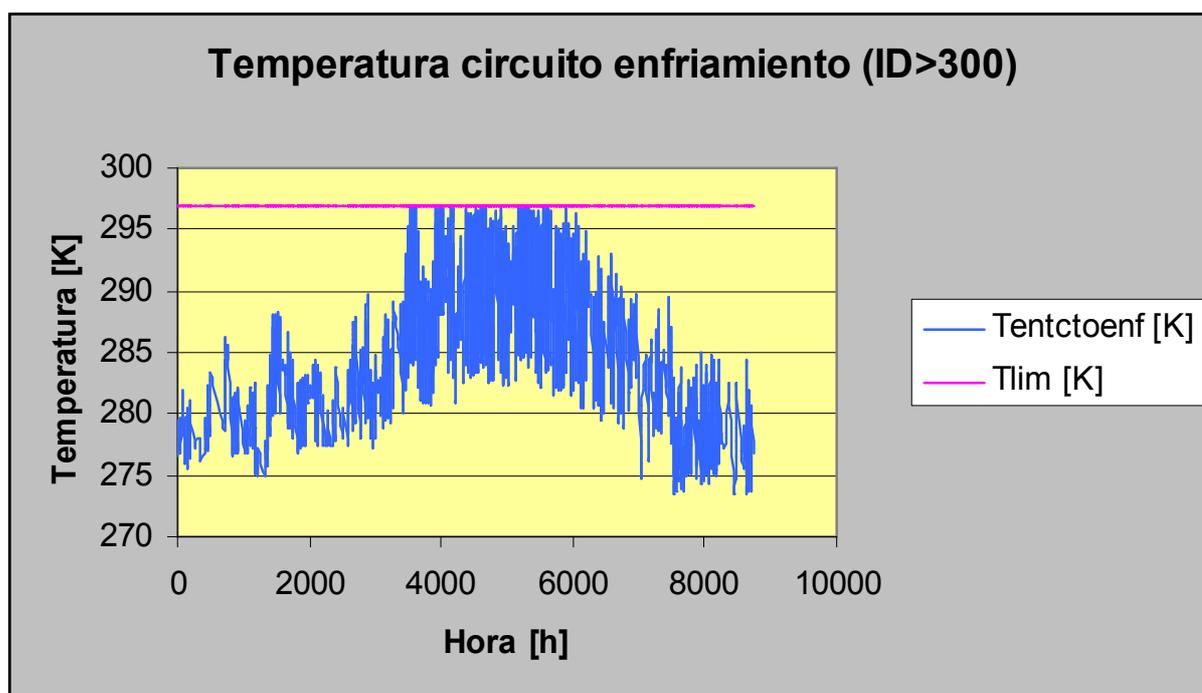
Esta solución consiste básicamente en recurrir a una fuente auxiliar de agua cuando, estando en funcionamiento la planta, la temperatura del agua en el depósito supera el límite establecido (296.95 K) para el correcto funcionamiento de la planta. De este modo se establecería un circuito de agua alternativo al de nuestro modelo que recorrería el sistema de enfriamiento del condensador sin afectar en gran medida al valor de las variables del sistema.

Es por ello que las condiciones del agua en este circuito no influye en nuestro modelo, aunque para tener una cuantificación de su efecto suponemos que tendrá una temperatura de unos 288.15 K.

Durante el funcionamiento del circuito auxiliar el caudal de salida del depósito sería nulo, al igual que el de entrada al radiador.

$$q_{sal\_d_{i,j}}=q_{ent\_r_{i,j}}=0$$

Una vez aplicada esta alternativa a nuestro modelo obtendremos los siguientes resultados.



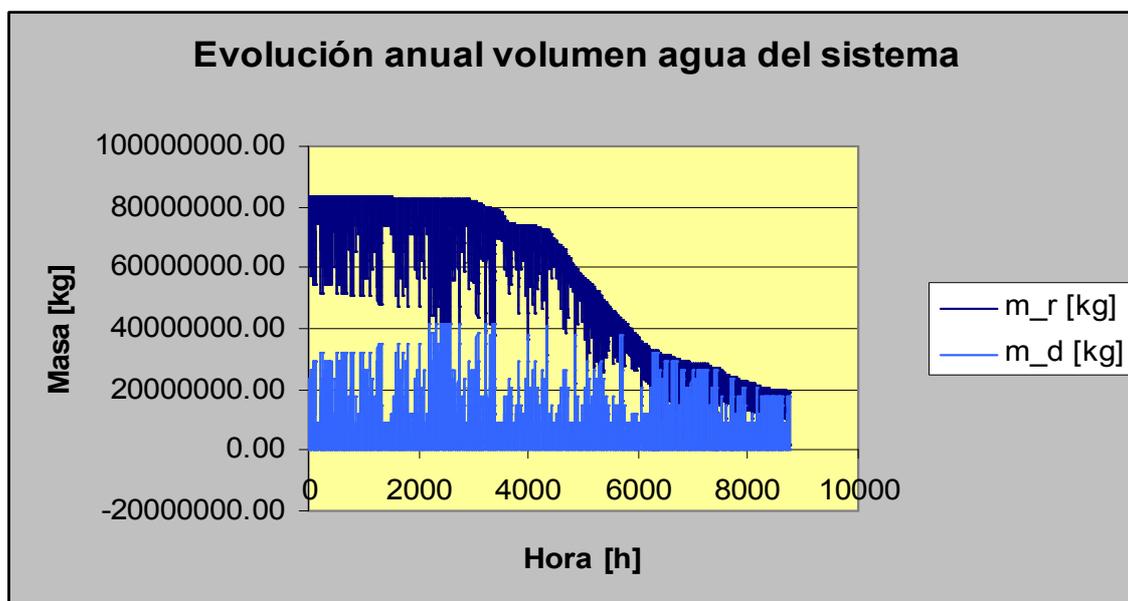
Gráfica 5. Temperatura agua entrada del circuito de enfriamiento

Hay que indicar que el sistema auxiliar sólo entra en juego en el 3.61% de las horas en que funciona la planta, siendo la temperatura máxima que se adquiere en el depósito de 298.15 K

Como puede apreciarse en la gráfica, cuando la planta está en funcionamiento ( $ID > 300$ ), la temperatura que recorre el circuito de enfriamiento no supera en ningún caso la temperatura límite establecida para la correcta actuación de dicho circuito.

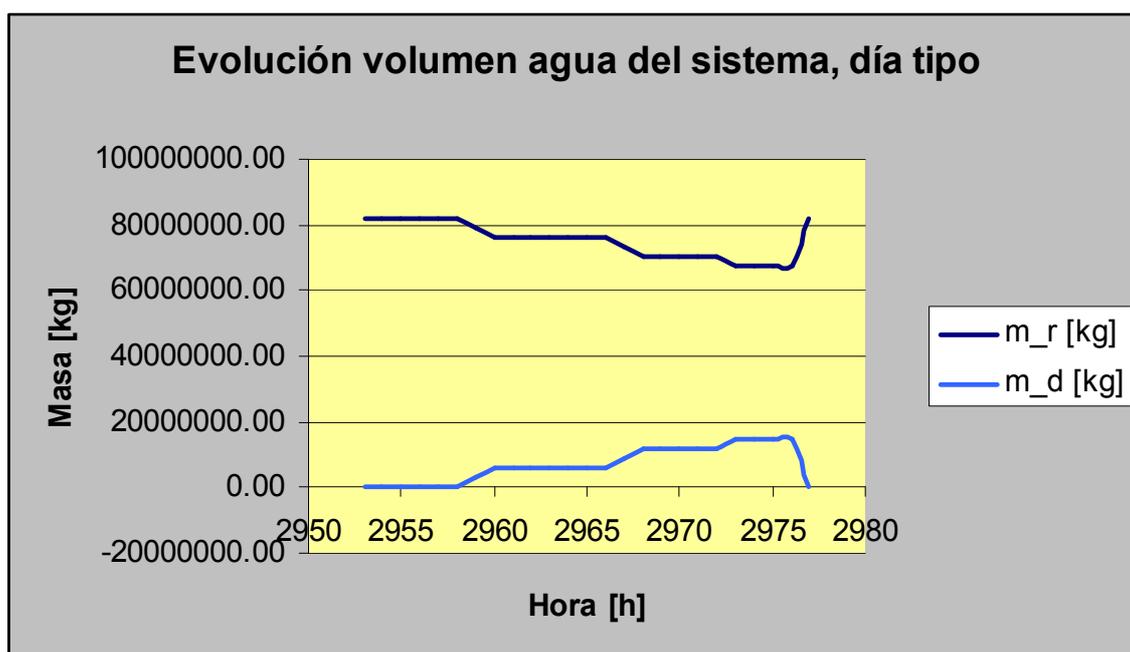
Es en este momento, en el que se han cumplido las restricciones termodinámicas del modelo, cuando podemos pasar a estudiar el consumo de agua de nuestro sistema.

En primer lugar mostramos la evolución del agua que recorre nuestro sistema repartida entre el radiador y el depósito de acumulación.



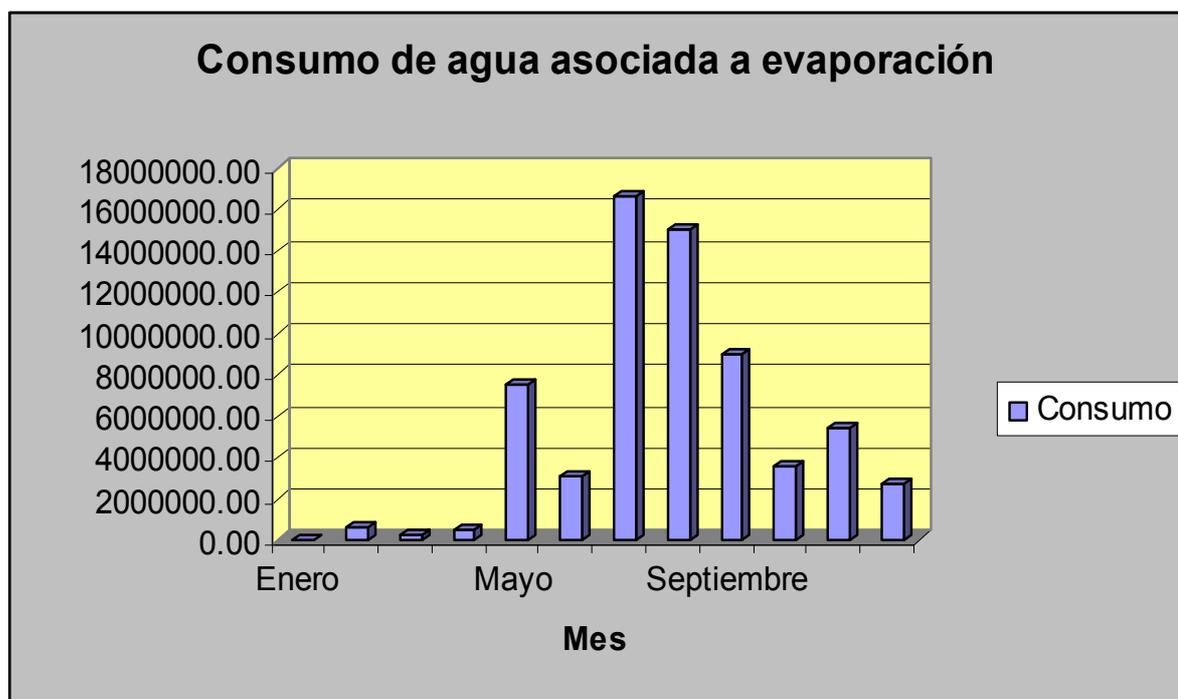
Gráfica 6. Evolución anual del volumen de agua del sistema

Para apreciar con mayor detalle esta evolución trazamos una gráfica para un día tipo, donde podemos ver que inicialmente el depósito se encuentra vacío y empieza a llenarse un par de horas antes de que se haga de día; los intervalos planos hacen referencia a los períodos en que funciona la planta ya que el mismo caudal con el que se llena el depósito se extrae hacia el circuito de enfriamiento. Al final del día se recoge toda el agua existente en el radiador.



Gráfica 7. Evolución del volumen de agua del sistema día tipo

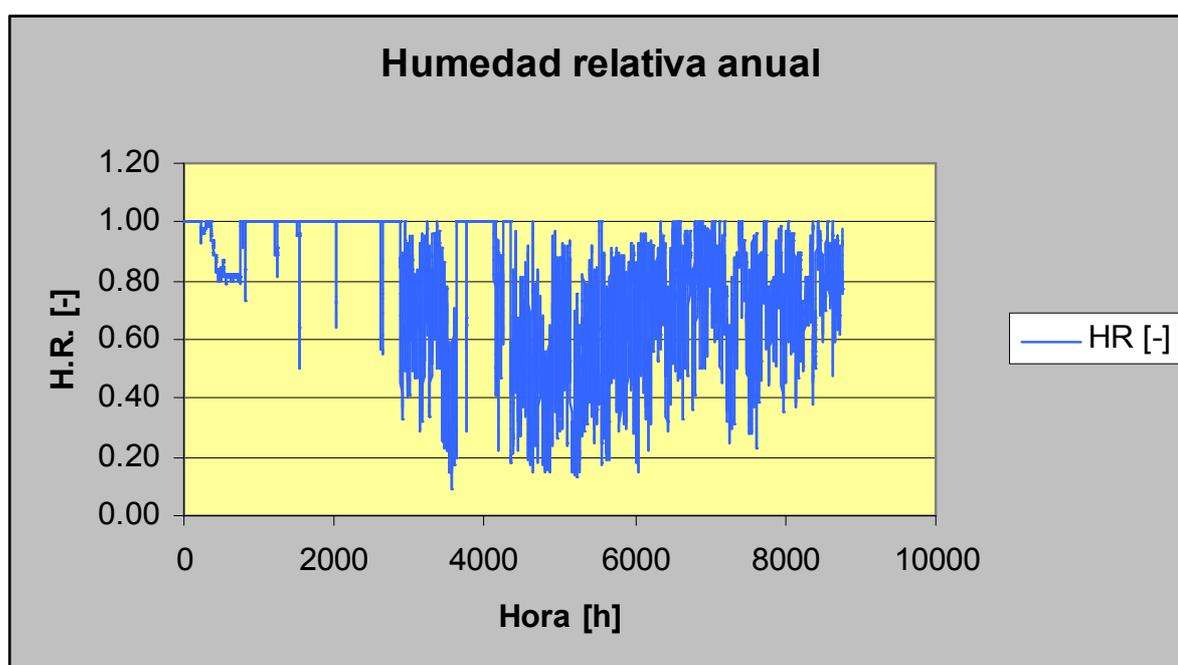
A continuación vamos a estudiar el consumo de agua que se produce en el modelo, asociado enteramente a la evaporación.



Gráfica 8. Consumo de agua asociada a evaporación

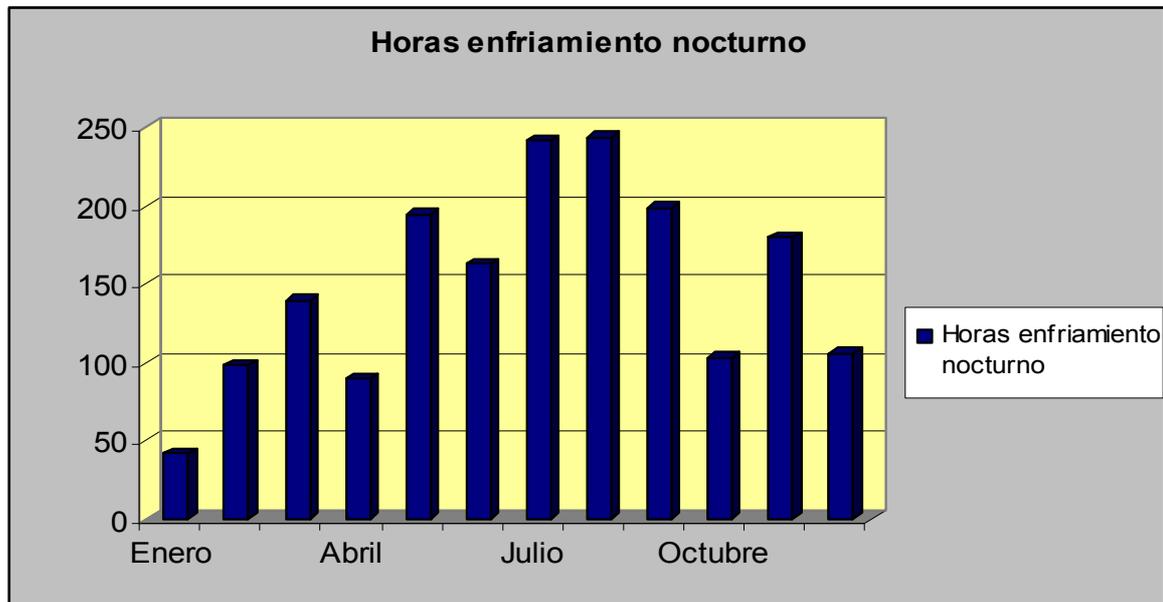
Como podemos apreciar en la gráfica, en los primeros meses del año el consumo de agua es muy limitado, obteniendo sus picos en los meses de julio y agosto y disminuyendo a medida que termina el año.

Hay que tener en cuenta que solo está medida la evaporación nocturna, ya que era el período del día en que las lamas estaban abiertas. Además hay que añadir la dependencia de la evaporación con la humedad relativa del aire exterior y la velocidad del viento, que junto con las situaciones en que se alcanzaba la temperatura límite de enfriamiento en el radiador y se plegaban las lamas explicarían algunos valores anómalos que aparecen como el bajo consumo en el mes de junio o el elevado de noviembre.



Gráfica 9. Humedad relativa anual

En la gráfica podemos comprobar como en el primer tercio del año los valores de humedad son muy altos, lo que justificaría el bajo consumo, de igual manera a final de año, la elevada pérdida de agua va asociada a bajos valores de humedad.



Gráfica 10. Horas de enfriamiento nocturno mensuales

Vemos la influencia de las horas de enfriamiento (laminas abiertas) en el radiador en el consumo, observando el alto número que acontece en Noviembre, y la relativa pequeña cantidad en Junio.

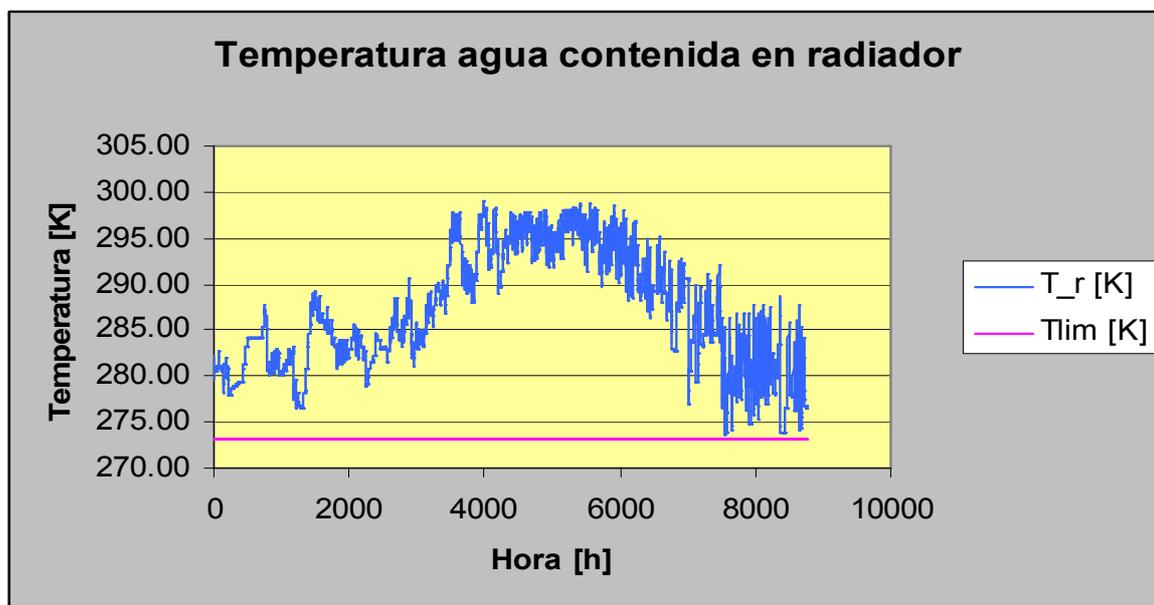
Una vez concluida estas explicaciones, pasamos a cuantificar el consumo total que se produce y que es igual a,

$$\text{Consumo total agua en radiador} = \sum mevap_{i,j} = 64463237.79 \text{ [kg]}$$

Puede comprobarse que este valor es correcto ya que coincide con la siguiente operación,

$$\begin{aligned} \text{Consumo total agua en radiador} &= m_{r,1} - m_{r,365,24} - m_{d,365,24} \\ &= 83734301.00 - 1625240.60 - 17645823.00 = 64463237.4 \text{ [kg]} \end{aligned}$$

Una vez descrito el consumo de agua del sistema de enfriamiento, pasamos a mostrar la evolución de otras variables de interés, como por ejemplo la  $T_r$ , cuyos valores nunca superan inferiormente el valor de 273.16, punto de congelación del agua.

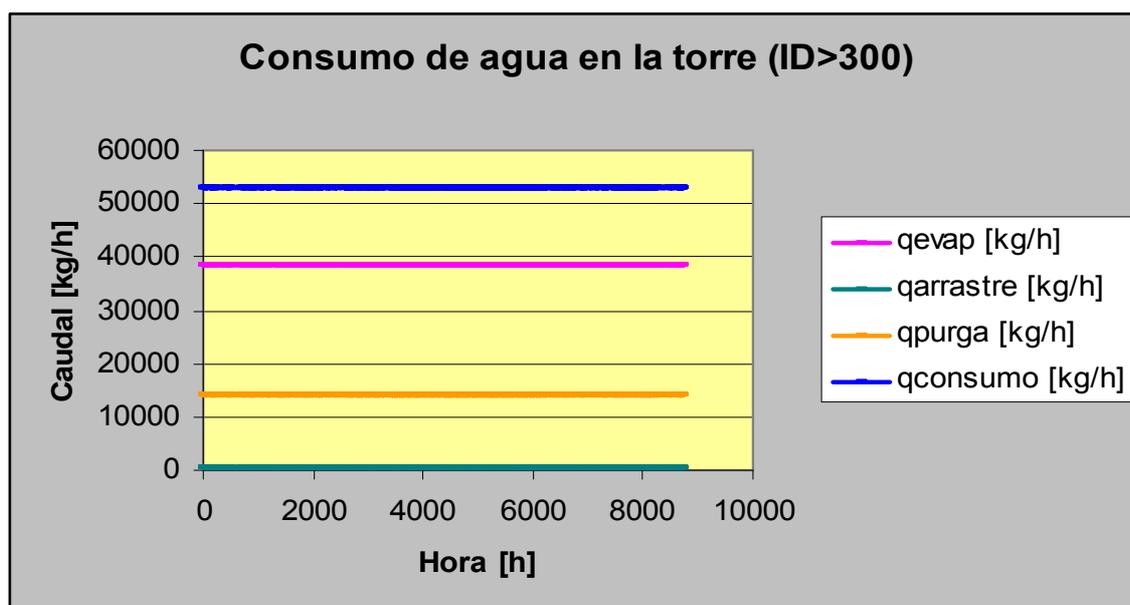


Gráfica 11. Temperatura del agua contenida en el radiador

El estudio de viabilidad que se desarrolla en este proyecto se completa planteando una comparación entre el consumo de agua obtenido para nuestro sistema de enfriamiento, con los valores relativos a otros sistemas. En este caso estamos en disposición de realizar dicha comparativa con un mecanismo de enfriamiento basado en una torre de refrigeración, ya que ésta es la tecnología que se emplea en la PS-10, planta solar de referencia de nuestro modelo.

El mecanismo de una torre de refrigeración ha sido explicado detalladamente en capítulos anteriores, estando el consumo de agua asociado a las pérdidas por evaporación, a las debidas al arrastre de gotas del aire saliente y a las purgas necesarias para mantener una calidad del agua aceptable.

Gracias a los datos aportados por SOLUCAR, podemos hacer la siguiente estimación de las pérdidas anteriormente mencionadas. Las pérdidas por evaporación serían un 1.31% del caudal que recorre la planta en las horas de funcionamiento, las debidas al arrastre de gotas un 0.01% de dicho caudal, y la purga un 36.36% del caudal evaporado. A partir de estos parámetros se estimaría el siguiente consumo de agua.



Gráfica 12. Consumo de agua en la torre en período de funcionamiento

El consumo total de agua durante el año tipo de estudio sería de 127160976.1 kg, en concreto un gasto un 97.26% mayor que el obtenido durante nuestro estudio. Hay que tener en cuenta que el valor del gasto relativo a la torre es aproximado aunque no deja de ser un indicador de la posibilidad y viabilidad de la implantación del sistema objeto de nuestro estudio. Aparte del parámetro relativo al consumo de agua y fuera del marco que engloba nuestro proyecto, habría que tener en cuenta la influencia de otras variables como serían el coste o los efectos ambientales, descritas de manera teórica en capítulos anteriores.