

## **1.Objeto y alcance del proyecto.**

### **1.1. Objeto.**

Se pretende realizar un estudio de viabilidad, tanto económico como tecnológico, para la posible implantación de un enfriador del aire de entrada a la turbina de gas de una planta de cogeneración situada en la localidad de San Roque (Cádiz), propiedad de la empresa INTERQUISA S.A, que pertenece a su vez al grupo CEPSA.

### **1.2. Alcance.**

Este proyecto tiene como objetivo no sólo la obtención de una solución óptima bajo consideraciones económicas y tecnológicas para la planta en estudio, sino servir también de análisis exhaustivo para los sistemas CTIAC (“Combustion Turbine Inlet Air Cooling”), estudiando todas las tecnologías ya consolidadas y otras de nueva implantación, de forma que el lector de este proyecto, conozca el amplio abanico de posibilidades diferentes que están disponibles cuando se pretende instalar un enfriador de aire para cualquier turbina de gas.

El estudio del caso concreto que es objeto del proyecto, no tiene que tomarse como un caso aislado, el desarrollo y razonamientos a seguir en el estudio de viabilidad, puede aplicarse en sus líneas generales a cualquier otro proyecto con una configuración diferente (ciclo simple, cogeneración, ciclo combinado), y en cualquier parte del mundo.

En ningún caso, las soluciones presentadas en este proyecto son las únicas posibles, la diversidad de instalaciones existentes y sus posibles combinaciones, hacen prácticamente imposible obtener aquella más favorable, esencialmente porque hay multitud de factores externos e incontrolables que afectan a estos sistemas (clima, precios de combustible, mercado de electricidad, legislación, etc...), y por tanto la solución óptima a día de hoy puede no serlo a medio o largo plazo. De todas formas la metodología a seguir no cambia y por tanto, puede emplearse para la búsqueda de nuevas y mejores soluciones.

Para todas las valoraciones económicas se han empleado valores de referencia válidos pero que pueden variar enormemente de unos fabricantes a otros incluso para el mismo equipo, en cualquier caso la consulta a fabricante debe ser la primera opción para la realización de un análisis económico, conservando los valores de referencia que se dan en este proyecto para comprobar la bondad o no de la oferta recibida.

### **1.3. Antecedentes.**

Interquisa S.A ya realizó en el año 2003 unos estudios preliminares para la implantación de un enfriador de aire para su turbina de gas, se pidió oferta a una compañía estadounidense pionera en la instalación de sistemas de Fog “niebla”, llamada MeeFog. Dicha compañía propuso una solución empleando uno de sus

sistemas, dicho informe aparece en la sección de Anexos, y cuando se estudie el sistema de Fog más adelante, se podrán comprobar las diferencias entre la oferta realizada y la que realmente necesitaba la planta.

Finalmente la oferta tenía un plazo de recuperación excesivo y se desechó su implantación.

Aunque la climatología en la localidad de San Roque (Cádiz) no es la mejor para la instalación de un enfriador de aire, sobretodo debido a la excesiva humedad ambiente, las temperaturas si son razonablemente altas durante el verano como para considerar la instalación de uno de estos equipos, sobre todo ahora que los precios del gas natural están al alza y no parece que vayan a disminuir a medio plazo. La potenciación de una turbina mediante este método no sólo resulta económicamente viable en la mayoría de los casos, sino que además puede contribuir a la disminución de gases emitidos a la atmósfera y a un mayor aprovechamiento energético de los recursos disponibles en la planta.

#### **1.4. Estructura del proyecto.**

Este proyecto se compone de dos partes bien diferenciadas, la primera parte consiste en un análisis teórico de los sistemas CTIAC, en donde se explica qué es un sistema CTIAC, como afecta al funcionamiento global de la turbina pero también a un posible ciclo combinado o caldera de cogeneración ligado a la turbina. Una vez se conocen los efectos de la implantación de un enfriador, se detallan cada una de las tecnologías existentes y más comunes de los enfriadores de aire. En cada punto se describe una tecnología diferente, explicando sus principios de funcionamiento básicos y características principales, destacando sus ventajas o desventajas frente a otros sistemas ya explicados anteriormente, asimismo aparecen condiciones de instalación y mantenimiento, de diseño y por supuesto económicas.

La segunda parte consiste en la aplicación práctica de la primera, para la búsqueda de soluciones posibles en el caso práctico de estudio, en este caso la planta de cogeneración propiedad de INTERQUISA S.A en la localidad de San Roque. En esta parte, se describe brevemente las características de la planta, tanto de la turbina de gas como de la caldera de recuperación, así como se detalla el proceso inicial de búsqueda de un modelo simplificado del conjunto turbina de gas y caldera, para estimar como responde los parámetros de funcionamiento ante la instalación de un enfriador de aire. La obtención de este modelo es fundamental como base para la realización de un estudio económico preliminar de cada uno de los sistemas CTIAC, finalmente las conclusiones reflejarán las soluciones obtenidas y las comparaciones entre cada una de las soluciones adoptadas.

# PARTE 1: ANÁLISIS TEÓRICO DE LOS SISTEMAS CTIAC.

## 2. Visión general de los sistemas CTIAC.

Aunque las turbinas de gas son buenas máquinas para la producción de electricidad, tienen una característica poco atractiva para los productores de electricidad, su potencia es altamente dependiente de las condiciones ambientales, particularmente la potencia puede disminuir drásticamente cuando la temperatura ambiente aumenta. Esto significa que los propietarios de estas plantas de potencia pierden la oportunidad de vender más energía eléctrica, justo cuando el incremento en la temperatura ambiente origina una mayor demanda de electricidad para la operación de los equipos de aire acondicionado, además, es durante estos periodos pico cuando los precios de la electricidad son más altos y por lo tanto las pérdidas resultan aun mayores.

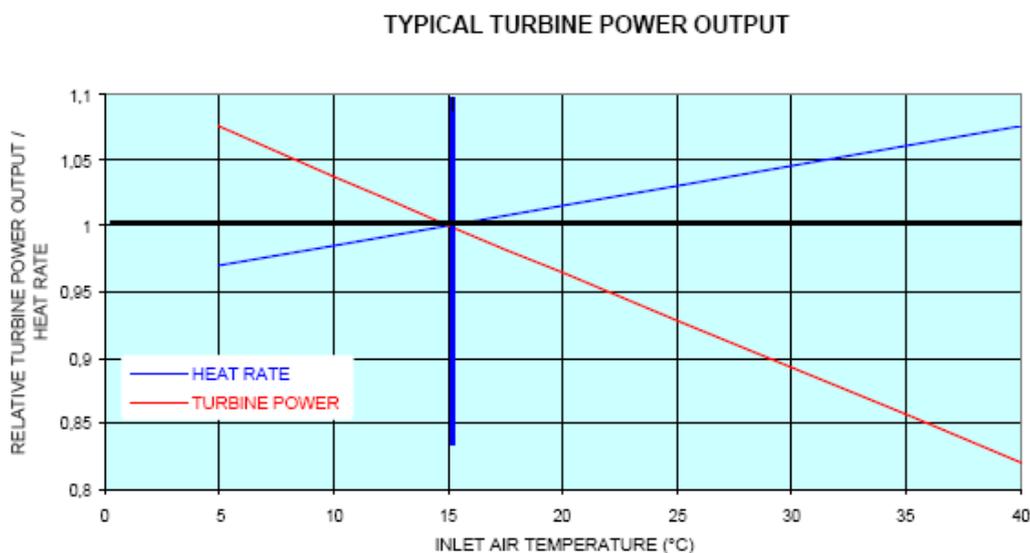


Fig 1. Corrección de Potencia-Heat Rate con la T<sup>a</sup> entrada al compresor

Como puede verse en la Fig 1 (línea roja), a medida que la T<sup>a</sup> ambiente aumenta, el factor de corrección para las condiciones ISO (15°C, 60%HR, 1bar a nivel del mar), disminuye. De esta forma una turbina de gas que en condiciones ISO o de diseño da una potencia nominal determinada pierde aproximadamente un 7% de dicha potencia cuando la temperatura aumenta unos 10°C, de 15°C a 25°C, cuando en verano la temperatura sube por encima de los 25°C, las pérdidas son todavía mayores, llegando incluso a un 15% de la potencia nominal a 36°C, temperaturas habituales en el verano español.

Pero un enfriador de aire no tiene por qué limitarse a recuperar dicha potencia nominal, sino que también es posible producir incluso más potencia de la nominal, enfriando el aire por debajo de los 15°C de condiciones ISO, circunstancia que puede ocurrir en invierno de forma natural, pero que podemos provocar a través del enfriador a lo largo de todo el año.

Este enfriamiento tiene límites, por una parte la limitación de potencia del alternador, y por otra la aparición de cristales de hielo a la entrada del compresor que puede provocar erosión y desgaste de los álabes, circunstancia por la cual en la práctica no se baja la  $T^a$  ambiente por debajo de los  $45^{\circ}\text{F}$  ( $7,2^{\circ}\text{C}$ ).

El aumento de potencia cuando disminuimos la temperatura de admisión, es perfectamente entendible si tenemos en cuenta que la disminución de temperatura provoca un aumento de la densidad del aire, por lo que para un caudal volumétrico constante, el flujo másico de aire aumenta. Como el dosado de la máquina es aproximadamente constante, el aumento del flujo de aire permite quemar más combustible y por lo tanto producir más potencia en la turbina.

Este efecto de aumento de potencia, justifica por si mismo la implantación de un enfriador del aire de entrada, y de hecho es la principal razón de su instalación, pero éste no es el único efecto que se produce. Atendiendo de nuevo a la Fig.1 anterior, la línea azul representa el "Heat Rate" o tasa de calor, que se define como el cociente entre el flujo de calor liberado por el combustible y la potencia eléctrica neta, en cada instante. Dicho valor conviene que sea lo más bajo posible, pues puede asimilarse a una forma de eficiencia energética de la turbina. De nuevo el aumento de temperatura no es beneficioso, pues aumenta también el Heat Rate, lo que nos quiere decir que para producir una potencia eléctrica fija, necesitamos más combustible cuando la  $T^a$  de admisión es más alta.

La disminución del Heat Rate es otro motivo para colocar un enfriador del aire de entrada, pero no hay que llevarse a engaño, el consumo de combustible no disminuye, lo normal es que aumente, pues al colocar el enfriador hemos aumentado significativamente la potencia entregada y por tanto, aunque el Heat Rate haya bajado, el consumo neto de combustible aumentará, pero no tanto como hubiera aumentado si el Heat Rate no hubiera disminuido.

El aumento de potencia y la disminución del Heat Rate son los dos efectos fundamentales a considerar cuando colocamos un enfriador para una turbina que trabaja en un ciclo simple. Pero si la turbina está funcionando en una planta de cogeneración o en un ciclo combinado, habrá que tener en cuenta también que es lo que ocurre con la energía de escape de la turbina (gasto de gases "Exhaust flow" y  $T^a$  salida de gases). Pues estos parámetros determinan la cantidad de vapor que se pueda producir en la caldera de recuperación.

La Fig.2 siguiente es un ejemplo de curva de corrección de los parámetros de la turbina respecto a las condiciones de diseño o ISO, que cualquier fabricante de turbinas proporciona, de hecho es igual a la Fig.1 anterior pero ahora se incluye la variación del flujo de gases y la  $T^a$  de salida de los mismos.

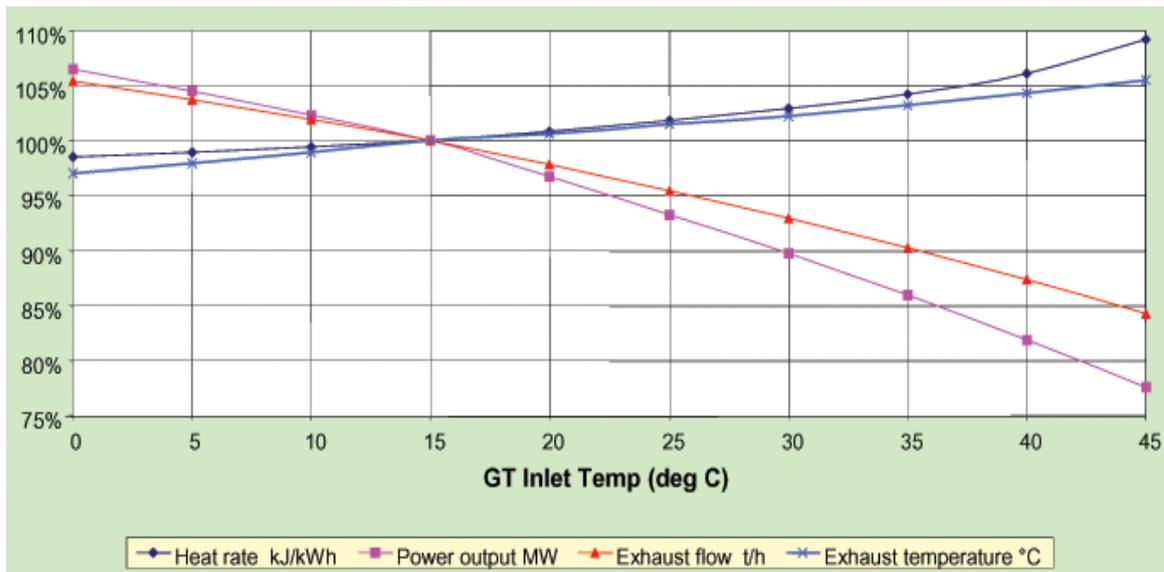


Fig 2. Curvas de corrección condiciones ISO con la T<sup>a</sup> admisión al compresor.

Como puede observarse, el aumento de T<sup>a</sup> de admisión conlleva que el flujo de salida de gases disminuya y la T<sup>a</sup> de salida aumente, y al contrario si la T<sup>a</sup> de admisión va disminuyendo.

La energía disponible en el escape de la turbina de gas es igual al producto del flujo de gases por el coeficiente de calor específico a presión constante y por la T<sup>a</sup> de salida de los gases.

$$E_{disp} = m_g C_p T_{sal}$$

El coeficiente C<sub>p</sub> es función de la temperatura, pero para el rango de variación de temperaturas que se van a producir (±20°C) la variación de este coeficiente no es del todo importante.

Si la T<sup>a</sup> de admisión aumenta desde 15°C a 35°C, el flujo de gases desciende un 10% respecto a las condiciones nominales, mientras que la T<sup>a</sup> de salida aumenta un 4%, por tanto considerando la energía disponible, esta disminuye al aumentar la temperatura y por lo tanto es lógico pensar que la producción de vapor en la caldera de recuperación se verá también perjudicada.

Las consideraciones a este respecto en el caso de enfriamiento de la T<sup>a</sup> de admisión son las contrarias, la energía disponible en el escape de la turbina aumenta y por lo tanto las prestaciones de la planta de cogeneración o ciclo combinado deben también mejorar. Aunque en este caso cabe hacer alguna consideración, si la T<sup>a</sup> de salida de gases baja mucho puede perjudicar la producción de vapor a alta presión y su recalentamiento, pues puede no existir salto suficiente o el pinch point de la caldera bajar excesivamente. Por estas razones habría que estudiar como varía el diagrama T-Q de la caldera en las nuevas condiciones.

De todas formas, para la temperatura límite de enfriamiento que se ha estimado en unos 7°C, la disminución de la Tª de salida de gases es sólo de un 2-3% como máximo, y no debe perjudicar la producción en la caldera de recuperación.

En resumen, los beneficios de implantar un sistema CTIAC, son:

- Aumento de la potencia eléctrica obtenida
- Disminución del Heat Rate, lo que supone una utilización más eficiente del combustible.
- Aumento de la energía disponible en el escape de la turbina, lo que supone un aumento de prestaciones en plantas de cogeneración y ciclos combinados.

Naturalmente, la incorporación de estos sistemas de enfriamiento también conllevan algunos inconvenientes, aparte del coste directo y de operación y mantenimiento del equipo. Desde el punto de vista de las prestaciones de la turbina, al colocar un equipo de enfriamiento en la entrada de la turbina puede producirse una pérdida de presión en la admisión, lo que penaliza la potencia y el Heat Rate, afortunadamente los diseños de estos equipos han evolucionado para minimizar en lo posible estas pérdidas de presión, y actualmente la disminución de potencia por este aspecto es muy pequeña en comparación con los beneficios del enfriamiento.

A la hora de obtener la solución más óptima, hay que realizar un análisis económico completo, aun así existen ciertos condicionantes que pueden hacer que la solución adoptada no sea la más adecuada a medio o incluso corto plazo, como son los precios de la electricidad o los precios de los combustibles como el gas natural, siendo este factor el más influyente en la rentabilidad de estos proyectos.

Existen también otros condicionantes que pueden obligar a no tomar la solución más económicamente óptima, como puede ser la disponibilidad de servicios auxiliares: agua desionizada, vapor a determinadas presiones, o incluso lo que resulta evidente, espacio físico en la planta para colocar los nuevos equipos, este problema puede ser especialmente delicado en el caso de que el enfriador se coloque como una mejora a la turbina de gas ya existente y no lo es tanto si el equipo de enfriamiento se instala al mismo tiempo que la turbina de gas.

Otro factor bastante influyente, es la seguridad o el riesgo que se quiera tomar, algunos sistemas CTIAC requieren modificaciones en los filtros, secciones de salidas de humos, o simplemente conllevan un mayor número de equipos trabajando, aunque la tecnología para estos sistemas está suficientemente probada, es evidente que a mayor complejidad del sistema mayor riesgo de posibles averías que paralicen el sistema de enfriamiento o incluso obligar a una parada imprevista de la turbina. Incluso la mayor complejidad del sistema puede obligar a disponer de personal más cualificado, lo cual supone una inversión adicional en nuevo capital humano o en formación del existente.

Resulta evidente a la vista de lo anterior que el diseño y optimización de un sistema CTIAC, está sujeto a múltiples condicionantes, muchos de los cuales son incluso difíciles de cuantificar. En los próximos apartados se realiza un acercamiento exhaustivo a las tecnologías utilizadas en los sistemas CTIAC, así como consideraciones económicas y tecnológicas a tener en cuenta.

### 3. Enfriadores evaporativos de medio húmedo.

#### 3.1. Introducción a los enfriadores evaporativos.

Los enfriadores evaporativos se caracterizan por la utilización de agua para el enfriamiento del aire de entrada a la turbina. El aire ambiental generalmente no saturado se pone en contacto con agua antes de la entrada al compresor, el agua absorbe calor procedente del aire y se evapora, por lo que el aire se va saturando de humedad pero simultáneamente se va enfriando. Este proceso transcurre a lo largo de la línea de entalpía constante (o temperatura de bulbo húmedo constante). Dicho proceso puede verse en el siguiente diagrama psicrométrico.

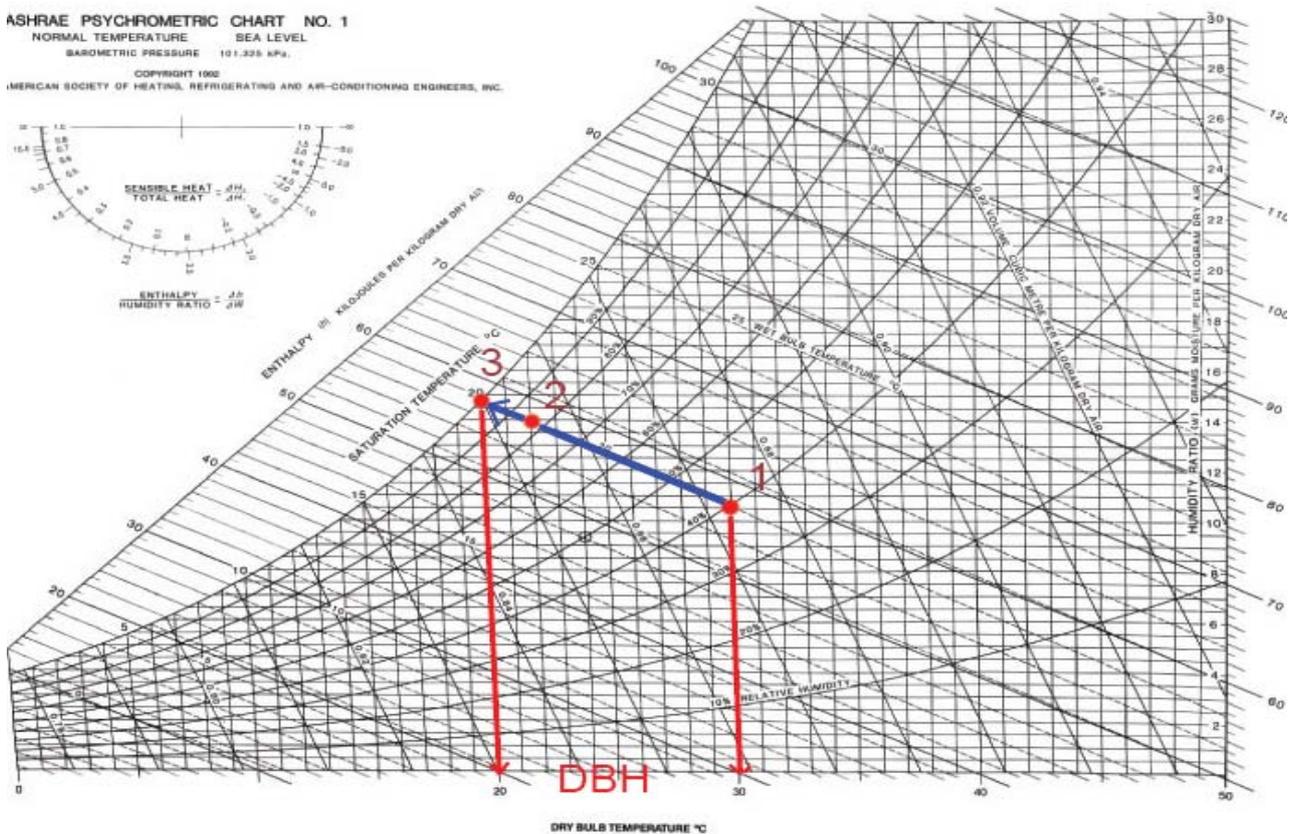


Fig 3. Evolución del aire de entrada con un enfriador evaporativo

Como puede verse en la Fig 3 , el aire de entrada (punto 1) evoluciona según la línea de entalpía constante (línea azul), absorbiendo humedad y bajando su temperatura en el proceso, el cual puede continuar hasta alcanzar la línea de saturación y su correspondiente  $T^a$  de bulbo húmedo (punto 3). Como puede verse, el máximo enfriamiento que puede alcanzar el aire corresponde a la diferencia entre la temperatura de bulbo seco y la de bulbo húmedo correspondiente, también llamada **DBH** “Depresión de bulbo húmedo”.

Por tanto queda de manifiesto que el máximo enfriamiento que puede proporcionar un sistema CTIAC que funcione con enfriamiento evaporativo, es totalmente dependiente de las condiciones ambientales de entrada, y muy especialmente de la humedad.

Así las máximas DBH se consiguen en climas calurosos y secos, pero difícilmente es posible alcanzar temperaturas del aire por debajo de 10°C en estos sistemas, de hecho es práctica usual no tener en funcionamiento ningún sistema evaporativo por debajo de los 12-10°C de temperatura de bulbo seco, pues el posterior enfriamiento además de adición de humedad aumenta el riesgo de aparición de hielo en la entrada al compresor.

Necesariamente el enfriador evaporativo no tiene porque dejar al aire de salida en condiciones de saturación, sino que puede dejar el aire de salida en un punto anterior como el punto 2 de la figura. Esto puede ocurrir frecuentemente y no por elección propia, sino por limitación de la tecnología del enfriador y del espacio disponible en la turbina. Hay que considerar que el proceso evaporativo conlleva un tiempo de residencia determinado para su realización, de hecho cuando el aire está seco (baja humedad) capta la humedad rápidamente, pero a medida que se va acercando a la saturación, el absorber más humedad conlleva más tiempo, y todo ello en el reducido espacio que supone la caja de admisión de la turbina. Por esto no es extraño que un enfriador evaporativo no alcance completamente la saturación y se quede en un punto tal que el 2 del diagrama anterior.

Ante esta posibilidad se define la **efectividad** del enfriador evaporativo como:

$$Efectividad = \frac{T_{1DB} - T_{2DB}}{T_{1DB} - T_{1WB}} = \frac{T_{1DB} - T_{2DB}}{DBH}$$

Donde:

- $T_{1DB}$  es la temperatura de bulbo seco del aire de entrada.
- $T_{2DB}$  es la temperatura de bulbo seco del aire de salida (tras el enfriamiento evaporativo)
- $T_{1WB}$  es la temperatura de bulbo húmedo correspondiente a las condiciones del aire de entrada.

La efectividad del enfriador es una medida de cómo de cerca es capaz de dejar la temperatura del aire de salida próxima a la de bulbo húmedo correspondiente. De hecho si el enfriador logra saturar completamente el aire, la temperatura alcanza la de bulbo húmedo y la efectividad es 1.

Dependiendo del sistema de enfriamiento evaporativo del que se disponga, la efectividad suele estar desde 0,85 hasta 1, aunque la tecnología del enfriamiento evaporativo está ya consolidada y suficientemente probada, los últimos esfuerzos estaban dirigidos a aumentar la efectividad, pero sin aumentar de forma significativa las pérdidas de carga en la admisión.

La adición de humedad al aire por parte de este tipo de enfriadores, favorece a las emisiones de la turbina, ya que disminuye la cantidad de  $NO_x$  en los gases de escape. En lo referente a factores económicos, hay que mencionar que los sistemas de enfriamiento evaporativo, son los más baratos que existen tanto en costo de instalación como en operación y mantenimiento, ya que emplean poca cantidad de equipo y con poca innovación tecnológica (bombas de agua a alta presión) a lo sumo. Naturalmente como las temperaturas que pueden alcanzar no suelen ser muy bajas

(no pueden llegar a los 45°F (7,2°C)), los beneficios del enfriamiento son también menores y muy dependientes de las condiciones ambientales, aun así, incluso en climas ligeramente húmedos, su bajo coste inicial y de operación los hace rentables en un corto periodo de tiempo.

Aunque estos sistemas resultan ideales en zonas calurosas y secas (p ej Oriente Medio), hay que recordar que estos sistemas utilizan fundamentalmente agua, y en estas zonas el agua puede ser un bien escaso y caro.

En los apartados siguientes se comentan con profundidad los sistemas evaporativos más utilizados: Medio húmedo y Sistemas de Niebla o más comúnmente llamados por su terminología inglesa, sistemas de "Fog".

Muchos autores incluyen también en este conjunto a los sistemas de Compresión húmeda, a los que comúnmente se les llama "Overspray" o "High Fog", ya que comparte con los dos primeros el mismo principio de enfriamiento evaporativo, pero su concepción totalmente diferente, su especial tecnología y su poca dependencia ambiental, hace que deban ser considerados separadamente de aquellos enfriadores netamente evaporativos.

### **3.2.Descripción y funcionamiento.**

Los enfriadores evaporativos de medio húmedo, usan un material que puede ser tanto de celulosa como de fibra de vidrio, este material se dispone por capas y formando canales internos entre cada capa. En la figura siguiente aparece una sección de este material, en esta caso de celulosa, donde se pueden apreciar claramente las capas y los canales.

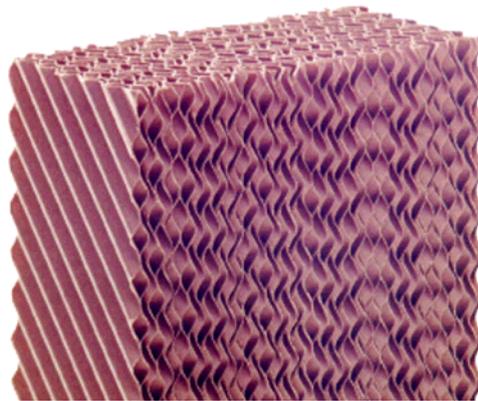


Fig.4 Sección de un medio húmedo de celulosa

Este material constituye un sistema pasivo que se coloca en la trayectoria de paso del aire, en la parte superior, un colector de distribución vierte agua sobre la parte superior del medio, el agua se distribuye a baja presión y realiza su recorrido a través del medio por gravedad, a medida que el aire pasa por los canales absorbe la humedad y reduce su temperatura, estos canales están separados alternativamente en canales para agua y para aire, de forma que el aire pueda pasar con una mínima pérdida de carga y además la transferencia de calor sea eficiente, especialmente porque el medio húmedo proporciona una gran superficie de transferencia.

El agua que no es evaporada, cae del medio húmedo a un depósito de recogida, donde una bomba lo elevará de nuevo a la cabecera de distribución del dispositivo.

El medio húmedo, el colector de distribución, el depósito de recogida y la bomba de impulsión son los elementos principales para el funcionamiento de este tipo de enfriadores, pero no son los únicos dispositivos, como puede verse en la siguiente figura, es necesario introducir otros elementos de seguridad, para disminuir en la medida de lo posible el principal problema de estos equipos, el arrastre de agua.

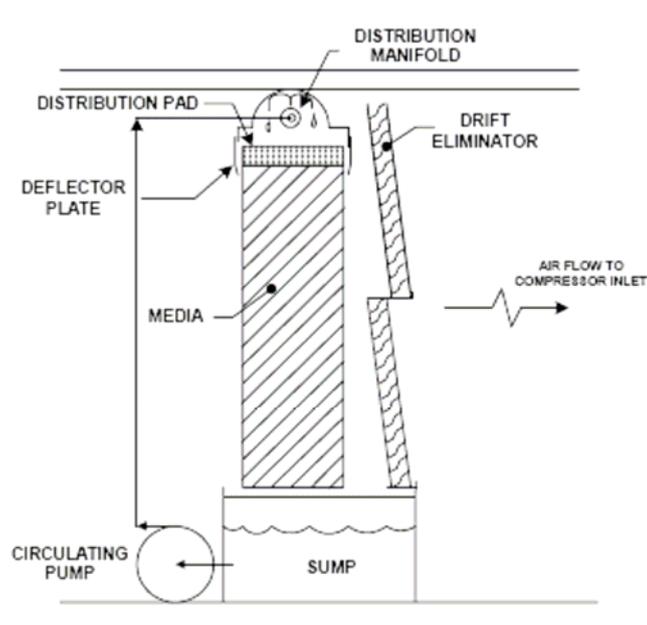


Fig.5 Sección de un enfriador de medio húmedo.

En función de la velocidad de paso de aire, el arrastre de agua puede llegar a ser un problema, debido a que el agua no se distribuye atomizada, existe riesgo de que altas velocidades del aire, arrastren gotas del medio o incluso de la salida del colector de distribución hacia el compresor, lo cual supone un problema pues dichas gotas pueden dañar a los álabes del compresor por impacto.

La primera clave para reducir el arrastre es el propio diseño del medio, los canales del medio se alternan para agua y aire, esta separación de flujos es la clave para disminuir el arrastre. En segundo lugar para evitar la entrada de agua directamente desde la distribución de agua, se colocan unas pantallas deflectoras en la parte superior. Por último se coloca tras el medio un eliminador de goteo, para acabar totalmente con el arrastre, aunque este equipo causa una pérdida adicional de carga e incrementa el coste total del equipo, se coloca en aras de la seguridad.

### **3.3.Circuito de agua.**

Una de las ventajas de los enfriadores de medio húmedo es que pueden utilizar agua potable, lo que resulta en un costo de operación mucho menor a por ejemplo los sistemas de Fog, que necesariamente deben utilizar agua desionizada, pero la utilización de agua potable conlleva otra serie de actuaciones a realizar.

A medida que el aire pasa a través del medio húmedo, evapora agua pura, como el agua potable lleva disueltas sales y suciedad, es el agua de retorno al depósito de recogida el que se lleva dichas sustancias disueltas, más aún el medio húmedo actúa también como un limpiador del aire de entrada, y el agua de retorno al depósito puede llevarse también aquella suciedad que no se haya eliminado en el filtro del aire. Si el ciclo de agua funciona como un circuito cerrado, la suciedad y las sales se concentrarán en el depósito, pudiendo posteriormente bloquear tuberías, válvulas y los orificios de distribución.

Otro fenómeno indeseable puede ser el crecimiento de microorganismos en el depósito, aunque el agua del depósito no tiene que encontrarse a alta temperatura (suministro de la red si es potable), es posible el desarrollo de bacterias que hay que evitar.

Por todo ello el circuito de agua, incorpora en el depósito tuberías para drenaje y para purga de agua. La purga es un mecanismo de control para la acumulación de suciedad, sales disueltas y microorganismos.

En la siguiente figura aparece un esquema típico de control para la realización de la purga.

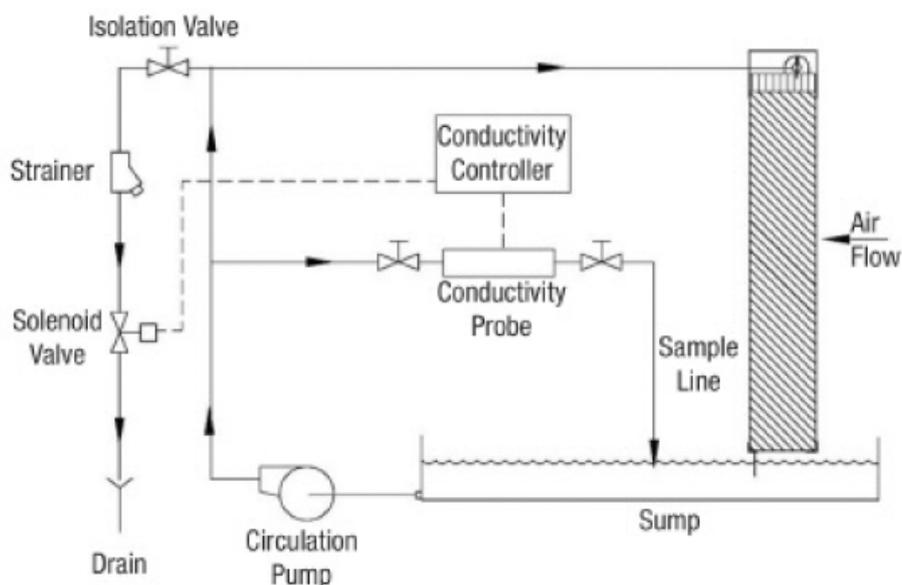


Fig 6. Control típico de purga usando un medidor de conductividad.

En la figura puede verse que se coloca una línea de purga discontinua en la impulsión de la bomba de agua, asimismo se dispone otra línea que pasa por un medidor de conductividad, éste mide la conductividad del agua, que es bien sabido aumenta con la concentración de sólidos disueltos, cuando alcanza un valor límite, abre una válvula de solenoide y expulsa agua por el drenaje. Simultáneamente el agua de reposición o maquillaje (“make-up water”) debe aumentar no sólo para sustituir el agua evaporada

por el aire en el medio húmedo, sino también estos caudales de purga, con el fin de mantener unos niveles dentro de control del depósito.

Otra alternativa a este sistema de purgas discontinuas, sería el vaciado periódico de toda el agua del depósito y el posterior llenado con agua limpia, este proceso se puede realizar de forma automática con un temporizador o con un controlador de conductividad. Este procedimiento está indicado en los dos casos extremos, en aquellos donde existe mucha suciedad y hay que eliminarla del depósito muy regularmente, y en aquellos casos donde el agua es muy limpia y apenas hay necesidad de purga.

En lo que se refiere a los microorganismos, si el sistema de purgas se mantiene apropiadamente, no es necesario efectuar tratamiento químico. De hecho gran parte de estas sustancias pueden dañar al medio húmedo, generando un problema mayor al que se quiere solucionar, además la mayor parte de fabricantes de turbinas no aprueban el uso de biocidas, porque no hay suficiente experiencia en cómo estas sustancias pueden afectar a componentes sensibles de la turbina, algunos biocidas oxidantes podrían deshacer el material del medio y oxidar partes del enfriador.

El crecimiento de algas es raro en estos sistemas, sobre todo porque no suelen estar expuestos a la luz, y por lo tanto las algas no pueden crecer. Las bacterias si pueden crecer en la oscuridad si hay suficiente nutrientes y humedad, para controlarlo se debe utilizar la purga mencionada anteriormente, además para prevenir su crecimiento, la bomba de agua debe ser desconectada una media hora antes de cualquier parada de la turbina, esto secará completamente el medio y no contribuirá a un mayor crecimiento de las bacterias.

### **3.4. Parámetros de funcionamiento.**

#### **3.4.1. Efectividad (o eficiencia)-Pérdidas en la admisión.**

Como se mencionó en el apartado 2.1.1, la efectividad es una medida de cuanto podía aproximarse la temperatura del aire de salida a la temperatura de bulbo húmedo correspondiente a las condiciones de entrada. En general los enfriadores evaporativos de medio húmedo tienen eficiencias por debajo de la unidad, es decir el aire de entrada nunca llega a saturarse del todo.

Estos equipos no sólo se utilizan en sistemas CTIAC, sino en una amplia gama de equipos de acondicionamiento de aire, por lo que las eficiencias varían en un amplio rango. Como referencia, en turbinas las efectividades de estos equipos oscilan entre 0,85 y 0,93.

Aunque los medios están diseñados para realizar una transferencia de calor y masa eficiente gracias a su gran superficie de transferencia, el agua sólo adquiere humedad durante el paso a través del espesor del medio, y por lo tanto para una velocidad de paso del aire concreta, el tiempo de residencia está limitado. Si se quiere aumentar la efectividad simplemente habrá que aumentar el espesor del medio, lamentablemente la efectividad no aumenta proporcionalmente con el espesor sino exponencialmente,

esto es debido a que un aire ya próximo a la saturación, necesita más tiempo de residencia (espesor) para seguir aumentando su humedad.

La razón de que los medios húmedos para turbinas no alcancen más de 0,93 de efectividad, es que el aumento de espesor requerido, genera unas pérdidas de carga en la admisión y por lo tanto una pérdida de potencia que puede ser mayor que el beneficio por descenso de temperatura. Además un medio con mayor espesor resulta más caro, tanto de adquirir como de operar y mantener.

Una efectividad por debajo de 0,85, supone para unas pérdidas de admisión pequeñas, desaprovechar capacidad de enfriamiento, especialmente si ya el clima es ligeramente húmedo.

En las figuras siguientes aparecen lo anteriormente comentado, la dependencia de la efectividad y pérdidas de carga en la admisión con el espesor del medio húmedo.

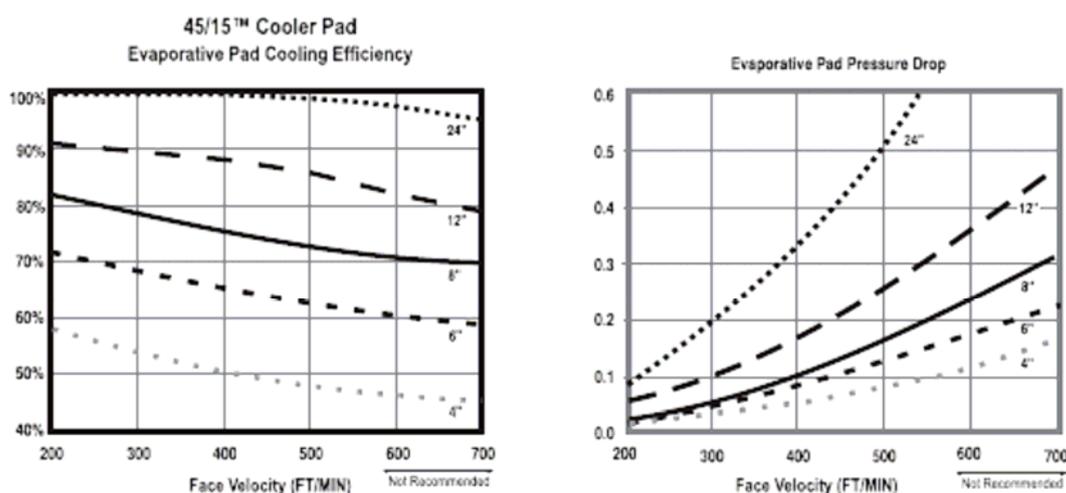


Fig 7. Efectividad y pérdidas de presión en función de espesor del medio y velocidad del aire.

Estas gráficas corresponden a un fabricante americano de medios húmedos para conversión de unidades al SI:

- 1" (inch) = 0,0254 m
- 1 ft = 0,3048 m

La pérdida de presión viene dada en pulgadas de columnas de agua ("inch wg"), y la efectividad en %, dividiendo por 100 se tiene su valor tal y como se ha definido anteriormente.

Observando las gráficas puede verse que efectivamente la efectividad aumenta con el espesor del medio, y disminuye con el aumento de la velocidad de paso del aire, asimismo las pérdidas de presión aumentan con el espesor y con la velocidad del aire, por tanto hay que llegar a una solución de compromiso óptima entre efectividad y pérdidas de presión cuando se instala un sistema de este tipo.

Para una turbina de gas, se suele tomar como un valor de referencia para las pérdidas en la admisión un valor de 0,5 inch wg = 12,7 mm cda. Para una velocidad de 500 ft/min 12" espesor, tendríamos unas pérdidas de 0,28 inch wg, menores que las 0,5 de referencia, esto es posible, pero la pérdida indicada es exclusivamente para el medio, habría además que sumarle las pérdidas originadas por los deflectores en la distribución y el eliminador de gotas, pudiendo de esta forma, llegar fácilmente al valor de referencia indicado.

**3.4.2. Consumos.**

En este apartado de consumos, se hace referencia a consumos eléctricos y de agua que tiene este sistema durante su operación.

En lo referente a consumo eléctrico, cuando se habla de los sistemas CTIAC, suele llamarse también carga parásita, esto es así porque la filosofía principal de estos sistemas es el aumento de producción eléctrica por parte de la turbina, aunque para ello a su vez hay que introducir nuevo equipo que consume a su vez electricidad, circunstancia totalmente indeseable pero en la mayor parte de los casos inevitable.

Lo esencial a destacar en lo sistemas de medio húmedo es que esta carga parásita es la menor de todos los sistemas CTIAC, si analizamos todos los componentes, el único que necesita electricidad es la bomba del depósito de recogida y que bombea el agua al colector de distribución. Esta bomba no consume mucho pues el caudal no es muy grande, la presión a la que bombea es muy baja y el depósito de recogida se coloca muy cerca del medio húmedo.

El consumo final, dependerá de la bomba que se haya instalado, pero en primera aproximación supone de un 0,3-0,5 % de la potencia extra en la turbina gracias al sistema evaporativo.

El consumo de agua potable (si se opta por esta opción), es igual a la suma del evaporado en la corriente de aire más el que se desecha por el caudal de purga. Existen fórmulas y tablas para calcular el agua evaporada, que proporcionan los propios fabricantes:

$$Tasa - evaporación(GPH) = \frac{CFM \times WBD \times SE}{8050}$$

Donde:

- CFM =flujo volumétrico (ft<sup>3</sup>/min)
- WBD=depresión bulbo húmedo (°F)
- SE= eficiencia o efectividad (tanto por uno)
- GPH (galones agua por hora).

La siguiente tabla es equivalente a la fórmula anterior (también en GPH)

Wet Bulb Depression	GPH evaporated per 1000 CFM with a Saturation Efficiency of:									
	0.80	0.82	0.84	0.86	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98
5	0.50	0.51	0.52	0.53	0.55	0.56	0.57	0.58	0.60	0.61
10	0.99	1.02	1.04	1.07	1.09	1.12	1.14	1.17	1.19	1.22
15	1.49	1.53	1.56	1.60	1.64	1.68	1.71	1.75	1.79	1.83
20	1.99	2.04	2.09	2.14	2.19	2.23	2.28	2.33	2.38	2.43
25	2.48	2.55	2.61	2.67	2.73	2.79	2.86	2.92	2.98	3.04
30	2.98	3.05	3.13	3.20	3.28	3.35	3.43	3.50	3.58	3.65
35	3.48	3.56	3.65	3.74	3.82	3.91	4.00	4.08	4.17	4.26
40	3.97	4.07	4.17	4.27	4.37	4.47	4.57	4.67	4.77	4.87
45	4.47	4.58	4.69	4.80	4.92	5.03	5.14	5.25	5.36	5.48

Tabla 1. Tasa de evaporación de un medio húmedo.

Otra alternativa es a través de un diagrama psicrométrico, puesto que conocemos las condiciones del aire de entrada (temperatura y humedad) y la efectividad de medio, podemos situar el punto del aire de salida. Multiplicando el flujo másico de aire por la diferencia de humedad absoluta entre las condiciones de salida y de entrada, sabremos fácilmente el agua que se ha evaporado en la corriente de aire.

Todos estos cálculos son estimaciones para calcular la tasa de evaporación, este parámetro es importante pues determina el funcionamiento del resto del circuito de agua. Así, el caudal de purga es aproximadamente un 20% de la tasa de evaporación y la tasa de recirculación (agua que la bomba extrae continuamente del depósito) es unas 3 veces la tasa de evaporación.

Estos valores son estimaciones para calcular cuanta agua potable consumirá el sistema evaporativo. Los valores definitivos tendrán que ser aportados por el fabricante e instalador del equipo.

### **3.5. Instalación y mantenimiento.**

La instalación de uno de estos equipos necesita poco espacio y operaciones sobre la turbina, lo ideal es colocarlo conjuntamente con una turbina nueva, pero si el proyecto supone una mejora de una existente, los enfriadores de medio húmedo no causan excesivos problemas.

El medio húmedo se coloca aguas abajo del filtro de aire, pero antes del silenciador de la turbina, como a medida que nos acercamos a la entrada del compresor la sección disminuye y las velocidades de aire aumentan, colocarlo muy aguas abajo supone un medio más pequeño en dimensiones pero pérdida de efectividad y mayor riesgo de arrastre de gotas debido a la mayor velocidad del aire, lo ideal es colocarlo en una zona donde las velocidades sean de 200 a 400 ft/min, en este rango es posible incluso prescindir del eliminador de gotas pues el arrastre es prácticamente inexistente. Colocarlo en la zona deseada no es siempre posible, pues supondría tener que cortar una zona, realizar soldadura etc..., por ello siempre se coloca entre la caja de filtros y la zona de transición, pese a ello todavía es posible conseguir velocidades relativamente bajas. La razón principal para esto es aprovechar una zona embridada para colocar el nuevo módulo, lo que ahorra tanto dinero como tiempo de instalación, asimismo beneficia para el posterior mantenimiento y sustitución del medio húmedo. Algunos ejemplos de instalación aparecen en las figuras siguientes:

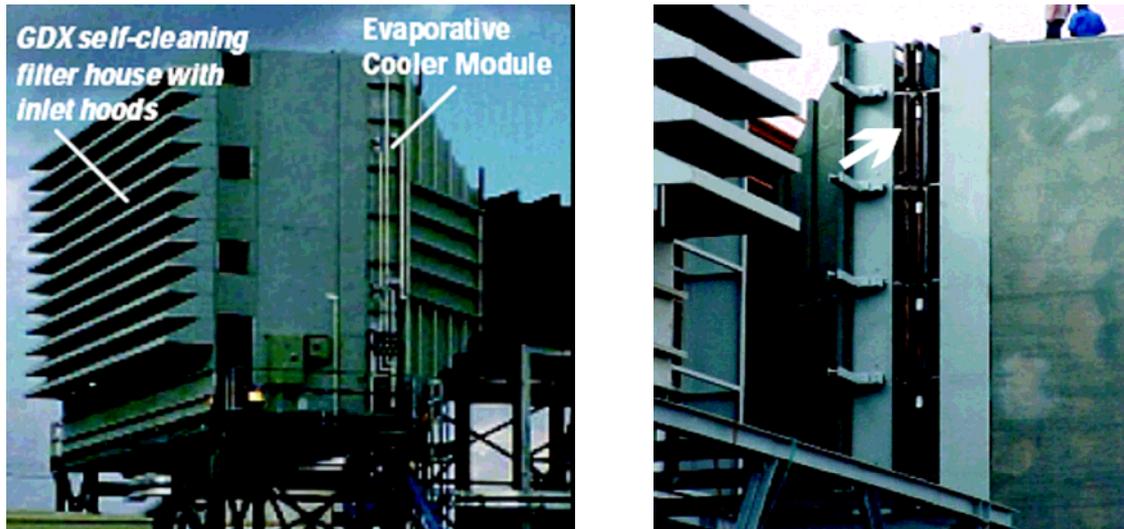


Fig 8. Zonas de colocación típicas de un enfriador de medio húmedo.

Como puede verse los módulos están colocados en zonas de amplia sección, por lo que las velocidades todavía no son elevadas.

Como las zonas de filtros suele estar elevadas a una cierta altura, para evitar la ingesta de polvo y suciedad, es fácil colocar debajo el depósito de recogida, el depósito debe tener la entrada de agua de maquillaje, y salida para drenaje manual (si se quiere vaciar por completo para limpieza) y automática por si el nivel del depósito sube en exceso. La bomba puede ser sumergible o no, pero si es el primer caso hay que observar muy bien el nivel del agua en el depósito.

Además, hay que disponer del equipo para purga automática (tuberías, válvulas y el controlador de conductividad).

Fallos durante la instalación o en el mantenimiento del equipo, suponen en la mayor parte de los casos pérdida de efectividad y/o aumento del riesgo de arrastre de agua, si se detecta alguna de estas circunstancias puede ser por alguno de estos motivos:

- Daños en el medio durante la instalación, especialmente los laterales pueden resultar dañados cuando el medio es forzado a su posición. El medio es un material frágil y por lo tanto hay que extremar el cuidado cuando se retira y se reinstala por mantenimiento o por estacionalidad. Rajas o agujeros en el medio repercuten en un empeoramiento de la efectividad y en el aumento de riesgo de arrastre de agua.
- El medio debe ser sellado convenientemente a su soporte de retención, de forma que todo el aire sea forzado a pasar por el medio, el paso de aire a través de espacios no cubiertos por el medio disminuye la efectividad así como aumenta las pérdidas de presión por distorsión del flujo.
- El bloqueo de algunos de los orificios del colector, provocará una distribución de agua irregular, por lo que unas zonas del medio estarán más húmedas y otras más secas, esto repercute en pérdida de efectividad y en arrastre de agua por las zonas más mojadas.

- Mantener apropiadamente el nivel del depósito evitará mal funcionamiento de la bomba de agua por bajo nivel, y por alto nivel evitará que el agua del depósito toque el medio.
- Ajustar correctamente las tasas de purga y recirculación, ayuda a mantener el depósito libre de suciedad y microorganismos y evitar atascos en la distribución, la recirculación debe ser suficiente para que la efectividad sea la exigida, pero en exceso aumenta el riesgo de arrastre.
- Utilizar tratamientos químicos no autorizados por el fabricante del medio, puede provocar daños en el material, y la pérdida de la posible garantía.

Un aspecto importante a destacar en la instalación es que las modificaciones son escasas y de poca entidad, y los equipos son también pocos. Por tanto el tiempo de instalación puede ser de 2 o 3 días como máximo, lo que disminuye las pérdidas por paro de la unidad.

### **3.6. Aspectos económicos.**

Es habitual el expresar el coste de un sistema CTIAC en términos de €/KW añadido por el enfriador, el problema de esta práctica, es que en algunos casos estos equipos son muy dependientes de las condiciones ambientales, y por lo tanto la producción adicional puede variar mucho. Por ejemplo un sistema evaporativo de medio húmedo puede oscilar entre 40€/KW en un día cálido hasta 300€/KW en un día húmedo donde se aprovecha muy poco de su potencial. Debido a esta variación, cuando se quiere echar números rápidos sobre el coste de un equipo, se recurre a un punto de diseño, este punto tiene las peores condiciones ambientales que sólo en 1% del tiempo puede superarse en un año dado. Estos puntos de diseño están tabulados por ASHRAE para varios sitios a lo largo del mundo.

En este caso el costo de un equipo de medio húmedo oscila entre 25€/KW y 60 €/KW.

Esta forma de establecer el punto de diseño deja muchas incógnitas, si el sistema está diseñado para un 1% de las horas, ¿qué podemos decir del 99% restante?, no mucho si no conocemos de forma horaria las condiciones ambientales, pero con mucha probabilidad se esté sobredimensionando el sistema.

La forma a proceder con un sistema evaporativo de medio húmedo puede ser la siguiente:

- 1- A partir de las condiciones ambientales horarias ( $T^a$  seca y humedad) y una efectividad del aparato elegida, determinar los puntos de salida del aire con el enfriador de medio húmedo. La diferencia entre la temperatura de entrada y la de salida son los grados de enfriamiento por cada hora. ( CDH "Cooling degree hour)
- 2- Ahora hay que calcular que incremento de potencia que se produce en cada hora gracias al enfriamiento, para ello se multiplican los grados-hora de enfriamiento por la ganancia en potencia por grado, este factor puede obtenerse a partir de la propia curva del fabricante para la potencia frente a la

temperatura de admisión al compresor. La pendiente de dicha curva nos da directamente el incremento de potencia (% de potencia ISO) por grado, multiplicando ese % por la potencia nominal en condiciones ISO se obtiene la ganancia neta de potencia por grado de enfriamiento, multiplicando por los grados-hora se obtiene la potencia extra obtenida por hora.

- 3- Como los datos son horarios, no sólo tendremos la potencia extra sino la energía en KWh, sumando para todas las horas se obtiene la energía extra obtenida en todo el año para todas aquellas horas en las que el sistema esté funcionando.
- 4- Dividiendo el total de energía entre el número de horas de funcionamiento del sistema evaporativo, se obtiene la potencia media extra representativa del sistema. Finalmente dividiendo el coste total del equipo (dado por fabricante o por otros medios) entre la potencia media extra obtenida por el enfriamiento, obtendremos el verdadero valor en €/KW de nuestro sistema.

Ahora se puede proceder a comparar dicho valor con los valores de referencia, valores cercanos al límite de 25 €/KW, significa que el sistema de medio húmedo está bien aprovechado, valores altos de hasta 80€/KW, indican que durante gran parte de las horas de funcionamiento el sistema funciona por debajo de su capacidad, por ejemplo en climas húmedos. Esto no significa necesariamente que el sistema no salga rentable, pero puede ser una opción interesante estudiar otros sistemas CTIAC más apropiados.

Existe otra opción para calcular la inversión necesaria en un equipo de medio húmedo sin necesidad de realizar cálculos anuales, sobre todo si no se disponen de los datos de temperatura y humedad para todo el año. Algunos autores dan el coste de estos equipos en términos de €/MW de la turbina en ISO, para un sistema de medio húmedo este valor es aproximadamente 2300€/MW ISO. Esta forma de representar el coste es mucho mejor que la anterior pues no liga el costo del equipo a su bondad de funcionamiento, sino a su tamaño. Normalmente aquella turbina con una potencia nominal ISO mayor, maneja un mayor caudal de aire y por tanto el equipo evaporativo tiene que ser más grande, estos valores son meramente orientativos y pueden aumentar si hay que añadir transporte, instalación, personal, etc.

Este coste de adquisición de equipo sólo está relacionado con el aumento de potencia del equipo, pero a veces habrá que tener en cuenta los beneficios extras que proporcionaba el enfriamiento del aire de admisión, sobre todo en plantas de cogeneración y ciclos combinados.

Aunque todavía no se han analizado económicamente el resto de sistemas CTIAC, puede anticiparse que los enfriadores de medio húmedo son los más baratos de todos los sistemas en cuanto a su adquisición y operación, lo que hace que incluso en climas ligeramente húmedos resulten rentables. Por contra posee la incapacidad de estos sistemas de disminuir la temperatura de admisión por debajo de la temperatura de bulbo húmedo, lo que limita bastante los beneficios.

En lo referente a los costes de operación, nos podemos referir a los consumos de agua y electricidad en las páginas 14 y 15, la carga parásita no supone un coste en sí mismo, sino una merma del beneficio eléctrico pues se valora al valor de venta (si se

autoalimenta del sistema), mientras que el consumo de agua potable si hay que valorarlo, aunque el coste dependerá del país y zona geográfica.

Una de las cuestiones a destacar es el coste de mantenimiento del equipo, en sí mismo este coste no es especialmente importante en el funcionamiento diario pero sí a largo plazo, debido a que la vida útil del medio de transferencia es limitada, unos 6 años si los cuidados son buenos. Al final de este periodo se debe producir una inversión adicional en reemplazar el medio. Por tanto una práctica aconsejable en el análisis económico correspondiente, es ir imputando este reemplazo a los gastos de mantenimiento anuales, de forma que al final del periodo considerado ya se haya pagado dicho reemplazo. Dado que el medio constituye aproximadamente un 65-70% del coste total del equipo completo, cada año hay que añadir un 10% de coste de adquisición inicial en concepto de gastos de mantenimiento.

### **3.7. Consideraciones sobre regulación diaria y estacionalidad.**

Como se comentó en el apartado 2, una de las razones para la implantación de un sistema CTIAC era que permitía un aumento de potencia en aquellas horas en que la demanda es mayor y la electricidad es mejor pagada. A este periodo se le llama en inglés "On-peak", el resto del tiempo se le denomina "Off-Peak". Estos términos están muy relacionados con los conceptos de periodos pico-llano-valle de la discriminación horaria eléctrica en España, pero no son lo mismo, como se entenderá más adelante.

A veces los sistemas CTIAC se diseñan sólo para funcionar durante las horas "On-peak", en vez de forma continua. Esto puede hacerse porque el beneficio o la curva de demanda no justifique el aportar más electricidad a la red. Esto ocurre especialmente con las grandes turbinas de gas instaladas con sistemas CTIAC, el % de energía adicional por enfriamiento puede ser una cantidad importante de MWh que la red no necesita en horas de baja demanda. Lo que está claro es que el tamaño del enfriador viene determinado por las horas "On-peak" y por tanto, su no uso en el resto de horario sería un desperdicio de capacidad instalada. Por eso prácticamente todos los sistemas CTIAC que están diseñados para trabajar de esta forma incorporan un sistema de almacenamiento de frío, llamados sistemas TES ("Thermal Energy Storage"), éstos se analizarán en un apartado posterior, pero su principal ventaja es que aparte de proporcionar capacidad para trabajar de forma no continua, disminuye el tamaño de equipo inicial.

Una vez expuestos estos conceptos, cabe preguntarse si un sistema evaporativo de medio húmedo puede funcionar sólo en horas "On-peak", la respuesta es sí, simplemente hay que apagar la bomba que alimenta de agua al medio. La cuestión es si esto es conveniente o no, como un sistema evaporativo no tiene ninguna forma de almacenamiento térmico, el tamaño del equipo no puede reducirse, por otra parte, el medio sigue provocando pérdida de carga en la admisión esté la bomba funcionando o no. Por tanto resulta evidente que un sistema de medio húmedo es apropiado para servicio en continuo durante todo el día, eso no significa que alguna vez haya que parar el equipo a lo largo del día, por ejemplo en invierno de noche cuando las temperaturas son muy bajas, donde hay que parar el equipo para evitar la formación

de hielo, pero dichas paradas serán impuestas por condiciones ambientales pero no seleccionadas a priori.

El principal problema de los medios húmedos, es que si están instalados en zonas con periodos fríos y húmedos, gran parte del tiempo durante esos periodos, el equipo estará apagado, por lo que a parte de no beneficiarse de enfriamiento ninguno, el sistema sufre una merma de potencia continua por pérdida de presión en la admisión. Es por esta razón, que puede ser práctica común desinstalar el medio en invierno para evitar este problema, aprovechar para realizar el mantenimiento del equipo o reemplazarlo si fuera necesario, y posteriormente volverlo a instalar cuando llegan las estaciones más cálidas, todo esto puede hacerse gracias a la facilidad de montaje y desmontaje de estos sistemas que minimizan el tiempo de parada.

### **3.8. Resumen de ventajas y desventajas de los sistemas de medio húmedo.**

#### **Ventajas.**

- Menor coste de instalación de todos los sistemas CTIAC (25-60 €/KW añadido).
- Baja carga parásita 0,3-0,5% de la potencia extra obtenida.
- Descenso de emisiones de NO<sub>x</sub> por adición de humedad al aire.
- Necesita poco espacio en la planta.
- Facilidad de instalación y mantenimiento. Bajo tiempo de parada (1-2 días).
- El medio húmedo es capaz de limpiar más aun el aire tras el filtrado.
- Consume agua potable (más barata que agua desionizada).
- Escasa cantidad de equipo dinámico. Mayor fiabilidad y menor riesgo de averías.
- No necesita personal altamente especializado para su operación y mantenimiento.
- Baja necesidad de instrumentación.

#### **Desventajas.**

- Potencial de enfriamiento limitado por la T<sup>a</sup> de bulbo húmedo y efectividad del equipo.
- Gran dependencia de las condiciones ambientales (T<sup>a</sup> y humedad).
- Parada obligada cuando la temperatura cae por debajo de 10°C, por peligro de aparición de hielo con alta humedad.
- El medio impone una pérdida de carga permanente de aprox 0,5 inwc, incluso cuando no está funcionando.
- Riesgo de arrastre de agua hacia el compresor.
- Consumo de agua elevado por la necesidad de purga.
- Medio frágil y muy sensible a sustancias químicas para tratamiento de agua. Vida útil de 6 años por término medio.
- Escasa posibilidad de regulación en funcionamiento.
- Imposibilidad de funcionamiento en modalidad "On-peak".

## **4. Sistemas Evaporativos de niebla “FOG”.**

### **4.1. Descripción y funcionamiento.**

Un sistema de Fog (“Niebla”) es un equipo de enfriamiento evaporativo, y como tal, comparte el principio de funcionamiento con los sistemas de medio húmedo. El objetivo de estos equipos, es el enfriamiento del aire de entrada, para aumentar el gasto másico de aire y por lo tanto lograr un incremento en la potencia obtenida en la turbina, aparte de otros beneficios que ya se han comentado en apartados anteriores. Pese a tener el mismo efecto que un enfriador de medio húmedo, su forma de conseguirlo es totalmente diferente, mientras que el medio húmedo es un sistema pasivo, cuya principal baza para enfriar el aire era una gran superficie de transferencia, el sistema de Fog aprovecha la agregación de agua al aire en millones de microgotas que forman una verdadera niebla. El utilizar gotas tan pequeñas beneficia su absorción por parte de la corriente de aire en un espacio físico muy pequeño.

Para conseguir este efecto, agua a muy alta presión 138 bar (2000 psig) sale por inyectores especiales con agujeros de milésimas de pulgada, consiguiendo millones de pequeñas gotas que se vaporizan en la corriente de aire. En la figura siguiente puede verse el flujo de niebla saliendo de uno de estos inyectores.

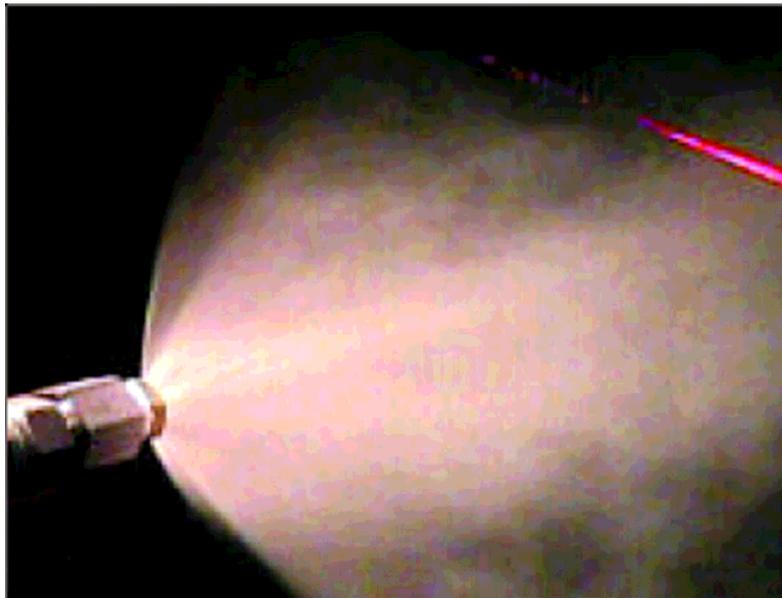


Fig 9. Flujo de niebla saliendo de un inyector.

Debido a que los orificios de salida de los inyectores son muy pequeños (0,006-0,008 pulgadas de diámetro), es obligado el uso de agua desionizada en vez de agua potable, el uso de esta última conllevaría el depósito de partículas y sales en los orificios de salida de los inyectores.

Estos inyectores se agrupan formando filas (etapas) en la zona del plenum de admisión de la turbina tras el filtro de aire. Cada etapa está constituida por un distribuidor del que salen múltiples inyectores.

En la figura siguiente aparece una parrilla de inyectores, esta parrilla se coloca normalmente perpendicular al flujo de entrada cuando es única, en caso de ser más puede haber hasta disposiciones en "V".



Fig 10. Parrilla de inyectores de un sistema de Fog.

Habitualmente esta parrilla se coloca tras la zona de filtros, pero si la turbina es de potencia elevada y necesita gran cantidad de inyectores, puede disponerse de hasta 2 y 3 parrillas, a veces incluso con una de ellas antes del filtro para alcanzar un nivel de humedad determinado (sobre el 80% de HR).

El agua desionizada a alta presión es suministrada por un grupo de bombeo situado en el exterior, lo normal es que esté compuesto por 3 o más bombas de diferentes tamaños, de forma que pueda proporcionar un flujo en incrementos nominales predeterminados de 2 gpm (aprox 7,5 l/min), cada bomba alimenta a un grupo determinado de inyectores y de etapas, para un control lo más exacto posible del flujo a inyectar. El grupo de bombeo está controlado por una estación meteorológica, que mide la temperatura y humedad relativa, con estas señales un software interno, calcula la cantidad de agua necesaria a impulsar por las bombas. En la figura siguiente aparece un esquema simplificado de un sistema de fog.

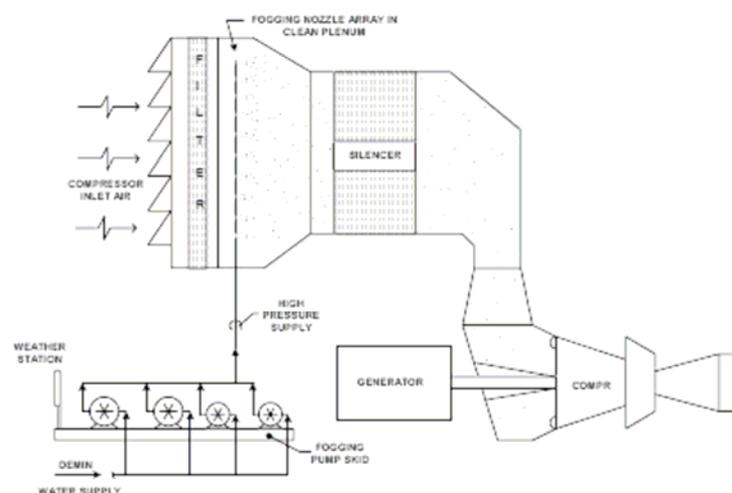


Fig 11. Esquema típico de un sistema de fog.

## **4.2. Circuito de agua desionizada.**

A diferencia de los sistemas de medio húmedo que pueden usar agua potable para su funcionamiento, un sistema de fog requiere el uso de agua desionizada para evitar atascos en los orificios de los inyectores. Por tanto, el primer requisito para la instalación de un sistema de fog es disponer de agua desionizada de la calidad requerida. Los parámetros de calidad aparecen en la siguiente tabla:

Sólidos disueltos	5 ppm máx
pH	6-8
Na+K	0,1 ppm máx
Silice (SiO <sub>2</sub> )	0,1 ppm máx
Cloratos	0,5 ppm máx
Sulfatos	0,5 ppm máx

Tabla 2. Requisitos de calidad de agua desionizada para sistemas de fog.

El uso de agua desionizada está bastante extendido en la industria, sobre todo en instalaciones, que para cualquier uso produzcan vapor. De no disponer de estas instalaciones de tratamiento de agua, la instalación de un sistema de fog no justifica la inversión en una planta de tratamiento, y por lo tanto deberían considerarse otros tipos de sistemas CTIAC, o escoger un sistema de medio húmedo.

Aunque el agua desionizada producida tenga la calidad mínima exigida, se suelen colocar filtros en el grupo de bombeo para eliminar cualquier partícula de hasta 0,35 micras que pudiera transportar el agua.

Uno de los principales problemas que tiene el agua desionizada, aparte de ser más cara que el agua potable, es su carácter corrosivo, por lo que bombas, tuberías, colectores de distribución e inyectores deben estar hechos de acero inoxidable, lo habitual AISI 316L, circunstancia que encarece la instalación. Pero estas consideraciones no sólo se extienden a lo que es propiamente el sistema de fog, sino también a toda la zona de admisión de la turbina, por lo tanto todo el ducto de entrada también debe estar hecho de acero inoxidable para evitar la corrosión, de no ser así, pueden usarse recubrimientos especiales y pinturas, pero en ningún caso está justificado la sustitución de toda la zona de admisión. Para evitar la acumulación de agua libre en algunas zonas de la entrada hay que disponer de varios drenajes situados estratégicamente.

### **4.3. Características del flujo. Tipo de inyectores.**

Si en los sistemas de medio húmedo el espesor marcaba en gran medida la efectividad, en un sistema de fog es el tamaño de gota el que marca dicho parámetro. Fácilmente, los nuevos inyectores son capaces de conseguir gotas de menos de 20 micras como término medio, lo que permite una rápida absorción de humedad por parte del aire en un espacio muy corto de tiempo, con este sistema es posible conseguir una efectividad de entre 0,95 a 1.

Actualmente los sistemas de fog, incorporan dos tipos diferentes de inyectores, los inyectores con aguja de impacto ("impingement nozzle") o simplemente llamados inyectores de impacto y los ultrasónicos, los primeros son los más comunes mientras que las ultrasónicos suelen ser más eficientes pero también más caros. A continuación se verán algunas de sus características:

#### **4.3.1. Inyectores de impacto.**

La figura siguiente es un esquema de un inyector de impacto, en el que se puede diferenciar las partes de las que está compuesto:

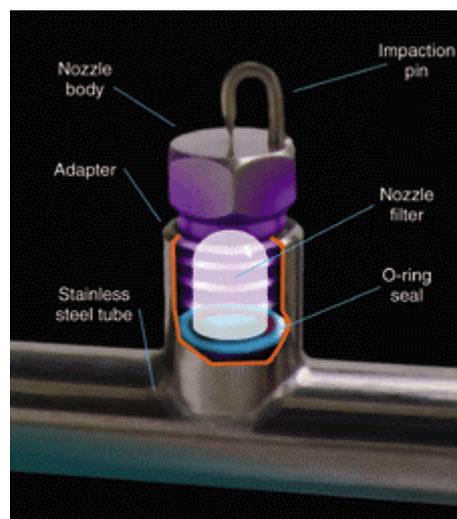


Fig 12. Esquema de un inyector de impacto.

Como puede apreciarse, el cuerpo del inyector se rosca sobre un adaptador que sobresale del distribuidor, en el interior lleva una junta de sellado y un mini filtro para evitar cualquier posible obturación del orificio de salida. La característica principal de estos inyectores es la aguja de impacto que se coloca frente al orificio y que es fundamental para la formación de las microgotas.

El funcionamiento es simple, agua desionizada a alta presión 138- 205 bar (2000-3000 psi) se suministra a los inyectores, cuando el agua pasa a través del inyector se acelera debido a la reducción de área de la salida. Al salir por el pequeño orificio (0,006-0,008 micras), el agua golpea la aguja de impacto que se encuentra frente al

orificio, rompiendo la corriente en finas gotas que provocan la niebla. La distancia entre la punta de la aguja y el orificio de salida puede ajustarse para el control de tamaño de la gota. Pero hay otros factores que determinan también su tamaño, como son la presión de suministro y el diámetro del orificio.

La figura siguiente, expresa la dependencia del tamaño de gota promedio y del flujo del inyector con la presión de operación, para una distancia de aguja fija y un diámetro concreto.

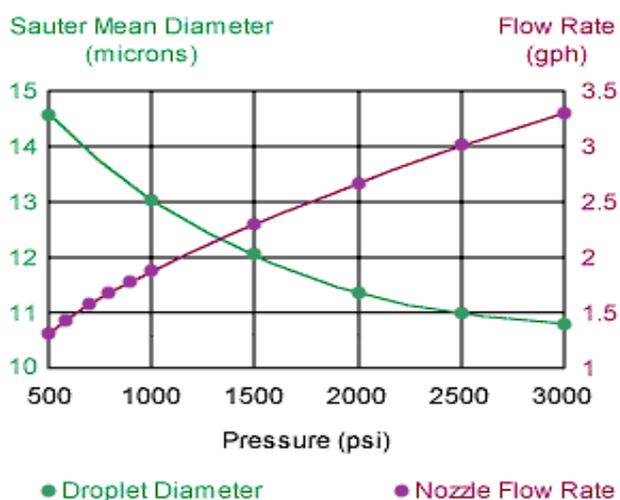


Fig 13. Evolución del flujo por inyector y tamaño de gota con la presión .

Lo normal, es que la presión de suministro de agua sea una constante en la instalación, por lo tanto para obtener un flujo de agua máximo de diseño habrá que instalar un número suficiente de inyectores, sin contar con aquellos para “overspray” fenómeno que se comentará luego.

Aunque por la gráfica anterior se puede obtener el tamaño de gota promedio que sale del inyector, que esté por debajo de especificaciones no resulta una garantía completa, pues es posible que muchas gotas tengan un tamaño muy pequeño (5 micras) pero otras muy grandes (60 micras), y dar una media conforme. Son las gotas de menor tamaño las primeras absorbidas por la corriente de aire, y como ya se comentó en el apartado de medio húmedo, a medida que el aire se humidifica, aumenta el tiempo de residencia necesario para absorber más humedad, esto puede hacer que gran cantidad de gotas sean arrastradas por el aire sin ser absorbidas. Por esta razón los fabricantes de inyectores proporcionan lo que se denomina el límite DV<sub>90</sub> (droplet diameter at 90% of water flow volume), es decir el 90% del flujo de agua se encuentra igual o por debajo del límite especificado o requerido. Dicho valor puede obtenerse de gráficas como la siguiente:

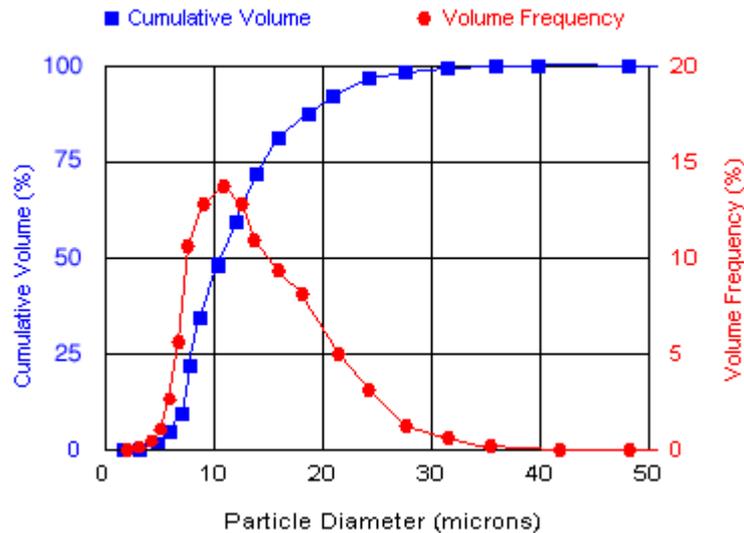


Fig 14. Frecuencia volumétrica y volumen acumulado del tamaño de gotas de un inyector.

En el caso señalado, el  $DV_{90}$  sería menor de  $20 \mu\text{m}$ , aun así puede verse que existen gotas de hasta  $35 \mu\text{m}$ , siendo las de mayor diámetro prácticamente inexistentes.

#### 4.3.2. Inyectores ultrasónicos.

Esta figura representa a un inyector ultrasónico, un avance frente a los más tradicionales inyectores de impacto.



Fig 15. Inyector ultrasónico.

El inyector ultrasónico permite una mejora de funcionamiento respecto a los inyectores con aguja de impacto, debido a que pueden conseguir un tamaño de gota más pequeño y un flujo más uniforme. Para ello necesita introducir aire comprimido en el inyector al mismo tiempo que el agua a presión, una onda ultrasónica de aire generada por un resonador (gancho metálico en extremo delantero) rompe el agua formando una fina niebla, con gotas de tamaño entre 1-10 micras.

El orificio de salida de estos inyectores es más grande que el de un inyector de impacto, lo que le hace menos susceptible al atasco. Además el agua se suministra a menor presión que en uno de impacto, por lo que bombas, tuberías, válvulas, etc..., son menos costosas tanto de adquirir como de mantener. La longevidad de los inyectores ultrasónicos y componentes asociados es mucho mayor trabajando a la misma presión.

Estos inyectores poseen también una gran capacidad de regulación, variando la cantidad de agua y aire, pueden modular su capacidad desde 0 hasta el máximo y sin apreciable aumento del tamaño de gota. Otra ventaja del sistema es que el flujo puede ser controlado por separado en cada inyector, lo que permite una distribución de flujo lo más uniforme posible, eliminando cualquier estratificación posible del aire, además permite una regulación más fina para alcanzar la DBH requerida. Más aun, pueden incluso alterar la forma del chorro de impulsión actuando sobre la distancia del resonador al orificio, como puede verse en la siguiente figura.

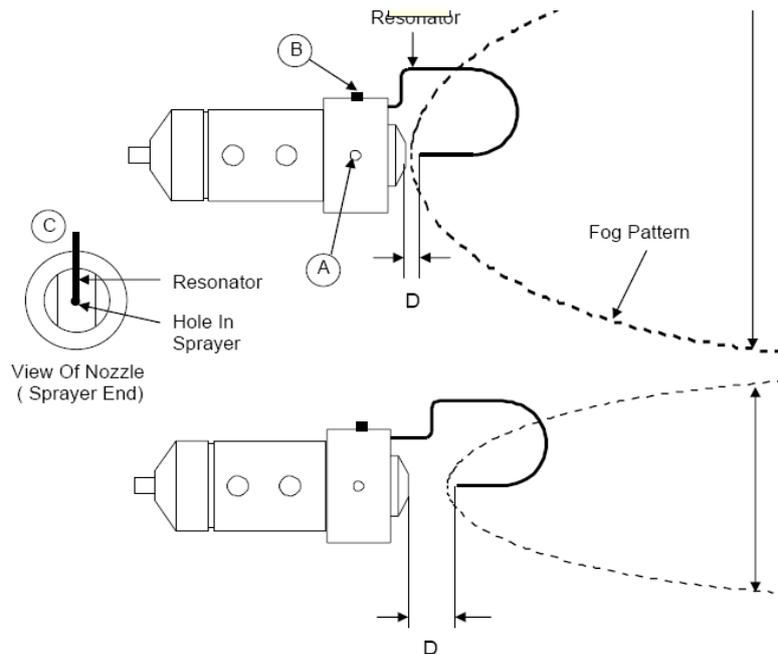


Fig 16. Modulación del chorro de niebla a través del resonador.

Entre las desventajas, está que la corriente de aire comprimido añade complejidad al sistema sobre todo en lo referente al suministro y el control de los inyectores, pero sobre todo el consumo de potencia auxiliar es hasta 3 veces mayor que la de un inyector de impacto.

El hecho de tener que montar más equipo y elementos de control, contrarresta los beneficios de trabajar a menores presiones, por lo que el coste inicial de un sistema de fog con este tipo de inyectores prácticamente iguala al de un sistema con inyectores convencionales (impacto), el problema es que la carga parásita es mucho mayor y hace falta disponer de instalación de aire comprimido.

La mayoría de las instalaciones de sistemas de fog, montan inyectores de impacto, ya que resultan algo más baratos y más fáciles de operar. Pero los ultrasónicos son una buena alternativa cuando se busca aplicaciones muy especiales que requieren de tamaño de gota pequeño. Cuando esta tecnología se consolide definitivamente y a precios más competitivos, la mayoría de los sistemas de fog instalarán estos inyectores.

#### **4.4. Overspray o High-Fog**

Con este término se denomina a la capacidad de un sistema de fog de inyectar más agua de la que es estrictamente necesaria para alcanzar la saturación en las condiciones ambientales dadas. Este proceso tiene el mismo fundamento que el próximo sistema CTIAC, el de compresión húmeda, en el que se introduce agua por encima del nivel de saturación en la corriente de aire, a medida que el compresor comprime el aire este aumenta su capacidad de saturación, evaporando el agua sobrante transportada y consiguiendo un enfriamiento de la corriente de aire. Este procedimiento permite un aumento de potencia significativo, pero también ocasiona riesgos, pues las gotas, aunque pequeñas, pueden impactar en los álabes de la primera etapa del compresor y causar daños y erosión. Desde luego el peligro es potencialmente menor al arrastre en los medios húmedos, porque el tamaño de gota es muchísimo menor.

La mayoría de los sistemas de fog incorporan la posibilidad de overspray y de selección del grado del mismo (Ver oferta de Mee-Fog en los anexos ), pero como no es una tecnología segura, dejan bajo la responsabilidad del propietario de la turbina el emplearlo o no.

#### **4.5. Parámetros de funcionamiento.**

##### **4.5.1. Efectividad-Pérdida de carga.**

Como ya se ha comentado, la efectividad de un sistema de fog, depende del tamaño de gota obtenido, y éste a su vez de la tecnología del inyector y de la presión de operación. Los valores posibles van desde 0,95 a 1, aunque algunos autores piensan que no es posible llegar a la saturación completa, pues eso necesitaría de mayor cantidad de agua y aumentaría el riesgo de un overspray no programado.

A diferencia de los sistemas de medio húmedo, efectividad y pérdida de carga no están ligados en un sistema de fog, pues la pérdida en la admisión para este sistema es en la práctica despreciable, aunque sea cierto que el fog distorsiona en cierta medida el flujo de aire, el diseño está cuidado para que dicha pérdida sea mínima, siendo ésta una de las grandes ventajas del fog sobre el medio húmedo.

##### **4.5.2. Consumos.**

En lo referente al consumo eléctrico de un sistema de fog, éste es también bajo pues aunque las bombas funcionan a alta presión, el caudal de agua impulsado es pequeño (en comparación a un medio húmedo). Al final representa una media del 0,5- 0,7% de la potencia extra obtenida.

Respecto al consumo de agua desionizada, dependerá en gran medida de las condiciones ambientales, del punto de diseño y de la depresión de bulbo húmedo máxima alcanzable, del número de inyectores instalados y de que se utilice la opción

de overspray o no. Por lo tanto es complicado dar unos valores de referencia, pero lo que sí es posible es calcular para cada instante el agua necesaria de inyección. Si se disponen de los datos de humedad y temperatura horaria, puede calcularse a través del diagrama psicrométrico, el agua necesaria a introducir. Hay que recordar que estos sistemas deben aportar al aire la cantidad de agua lo más exacta posible, aportar menos limitará la efectividad por debajo de la nominal, mientras que al aportar más se estará efectuando overspray, con el posible riesgo subsiguiente.

#### **4.6. Instalación y mantenimiento.**

La instalación de un sistema de fog es mucho más sencilla que la de un sistema húmedo, pues las operaciones a llevar en la zona de admisión son simplemente colocar la/s parrillas, y situar los elementos de control necesarios para el funcionamiento del sistema. Normalmente la zona de admisión ya tiene dispuestos drenajes de agua, pero si se estimara que hacen falta más en distintos puntos, también pueden efectuarse las operaciones pertinentes.

Además hay que disponer una cimentación apropiada para el grupo de bombeo, grupo que suele venir en un mismo paquete, con todo lo necesario montado en una misma plataforma. Estos grupos vienen adaptados especialmente para el manejo de agua desionizada, por lo que están hechos en su totalidad de acero inoxidable como el 316L. Lo normal, es que un grupo posea un mínimo de 3 bombas de diferente tamaño, pero los hay con más bombas en función del número de etapas que tenga el sistema de fog, y la regulación deseada. En la siguiente fotografía se presenta uno de estos grupos.

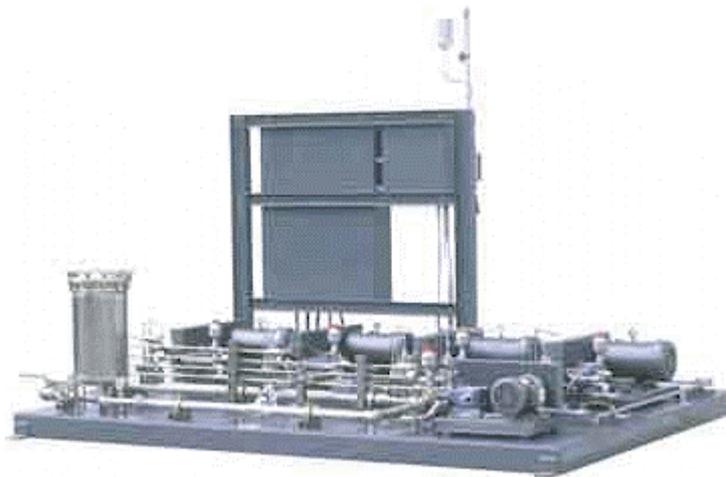


Fig 17. Grupo de bombeo y accesorios de un sistema de fog.

El grupo de bombeo suele venir en un paquete desde fábrica, aparte, el propietario de la instalación, deberá proveer las conexiones eléctricas, y las tuberías necesarias que conectan el grupo de bombeo a la parrilla de inyectores, y del depósito de agua desionizada al grupo de bombeo. Normalmente el agua desionizada deberá suministrarse con una presión mínima de entre 2 y 4 bar. Si no existen problemas, la instalación de un sistema de fog es también muy rápida de 2-3 días a lo sumo.

Los sistemas de fog, requieren muy poco mantenimiento siempre y cuando el agua desionizada mantenga sus parámetros de calidad por debajo del límite, esto es importante porque el atasco de uno o varios inyectores, provoca la pérdida de eficiencia pero también el aumento de agua no absorbida, con los riesgos de corrosión y entrada de grandes gotas en el compresor.

Cuando la planta realiza paradas programadas, debe aprovecharse para realizar un mantenimiento básico de las bombas (relleno de aceite, etc.), así como el cambio de los filtros de agua. Si la parada es suficientemente larga, también puede actuarse sobre los inyectores, reemplazando los microfiltros de su interior y eliminando cualquier depósito que pudiera haber aparecido.

#### **4.7. Problemas asociados al uso del fog.**

Existen varios problemas que pueden aparecer por el uso de un sistema de fog, algunos por el simple funcionamiento de este sistema, su forma de regulación, o asociado a alguna circunstancia especial. Aunque no son generalizados ni frecuentes deben tenerse en cuenta para eliminarlos en lo posible. Los más frecuentes de estos problemas son:

##### **4.7.1. Daños por objetos extraños.**

Un daño por "Fod"(Foreign object damage), es muy raro en un sistema de fog, y de suceder vendría por la rotura de algún elemento de la parrilla de inyectores, la inducción de flujo que provoca el descenso de temperatura puede ocasionar vibraciones en la estructura de la parrilla, por eso debe ser diseñada para que no pueda romperse por dichas causas.

##### **4.7.2. Bombeo en el compresor.**

Este es sólo un problema que puede aparecer en aquellos sistemas que están con overspray , la inyección de agua en el compresor causará un desajuste entre las distintas etapas, ya que a medida que se produce el proceso de intercooling, el flujo va aumentando. Esto puede causar que los puntos en el mapa del compresor se muevan hacia la línea de bombeo y incrementen la carga en determinadas etapas que empuja a las etapas finales cerca de caer en pérdida ("stall").

Para los márgenes habituales de overspray (0,6-1%) esto no debe suponer un problema, además los compresores axiales tienen un margen adecuado de bombeo, a menos que por algún problema o accidente un exceso de overspray o directamente de agua entren en el compresor.

##### **4.7.3. Distorsión de la temperatura de aspiración.**

Los compresores axiales tienen un margen restringido de distorsión de temperatura en la entrada, si el perfil de temperatura en la admisión no es uniforme, supone una admisión de flujo tampoco uniforme lo que origina problemas en las primeras etapas del compresor. En el funcionamiento nominal del sistema de fog, esto no debe ocurrir pues el sistema está diseñado en múltiples etapas que barren en su totalidad todo el

ducto de entrada, por lo que no debe producirse esta distorsión de temperatura. El problema radica cuando el fog está regulando, en el caso de que solamente sea necesario el tener algunas etapas funcionando y otras no, el aire más cercano a las etapas que funcionan, se enfría por la absorción de humedad, produciéndose así la distorsión mencionada. Si hay que funcionar de esta forma, que es bastante usual en periodos fuera de verano, las etapas en funcionamiento barrerán en lo posible el mayor área de entrada, para conseguir un flujo más uniforme en la entrada del compresor.

#### 4.7.4. Erosión en el compresor.

Este es uno de los problemas más conocidos cuando se instala un enfriador evaporativo en una turbina de gas, el hecho de que gotas de agua impacten y erosionen los álabes del compresor, eliminando incluso el recubrimiento. Los tamaños de gotas originados en un sistema de fog son tan pequeños que siguen perfectamente la corriente de aire y no deben causar este problema, a lo sumo hay que tener precaución con gotas más grandes que se pueden formar en rejillas o en el cono de entrada, pero un diseño y drenaje apropiados pueden minimizar este problema. La eliminación del recubrimiento “coating distress” no sólo puede estar asociado al tamaño e impacto de gotas sino también a un ambiente agresivo en zonas industriales, que se ve potenciado por la humedad introducida por el sistema de fog.

#### 4.7.5. Corrosión en el ducto de entrada.

El uso de agua desionizada puede deteriorar el ducto de entrada por corrosión, especialmente si ya estaba deteriorado. Con un apropiado mantenimiento y pintado, este problema puede ser significativamente mitigado. El uso de acero inoxidable AISI 316L como material del ducto de entrada está ganando popularidad ya que el análisis de ciclo de vida, han indicado que aunque tiene un costo inicial superior, sale rentable a lo largo del ciclo de vida de la máquina.

#### 4.7.6. Problemas de “Fouling”.

El fouling es un problema que ocurre en mayor o menor medida en todas las turbinas de gas, independientemente de que vaya equipado con un sistema CTIAC, aunque en algunos casos como el fog, este efecto puede verse potenciado. Se denomina fouling a cualquier deposición de material ajeno en la superficie tanto de filtros como de álabes y secciones de entrada del compresor. El material ajeno puede ser cualquiera, arena, sales, residuos carbonosos, aceite e incluso insectos, y proviene del aire de entrada a la turbina, por lo tanto es muy dependiente del medio en que se encuentre la turbina, por ejemplo en turbinas trabajando cerca o en una fábrica de producción de cementos, se encuentran deposiciones de polvo de cemento en álabes del compresor. Los efectos del fouling son evidentes, bloquean poros de los filtros, aumentando así la pérdida de carga en la admisión, y modifican perfiles de los álabes del compresor, lo que supone una modificación del coeficiente de flujo y rendimiento del compresor, al final, los efectos visibles son una presión de descarga del compresor menor y por lo tanto una caída en la potencia entregada por la turbina.

El problema del fouling no es achacable al sistema de fog mientras el agua desionizada mantenga sus parámetros de calidad, si el sistema de filtrado de aire funciona apropiadamente el fouling puede mantenerse bajo control, pero si existen deficiencias en el filtrado se verá potenciado por la introducción de humedad. Las soluciones para parar el fouling son los lavados “on-line” y “off-line” del compresor que hay que realizar con cierta frecuencia.

#### **4.8. Control y regulación diaria. Estacionalidad.**

El control de un sistema de fog parte de una estación meteorológica que posee un sensor de humedad relativa y otro de temperatura. Suele colocarse esta estación integrada en la plataforma del grupo de bombeo cerca de la zona de entrada de aire de la turbina, pero si el grupo se coloca lejos de la zona de admisión (por ejemplo por falta de espacio), la estación se colocará de otra forma pero siempre cerca de la admisión de la turbina para dar los valores más exactos posibles. Las medidas de humedad relativa y temperatura ambiente son transmitidas al controlador de etapas del fog.

El usuario del sistema, puede seleccionar manualmente el porcentaje de saturación deseado, un valor de 0 significa saturación completa, un valor negativo dará un punto por debajo de 100% de HR, mientras que un valor positivo inyectará más agua de la estrictamente necesaria produciendo overspray. Éste es el único parámetro que el usuario puede tocar, con este valor, y las medidas ambientales de la estación, un software interno calcula la depresión de bulbo húmedo ajustada ( $DBH_{adj}$ ), este valor supone para las condiciones ambientales dadas el máximo potencial de enfriamiento evaporativo más el grado de intercooling deseado (se obtiene en °C o °F), y es el enfriamiento que el sistema tiene que intentar conseguir.

Cada etapa del sistema de fog inyecta una cantidad de agua capaz de enfriar una cantidad concreta de grados, por ejemplo si un sistema tiene un salto máximo de DBH de 15°C con 10 etapas iguales, cada etapa es capaz de dar 1,5°C de salto. El controlador pone en funcionamiento tantas etapas como sean necesarias para alcanzar el valor de  $DBH_{adj}$  pero nunca sin sobrepasarlo, así en el ejemplo anterior para un  $DBH_{adj}$  de 11°C, entrarían 7 etapas en funcionamiento que conseguirían un salto efectivo de 10,5 °C, esto significa que difícilmente el sistema va a poder conseguir exactamente el  $DBH_{adj}$ , y siempre va a funcionar por debajo de lo esperado. Esto ocurre porque se realiza el control sobre etapas y no sobre cada inyector, el primer caso es típico de los inyectores de impacto, mientras que en los ultrasónicos cada inyector se puede controlar independientemente. El aumentar el número de etapas para un mismo salto efectivo supone un encarecimiento excesivo del sistema, en control, válvulas, colectores de distribución y bombas, y por esto no se realiza. Debido a esta regulación discreta, si no se selecciona overspray, lo normal es que no se alcance la saturación y por lo tanto la efectividad real del sistema esté siempre por debajo de la unidad.

En lo referente a la capacidad del sistema para operar en la forma “On-peak”, cabe tener en cuenta las mismas consideraciones que en los medios húmedos, como enfriador evaporativo no tiene capacidad de acumulación de frío, por lo tanto el tamaño de equipo permanece invariable y se desperdicia su capacidad en los periodos “Off-peak”. La única diferencia del fog respecto a los medios húmedos, es que si por

cualquier motivo debe apagarse, la pérdida de presión en que se incurre es la misma que antes, nula. Es por esta razón que no se considera la estacionalidad en estos sistemas, en invierno cuando el potencial de enfriamiento evaporativo es bajo, no hace falta quitar el sistema de fog (como sí se hacía con el medio húmedo), a lo sumo puede aprovecharse dichos periodos para el mantenimiento del sistema con vistas a los periodos más cálidos.

#### **4.9. Aspectos económicos.**

El mismo razonamiento económico que se siguió para los enfriadores de medio húmedo puede aplicarse a un sistema de fog, éste tiene la misma dependencia ambiental que el anterior y por lo tanto expresar el resultado en términos de €/KW añadido resulta confuso, pero es bastante utilizado para echar cuentas preliminares. Para un día de diseño por ASHRAE que suelen ser típicamente calurosos y secos el coste está entre 30€/KW y 70 €/KW, ligeramente superior al medio húmedo, debido a la mayor complejidad tecnológica del sistema. A este coste hay que añadirle el consumo de agua desionizada, gasto que no es despreciable y que depende del gasto de aire y por lo tanto del tamaño de la turbina, aproximadamente el coste de 1m<sup>3</sup> de agua desionizada es de 1,5€.

La otra forma de presentar un coste aproximado para estos equipos era en función de su tamaño, lo cual resulta más realista. Turbinas más grandes, manejan gastos más grandes y por lo tanto necesita un fog más potente. En términos de €/MW ISO, el coste de un sistema de Fog ronda los 2500-2700€/MW ISO incluyendo instalación, valor que puede incrementarse si consideramos transporte, impuestos y otros extras.

En cualquier caso, el estudio económico de un sistema de fog requiere un proceso de optimización, ya que el coste será directamente proporcional a la cantidad de agua que sea capaz de inyectar como máximo, y por lo tanto proporcional a la máxima caída de temperatura que queramos que el sistema alcance. Por ejemplo para una localidad concreta se estima que la máxima depresión de bulbo húmedo ( $DBH_{max}$ ) en verano es de 18°C para un 1% de las horas en el año, si instalamos un fog que para la turbina dada proporcione dicho enfriamiento máximo, en el 99% restante de las horas nuestro sistema de fog es excesivo. Como a mayor  $DBH_{max}$  el coste del equipo es mayor, con mucha probabilidad la instalación no salga muy rentable.

Por tanto el proceso a realizar sería una optimización económica teniendo  $DBH_{max}$  como parámetro, el problema es que ningún fabricante te va a dar para cada turbina como varía el precio del equipo en función de la  $DBH_{max}$  y por lo tanto la optimización económica queda limitada. Si un fabricante te oferta un equipo de fog para una turbina concreta, con una  $DBH_{max}$  de 15°C, no se puede asegurar que un equipo que te proporcione 5°C, te vaya a valer una tercera parte, pues estaríamos adjudicando un relación lineal entre precio del equipo y enfriamiento efectivo. Lo normal es que sea algo superior a la tercera parte.

En la aplicación práctica de un sistema de fog a la turbina PG6551 de INTERQUISA S.A, se detallará cual fué el procedimiento realizado para la estimación económica. Este es un procedimiento particular, y con la disponibilidad de datos diferentes el desarrollo puede variar enormemente, es finalmente el ingeniero el que debe decidir que procedimiento es el más apropiado con los datos disponibles.

#### **4.10. Resumen de ventajas y desventajas de los sistemas de fog.**

##### **Ventajas.**

- Segundo sistema CTIAC más económico por detrás del medio húmedo. El coste del equipo está entre 30€-70€/KW obtenido extra.
- Baja carga parásita, pese a tener bombas a alta presión. Consumo de entre 0,5-0,7 % de la potencia extra obtenida.
- No supone ninguna pérdida de presión adicional en la admisión, ni en funcionamiento ni en parada.
- Consigue altas efectividades 0,95-1, aprovechando mejor el potencial de enfriamiento existente.
- Necesita poco espacio en planta y en el ducto de entrada.
- Instalación sencilla, sobre 2 días de parada aproximadamente. Requiere además pocas modificaciones en el ducto de entrada.
- Consume menor cantidad de agua que un medio húmedo.
- Capacidad de regulación en carga, de forma rápida ante variaciones de las condiciones ambientales.
- Riesgo de arrastre casi inexistente debido al pequeño tamaño de gota.
- Posee la capacidad de overspray, lo que aumenta la potencia obtenida.

##### **Desventajas.**

- Limitación en el enfriamiento hasta la temperatura de bulbo húmedo. Alta dependencia ambiental.
- Consumo de agua desionizada, más cara y con problemas de corrosión.
- Parada obligada cuando la temperatura cae por debajo de 10-12°C, por peligro de aparición de hielo con alta humedad.
- Mayor complejidad tecnológica, tanto en funcionamiento como en control.
- Aumento del mantenimiento de equipos, especialmente bombas de alta presión e inyectores.
- Problemas con la uniformidad del flujo cuando está regulando.
- Amplifica los efectos del "fouling".
- El overspray puede ser una práctica no segura, ya que el compresor no está adaptado a este funcionamiento, como si sucede con la compresión húmeda.
- Aunque existe regulación, esta no es tan fina como sería deseable, en el caso de inyectores de impacto, se produce a saltos constantes de temperatura (etapas).

## 5. Sistemas de compresión húmeda.

### 5.1. Descripción y funcionamiento.

En la década de los 90, Dow Chemicals patentó el proceso de compresión húmeda, proceso que había descubierto casi por accidente cuando se dejó abierto el lavado "on-line" de una de sus turbinas y se encontró un aumento significativo de la potencia. Posteriores estudios permitieron duplicar los efectos, refinándolos y sobre todo estudiando las repercusiones que podía tener en los distintos elementos de la turbina de gas.

La compresión húmeda es un proceso en el que pequeñas gotas de agua son inyectadas en el aire de entrada al compresor, y a las que se le permite entrar en el mismo. Aunque en principio parece otro enfriador evaporativo muy parecido a un sistema de fog, su misión es totalmente distinta. Mientras los otros sistemas CTIAC se encargan de disminuir la temperatura del aire, para aumentar el flujo másico y por ende la potencia obtenida, un sistema de compresión húmeda trata de producir un efecto de "intercooling" en el compresor. Es por esto que a veces se le denomina también "Overspray" o "High-fogging", en el apartado anterior sobre el sistema de fog se comentó este fenómeno, y aunque la finalidad es la misma no son exactamente iguales. Mientras la compresión húmeda inyecta justo a la entrada del compresor, el fog produce overspray después del filtro de aire, y esto supone algunas consideraciones adicionales en el funcionamiento que se verán más adelante.

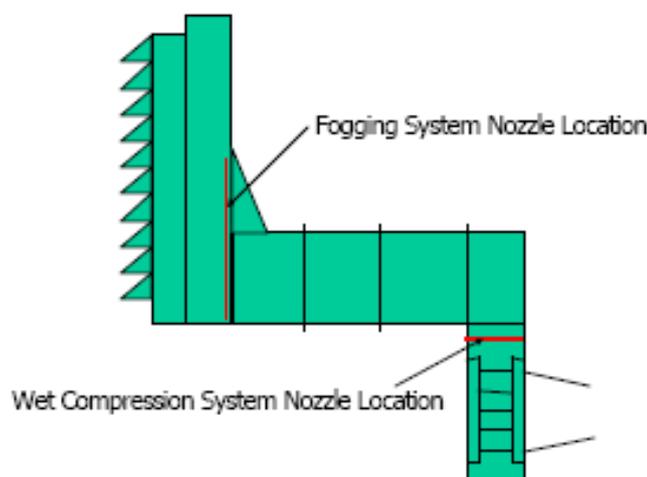


Fig 18. Diferencia en la localización de los sistemas de fog y de compresión húmeda.

En su forma física, un equipo para producir compresión húmeda no es muy diferente del de un sistema de fog, un grupo de bombas de alta presión toman agua desionizada y la impulsan a través de unos inyectores dispuestos formando una parrilla. En la figura siguiente aparece un parrilla para un sistema de compresión húmeda.



Fig 19. Parrilla de inyectores para un sistema de compresión húmeda.

Los inyectores son prácticamente iguales a los de un sistema de fog, y toda la distribución del agua se realiza con tuberías de acero inoxidable 316L, pues está manejando agua desionizada, incluso el sistema suele trabajar a las mismas presiones (2000 psi =138 bar), lo que ha permitido adaptar todo lo conocimientos sobre el fog a la compresión húmeda. La única diferencia en funcionamiento con el fog es el flujo de agua, bastante mayor en la compresión húmeda, y que suele estar como mínimo en el 1% del flujo de aire y puede ser superior si el compresor admite más agua.

Hay que mencionar que no es habitual encontrar una turbina instalada exclusivamente con este sistema, lo normal es encontrarlo junto con otro sistema de enfriamiento, normalmente uno evaporativo, pues aunque el sistema para compresión húmeda también puede utilizarse para el enfriamiento de aire, al inyectarse tan cerca de la entrada del compresor y con las altas velocidades que ya lleva el aire, el tiempo de residencia es mínimo, por lo que el aire apenas puede absorber la humedad y enfriarse. Si tenemos en cuenta que un sistema de fog puede conseguir un incremento entre un 5-10% en la potencia (depende de las condiciones ambientales) y uno de compresión húmeda entre un 10-15%, el conjunto de ambos aunque supone una mayor inversión inicial puede conseguir aumentos de potencia de entre el 15-25%. Este aumento puede llevarse más allá, si se utilizan simultáneamente un sistema de compresión húmeda y un "chiller", denominación que se le suele dar a aquellos enfriadores que son capaces de enfriar el aire por debajo de la temperatura de búlbo húmedo, pudiendo llevar el aire hasta 45°F (lo normal). El problema es que la adición de humedad a esas temperaturas puede aumentar el riesgo de aparición de cristales de hielo en el compresor.

## **5.2. El proceso de “Intercooling”.**

El fenómeno de intercooling es ampliamente conocido en lo referente a compresores y automoción, lo habitual es realizar enfriamientos intermedios entre partes del compresor separadas físicamente, utilizando para ello un intercambiador de calor por el que circula un fluido frío y el aire a enfriar. El problema en turbinas de gas para esta práctica es enorme, por una parte el tamaño, tener que separar el compresor en etapas y disponer de cambiadores de calor aumenta el tamaño de equipo y los costes asociados, además las pérdidas de carga del aire a través de los equipos de intercambio penaliza a la presión final de descarga del compresor y por ende a la potencia obtenida. La inyección de agua que realiza la compresión húmeda, palia todos estos problemas, pues el intercambio de calor se realiza en el seno del propio compresor, a medida que el aire se calienta en las sucesivas etapas de compresión evapora la humedad que arrastra consigo, enfriándolo.

Los beneficios del intercooling son muchos, el principal es que al enfriar el aire dentro del compresor, el trabajo a realizar por el mismo es menor, si tenemos en cuenta que el compresor consume entre un 50-75% de la potencia obtenida en la turbina, una reducción del trabajo consumido por el compresor supone un aumento en la potencia neta obtenida. Asimismo como la temperatura de descarga del compresor disminuye por el enfriamiento, puede quemarse más combustible sin aumentar la temperatura de entrada a la turbina, o incluso disminuir la temperatura de entrada manteniendo el mismo flujo de combustible, este efecto se ha empleado en unidades que sin compresión húmeda, tenían temperaturas máximas muy elevadas que disminuían la vida útil de los elementos de la turbina.

El tercer factor que contribuye a una mejora de la potencia neta de la turbina es el incremento del flujo másico, no por el enfriamiento interno en el compresor, sino por el agua añadida y el incremento del flujo de combustible.

Estos beneficios no sólo afectan a la potencia neta obtenida, sino también al Heat Rate de la planta que disminuye ligeramente, pues aunque aumenta el calor introducido con el combustible para mantener la temperatura de entrada a la turbina, la potencia aumenta en mayor proporción, tanto por la disminución de trabajo en el compresor como por el aumento del flujo másico.

En lo que se refiere a los gases de salida, el flujo másico aumenta por la adición del agua y el aumento de combustible, aunque la temperatura de salida disminuye algo, la entalpía aumenta debido a la presencia de humedad que eleva el  $C_p$  de los gases. En conjunto, la energía de los gases aumenta aproximadamente un 2% por cada 1% de agua introducido.

En el caso de que la turbina trabaje en un ciclo combinado, es posible que el Heat Rate del ciclo completo empeore, pese a que la turbina de gas por separado disminuía su Heat Rate. En la figura siguiente, aparece un esquema y un resumen de los efectos de la compresión húmeda en un ciclo combinado.

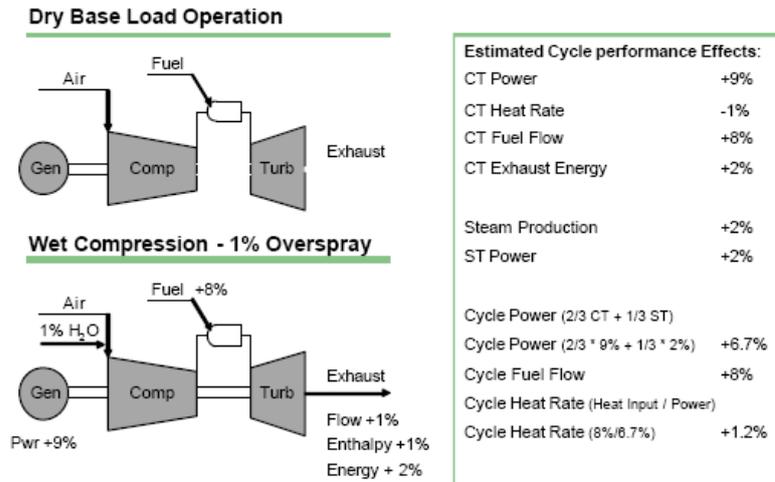


Fig 20. Efectos de la compresión húmeda en un ciclo combinado

Como puede desprenderse del proceso de intercooling, la dependencia con las condiciones ambiente de un sistema de compresión húmeda es inexistente, lo que constituye una diferencia fundamental con los otros dos sistemas evaporativos. En la realidad si existe cierta dependencia con las condiciones ambientales, en los días muy fríos donde existe riesgo de congelación, el sistema de fog no funcionará, y por lo tanto el aire no llega saturado a la zona donde inyecta la compresión húmeda, si éste inyecta la misma cantidad de agua que en condiciones normales, existe el riesgo de que el aire la absorba y se enfríe antes de la entrada en el compresor produciendo hielo. El sistema por tanto debe introducir menos agua, para asegurar que no se produzca evaporación suficiente, y casi toda la humedad sea arrastrada al interior del compresor. Esta limitación provoca que el intercooling no sea tan efectivo como antes y las prestaciones normales disminuyen. Mientras la temperatura se mantenga por encima de los 10°C (sin saturación), el sistema de compresión húmeda no tiene porque disminuir su aporte, pero por debajo puede incluso que deje de funcionar.

### 5.3. Problemas asociados a la compresión húmeda.

Como es esperable, no es tan fácil llevar a la práctica el concepto teórico de la compresión húmeda, aparte de otras dificultades, el principal problema que ya se ha comentado anteriormente es la erosión que puede causar el agua en las primeras etapas del compresor. En este caso, la erosión puede verse incrementada porque se introduce agua muy cerca del compresor y además en mayor cantidad que el overspray de un sistema de fog. Pero una de las principales ventajas del uso de la compresión húmeda en vez de un sistema de fog con overspray, es la localización de los inyectores, al colocarlos cerca de la entrada del compresor las gotas que entran en el compresor mantiene su tamaño (10-20 μm), por el contrario, las gotas que por overspray se inyectan desde la zona del fog pueden crecer en tamaño en su camino al compresor, por aglomeración y por coalescencia en objetos dentro del ducto de entrada. El impacto de gotas de mayor tamaño incrementan los efectos de erosión en los álabes. Este es el motivo por el que se afirma que el overspray en los sistemas de fog no es seguro, recientes pruebas en algunas turbinas de General Electric han puesto de manifiesto este hecho, el uso de overspray en un sistema de fog ha obligado a realizar mantenimiento en 300 escasas horas de funcionamiento, pese a

que el sistema de fog consume mucho menos agua en overspray que uno de compresión húmeda.

Aunque los beneficios de la compresión húmeda son muy atractivos, la aplicación de estos sistemas requiere una cuidadosa evaluación e integración con la turbina y su sistema de control para manejar los riesgos asociados a esta forma de operación. La erosión es el principal problema, pero el uso de compresión húmeda introduce algunos efectos más que en algunos casos no son evidentes y merecen un estudio, otros como el "Fouling" o la corrosión en el ducto de entrada son comunes al fog, prácticamente todos los problemas que se comentaban en el apartado 4.7 son aplicables a la compresión húmeda en mayor o menor medida.

Otros problemas que pueden aparecer en el funcionamiento de la compresión húmeda son los siguientes:

#### 5.3.1. Distorsión en la carcasa del compresor.

Este fenómeno puede deberse a una distribución no uniforme de agua, que provoca por tanto un enfriamiento no uniforme. Está claro que las temperaturas de la carcasa en la dirección axial van a disminuir respecto a la situación anterior sin compresión húmeda debido al intercooling, pero los problemas pueden venir en la dirección radial, donde las diferencias de temperatura que antes existían pueden haberse visto alteradas con el enfriamiento del agua, especialmente si esta distribución de agua no es uniforme. Diferencias de temperatura radiales fuera de los valores de diseño original pueden afectar a la carcasa creando dilataciones/contracciones y cambios de forma que en definitiva pueden afectar al funcionamiento correcto del compresor e incluso inutilizarlo.

Se aconseja realizar pruebas con termopares en la carcasa del compresor, en varios planos axiales, y en cada uno de esos planos varios termopares en posiciones radiales cubriendo toda la circunferencia. Si las diferencias máximas radiales en cada plano antes y después de la puesta en marcha del sistema de compresión húmeda se mantienen razonablemente iguales, significa que la distribución de agua es uniforme y todo funciona correctamente. De no ser así debería buscarse la forma de mejorar y uniformizar esa distribución, por ejemplo cambiando ángulo y posición de inyectores o disminuyendo el tamaño de gota.

#### 5.3.2. Funcionamiento de las líneas de sangrado de aire del compresor.

La introducción de agua en forma de niebla en el compresor puede afectar a las líneas de extracción de aire del compresor para refrigeración de las primeras coronas de la turbina. La existencia de agua libre en el aire provoca el arrastre del mismo en las extracciones de aire, circunstancia que no se consideraba en principio en la refrigeración de los álabes de la turbina, sobre todo porque el agua desionizada a esas altas temperaturas es muy corrosiva y ataca por el interior del álabe en vez del exterior que es más resistente. Como el flujo de aire-agua debe ser uniforme no puede evitarse el extraer una mezcla de ambos, por ello lo que se dispone es de drenajes en las líneas de extracción.

El arrastre de humedad en las líneas de sangrado es uno de los principales problemas, pero no es el único, el propio proceso de intercooling producido puede afectar e inutilizar estas líneas de sangrado. Para ello basta con estudiar como se ve afectado la distribución de presiones en el compresor. En la figura siguiente aparece un esquema de la variación de presiones antes (línea negra) y después (línea azul) del sistema de compresión húmeda.

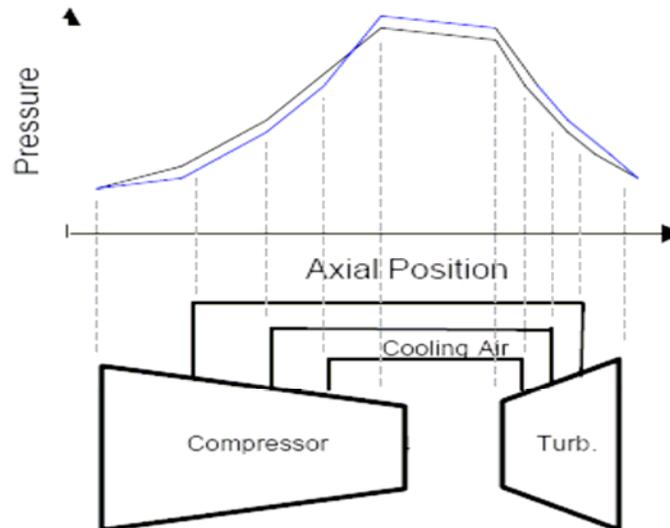


Fig 21. Evolución de la presión en dirección axial.

A medida que en las primeras etapas se va produciendo el efecto de intercooling, cada etapa sufre una reducción en la presión de salida debido al enfriamiento, ya que se puede considerar que la reducción relativa en la presión de cada etapa sigue una relación  $PV=nRT$ . Esta tendencia se invierte en las últimas etapas del compresor donde debe hacer suficiente trabajo para hacer pasar el flujo másico incrementado (por el agua evaporada) hacia la primera etapa de la turbina, esto resulta en un incremento en la presión de descarga del compresor y por lo tanto un aumento de presión en la entrada de la turbina y en sus sucesivas etapas (ver línea azul).

Debido a que algunas de las extracciones se realizan en etapas del compresor que han reducido su presión, mientras que la presión ha aumentado en todas las etapas de la turbina, puede ocurrir que la presión diferencial no sea suficiente para originar el flujo requerido de aire en la extracción, y por lo tanto la refrigeración no se realice adecuadamente. En caso de que esto ocurra sería necesario modificar los circuitos de aire de refrigeración, reduciendo las pérdidas de carga del circuito o instalando algún sistema modulador del flujo.

### 5.3.3. Aumento de la presión dinámica en la cámara de combustión.

Como ya se ha comentado, el proceso de intercooling produce un aumento en la presión de descarga en el compresor, asimismo se produce un aumento de flujo debido a la adición del agua, lo que se traduce en unas mayores velocidades de entrada a la cámara de combustión y por lo tanto en un aumento significativo en la presión dinámica. En algunas turbinas se ha encontrado que el nivel de presión

dinámica puede ser hasta el doble con la compresión húmeda. Excesivos pulsos de presión pueden incrementar la carga sobre componentes del sistema de combustión y afectar a la estabilidad de la combustión.

En este caso pocas cosas pueden hacerse, pues modificaciones en la cámara de combustión encarecerían en exceso la instalación del sistema. Aun así es recomendable una inspección del forro de combustión en las próximas paradas para chequear algún signo de deterioro debido al aumento de presión dinámica.

#### **5.3.4. Estrés térmico.**

Este es un problema que en mayor o menor medida afecta a todos los sistemas CTIAC, cuando una turbina está funcionando en un régimen concreto, el variar bruscamente la temperatura del aire de entrada, puede ocasionar daños por estrés térmico en todas las estructuras metálicas. Es por ello que el arranque y parada de estos se realiza en una secuencia preestablecida para alcanzar el régimen de temperaturas óptimo de la forma más segura posible, esto siempre y cuando no exista una parada de emergencia que obliga a la de desconexión rápida del equipo.

En el caso de la compresión húmeda, estos fenómenos de estrés son incluso más acentuados, pues no es el aire el que cambia la temperatura sino que se inyecta agua a baja temperatura, y el aire con agua en suspensión tiene un mayor coeficiente de película y por lo tanto mayor es la transferencia. Esto quiere decir que una turbina que opera en un régimen concreto no se puede inyectar toda el agua de golpe, pues cambia bruscamente el perfil de temperaturas del compresor.

#### **5.4. Integración en el sistema de control.**

El fenómeno de intercooling modifica como ya se ha visto, no sólo el funcionamiento del compresor sino de la turbina en su totalidad. Es por ello que debe existir una estrecha relación entre el control asociado a la turbina y el factor que provoca el cambio, en este caso el sistema de compresión húmeda. Razón por la que el control de ambos equipos debe estar interconectado, circunstancia que puede ser difícil, especialmente si se instala el equipo de enfriamiento como una mejora en vez de en una turbina nueva. En cualquier caso esta comunicación mutua debe existir, de forma que el control de cada sistema pueda responder ante emergencias del otro. Por ejemplo, en el caso de una caída de la turbina de gas, la inyección de agua tiene que ser parada inmediatamente para evitar llenar una turbina caliente con agua. En el caso contrario, al caer el sistema de compresión húmeda, el flujo de combustible debe ser reducido, pues al no haber enfriamiento en el compresor, la temperatura de descarga aumenta y más aun la de entrada a la turbina gracias al fuel adicional, una sobretemperatura a la entrada de la turbina causará daños en los álabes de las primeras coronas. Estos son dos ejemplos extremos, pero en el complejo control de una turbina de gas pueden existir otros eventos o alarmas que deben ser atendidas por ambos sistemas simultáneamente.

Todas estas precauciones no se tenían en cuenta al instalar un fog con posibilidad de overspray, y es una de las razones fundamentales por las que se decía que esta práctica no es segura para una turbina de gas.

## **5.5. Parámetros de funcionamiento.**

### **5.5.1. Pérdida de carga.**

Aunque el sistema de compresión húmeda funciona en esencia igual que un sistema de fog, no tiene la misma influencia nula que el fog tenía en las pérdidas de carga. La razón fundamental para ello es su localización, mientras el fog se instala usualmente tras el filtro en una sección amplia y con velocidades del aire bajas, la parrilla de inyectores de la compresión húmeda se encuentra en la sección de entrada al compresor que es más reducida, las velocidades son más altas y además el flujo de agua es bastante superior al de un sistema de fog. Todo ello hace que la inyección de agua altere el flujo de aire y se produzca una pérdida de carga aunque pequeña. Esta pérdida de carga es proporcional al % de agua inyectado, a mayor flujo de agua mayor pérdida, aproximadamente se estima en 0,5 pulgadas de columna de agua (inch w.c) por cada 1% de agua inyectada.

### **5.5.2. Consumos.**

En lo referente al consumo eléctrico de estos equipos es bastante similar al de un sistema de fog, las presiones de bombeo son parecidas aunque el caudal es ligeramente superior, es por ello que el consumo es ligeramente superior entre un 0,7-1% de la potencia extra obtenida, dependiendo del % de inyección.

El otro consumo relevante es el de agua desionizada, el agua inyectada oscila entre el 1% y el 3% del flujo de aire nominal, para hacerse una idea, de una turbina de mediana potencia unos 40 Mw con un flujo de aire de 140 Kg/s, serían entre 1,4 y 4,2 Kg/s. Si tuviéramos un fog que en un día cálido (30°C, 50%HR) satura el aire hasta una temperatura de bulbo húmedo de 22°C, supondría el aporte de 0,42 Kg/s de agua, bastante inferior.

El coste del agua desionizada es la misma para ambos sistemas porque los parámetros de calidad no son diferentes, pero en el caso de la compresión húmeda hay que asegurarse de que podemos proveer perfectamente ese caudal de agua desionizada.

## **5.6. Control y regulación diaria. Estacionalidad.**

Aunque en su estructura física la compresión húmeda es muy similar a un sistema de fog, el modo de funcionamiento es totalmente diferente y por lo tanto la regulación del mismo a lo largo del día debe variar. A diferencia de los sistemas de fog, los sistemas de compresión húmeda inyectan durante todo momento un porcentaje constante sobre el flujo de aire nominal, entre un 1% y un 3%. En realidad el flujo de aire varía con la temperatura, incluso aunque se tenga simultáneamente un sistema de fog funcionando, la temperatura de bulbo húmedo también va variando y por lo tanto el flujo de aire varía. Pero seguir esta variación de flujo inyectando la cantidad de agua exacta es muy complicado. Por ejemplo para una turbina de media potencia 40 MW con un flujo de aire de aproximadamente unos 140 Kg/s, una disminución de la temperatura de entrada en 20°C origina un aumento de flujo de entre 7-8 Kg/s, por tanto el flujo de aire pasa a ser 147 Kg/s, y por lo tanto el sistema de compresión húmeda tiene que inyectar 1,47 Kg/s de agua en vez de 1,4 Kg/s, 0,07 Kg/s es una

variación muy pequeña como para que el sistema de inyección pueda seguirlo, sobre todo si consideramos que está constituido por etapas al igual que un fog, es por esta la razón de que se diga que el caudal inyectado permanece constante.

Como el caudal de agua inyectado en plena carga es constante pero el flujo no, el proceso de intercooling dentro el compresor cambia aunque no en exceso. En los casos de menor flujo (mayor temperatura de entrada al compresor), habrá mayor humedad que el 1% (por ejemplo) siendo el proceso de intercooling más severo, la temperatura de descarga disminuye más y hay que quemar más combustible para mantener constante la temperatura de entrada a la turbina, al contrario pasa cuando la temperatura baja y el flujo aumenta. Por tanto el control no se realiza simplemente con el agua inyectada, sino un controlador del combustible toma la temperatura de entrada al compresor y el caudal de agua inyectado, con estos dos parámetros sabe el flujo de aire existente y la temperatura de descarga esperada y ajusta el combustible necesario para dejar constante la temperatura de entrada a la turbina.

El sistema de compresión húmeda está constituido por etapas que son fundamentales para los arranques y paradas. Como ya se ha comentado anteriormente, el estrés térmico es un problema que se ve potenciado por la compresión húmeda, para evitarlo en la medida de lo posible hay que ir introduciendo agua gradualmente, y eso es lo que se realiza con cada etapa hasta llegar al funcionamiento nominal, algo similar pero al contrario se realiza cuando se para la turbina. También se programa la desconexión de etapas, cuando se observa que la temperatura del aire empieza a acercarse a la de congelación, cuando se alcanza esta temperatura hay que desconectar el equipo de compresión húmeda, pero el hacerlo de forma brusca provocará aparte de estrés térmico, un cambio brusco en el compresor, caída de la presión de descarga y pulsos en la cámara de combustión, es por ello que se programa una secuencia de parada cuando la temperatura empieza a disminuir por debajo de cierto umbral normalmente los 12°C.

En lo referente a la estacionalidad, esta es parecida a los sistemas de fog, en invierno habrá momentos que la compresión húmeda no trabaje o lo haga por debajo de su capacidad, pero cuando no está funcionando no supone ninguna penalización, ya que la pérdida de carga en la admisión es debida fundamentalmente a la inyección y en menor medida a la posición de la parrilla. Por tanto no cabe considerar estacionalidad en estos sistemas.

## **5.7. Aspectos económicos.**

La valoración económica de estos sistemas es bastante complicada, sobre todo porque depende en gran medida de si la instalación es nueva o es una mejora a una ya existente. Debido a que afecta al funcionamiento del compresor la posible adaptación a cada turbina debe estudiarse por separado, para determinar los límites de inyección (1-3%), como afecta a la combustión, integración del sistema de control, y todas las operaciones extras afectan al precio final. Las turbinas de última generación como la GT24 de General Electric empiezan a considerar esta opción y están ya preparadas para la instalación de estos sistemas, lo cual facilita en gran medida su implantación.

Es posible dar precios aproximados de estos sistemas, oscilan entre 70-100€/KW añadido, con la ventaja de que ahora estos KW añadidos no dependen de las condiciones ambientales como los enfriadores evaporativos, pero el problema está en determinar cual va a ser el aumento de potencia conseguido por la compresión húmeda, este aumento suele estar entre el 10-15% de la potencia nominal, pero es difícil de cuantificar pues habría que estudiar el comportamiento del compresor en función del % de agua inyectada, estudiar la distribución adecuada de agua, los riesgos para el compresor y su variación en la frecuencia de mantenimiento y otros factores de control que dificultan el dar una aceptable valoración inicial. La cantidad definitiva la tiene que dar el fabricante del sistema de compresión húmeda en conjunción con el fabricante de la turbina, razón por la que los proyectos de mejora sufren una dificultad adicional respecto a los nuevos. Incluso es posible que la turbina que queramos mejorar no pueda adaptarse a este tipo de funcionamiento.

En cualquier caso la cantidades de arriba son una estimación inicial aceptable, e indican que la compresión húmeda es un medio muy efectivo y competitivo que permite obtener significativos aumentos de potencia y sin dependencia ambiental.

## **5.8. Resumen de las ventajas y desventajas de los sistemas de compresión húmeda.**

### **Ventajas.**

- Aumento de hasta el 15% en la potencia obtenida.
- Escasa dependencia ambiental en su funcionamiento.
- Precio aceptable para la capacidad de potencia obtenida, 70-100€/KW extra.
- Consumo parásito mayor que los enfriadores evaporativos, 0,7-1% de la potencia extra obtenida. Pero aún así es pequeño en comparación con otros sistema CTIAC.
- Pérdida de carga reducida 0,5 inch wc por cada 1% inyectado.
- Puede emplearse para disminuir la temperatura de entrada a la turbina.
- El efecto de intercooling mejora la eficiencia del compresor y del ciclo en general.
- Aumento de la energía en el escape, lo que beneficia a los ciclos combinados y cogeneración.
- Puede utilizarse como medio adicional para disminuir las emisiones de NO<sub>x</sub>.
- Algunos fabricantes actualmente diseñan sus nuevas turbinas para adaptar fácilmente los sistemas de compresión húmeda.

### **Desventajas.**

- No es de aplicación a todas las turbinas, especialmente aquellas más antiguas, por lo que su utilización en proyectos de mejora está limitado y debe estudiarse con detalle.
- Al inyectarse agua por encima de la saturación, aumenta el riesgo de erosión de los álabes del compresor. Aumenta la necesidad de mantenimiento por este concepto.
- Mayor dificultad en el control. Es necesario integrar los sistemas de control de la turbina y del enfriador. Lo que encarece la instalación.
- Modificación del funcionamiento del compresor, lo que puede conllevar problemas como estrés térmico o mal funcionamiento de las líneas de sangrado de aire para refrigeración.
- Uso de agua desionizada, en mayor cantidad que un sistema de fog. Además de los problemas que origina por corrosión.
- Pese a su estabilidad de funcionamiento con las condiciones ambientales, hay que disminuir su carga o desconectarlo completamente cuando existe riesgo de congelación.

## 6. Aspectos generales de los enfriadores de compresión mecánica y de absorción.

### 6.1. Introducción a los “chiller”.

Aunque la traducción literal del vocablo inglés “chiller” es enfriador, se suele denominar de esta forma a un conjunto de equipos enfriadores con una característica distintiva respecto a los enfriadores evaporativos. Un chiller es capaz de enfriar el aire por debajo de su punto de rocío y por lo tanto, puede enfriar un aire más allá de la temperatura de bulbo húmedo, normalmente se utiliza también esta denominación para enfriadores de agua o salmuera, pero también puede generalizarse para enfriadores directos con refrigerante.

Estos equipos utilizan un fluido frío que circula por el interior de tubos aleteados (generalmente), una batería de estos tubos se dispone en la sección de entrada de aire (lo normal entre filtro y silenciador), de forma que el aire se enfría en contacto con estos tubos.

En la figura siguiente aparece un diagrama psicrométrico con la evolución del aire en contacto con uno de estos sistemas, como puede apreciarse su evolución es muy diferente a la de un sistema evaporativo.

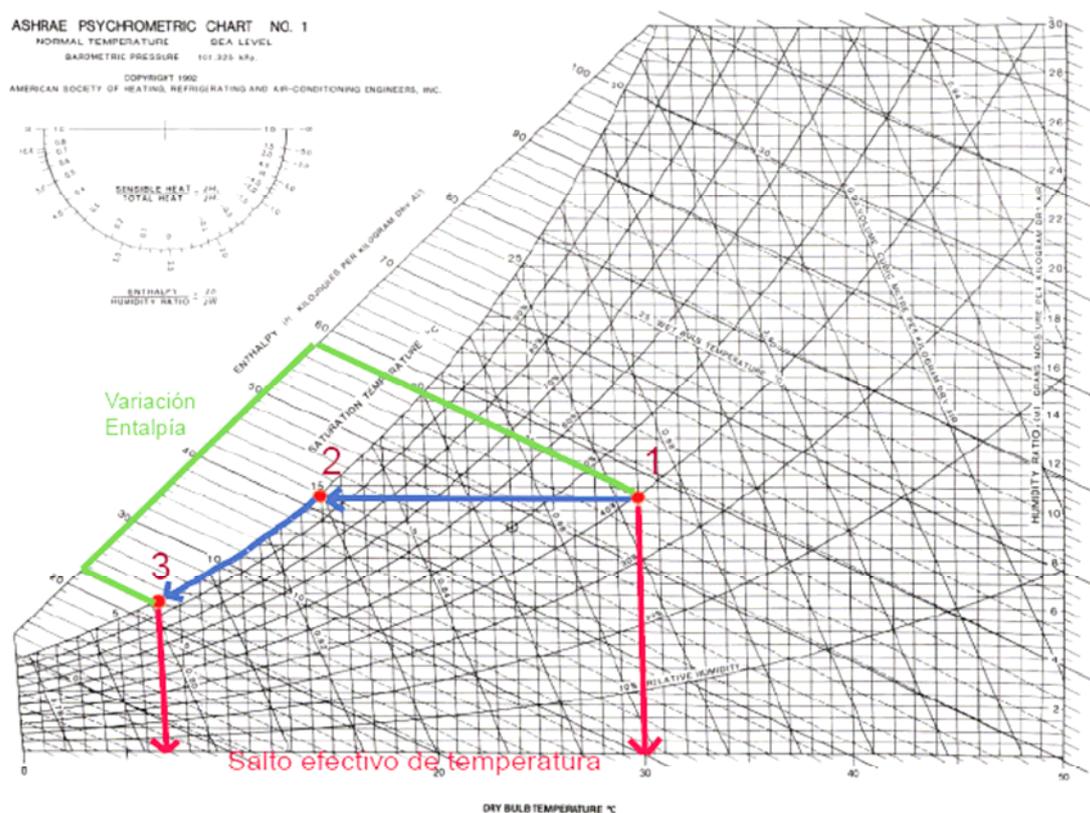


Fig 22. Evolución del aire de entrada con un chiller.

El aire que entra en unas condiciones ambientales (punto 1), disminuye su temperatura en contacto con los tubos de enfriamiento, evoluciona siguiendo una línea de humedad absoluta constante (línea azul 1-2), cuando llega al punto 2, el aire está

saturado. A partir de aquí se puede seguir enfriando, y el aire evoluciona según la línea 2-3, el aire sigue la línea de saturación pero el contenido de humedad disminuye, produciéndose condensación en los tubos. Finalmente el aire llega al punto 3, con menor humedad y temperatura que el punto 1 inicial. El salto efectivo de temperatura es la diferencia entre las temperaturas de bulbo seco de los puntos 1 y 3, y corresponde al enfriamiento que ha experimentado el aire a su paso por el sistema CTIAC, dicho salto nos permitirá estimar a partir de las curvas del fabricante cuales son las variaciones en potencia, heat rate y demás parámetros de funcionamiento. Las líneas verdes corresponden a líneas de entalpía constante y permiten obtener la variación de entalpía entre el punto de entrada y el de salida, con este valor podemos obtener la potencia de equipo de enfriamiento necesaria para que el aire pueda evolucionar de la forma indicada.

En un enfriador evaporativo, el punto de salida del mismo dependía a su vez del punto de entrada, sin embargo en los chillers el punto de entrada puede variar, pues las condiciones ambientales son variables, sin embargo el punto de salida se escoge desde el diseño inicial y se intenta mantener fijo, siempre y cuando la potencia escogida para el equipo permita llegar a dicho punto.

El punto 3 de salida suele estar para los chiller entre 7°C y 10°C (45°F y 50°F), pero no es un límite tecnológico sino operativo, por debajo de esas temperaturas aumenta enormemente la posibilidad de congelación y es por ello que ningún sistema CTIAC lleva al aire por debajo de dicho margen. Este descenso de temperatura permite obtener entre un 15-20% extra de potencia, dependiendo de cual sea el consumo parásito del sistema.

En el epígrafe del apartado, se habla de dos tipos de chiller, los de compresión mecánica y los de absorción que son los más comunes en los sistema CTIAC, y aunque su finalidad es la misma, proporcionar un fluido frío para intercambio con el aire, la forma de funcionamiento, equipo, consumos, economía, etc, difiere totalmente entre ellos. En los siguientes apartados se describen con detalle estos equipos.

## **6.2. Selección del tamaño del chiller. Carga de Refrigeración.**

El objeto de este proyecto es la elección de un equipo para un sistema CTIAC, pero en ningún momento se entra dentro del diseño de los aparatos, sólo se introduce sus características principales y las distintas modalidades para la evaluación de sus prestaciones, consumos, disponibilidad, etc. El diseño de un sistema de chiller puede ser extremadamente complicado, como por ejemplo un enfriador de absorción de doble efecto, y en ningún caso se puede definir mucho de los parámetros característicos de los mismos, como temperaturas, caudales, etc. Del diseño completo se dedica el fabricante, pero el ingeniero que realiza un estudio de viabilidad para la instalación de un chiller, debe determinar en primer lugar la capacidad de enfriamiento del equipo, es decir, que potencia frigorífica debe aportar el equipo para enfriar el aire desde unas condiciones ambientales de entrada hasta el punto de salida fijado. Este valor se denomina carga de refrigeración, y es independiente del tipo de equipo que vayamos a poner a posteriori.

El cálculo de la carga de refrigeración puede ser muy complicado en lo que se refiere al acondicionamiento de aire, por ejemplo de edificios, pero en turbinas de gas es muy

simple, pues sólo hay que multiplicar el gasto de aire por la diferencia de entalpías entre el punto de entrada (punto 1) y el de salida (punto 3), como aparece indicado en el diagrama psicrométrico de la figura 22.

La cuestión importante es ¿qué gasto utilizar, el correspondiente a la temperatura de entrada o el de salida?. Teniendo en cuenta el proceso que sucede en los tubos, el aire se va enfriando paulatinamente a su paso por los mismos, aumentando su densidad, como el flujo volumétrico es constante supone que el flujo másico debe aumentar. Por lo tanto a medida que se enfría induce la entrada de más flujo en condiciones ambientales, fijándose exclusivamente en las secciones de entrada y salida, al final el gasto neto que ha cruzado los tubos es el correspondiente a la temperatura final. Algunos autores simplifican el cálculo tomando directamente el gasto de entrada que es inferior al de salida y por lo tanto la carga de refrigeración puede salir menor de la que realmente se necesita.

Habitualmente para los chiller instalados en turbinas de gas se suele dar este valor en RT (refrigeration tons), una RT equivale a 12.000 btu/h o 3,52 KW. Es útil el uso de esta unidad, pues consumos parásitos, precio, etc, suelen venir referidos a esta unidad.

Evidentemente esta carga de refrigeración está determinada para unas condiciones ambientales de entrada concretas (punto de diseño), dicho punto de diseño puede ser el que proporciona ASHRAE, pero con mucha seguridad se va a sobredimensionar el equipo. Lo recomendable es realizar un proceso de optimización con la carga de refrigeración como parámetro, de forma que satisfaciendo las especificaciones, la instalación salga lo más rentable posible. Realizando esto se obtiene cuantas RT debe proporcionar como máximo el chiller instalado, en algunos casos las condiciones ambientales no necesitarán tanta potencia y el sistema tendrá que regular, en otros casos aun con la potencia máxima, el aire no podrá llegar a las especificaciones de salida requeridas y se quedará con una temperatura superior a la límite.

Lo lógico es coger una carga de refrigeración estándar lo más cercana posible al valor optimizado, pues los fabricantes tiene sus equipos en paquetes de una potencia concreta, así será muy difícil encontrar un equipo que te proporcione 5345 RT, por lo que habrá que tomar uno de 5500 RT por ejemplo.

### **6.3. Equipos comunes en los chiller.**

Independientemente del tipo de chiller o de su configuración, existen una serie de equipos o elementos que son comunes a todos ellos. El esencial es los serpentines o tubos de enfriamiento por donde circula el fluido frío. Estos tubos siempre aleteados se colocan en la sección de entrada de aire, de forma similar a un medio húmedo, de hecho se suelen instalar en el mismo sitio entre la zona de filtros y la transición, aprovechando una parte embreada. En la figura siguiente aparece la zona típica de instalación de los tubos de un chiller.

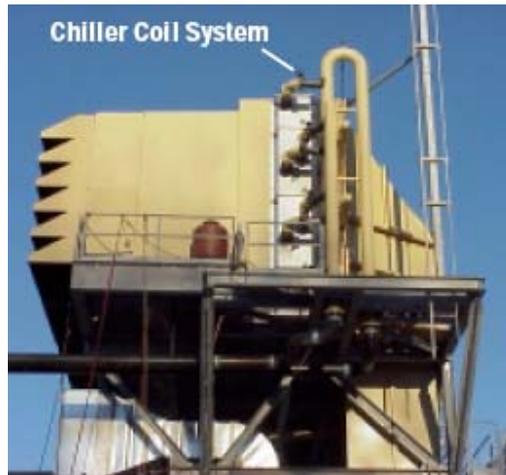


Fig 23. Zona de instalación típica de los serpentines de enfriamiento de un chiller.

Como ya se ha explicado en el proceso de enfriamiento de aire, lo normal es que éste se enfríe bastante después de haber alcanzado la línea de saturación, en este caso la potencia frigorífica se invierte en la condensación de la humedad contenida en el aire. Este condensado se forma en los tubos y cae por gravedad a una bandeja de recogida. Este condensado está frío y puede utilizarse en algún otro proceso, a veces se utiliza como agua de maquillaje para una torre de refrigeración, por ejemplo del agua de enfriamiento del condensador de refrigerante, en otras ocasiones simplemente se desecha.

Para calcular cuanta agua es la que se condensa, basta multiplicar el gasto de aire correspondiente a las condiciones de salida por la diferencia de humedades absolutas entre los puntos de entrada y salida (ver diagrama psicrométrico de la fig 18). El aspecto más importante de la aparición del condensado no es su recogida sino el hecho de que debido a la velocidad del aire, puede producirse el arrastre de gotas de condensado en forma similar a como ocurría con un medio húmedo. Este arrastre depende de dos factores, la cantidad de condensado que se forma y la velocidad del aire a su paso por la sección de tubos, de 500 ft/min (2,54 m/s) en adelante se incrementa el riesgo de arrastre y hay que colocar un eliminador de gotas aguas abajo a la zona de tubos.

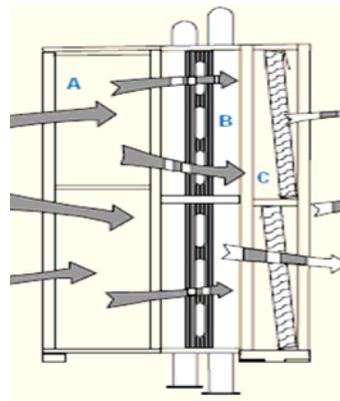


Fig 24. Sección típica de tubos de enfriamiento y eliminador de gotas.

La inclusión de este eliminador de gotas no sólo incrementa el coste del equipo sino que además añade una pérdida de carga adicional, a la que ya de por sí impone los tubos de enfriamiento. Para un sistema de chiller la pérdida de carga suele oscilar entre 1-2 inch wc, bastante superior a la de los enfriadores evaporativos. La pérdida de carga definitiva debe ser suministrada por el fabricante pues depende de muchos factores, como número de tubos, filas y su disposición, diámetro de los mismos, número de aletas por pulgada y grosor de las mismas, existencia o no de eliminador de gotas. Si se está realizando un estudio preliminar un buen valor de referencia es de 1,5 inch wc.

## 7. Enfriadores de compresión mecánica.

Los enfriadores de compresión mecánica o en adelante chillers mecánicos, son ampliamente utilizados en todo el campo de la refrigeración y del aire acondicionado, tanto en el campo industrial como de edificación civil. Es una tecnología consolidada y totalmente fiable y muy extendida, por lo que no es difícil encontrar fabricantes que proporcionen chillers y todos los equipos auxiliares necesarios para instalar un sistema CTIAC de esta clase.

Los chillers mecánicos se caracterizan por la utilización de una sustancia refrigerante que sufre un ciclo como el de la siguiente figura:

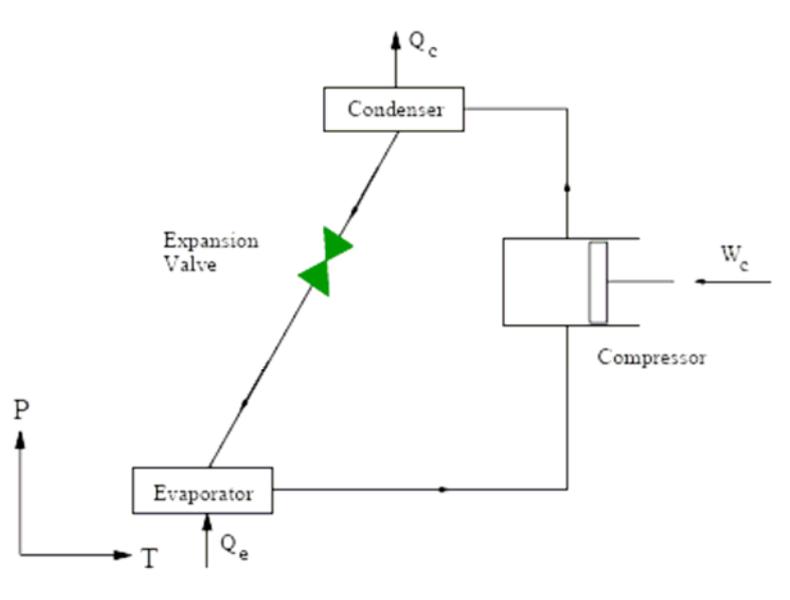


Fig 25. Ciclo de refrigeración mecánica simple.

El refrigerante en forma de vapor se comprime en un compresor accionado mecánicamente, durante el proceso de compresión el vapor se calienta, posteriormente pasa a un condensador donde se rechaza calor utilizando normalmente agua o aire, pasando el refrigerante de estado vapor a líquido, posteriormente se hace pasar por una válvula de expansión, por lo que el refrigerante empieza a vaporizarse a la vez que disminuye su temperatura. En el evaporador el refrigerante se vaporiza totalmente, produciendo un efecto frigorífico que es el que utilizamos de alguna forma para el enfriamiento de aire.

Esta es una explicación somera, los ciclos frigoríficos tiene muchísimas consideraciones extras y configuraciones pero no son objeto de este estudio, sobre todo porque no se intenta el diseño de uno de estos equipos sino la selección, y por lo tanto sólo hay que destacar algunos aspectos del diseño, dejando la gran mayoría de ellos al fabricante del equipo.

Sólo se va a mencionar un parámetro fundamental para esto sistemas, llamado coeficiente de eficiencia energética COP, que es una forma de medir la eficiencia del chiller.

$$COP = \frac{Pot.Frigorífica}{Pot.Consumida}$$

La potencia frigorífica es el efecto útil buscado, mientras la potencia consumida supone el gasto en energía eléctrica o de otra naturaleza para el funcionamiento del ciclo, en un ciclo simple como el indicado arriba, el COP sería el cociente entre el efecto frigorífico en el evaporador partido por el consumo energético para accionar el compresor. ( $COP=Q_e/W_c$ ). Para una máquina frigorífica el COP suele estar entre 2 y 9, cuanto mayor es el COP mejor es la máquina pues consume menos para el mismo efecto frigorífico, así que será un parámetro fundamental para comparar las ofertas de varios fabricantes para un mismo equipo. Sobre todo, porque para la aplicación al sistema CTIAC toda la potencia consumida se califica como potencia parásita mientras sea de origen eléctrico, y por lo tanto supone una merma a la potencia neta obtenida por el enfriamiento del aire.

### **7.1. Tipos de refrigerantes utilizados.**

Existe multitud de tipos de refrigerantes, cada uno con sus aplicaciones específicas y su propia tecnología. Aunque en la última década se han impuesto restricciones y eliminado el uso de muchos refrigerantes por cuestiones medioambientales especialmente el daño a la capa de ozono. El seleccionar un equipo que utilice un refrigerante cuya retirada no esté programada es un aspecto importante.

Esta es una lista de refrigerantes comunes en las aplicaciones y su fecha prevista de retirada y prohibición de construcción de equipos que utilicen dicho refrigerante:

TIPO REFRIGERANTE	EQUIPOS	RETIRADA
NH <sub>3</sub> (amoníaco)	No previsto	No previsto
R134a (HFC)	No previsto	No previsto
R22 (HCFC)	2010	2020
R123 (HCFC)	2020	2030

Tabla 3. Refrigerantes más comunes en sistemas CTIAC y fecha prevista de retirada.

En vista de la tabla anterior, los dos refrigerantes más utilizados actualmente en los sistemas CTIAC son el R134a y el amoníaco o R717.

El amoníaco es el mejor refrigerante para aplicaciones industriales como la que nos ocupa, proporciona mejor COP y puede conseguir un buen efecto frigorífico incluso con caudales bajos. Además es ambientalmente benigno pues su potencial de eliminación de ozono y de calentamiento global es cero. La razón por la que no todos los equipos incorporan amoníaco es que es tóxico y se limita su uso en zonas urbanas o próximas a ellas. En estos casos se emplea el R134a que aunque con menores prestaciones que el amoníaco es también un buen refrigerante.

## **7.2. Clasificación de los chillers mecánicos según tipo de compresor.**

En los chillers mecánicos con aplicaciones para sistemas CTIAC se suelen montar fundamentalmente 3 tipos de compresores:

### Alternativos.

Son los menos habituales pues no llegan a superar las 200 RT de capacidad, por lo que sólo son útiles para turbinas pequeñas.

### Centrífugos.

Son los más utilizados por su versatilidad y su gran rango de tamaños superiores a 5000 RT. Aunque menos eficientes que los compresores de tornillo en el trabajo a cargas parciales, su gran desarrollo ha permitido una disminución en sus costo inicial. La única desventaja es que no permiten la condensación por aire para ningún rango de tamaño.

### Tornillo.

Son algo más caros que los centrífugos pero más efectivos a cargas parciales y para conseguir temperaturas más bajas de 7°C. Aunque existen en un amplio rango de tamaños incluso superiores a 5000 RT, la utilización de este tipo de compresor se incrementa en equipos menores a 2000 RT.

Una de las características más interesantes de estos compresores es que los condensadores de los chillers pueden ser enfriados por aire o por agua, aunque sólo por agua para los grandes tamaños debido a que el equipo de aire debería ser enorme. Pese a esto, la condensación por aire resulta atractiva en zonas donde hay escasez de agua o no resulta rentable el aumentar el tamaño de torres de enfriamiento.

Debido a la disminución de costes iniciales y a la facilidad de mantenimiento, actualmente la mayoría de equipos instalados tienen compresores centrífugos con motores eléctricos, aunque estos compresores también se integran fácilmente con el resto de tipos de accionamiento.

## **7.3. Clasificación de los chillers mecánicos según accionamiento del compresor.**

Existen tres tipos básicos de accionamiento del compresor de un chiller mecánico, y ninguno de los tres supone una variación en las prestaciones del ciclo frigorífico en sí, es decir no alteran temperaturas de evaporación y condensación, flujos, o cambio de refrigerante, simplemente afectan a la procedencia y naturaleza del trabajo que consume el compresor Wc.

En la actualidad existen chillers en "paquete" de casi cualquier tamaño, y con cualquiera de las modalidades de accionamiento descritas a continuación. Algunas compañías como York ofrece chillers de varios tamaños para cualquiera de las modalidades de motor y compresor, por lo que las posibilidades de elección para la instalación son muy variadas. Además se cuenta con la ventaja adicional de que estos

equipos compactos simplifican la instalación “plug & play”, mantenimiento y control que llevan incorporado. Esto beneficia no sólo en el coste inicial y el de mantenimiento sino también al espacio ocupado en planta que a veces es un factor limitante a tener en cuenta.

En las fotos siguientes se presentan tres chillers de la misma compañía York, como ejemplo de la compacidad de estos equipos.



Fig 26. (De izqda a dcha) Chillers mecánicos con motores eléctricos -a gas- turbina de vapor.

Viendo las fotos puede observarse como el motor eléctrico supone el chiller más simple y menos pesado, por lo que será más fácil su instalación respecto al resto.

### 7.3.1. Motores Eléctricos.

Esta es la forma más común de accionamiento del compresor. Es la forma más sencilla pues tan sólo hay que conectarlo a red y también la más fiable, pues los motores eléctricos están suficientemente probados y mejorados para un servicio en continuo durante largos periodos de tiempo.

Respecto a aspectos económicos, son también los más baratos en su adquisición, pero tienen como principal problema el alto consumo parásito del sistema. En general los chillers sean mecánicos o de absorción consumen más energía eléctrica que cualquier sistema evaporativo o de compresión húmeda, pues hay que poner en funcionamiento gran cantidad de equipos auxiliares, bombas, ventiladores de torres de refrigeración y fundamentalmente el compresor del sistema de refrigeración, que supone normalmente un 80% del consumo parásito en estos sistemas. Por esta razón cuando se instala un chiller mecánico accionado por un motor eléctrico se tienen las mayores pérdidas de potencia eléctrica por este concepto.

### 7.3.2. Motores a gas.

Cuando no se desea tener unas pérdidas parásitas tan altas o en este caso se dispone de gas natural suficiente y a bajo coste, puede optarse por colocar un motor a gas en vez de uno eléctrico.

Ese ahorro de energía eléctrica conlleva otros consumos, como son el gas natural, y agua para refrigeración del motor. Asimismo el coste inicial y el mantenimiento también se incrementan respecto al mismo sistema con un motor eléctrico. Además hay que hacer algo con los gases de escape de dicho motor como integrarlos con el flujo de escape de los gases de la turbina, aunque al igual que estos también puede aprovecharse su calor residual para otro tipo de procesos o servicios. En el esquema

siguiente puede apreciarse que la instalación de un motor de gas trae consigo otros equipos adicionales, que encarecen la instalación.

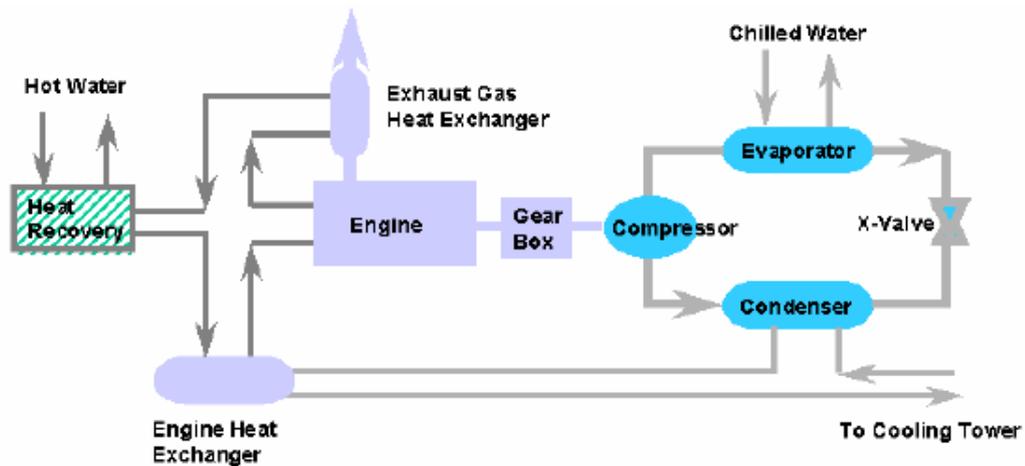


Fig 27. Esquema completo de un chiller mecánico con accionamiento por motor de gas.

Esta es la configuración completa de un motor de gas que acciona un compresor de un chiller mecánico, aparte del motor, incorpora un recuperador de los gases de salida, un intercambiador adicional para la producción de agua caliente, y otro intercambiador para el enfriamiento del agua de refrigeración del motor de gas, esto sin contar que la torre de enfriamiento debe aumentar su capacidad para manejar también el agua de refrigeración del motor.

No necesariamente un motor de gas instalado necesita de todos estos elementos, pero es una posible configuración que aprovecha al máximo las posibilidades energéticas de este sistema.

Al final hay que realizar un estudio económico sobre si el ahorro eléctrico compensa el poner todos estos equipos y operarlos.

Otra de las características que hacen los hacen atractivos es su buena capacidad para trabajar a cargas parciales, lo que los hace ideales para aquellas estaciones más frías en la que la necesidad de refrigeración es menor, pero debido a su mayor coste inicial respecto a los chillers eléctricos, es necesario tenerlos funcionando el mayor tiempo posible para amortizarlos cuanto antes.

Es muy frecuente encontrar chillers con motores de gas en plantas híbridas junto a chillers eléctricos, lo que permite una mayor flexibilidad de funcionamiento en función del momento del día y por lo tanto de la demanda y precios de la electricidad, lo que llevaría al funcionamiento del chiller con motor de gas en los periodos “on-peak” y del eléctrico en los “off-peak”.

### 7.3.3. Turbinas de vapor.

Otra de las posibilidades para evitar el excesivo consumo parásito de los motores eléctricos es instalar una pequeña turbina de vapor que accione el compresor. En este caso se utiliza vapor de media presión entre 5 y 10 bar, como referencia puede utilizarse unos 5 Kg/h de vapor a 8 bar por RT. El uso de vapor supone que existe ya una fuente de producción del mismo en la planta, el instalar una caldera específicamente para la aplicación incrementa en exceso el coste, por tanto el empleo de este accionamiento es más adecuado en sistemas de cogeneración y en ciclos combinados, aunque en este último caso, habría que considerar la pérdida de potencia por ese vapor no turbinado.

Al igual que en el motor de gas, el coste de instalación es superior a un chiller con motor eléctrico, no sólo debido a la propia turbina de vapor sino a equipo adicional que hay que incorporar como un condensador para el vapor y la ampliación de la torre de refrigeración, pues tal y como aparece en el siguiente esquema se utiliza el agua de salida del condensador de refrigerante en el condensador de vapor. Esta carga adicional obliga a aumentar el caudal de agua por ambos condensadores y por ende de la torre.

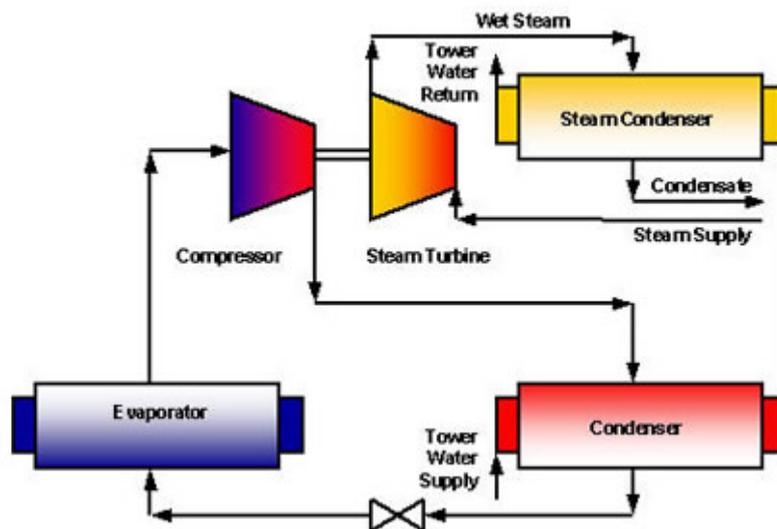


Fig 28. Esquema simplificado de un chiller accionado por turbina de vapor.

Aunque en la figura 28 anterior aparece el esquema por separado, como se puede apreciar en la figura siguiente, todos los elementos necesarios para el chiller se encuentran en un mismo equipo.

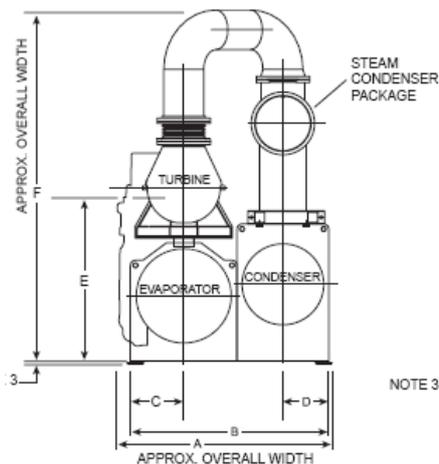


Fig 29. Vista frontal de un chiller accionado por turbina de vapor.

Debido al uso de vapor para su funcionamiento se suele comparar este sistema con los equipos de absorción de doble efecto, aunque su funcionamiento es totalmente distinto. Cuando se realice el estudio sobre los chillers de absorción se retomará esta comparación.

En lo referente a consumo eléctrico este por supuesto es menor que el de un motor eléctrico pero aun así es superior al de un motor a gas, por el consumo de las bombas de condensado. Las estimaciones aproximadas de consumo y coste de equipo se verán en los apartados correspondientes.

#### **7.4. Clasificación de los chillers mecánicos según el fluido de enfriamiento.**

Aunque se está usando la palabra chiller para cualquier equipo capaz de enfriar por debajo de la temperatura de bulbo húmedo, en verdad un chiller hace eso pero enfriando agua o salmuera para ello, siendo este agua enfriada ("chilled water") la que se envía a los serpentines instalados en la zona de admisión de aire de la turbina. Este modo de proceder es lo habitual por varias razones que se explicarán más adelante, pero aún así es posible la utilización del propio refrigerante para el enfriamiento de aire, a semejanza de los equipos autónomos para aire acondicionado que se instalan en casas y locales. Esta configuración no es lo más habitual pero aun así se le sigue denominando como chiller. A continuación se hará un repaso de estas configuraciones y las ventajas y desventaja de cada una.

##### **7.4.1. Enfriamiento directo.**

Un sistema CTIAC que utiliza un chiller con enfriamiento directo o refrigerante primario puede tener un esquema como el de la siguiente figura.

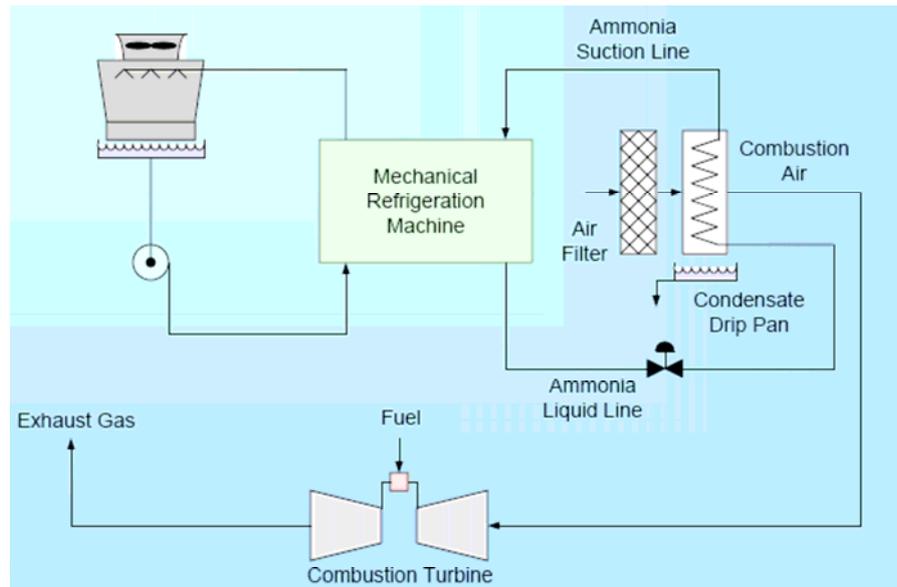


Fig 30. Esquema simplificado de un chiller con enfriamiento directo de aire.

En este caso, la máquina de refrigeración no corresponde a un chiller completo, pues engloba compresor-condensador-válvula de expansión pero el evaporador son los tubos situados en la zona de admisión de aire. Por tanto los chillers en “paquetes” vistos anteriormente no sirven para esta aplicación.

Este tipo de configuración supone algunas restricciones al sistema, la primera es que se impone el uso de amoníaco. Desde el punto de vista energético es magnífico pues es el refrigerante más eficiente, pero ya no se puede tener una instalación de este tipo en zonas urbanas, y por lo tanto se limita su uso al ámbito industrial. Esta restricción es por seguridad de la turbina en caso de una fuga en el evaporador, entraría refrigerante con el aire en la turbina de gas. El R134a a alta temperatura podría formar compuestos ácidos y dañar la cámara de combustión y turbina, mientras que el amoníaco no presenta ese problema. En cualquier caso no es recomendable la entrada de refrigerante en la turbina de gas y un sensor de fugas es imprescindible para parar el sistema de refrigerante si esto ocurre.

El uso de amoníaco impone también que el material de los tubos y aletas del evaporador sean de acero o aluminio, pero es recomendable que sean del mismo material para evitar corrosión dieléctrica.

El funcionamiento habitual de estos sistemas usa un sólo grupo de tubos de enfriamiento en la zona de admisión, por el que circula el refrigerante a una temperatura lo suficientemente baja como para conseguir la temperatura deseada de aire. Pero al igual que en refrigeración convencional puede diseñarse un sistema con múltiples etapas de refrigerante que permite un enfriamiento del aire en cascada, donde en cada etapa sucesiva el refrigerante se encuentra a menor temperatura. Esta configuración es mucho más eficiente y ahorra bastante energía frente a la etapa simple sobre todo en compresores, pero dificulta la instalación y aumenta bastante sus coste al incrementarse el número de equipos. Un ejemplo de esta instalación multietapa aparece en la figura siguiente, aunque pertenece a un sistema con refrigeración directa también puede emplearse de forma similar para uno que utilice agua enfriada.

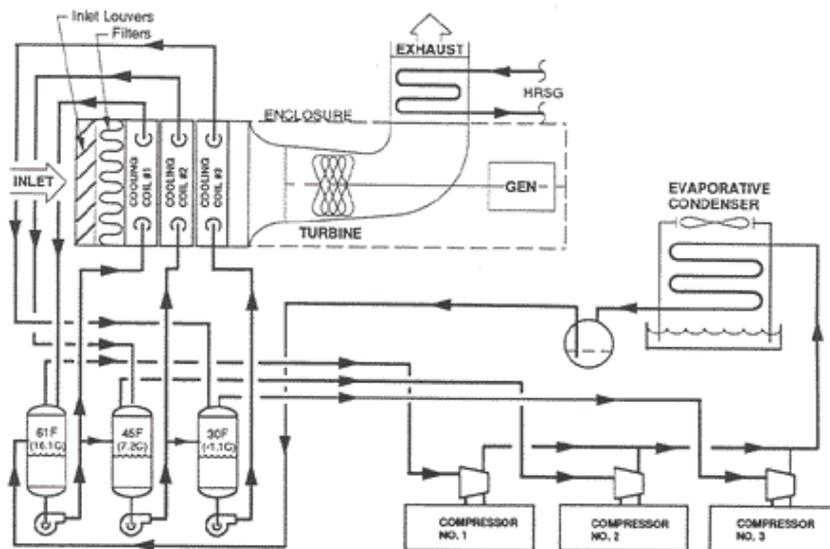


Fig 31. Esquema de un sistema con 3 etapas de enfriamiento con refrigerante directo.

Como puede observarse, una configuración de esta clase triplica la cantidad de equipo, aunque estos sean más pequeños que un único equipo, pero si añadimos todo el coste extra de tuberías y control, sale bastante más caro que una sola etapa simple. Es de destacar la presencia de un condensador evaporativo para el refrigerante, muy similar a una torre de refrigeración pero sustituyendo el relleno por los tubos de refrigerante, estos condensadores se emplean para instalaciones grandes o en casos como éste que no se emplea un equipo compacto de los mostrados anteriormente. Los equipos compactos suelen tener un condensador de carcasa y tubo para condensación por agua, necesitando posteriormente una torre de refrigeración para el agua del condensador. El uso de un condensador evaporativo reduce esta transferencia adicional en la torre, lo que resulta en un ahorro de equipo y energía en bombeo.

A continuación se exponen una serie de ventajas e inconvenientes de la instalación de un chiller con refrigerante primario:

### Ventajas.

- El uso de un refrigerante a más baja temperatura, permite disminuir el flujo de refrigerante a través de los serpentines de enfriamiento de aire, pudiendo reducir el diámetro de tubos y disminuyendo la necesidad de espacio en la zona del chiller, y las pérdidas de carga en la admisión aproximadamente a un 25% menos a la pérdida con un chiller convencional.
- Se ahorra en equipo y en consumo eléctrico respecto al uso de agua enfriada, pues se elimina un circuito entero de transferencia. Normalmente un chiller que enfría agua consume un tercio más que uno de refrigeración directa.

### Desventajas.

- Hay que disponer tuberías para refrigerante desde la maquina de refrigeración hasta el evaporador en la admisión, esto supone un mayor riesgo de fugas no sólo en el evaporador como ya se ha comentado, sino en todo el circuito. El amoniaco es tóxico por lo que puede ser un peligro para los operarios de la planta. Esto puede ser un problema si la máquina no está cerca de la zona de admisión.
- Al tener tuberías de refrigerante aumenta la necesidad de aislamiento de las mismas para evitar recalentamientos. Debido a la baja temperatura del refrigerante en la zona de admisión, se debe aislar la misma para evitar pérdidas por la carcasa metálica. Todos esto representa un coste importante en aislamiento.
- El uso de equipos no compactos, aumenta el coste del equipo e instalación pues cada parte se ensambla por separado. Además ocupan más espacio en planta por la misma razón.
- Los chillers de refrigerante directo están pensados exclusivamente para el servicio continuo, al no enfriar agua o salmuera la acumulación mediante un sistema de almacenamiento térmico (TES "Thermal Energy Storage") no se realiza, por tanto no es posible el funcionamiento por periodos on-peak y off-peak.

#### 7.4.2. Enfriamiento indirecto.

Un chiller que utiliza agua o salmuera enfriada como fluido de intercambio en los serpentines de enfriamiento de aire, se denomina de enfriamiento indirecto o refrigerante secundario y pueden presentar una estructura como la de la figura:

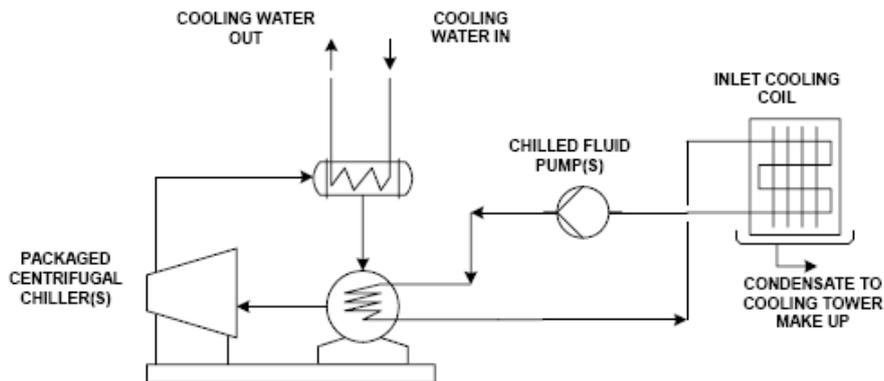


Fig 32. Esquema de un chiller de refrigerante indirecto.

En el esquema de la figura anterior, tenemos el chiller en un típico paquete, formado por compresor, un condensador por agua (carcasa y tubo normalmente), la válvula de expansión (que no aparece) y el evaporador donde se enfría el fluido auxiliar o refrigerante secundario. El circuito de refrigerante secundario llega a los tubos de

enfriamiento de aire en la admisión de la turbina, y de ahí retorna mediante una bomba al evaporador. Existe también otro circuito que no aparece representado en su totalidad, el agua de condensación también debe ser impulsada por una bomba hacia una torre de refrigeración para luego retornar al condensador de carcasa y tubo.

El fluido secundario puede ser agua o una salmuera, normalmente una solución de agua y glicol. El agua es más barata pero tiene peores propiedades que la solución de glycol, como la transferencia de calor y el punto de congelación. El agua se puede usar cuando el aire se enfría por encima de los 50°F (10°C), pues entonces tiene que estar a mayor temperatura. Por debajo de 50°F lo usual es el empleo de la solución de glicol. Aunque existen otros tipos de salmueras mejores que ésta, hay que considerar la seguridad de la turbina en caso de fuga en los tubos de enfriamiento, la solución de glicol no causaría problemas en caso de fuga.

Normalmente el circuito de agua o salmuera no es totalmente cerrado, lo habitual es que exista un depósito para el fluido secundario que se encarga de administrar las variaciones de flujo que puede tener el sistema durante la regulación.

A diferencia de los sistemas de enfriamiento directo, los chillers que enfrían agua o salmuera son ideales para funcionar junto a un sistema de almacenamiento térmico, pues dicho almacenamiento puede ser por ejemplo de agua enfriada o incluso de la salmuera. En estos casos el depósito de refrigerante secundario debe ser incluso mayor para poder alimentar el almacenamiento además de la zona de admisión si fuera necesario.

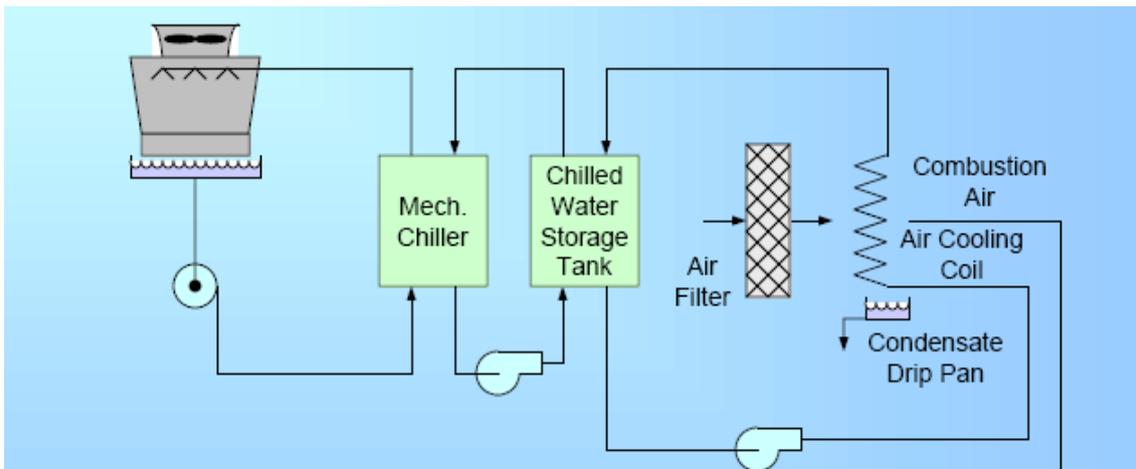


Fig 33. Esquema de un sistema con chiller de refrigeración indirecta con almacenamiento térmico.

El análisis preciso de los sistemas con TES se realizará en el apartado correspondiente, pero la posibilidad de incorporarlo por parte de estos chillers es una gran ventaja a su favor.

A modo de resumen se presentan a continuación las ventajas y desventajas principales de estos chillers con refrigerante secundario:

### Ventajas.

- Mantienen el circuito de refrigerante en un espacio confinado (el chiller) minimizando así las posibilidades de fuga de refrigerante.
- El uso de refrigerante secundario como agua o soluciones de glicol habilita la incorporación de sistemas TES y por lo tanto la planta puede funcionar en el modo on-peak. Además el uso de agua o salmuera no tiene impactos ambientales significativos.
- La posibilidad de instalar todo el chiller en un paquete, supone enormes ventajas en ahorro de espacio en planta, instalación, mantenimiento y control. Además la variada oferta existente de estos equipos permite conseguir cualquier configuración deseada y a precios muy competitivos. Por lo que pese a la existencia del circuito de refrigerante secundario, salen incluso más baratos que los equipos de refrigeración directa.
- Aunque no es habitual, el agua enfriada puede utilizarse como agua contra incendios si fuera necesario, sobre todo si está almacenada en un sistema TES.

### Desventajas.

- La existencia del ciclo de refrigerante secundario aumenta el consumo parásito del sistema debido al bombeo adicional.
- Es necesario disponer habitualmente de un depósito de agua o salmuera para la alimentación del sistema, lo que encarece el sistema.
- Casi todos los equipos compactos utilizan condensadores de carcasa y tubo, lo que obliga a la colocación de una torre de refrigeración o a la ampliación de alguna existente. Las bombas de este circuito de agua de condensación aumentan más todavía las pérdidas parásitas.
- Aunque en costes de equipo son comparables a los de refrigeración directa en consumo parásito no, pese a que cada vez se diseñan estos chiller con una mayor eficiencia, lo normal es que el consumo sea un tercio mayor que el de refrigeración directa.

En conjunto, las ventajas que presenta un chiller de refrigeración indirecta son más atractivas para el usuario, especialmente el coste inicial de equipo, su fácil instalación y la posibilidad de disponer de almacenamiento térmico. Aún así existen instalaciones que tienen sistemas de refrigeración directa, por ejemplo en sistemas CTIAC para turbinas pequeñas <6MW donde se quiere minimizar el equipo auxiliar como bombas o torres de refrigeración, o en aplicaciones donde se quiera llevar al aire por debajo de los 45°F(7,2°C), por ejemplo en climas muy secos donde la escasa humedad disminuye el riesgo de aparición de hielo. Para las turbinas de grande y medio tamaño la opción escogida suele ser un chiller indirecto.

### **7.5. Parámetros de funcionamiento.**

### 7.5.1. Coeficiente de eficiencia energética.

Este concepto ya se introdujo en el apartado 7 de introducción a los chiller mecánicos, pero en éste vamos a particularizar para cada tipo de chiller y dar valores aproximados de los mismos.

El COP se define de la siguiente forma:

$$COP = \frac{Pot.Frigorífica}{Pot.Consumida} = \frac{Energía.Frigorífica}{Energía.Consumida}$$

Sería por tanto el cociente en el efecto útil, en este caso la potencia (o energía) frigorífica utilizada para enfriar el aire y la potencia (o energía) consumida de cualquier naturaleza necesaria para producir dicho efecto útil. Como debe ser un parámetro adimensional ambas potencias o energías deben estar en la mismas unidades. Por tanto este parámetro es una medida de eficiencia pero no de rendimiento, pues es bastante habitual que este parámetro tome valores superiores a la unidad.

- Para un chiller eléctrico:

Se define el  $COP = \frac{Q_{frig}}{W_C}$ , donde  $Q_{frig}$  es la carga de refrigeración tomada para el diseño (1 RT= 3,52 KW) y  $W_C$  es la potencia eléctrica consumida por el compresor, también en KW.

Los valores de COP para un chiller eléctrico suelen estar entre 2 y 9, pero lo habitual es entre 4,5 a 6.

El COP para un chiller eléctrico suele a veces darse de otra forma, como consumo eléctrico del compresor en KW/RT, tal y como se verá en el apartado siguiente de consumo parásito de los chillers. Un valor de referencia para los compresores accionados por los motores eléctricos es de 0,65 KW/RT. Y precisamente este dato es el COP del chiller eléctrico, basta calcular la inversa del valor y pasar de RT a KW.

$$0,65 \frac{KW}{RT} \longleftrightarrow 1,538 \frac{RT}{KW} \times 3,52 \frac{KW}{RT} = 5,4 = COP$$

- Para un chiller accionado por motor de gas.

En este caso se define el  $COP = \frac{Q_{frig}}{Q_{ent}} = \frac{Q_{frig}}{W_{max} / \eta_{motor}}$ , la potencia frigorífica no cambia

pues corresponde a la carga máxima necesaria, mientras que la potencia de entrada ya no corresponde a la potencia eléctrica consumida en el compresor sino al consumo energético de combustible en el motor de gas. En vez de expresar esta cantidad en términos de caudal de combustible por su poder calorífico es más fácil conocer la potencia máxima o nominal que da el motor para satisfacer la carga de refrigeración requerida, y se divide por la eficiencia del motor para conocer el consumo real aproximado. Igual que antes tanto  $Q_{frig}$  como  $W_{max}$ , deben estar en las mismas unidades para que el COP sea adimensional.

Tanto  $W_{max}$  como  $\eta_{motor}$  deben ser aportados por el fabricante, pero se puede estimar aproximadamente la relación entre  $Q_{frig}$  y  $W_{max}$ , pues el rendimiento de un motor a gas es alrededor de 0,3, mientras que los COP de estos equipos rondan entre 1 y 2,5. Siendo un valor medio aceptado 1,5. Por tanto la potencia máxima del motor debe ser una quinta parte de la carga de refrigeración aproximadamente.

Hay que destacar que este es el COP obtenido sólo para el chiller y por lo tanto abarca exclusivamente el efecto buscado que es el enfriamiento del aire de admisión, pero como ya se ha visto en la descripción general de estos motores de gas es posible el aprovechamiento de la energía de los gases de salida del motor, para otro proceso que puede no tener nada que ver con el sistema CTIAC. En este caso se podría considerar un COP diferente para el conjunto del sistema, que incluye como efecto útil ese calor recuperado, y por lo tanto sería mayor que el anterior. Cuando se consulta en este caso el COP en un catálogo o algo similar, hay que ver si el fabricante incluye equipo de recuperación y si este se incluye en el COP o no. Valores de COP=3 o superior pueden ser indicativos que existe recuperación y está incluido en el COP.

- Para un chiller accionado por turbina de vapor.

En este caso la potencia consumida correspondería a la diferencia de entalpía entre el vapor de entrada y el de salida. Normalmente en un chiller con esta clase de accionamiento el vapor sale parcialmente condensado, pero a las temperaturas de salida (50°C aprox) la entalpía no es suficiente para un mayor aprovechamiento, pero debe ser condensado para su retorno al circuito de generación de vapor. Con estas consideraciones el COP tendría la siguiente expresión:

$$COP = \frac{Q_{frig}}{m_{vap} (h_{vap} - h_{cond})}$$

Los valores habituales de COP van desde 1 a 2,5 muy similar a los motores de gas.

Como ya se ha indicado, el COP es una medida de eficiencia del chiller y por lo tanto es una buena forma de comparar unas máquinas con otras, pero esa comparación no debe realizarse con máquinas con diferente accionamiento. De ser así siempre, se escogerían chillers eléctricos pues tienen los valores más altos de COP. Para comparar chillers de distintos tipos hay que realizar un análisis económico valorando el precio de la electricidad consumida y el precio del gas natural o vapor utilizado en cada caso, y entonces decidir cual es más viable. Pero sí resulta útil para comparar máquinas del mismo tipo y para las mismas prestaciones, en este caso aquella con mejor COP, tendrá un mayor ahorro de electricidad, gas natural o vapor para una misma carga de refrigeración. Lo normal es que aquella con mejor COP sea más cara, por lo que al final se impone de nuevo realizar un análisis económico.

La gran mayoría de constructores de chillers para turbinas son estadounidenses, por eso no es raro encontrar que estos fabricantes no proporcionen el COP, que es más utilizado en Europa, sino la eficiencia en términos de KW/RT. Es importante no confundir el parámetro de eficiencia dado en esta forma con el consumo eléctrico del equipo que también suele darse en estas unidades, sólo en el caso de chillers eléctricos coinciden ambos valores, pero no así en los motores de gas o turbinas de vapor, en estos dos casos los KW son de vapor o consumo de gas pero no eléctricos. Se puede pasar fácilmente de un COP a KW/RT y viceversa, tan sólo hay que expresar la energía o potencia consumida en KW y la carga de refrigeración en RT (recordar que  $1RT=3,52\text{ KW}$ ).

Todos los COP calculados para cada tipo de accionamiento son para el punto de diseño elegido, es decir para la carga máxima de refrigeración que tienen que aportar, por lo tanto son los COP a plena carga. Sin embargo se sabe que gran parte del tiempo de operación, el chiller no está trabajando a plena carga y tiene que regular, como el COP varía con la carga, es posible que haya chillers que trabajen mejor a carga parcial que a plena carga siendo entonces más favorable que el anterior.

Para comparar chillers, la norma ARI 550/590-98 define dos parámetros que sirven para estudiar el comportamiento de un chiller a cargas parciales: el IPLV "Integrated part load value" y el NPLV "Non-Standard part load value". Estos parámetros aparecen explicados en el apartado siguiente.

### 7.5.2. Los parámetros IPLV y NPLV.

El parámetro IPLV es un valor de eficiencia media, definido para un sólo chiller, cuando éste trabaja a cargas parciales.

El IPLV se calcula usando una fórmula que aparece después, pero que se basa en un conjunto de 4 condiciones operativas. Cada condición está formada por un %Carga de diseño (grado de carga parcial) y una temperatura asociada a la condensación, esta puede ser la temperatura de bulbo seco (DBT) para chillers con condensador por aire, o la temperatura de entrada de agua al condensador (ECWT "Entering condenser-water temperature") que es lo más habitual, para equipos con condensación por agua.

Para chillers con condensación por agua, las cuatro condiciones son:

- 100% carga-29,4°C (85°F)
- 75% carga- 23,9°C (75°F)

- 50% carga- 18,3°C (65°F)
- 25% carga- 18,3°C (65°F)

Esto quiere decir que a medida que la carga disminuye es posible reducir la temperatura de entrada de agua en el condensador, lo que a su vez produce una mejora de la eficiencia del ciclo. Estos valores han sido elegidos mediante estudio de una gran cantidad de chillers en 29 ciudades de EEUU, en las que se ha realizado un estudio ambiental y tomando una temperatura típica de aproximación para las torres. En las tablas siguientes se tienen estas temperaturas cuando el condensador es por agua, o evaporativo o por aire. Además se presenta una comparativa para dichos valores entre la anterior norma de 1992 y la nueva de 1998.

**TABLE 3. - ENTERING CONDENSER FLUID TEMPERATURES AT PART LOAD  
I-P SYSTEM**

% LOAD	1992 STANDARD			1998 STANDARD		
	WC °F ECWT	AC °F EDB	EC °F EWB	WC °F ECWT	AC °F EDB	EC °F EWB
100%	85	95	75	85	95	75
75%	78.75	85	68.75	75	80	68.75
50%	72.5	75	62.5	65	65	62.5
25%	66.25	65	56.25	65	55	56.25

WC = water-cooled  
 AC = air-cooled  
 EC = evaporative cooled  
 ECWT = entering condenser water temperature  
 EDB = entering air dry bulb temperature  
 EWB = entering air wet bulb temperature

**TABLE 4. - ENTERING CONDENSER FLUID TEMPERATURES AT PART LOAD  
S-I SYSTEM**

% LOAD	1992 STANDARD			1998 STANDARD		
	WC °C ECWT	AC °C EDB	EC °C EWB	WC °C ECWT	AC °C EDB	EC °C EWB
100%	29.4	35.0	23.9	29.4	35.0	23.9
75%	26.0	29.4	20.4	23.9	26.7	20.4
50%	22.5	23.9	17.0	18.3	18.3	17.0
25%	19.0	18.3	13.5	18.3	12.8	13.5

Table 5. below compares the old and new IPLV equations utilizing the weightings and entering condenser fluids from Table 3. and 4.

Tabla 4. Valores de temperatura de entrada del fluido de condensación para el cálculo de IPLV.

Si nos fijamos en las tablas anteriores se puede encontrar que la pendiente de descenso en la norma de 1998 es mayor que en la de 1992, esto significa que la temperatura de entrada del agua de condensación disminuye más con un mismo % de la carga, y por lo tanto la eficiencia mejora más rápidamente con la disminución de carga. Esto puede verse en la siguiente figura:

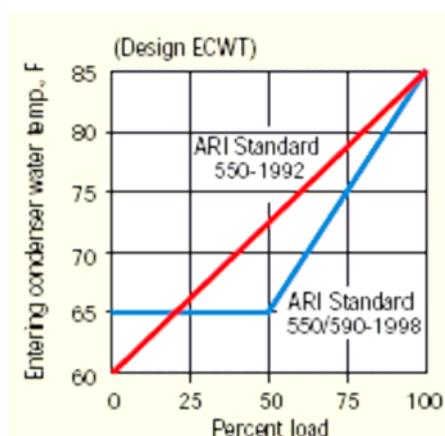


Fig 34. Evolución de la ECWT con la carga para las normas ARI 1992 y 1998.

Esto quiere decir que la misma máquina es definida como más eficiente en la nueva norma que en la antigua.

Ya se ha definido para cada % de carga la temperatura de entrada de agua de condensación, ahora hay que ver como es la distribución temporal del % de carga. Esta distribución aparece en la siguiente tabla:

**TABLE 2. – WEIGHTING OF PART LOAD POINTS**

<b>% LOAD</b>	<b>1992 STANDARD</b>	<b>1998 STANDARD</b>
100 %	17 %	1%
75 %	39 %	42%
50 %	33 %	45%
25 %	11 %	12%

Tabla 5. Pesos de cada uno de los puntos de operación a carga parcial según ARI 1992 y 1998.

De la tabla anterior se pueden extraer varias conclusiones, con la nueva norma de 1998, se estima que en el 97% de tiempo de funcionamiento el chiller trabaja a cargas parciales entre el 50 y el 75% de la carga. Sólomente se considera que el 1% del tiempo el chiller trabaja a plena carga, es por eso que no debería confiarse en el valor de COP a plena carga que se definió en el apartado anterior.

Estos pesos aparecen reflejados en la fórmula de cálculo del ILPV, que se presenta a continuación.

TABLE 5. - INTEGRATED PART LOAD VALUE EQUATION (IPLV)

SYSTEM	VALUE	1992 STANDARD	1998 STANDARD
I-P	kW/ton	$\text{IPLV} = \frac{1}{\frac{0.17}{A} + \frac{0.39}{B} + \frac{0.33}{C} + \frac{0.11}{D}}$	$\text{IPLV} = \frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}}$
S-I	EER or COP	$\text{IPLV} = 0.17A + 0.39B + 0.33C + 0.11D$	$\text{IPLV} = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$

Where  
 A = kW/ton [EER or COP] at 100% load  
 B = kW/ton [EER or COP] at 75% load  
 C = kW/ton [EER or COP] at 50% load  
 D = kW/ton [EER or COP] at 25% load

Tabla 6. Fórmulas para el cálculo de IPLV según ARI 1992 y 1998.

Estas son las fórmulas para el cálculo del ILPV tanto en KW/RT como en términos de COP. Los números que aparecen en la fórmula son precisamente los pesos a cargas parciales definidos anteriormente, y las letras A,B,C y D son los valores en KW/RT o de COP correspondientes al funcionamiento a cargas parciales, que son dados por el fabricante en forma de datos o pueden venir en forma de gráfica como la siguiente:

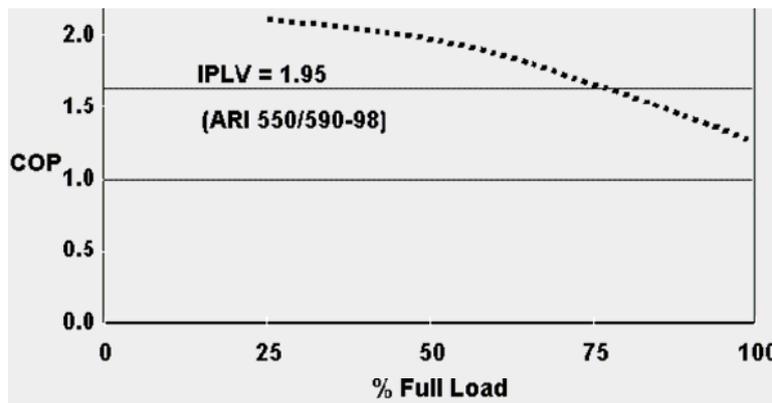


Fig 35. Evolución del COP de un chiller con la carga.

Esta es la evolución del COP de un chiller accionado por motor a gas, en el que se puede ver que efectivamente la eficiencia mejora a medida que la carga disminuye. A partir de esta gráfica o de datos tabulados pueden obtenerse los valores de A,B,C y D necesarios para el cálculo del IPLV.

El cálculo del IPLV lleva también aparejadas otras condiciones de funcionamiento establecidas como son, un flujo determinado por el condensador y evaporador, una temperatura de salida del evaporador, y un factor de incrustamiento fijo en el lado del agua en el condensador, además de las condiciones de temperatura de entrada de agua de condensación ya indicadas. Sólo cuando nuestra planta trabaja en todas estas condiciones, el IPLV representa el COP de la planta en su funcionamiento a carga parcial. Estas condiciones aparecerán en la siguiente tabla.

Lo normal, es que nuestra planta no trabaje en las mismas condiciones, la ECWT puede ser distinta, la temperatura de salida del evaporador puede ser más o menos baja y tener flujos diferentes, en este caso debe calcularse el NPLV “Non-stard part load value”, este valor se calcula exactamente igual que el IPLV, es decir se utiliza la misma fórmula con los mismos pesos pero ahora no se conocen los valores de A,B,C,D pues los fabricantes no pueden darlos para cada condiciones de funcionamiento. Por tanto el NPLV sería el COP medio en funcionamiento a cargas parciales, cuando las condiciones de operación difieren de las definidas en la norma ARI 550/590-98.

Hay que destacar que estas condiciones diferentes no pueden ser cualesquiera sino que existen algunas restricciones, como las temperaturas de entrada de agua al condensador a cargas parciales. Un cuadro resumen de las fórmulas y condiciones para el cálculo de IPLV o NPLV aparecen en la siguiente figura.

Expression Of Chiller Efficiency	Equation				
Coefficient Of Performance–COP, W/W, or Energy Efficiency Ratio–EER, Btu/h/W	IPLV or NPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D				
Power Per Ton, kW/ton	IPLV or NPLV = $\frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}}$				
	Chiller Energy Efficiency, Load				
	A at 100%	B at 75%	C at 50%	D at 25%	— at 0%
<b>IPLV Rating Conditions</b>					
Condenser, water-cooled only: <sup>a</sup>					
Entering water temperature, F [C]	85 [29.4] <sup>b</sup>	75 [23.9]	65 [18.3]	65 [18.3]	65 [18.3]
Flow rate, gpm/ton [Lps per kW]	3.0 [0.054] <sup>c</sup>				
Fouling factor, h·ft <sup>2</sup> ·F/Btu [m <sup>2</sup> ·C/W]	0.00025 [0.000044]				
Evaporator:					
Leaving water temperature, F [C]	44 [6.7] <sup>b</sup>	—	—	—	44 [6.7]
Flow rate, gpm/ton [Lps per kW]	2.4 [0.043] <sup>c</sup>	—	—	—	2.4 [0.043]
Fouling factor, h·ft <sup>2</sup> ·F/Btu [m <sup>2</sup> ·C/W]	0.0001[0.000018]				
<b>NPLV Rating Conditions</b>					
Condenser, water-cooled only: <sup>a</sup>					
Entering water temperature, F [C]	As selected <sup>b</sup>	— <sup>d</sup>	65 [18.3]	65 [18.3]	65 [18.3]
Flow rate, gpm/ton [Lps per kW]	As selected <sup>c</sup>				
Fouling factor, h·ft <sup>2</sup> ·F/Btu [m <sup>2</sup> ·C/W]	As specified				
Evaporator:					
Leaving water temperature, F [C]	As selected <sup>b</sup>	—	—	—	—
Flow rate, gpm/ton [Lps per kW]	As selected <sup>c</sup>				
Fouling factor, h·ft <sup>2</sup> ·F/Btu [m <sup>2</sup> ·C/W]	As specified				

- <sup>a</sup> If the chiller manufacturer's recommended minimum entering-condenser water temperature, ECWT, is greater than that specified above, then it may be used in lieu of the specified value.
- <sup>b</sup> Corrected for fouling-factor allowance by using the calculation method described in C6.3 of ARI Standard 550/590–1998.
- <sup>c</sup> Flow rates are to be held constant at full-load values for all part-load conditions.
- <sup>d</sup> For part-load ECWTs, the temperature should vary linearly from the selected ECWT to 65F [18.3C] for loads ranging from 100% to 50%, and should be fixed at 65F [18.3C] for loads ranging from 50% to 0%.

Fig 36. Fórmulas y especificaciones para el cálculo de IPLV y NPLV

En conclusión, si usted desea evaluar según parámetros dictados por ARI, deberá usar el IPLV. Si la instalación no cumple con los parámetros dictados por ARI, entonces la opción lógica es usar el NPLV. IPLV es tabulable en los catálogos de los fabricantes mientras que el NPLV depende de las condiciones específicas del proyecto.

La propia ARI ("Air-conditioning and Refrigeration Institute") reconoce que tampoco el NPLV puede predecir exactamente la eficiencia que tendrá el chiller en una instalación concreta, pero sin embargo permite una buena forma de comparar las eficiencias relativas de similares modelos de chiller. La eficiencia real puede diferir un pequeño porcentaje del NPLV pero cada modelo similar diferirá también en un porcentaje similar. Aún así, el uso del NPLV (o IPLV) es una herramienta auxiliar, para conocer el funcionamiento real del chiller debe hacerse un análisis exhaustivo de las condiciones climáticas, distribución de la carga de refrigeración, horas de operación, consumo de auxiliares como bombas y torres y análisis económico. Pero aún así estos parámetros aportan buena información sobre el comportamiento esperado del chiller, especialmente a cargas parciales.

### 7.5.3. Consumo eléctrico del chiller y elementos auxiliares.

En este apartado se va a estimar cual es el consumo eléctrico total que aproximadamente soporta un chiller mecánico, no sólo el compresor sino también todo el resto de elementos auxiliares que son necesarios. Lo primero, es identificar todos aquellos elementos que potencialmente producen un consumo parásito de electricidad. Debido a las diferentes configuraciones posibles, se va a tomar un chiller indirecto, con condensación por agua, que suele ser lo más usual. Para representar este consumo parásito, las unidades elegidas serán KW/RT (Kw electricos/ton refrigeración), como ya se ha mencionado antes no hay que confundir estos valores con la eficiencia del chiller del apartado anterior, aunque indudablemente estén relacionados.

- Compresor: suele ser el mayor consumo eléctrico de toda la instalación, alrededor de un 80% del total. En el caso de accionamiento por motor a gas o por turbina de vapor, este consumo es nulo.
- Bomba del circuito de agua enfriada: es la bomba que se encarga del movimiento del agua o la solución de glicol, en el circuito cerrado que pasa por evaporador y por los tubos de enfriamiento en la admisión de la turbina. El consumo de esta bomba es el mismo para todos los tipos de accionamiento siempre y cuando las características del circuito sean las mismas.
- Bomba de agua de condensado: esta bomba se encarga de tomar el agua de retorno de la torre de refrigeración, hacerla pasar por el condensador y volverla a enviar a la torre. En el caso de accionamiento por motor a gas o por turbina de vapor, el caudal de agua por el condensador aumenta respecto al necesario para un chiller eléctrico, debido al agua de refrigeración del motor y a la condensación del vapor en la turbina, tal y como se mencionó en los apartados de descripción de cada accionamiento, asimismo dado que los COP son más

bajos el rechazo de calor en el condensador aumenta. Es difícil estimar este aumento pues depende en gran medida del motor a gas utilizado, si existe intercambiador para el agua de refrigeración, o en el caso de una turbina de vapor de la cantidad del mismo utilizado. Normalmente supone un incremento de entre un 30% para el motor a gas y un 40% para la turbina de vapor respecto al consumo de un chiller eléctrico por este concepto.

- Ventilador de la torre de refrigeración : por las mismas razones que en el caso anterior, el ventilador de la torre consume más potencia para conseguir el mismo enfriamiento para un caudal superior de agua del condensador. El incremento para los motores de gas y turbinas de vapor respecto al chiller eléctrico es de un 20% y 25% respectivamente, como media.

La tabla siguiente recoge el consumo parásito por cada concepto anterior para cada uno de los chillers mecánicos.

	Chiller Eléctrico. KW/RT	Chiller con motor a gas. KW/RT	Chiller con turbina de vapor. KW/RT
Compresor	0,65 (*)	-	-
Bomba de agua enfriada	0,053	0,053	0,053
Bomba de agua de condensación	0,0618	0,0803	0,0865
Ventilador torre refrigeración	0,0451	0,0541	0,0563
<b>TOTAL</b>	<b>0,8099</b>	<b>0,1874</b>	<b>0,1955</b>

(\*) Este valor depende del COP del chiller eléctrico.

Tabla 7. Consumos parásitos de electricidad para los chiller mecánicos.

Como puede observarse de los resultados de la tabla, un chiller eléctrico consume algo más de 4 veces que otro sin este tipo de accionamiento.

## **7.6. Aspectos económicos.**

A la hora de valorar el costo inicial de los chillers mecánicos, se presenta la ventaja de que aún cuando su funcionamiento depende de las condiciones ambientales, su precio se valora en función del tipo y tamaño del chiller, por tanto no es usual expresar su coste en función de €/KW extra sino en términos de €/RT<sub>nom</sub> o €/KW<sub>nom</sub>, es decir en función de la capacidad de enfriamiento máxima del sistema, que naturalmente está ligada al tamaño del chiller.

Los precios siguientes son meramente estimativos, como siempre lo más recomendable es obtener ofertas de los fabricantes, pero son perfectamente válidos para un estudio preliminar. Los indicados en la tabla corresponden al coste de adquisición e instalación del chiller, los tubos de enfriamiento en la admisión, todas las bombas, el eliminador de gotas y las torres de refrigeración. Posteriormente estos costes pueden incrementarse por otros conceptos como transporte, especialmente si el equipo viene de EEUU o impuestos y tasas.

Para cada tipo de accionamiento lo normal es tener un compresor centrífugo o de tornillo, los segundos son más eficientes pero también más caros, aproximadamente disponer de un compresor de tornillo cuesta entre un 25% y un 40% más que el mismo chiller con compresor centrífugo.

### **Costes de adquisición e instalación:**

- Chiller centrífugo eléctrico: 870 €/RT
- Chiller centrífugo con motor a gas: 1225 €/RT + 100 €/RT si incluye equipo para recuperación de calor.
- Chiller centrífugo con turbina de vapor: 1300 €/RT.

### **Costes de operación:**

Aunque lo habitual es englobar los costes de operación y mantenimiento (O&M) en uno mismo, en este caso es mejor hacerlo por separado.

Los costes de operación corresponden a consumo eléctrico, consumo de gas y de vapor:

- El consumo eléctrico aparece en la Tabla 7 de la página anterior, para cada uno de los tipos de accionamiento.
- El consumo de gas natural, puede determinarse a partir del COP o el IPLV/NPLV para todo el periodo de funcionamiento, un precio de referencia para el gas natural puede ser de 12,5 €/MWh.
- El consumo de vapor es más difícil de valorar, pues no sólo depende del caudal y presión de servicio sino también si es producido en calderas o en un sistema de cogeneración y del uso que normalmente se le da. La valoración final por tanto debe hacerse para cada caso concreto.

Para el cálculo de costes de consumo eléctrico en MWh, es una buena opción calcular las "EFLH" (ver siguiente apartado), y multiplicar por los KW/RT y por el tamaño seleccionado del equipo.

### Costes de mantenimiento.

Evidentemente estos costes dependen tanto del tiempo de funcionamiento como de la carga soportada por el chiller. Por eso los factores utilizados se expresan en €/RT-h. Los chillers eléctricos tienen un mantenimiento más sencillo y corto que los otros tipos de accionamiento, y por lo tanto más barato, como valores de referencia se pueden tomar:

- Chiller eléctrico: 0,005 €/RT-h
- Chiller con motor a gas: 0,008 €/RT-h
- Chiller con turbina de vapor: 0,008 €/RT-h

Para calcular el total de estos costes anuales, hay que obtener las horas equivalentes a plena carga (EFLH "Equivalent full load hours"). Este cálculo es fácil, si un chiller tiene por ejemplo de potencia nominal 2000 RT, y durante una hora trabaja a 500 RT, pues entonces su EFLH es de 0,25 horas, pues trabaja a un cuarto de la plena carga, haciendo esto para cada hora de funcionamiento y sumando se obtendrán las EFLH para todo el año. Naturalmente como el chiller trabaja a cargas parciales la mayor parte del tiempo, el valor de EFLH puede ser bastante inferior a las horas reales de funcionamiento del equipo.

Si se multiplica el valor de EFLH por la potencia nominal del chiller en RT, se obtiene las RT-h, es decir una medida de la energía consumida por el equipo, y por lo tanto del uso que se le ha dado a la máquina. Multiplicando después por los valores de referencia para cada tipo de accionamiento se obtiene el coste de mantenimiento anual del equipo.

Estos tres tipos de costes son los principales a tener en cuenta cuando se realiza un estudio económico inicial en la instalación de uno de estos sistemas. La forma a proceder para buscar el chiller óptimo no es diferente de los anteriores sistemas aunque fueran evaporativos, simplemente se trata de buscar el tamaño apropiado para que satisfaga cualquier restricción impuesta y a la vez sea económicamente más rentable. Si el perfil de carga del chiller es muy variable, quizás un tamaño intermedio salga más rentable que uno grande pues la mayor parte del tiempo va a trabajar a cargas parciales y se desperdicia parte de su capacidad. Además no sólo hay que buscar el tamaño sino también escoger el tipo de accionamiento, en algunos casos puede interesar el colocar un chiller accionado por motor a gas o turbina de vapor para aumentar el ahorro eléctrico.

Si además se considera la opción de múltiples chillers incluso diferentes, o se introduce almacenamiento térmico, la complejidad de encontrar una solución óptima aumenta considerablemente, es por ello que no existe una metodología única para resolver este tipo de problemas.

Una de las cuestiones más importantes a la hora de realizar un análisis económico de estos sistemas es la valoración de los costes de operación, estos dependen del COP como ya se ha visto, si se conoce la variación del mismo con la carga entonces no hay problema, pero si no se dispone de dicha variación lo normal es tomar un valor de referencia y decir que permanece constante para cualquier régimen de funcionamiento.

Si se dispone del COP a plena carga, y se considera que dicho valor es constante para todo el rango de cargas, estamos valorando los costes de operación al alza, pues sabemos que a cargas parciales el COP mejora y por lo tanto el sistema consumirá

menos de lo que refleja con el uso del COP a plena carga. Se puede considerar que esta opción es conservadora, pues no dará un coste de operación por encima del real. La otra opción es el uso del IPLV/NPLV, que es el COP ponderado a cargas parciales, este al ser más alto que el COP a plena carga nos dará un consumo menor y por lo tanto puede que más cercano a la realidad. Aunque hay que recordar que para el cálculo de estos parámetros se asumía un perfil de carga concreto: 1% horas 100% carga, 42% horas al 75% carga, 45% horas al 50% carga y 12% horas al 25% carga. En la realidad el perfil de carga del sistema a estudiar puede diferir bastante en cuanto a distribución, y por lo tanto el IPLV/NPLV no sería del todo apropiado.

Si se dispone de ambos valores COP a plena carga y del IPLV/NPLV para el mismo sistema puede obtenerse un valor intermedio entre ambos que refleje el funcionamiento real del chiller. La forma de proceder sería la siguiente:

- Se calcula las EFLH de nuestro sistema a partir del funcionamiento real.
- Se calcula las EFLH correspondientes a la distribución asumida en el cálculo de IPLV/NPLV. Un ejemplo sería el siguiente.

Supongamos que el chiller funciona durante 7800 horas al año entonces tendríamos:

-1% horas= 78 horas a 100% carga =	78 EFLH
-42% horas = 3276 horas a 75% carga =	2457 EFLH
-45% horas = 3510 horas a 50% carga =	1755 EFLH
-12% horas = 936 horas al 25% carga =	234 EFLH
	-----
TOTAL	4524 EFLH

- Comparamos las EFLH reales con las EFLH calculadas con el IPLV, si las EFLH reales son menores, se toma el IPLV/NPLV como valor apropiado para representar al chiller en todo su rango de carga. Si sale mayor hay que interpolar linealmente entre dos puntos, el primero sería (IPLV/NPLV,  $EFLH_{IPLV}$ ) y el segundo sería ( $COP_{P.CARGA}$ , Horas funcionamiento totales). En este caso las EFLH reales son mayores que las  $EFLH_{IPLV}$  pero menores que las horas de funcionamiento reales, por tanto el COP promedio será mayor que el COP a plena carga pero menor que el IPLV/NPLV, representando de forma más adecuada al perfil real de carga del sistema.

Si sólo se dispone de uno de los valores, habrá que tener en cuenta el número de chiller instalados y el perfil de carga, con un chiller instalado y un perfil variable el IPLV/NPLV es la mejor opción, pues con toda seguridad el chiller trabajará a cargas parciales durante gran parte del tiempo, pero con varios chiller de menor tamaño, el COP a plena carga es mejor opción, pues el %carga imputable a cada chiller será alto, lo normal es que uno o varios de ellos estén trabajando a plena carga.

### **7.7. Consideraciones sobre regulación diaria .**

Como puede deducirse del sistema de funcionamiento de un chiller, la regulación diaria se puede realizar fácilmente pues es posible su adaptación a prácticamente cualquier régimen, esta capacidad aumenta si se instala más de un chiller, pues en este caso puede repartirse de forma adecuada la carga entre más de uno, especialmente en el caso de sistemas híbridos en los que se dispone de equipos con diferentes accionamientos, en los que por ejemplo puede disponerse de un chiller eléctrico además de otro a gas, para el funcionamiento del primero cuando la electricidad es más barata en periodos "off-peak" y del de gas cuando estamos en periodos "on-peak". El uso de sistemas híbridos es una buena forma de realizar un funcionamiento en servicio continuo, aunque naturalmente encarece el costo inicial de la instalación. Más detalles sobre sistemas híbridos se verán en un apartado posterior.

La característica más importante de los chillers en cuanto a regulación diaria, es su capacidad para disponer de almacenamiento térmico (sistemas TES), como ya se ha mencionado anteriormente, el uso de estos sistemas permite el almacenamiento de frío en forma de agua, salmuera o hielo durante los periodos en que la electricidad es más barata, para luego utilizar esa reserva de frío en los periodos "on-peak" donde mayor demanda existe y la electricidad es más cara. Esto quiere decir que los chillers más adecuados para soportar un sistema TES son los chiller eléctricos, pues son los únicos en los que los costes de operación dependen del momento del día. Esto no quiere decir que no puede existir sólo un chiller con motor a gas o con turbina de vapor en un sistema con TES, pero no es práctica habitual. Estos sistemas no sólo ahorran electricidad en los periodos "on-peak", sino también permite el colocar un chiller más pequeño, lo cual ahorra en costes iniciales por este concepto. La introducción de un sistema TES, complica bastante el estudio de estos sistemas, y llevan consigo bastantes consideraciones para conseguir un resultado óptimo. Posteriormente se verá un capítulo entero dedicado a estos sistemas con más profundidad.

Una de las desventajas que imponen los chiller (ya sean mecánicos o de absorción) es que independientemente de la carga que estén manejando, se incurre en una pérdida de carga constante e inevitable debido a los tubos aleteados en la zona de admisión, como ya se ha comentado la pérdida de carga está entre 1 y 2 inch wc.

## 8. Enfriadores de absorción.

Los enfriadores de absorción o más comúnmente llamados chillers de absorción, son equipos totalmente diferentes a los chillers de compresión mecánica, sobre todo en cuanto a su estructura y funcionamiento interno. Pero a su vez, comparten muchas características con ellos, muchas de las cuales ya se han anticipado en el apartado anterior de chiller mecánicos y en la introducción a los chillers.

Este estudio no pretende entrar en profundidad en el funcionamiento de los equipos de absorción, aunque sí dar unas nociones básicas sobre su funcionamiento, pues ayuda a entender los requerimientos y limitaciones propias del sistema.

### 8.1. Introducción a los equipos de absorción.

Una máquina de absorción, es un enfriador accionado por energía térmica. Una visión general de las principales propiedades de la tecnología de absorción puede obtenerse por comparación con la refrigeración por compresión mecánica que hemos visto en el apartado anterior de los chiller mecánicos.

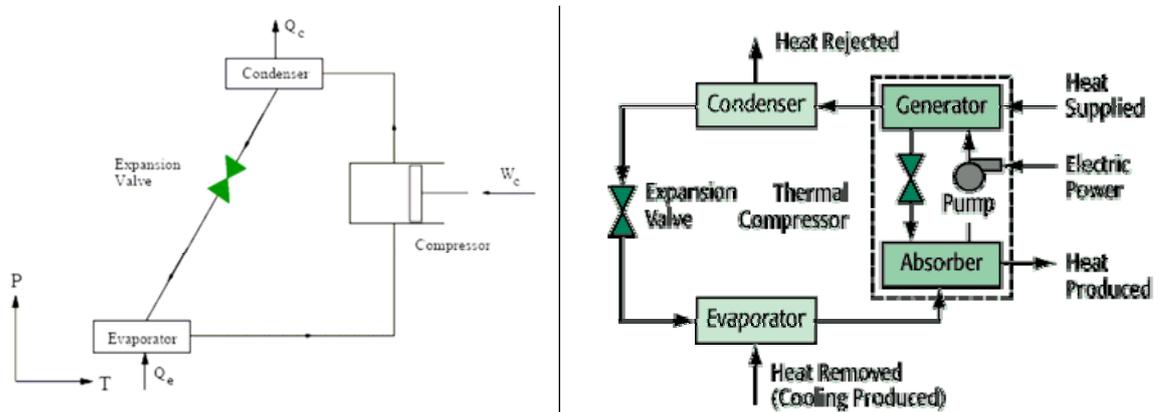


Fig 37. Comparación entre los ciclos de refrigeración por compresión mecánica y absorción.

Como puede verse en esta figura, el condensador, válvula de expansión y evaporador son idénticos para las dos máquinas y por lo tanto hay importantes similitudes entre ambas técnicas de refrigeración. La diferencia fundamental es que un ciclo de absorción sustituye el compresor mecánico por un compresor térmico, accionado por una fuente externa de calor, lo que proporciona la principal característica de este sistema, y es la baja carga parásita que va a tener que soportar.

El "compresor térmico" no es un equipo individual sino un conjunto de equipos, la forma más simplificada la compone un absorbente, un intercambiador de calor intermedio y un generador. Este compresor térmico conlleva el uso de dos fluidos, el absorbente y el refrigerante. El absorbente sólo se mueve dentro del compresor térmico, mientras que el refrigerante circula además por condensador y evaporador para producir el efecto frigorífico. Este par de fluidos de trabajo no puede ser cualquiera sino que deben tener unas propiedades muy concretas.

Buenas elecciones como refrigerantes son fluidos que tengan un calor latente alto, para minimizar el flujo de refrigerante necesario. Otras propiedades importantes son

estabilidad térmica, estabilidad química, baja toxicidad e inflamabilidad. Además de esto la variación de su presión de vapor tiene un impacto determinante en el ciclo como se verá más adelante.

En cuanto al absorbente, debe ser mucho menos volátil que el refrigerante y tener una gran afinidad para mezclarse con el refrigerante. Aparte también son recomendables de nuevo que tengan estabilidad térmica y química y baja toxicidad e inflamabilidad.

Aunque puede existir muchos pares absorbente-refrigerante, son dos pares los más conocidos y utilizados en los equipos de absorción, por una parte agua-amoniaco ( $H_2O/NH_3$ ) y por otra bromuro de litio-agua ( $LiBr/H_2O$ ). En el primer par el agua es el absorbente y el amoniaco el refrigerante, mientras que en el segundo par el bromuro de litio es el absorbente y ahora el agua actúa como refrigerante. Cada uno de estos pares de fluidos tienen propiedades únicas que imponen restricciones al ciclo de absorción que deben estudiarse por separado, pues aunque el funcionamiento del ciclo para ambos pares es muy similar existen diferencias que aconsejan su estudio de forma individual.

En primer lugar, se verá el ciclo de absorción para el bromuro de litio, pues es el más simple de entender, el ciclo con amoniaco es prácticamente igual pero incorpora algún equipo adicional que complica su análisis, y por eso es recomendable verlo a posteriori.

## **8.2. Principios básicos de los sistemas de absorción de bromuro de litio.**

Los chillers de absorción que usan bromuro de litio son ampliamente usados para la producción de agua enfriada o salmuera para el acondicionamiento de grandes edificios, aunque también pueden ser usados en un sistema CTIAC para el enfriamiento del aire de admisión de una turbina de gas.

Existen muchos fabricantes de estos equipos concentrándose sobre todo en China y Japón, pero también las hay estadounidenses y europeas como York y Carrier.

Aunque todavía es pronto, ya se puede anticipar que los chillers de absorción con el par agua/amoniaco es mucho más eficiente desde el punto de vista energético que los chiller con bromuro de litio, principalmente por las excelentes propiedades que tiene el amoniaco como refrigerante respecto al agua. Pero como ya se comentó en el apartado de chiller mecánicos, el uso de amoniaco debe estar restringido para zonas industriales y lejos de zonas urbanas, sobre todo porque un chiller para una turbina de gas, puede requerir una elevada carga de amoniaco. Por el contrario, el uso de agua como refrigerante en estos sistemas de absorción, es totalmente inofensivo, no es por ello de extrañar que su desarrollo se haya centrado en el terreno del acondicionamiento de espacios. Esto no quiere decir que su uso no sea apropiado para un sistema CTIAC, su desarrollo ha sido muy alto y suficiente para asegurar su rentabilidad en estos tipos de sistemas aun en zonas industriales donde sería posible el uso de amoniaco. Al igual que en los chillers mecánicos existen unidades compactas en “paquetes” con capacidades desde las 100 hasta 2000 RT pero con algunas unidades que pueden llegar a las 5000 RT, estas unidades integran no sólo el generador y el absorbedor sino el resto de equipos del chiller como condensador y evaporador. Las ventajas de estos equipos compactos es la misma que en los chillers mecánicos, ahorro de espacio, menor costo inicial y de instalación.

En la siguiente figura puede observarse un equipo compacto de absorción.

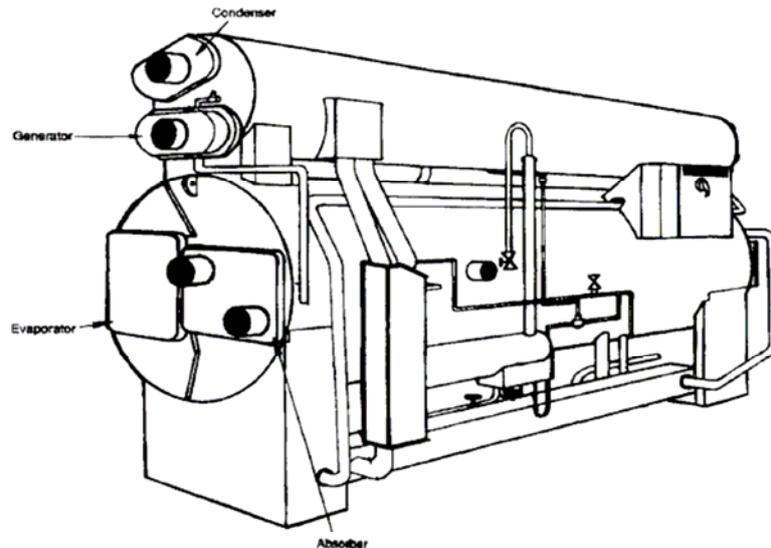


Fig 38. Equipo compacto de absorción.

### 8.2.1. Ciclo de LiBr con efecto simple.

La siguiente figura corresponde a un ciclo de absorción simple de bromuro de litio, que es el más sencillo de todos:

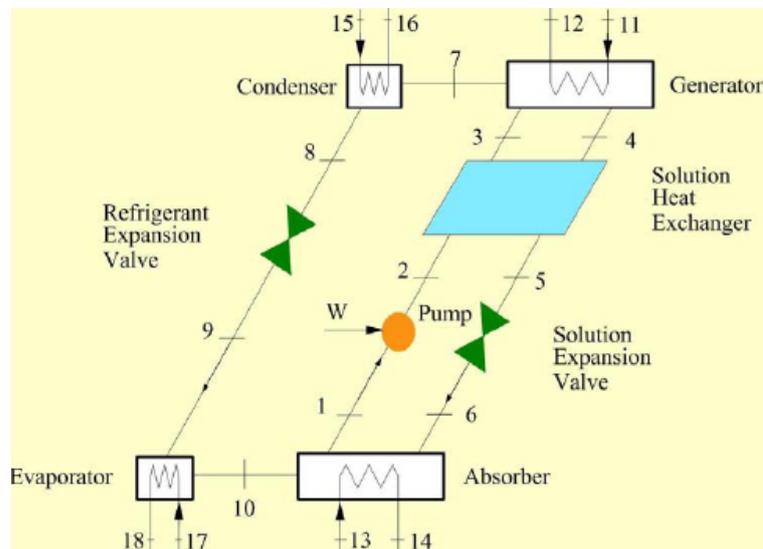


Fig 39. Esquema simplificado de un ciclo de absorción de efecto simple de LiBr-Agua.

A continuación se va a explicar paso a paso, como funciona este ciclo, empezando por los puntos correspondientes al “compresor térmico” es decir generador-intercambiador-absorbedor, y posteriormente con el resto de equipos comunes en los chillers:

- En el generador, entra procedente del punto 3, una solución diluida de LiBr y agua, además de una entrada de calor (ya se verá el origen o posibles orígenes) por la línea de corriente 11-12, este calor hace que gran parte del agua (refrigerante) de la solución se evapore, el vapor formado sale por el punto 7 hacia el condensador, camino que se retomará más adelante. Con la evaporación de agua, la solución de LiBr sale más concentrada por el punto 4. Es importante destacar que el punto de ebullición de LiBr es bastante alto, por lo que a las temperaturas de trabajo, sólo se evapora agua de la solución.
- La solución concentrada y caliente es enfriada parcialmente en el intercambiador de solución, llamado así porque las dos corrientes que intercambian son soluciones de LiBr aunque con distinta concentración. La solución concentrada abandona el intercambiador por el punto 5.
- Desde el intercambiador, la solución concentrada pasa a través de una válvula de expansión, reduciendo su presión (punto 6).
- Posteriormente la solución concentrada entra en el absorbedor. En él, la solución concentrada es enfriada más todavía por una corriente que absorbe dicho calor (línea 13-14). La solución concentrada ahora enfriada absorbe el vapor de agua, procedente del evaporador (punto 10), rechazando más calor todavía, al absorber el vapor de agua la solución se diluye y sale del absorbedor (punto 1).
- La solución diluida de LiBr y agua debe volver al generador, por lo que es impulsada por la bomba de solución (punto 2).
- Antes de su entrada en el generador, la solución diluida es calentada en el intercambiador de solución (punto 3).

De esta forma se cierra el ciclo en el “compresor térmico”, el lado izquierdo del ciclo corresponde al condensador-válvula de expansión-evaporador:

- El vapor de agua formado en el generador, sale del mismo por el punto 7 e ingresa en el condensador, donde mediante una línea de rechazo de calor (línea 15-16), condensa.
- El agua líquida pasa a través de una válvula de expansión reduciendo su presión, antes de entrar en el evaporador (punto 9).
- A muy baja presión el agua hierve en el evaporador gracias a la absorción de calor procedente del agua enfriada o salmuera (línea 17-18), el agua enfriada o salmuera va hacia los serpentines de enfriamiento, mientras que el vapor de salida del evaporador vuelve al absorbedor (punto 10), cerrando el ciclo.

Como puede verse, el ciclo es muy sencillo, pero hay que comentar dos aspectos, el primero es que el intercambiador de solución no es esencial en el ciclo del compresor térmico, pero ahorra el aporte necesario de calor en el generador y disminuye el rechazo necesario en el absorbedor. En segundo lugar, se ha comentado que el consumo parásito de un chiller de absorción es mucho menor que el de un chiller eléctrico pues se evita el consumo por parte del compresor, aunque como puede observarse en el ciclo existe una bomba necesaria para impulsar la solución desde el absorbedor al generador, pero como la solución es líquida la potencia consumida es mucho menor que la correspondiente a un compresor, debido a que este comprime un gas refrigerante en el ciclo frigorífico. Naturalmente la bomba eleva la presión de la solución, pero no puede continuar el ciclo frigorífico si el refrigerante no sale en forma de vapor, es por eso que se añade calor en el generador, no solo para separar el refrigerante del absorbente sino para vaporizarlo también, esta es la razón por la que al conjunto absorbedor-intercambiador de solución-generador se le denomina

compresor térmico, aunque exista un pequeño trabajo de compresión en la bomba de solución, la mayor parte de la energía se introduce como energía térmica.

Esto es en líneas generales el funcionamiento de un ciclo de absorción de simple efecto, particularizado para el caso del par LiBr-Agua pero que salvo algunas particularidades puede aplicarse también al acaso de Agua-Amónico, simplemente cambiando de refrigerante y absorbente.

Se va a ver a continuación que restricciones de funcionamiento impone el uso del par LiBr-Agua. En primer lugar, el uso de agua como refrigerante, hace que a una temperatura de evaporación normal de 6,5°C (44°F), la presión de vapor del agua correspondiente es tan solo 1 kPa=0,01 atm, es decir se está trabajando a presiones subatmosféricas, lo que conlleva varios problemas como el hecho de que el equipo tiene que ser muy robusto para evitar el colapso, lo que redundaría en un mayor coste inicial y en un equipo más voluminoso, en la práctica, la temperatura de evaporación se limita a 6°C lo que proporciona un enfriamiento máximo al aire de admisión de unos 10°C (50°F), mientras que todos los chillers mecánicos pueden alcanzar sin problemas los 7,2°C (45°F).

El trabajar en vacío también lo hace susceptible a la entrada de aire, lo cual es un gran problema si consideramos que una solución concentrada de LiBr se convierte en extremadamente corrosiva en presencia de aire. Esta razón es la fundamental para que todas las unidades estándar, sean selladas herméticamente en fábrica, esto hace que sea difícil su ensamblaje en campo e integración directa con la turbina, por ello forzosamente, estos sistemas deben usar serpentines de enfriamiento de agua enfriada o salmuera y no pueden emplearse para refrigeración directa en la zona de admisión de aire.

El hecho de usar agua como refrigerante conlleva también que a las temperaturas de condensación habituales del vapor saliente del generador, no sea posible el enfriamiento por aire, siendo obligado el enfriamiento por agua, lo normal es que el condensador sea de carcasa y tubo, y por lo tanto hace falta disponer de una torre de refrigeración para el agua de condensado.

En la fig 39 se ha empleado un diagrama de flujo simplificado para poder explicar más fácilmente como trabaja el equipo de absorción, en la realidad todos los elementos presentes, deben integrarse más fácilmente y de la forma más compacta posible, como puede verse en la fig 38. En la realidad un ciclo de efecto simple de LiBr tiene la siguiente forma.



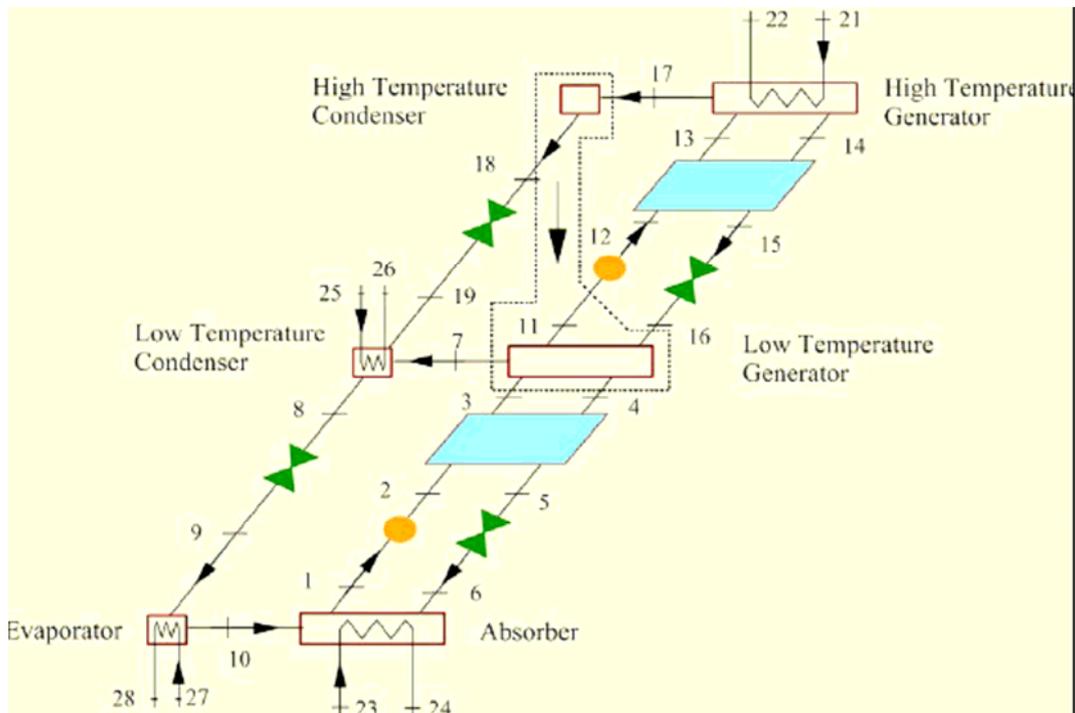


Fig 41. Esquema de un ciclo de absorción de doble efecto de LiBr-Agua.

Existen otras configuraciones posibles para un ciclo de doble efecto, pero esta es una de ellas. Como puede observarse el ciclo añade un nuevo generador, otro condensador y otro intercambiador de solución. Estas son las modificaciones que se introducen en el funcionamiento de este ciclo:

- Antes que la solución diluida entre en el generador de baja temperatura (punto 3), se divide parte de la solución y se envía al punto 11, donde se bombea a más alta presión, y es precalentada mediante el segundo intercambiador de solución, y entra en el generador de alta temperatura por el punto 13.
- En el generador de alta presión o temperatura, la solución hierve y el vapor a alta presión sale hacia el condensador de alta presión correspondiente (punto 17).
- El condensado sale por el punto 18 y se expande en una válvula de expansión hasta la presión de operación del evaporador, por lo que va desde el punto 19, directamente al punto 9 de entrada al evaporador. Es decir no pasa de ninguna forma por el condensador de baja temperatura, aunque lo parezca por el gráfico. A esta configuración se le denomina por esta razón de flujo paralelo.
- El ciclo que corresponde al generador y condensador de baja temperatura funciona exactamente igual que un ciclo de efecto simple, con la salvedad, del aporte necesario de calor para el generador de baja temperatura. Ya no es necesario una fuente externa de calor, ya que el condensador de alta temperatura puede rechazar suficiente calor como para usarlo en el generador de baja temperatura, por ello no existía línea de rechazo de calor en el

condensador de alta temperatura. Este intercambio de calor se representa en la figura mediante el recuadrado del condensador de alta temperatura y generador de baja, y una flecha que indica el sentido de la transmisión de calor.

La operación de un ciclo de doble efecto supone que cada unidad de calor de entrada puede ser usada dos veces en cascada, para enfriar casi el doble de refrigerante por unidad de calor de entrada, lo que hace que la eficiencia del ciclo se doble respecto al de efecto simple.

El beneficio de aumento de eficiencia es claro, pero por contrapartida los equipos de absorción de doble efecto incorporan más equipos, lo que redundaría en un mayor coste inicial, de instalación y operación. Asimismo, como el generador de alta presión opera a mayor temperatura, la entrada de calor debe ser a más alta temperatura que la correspondiente a un ciclo simple.

Aunque se ha mencionado en varias ocasiones el término “alta presión”, éste es relativo, incluso el generador y condensador a alta presión operan a presiones subatmosféricas, con el resto de la máquina operando a presiones todavía más bajas.

Al igual que en el caso de simple efecto, el esquema real de uno de estos equipos difiere ligeramente del esquema simplificado de la figura 41.

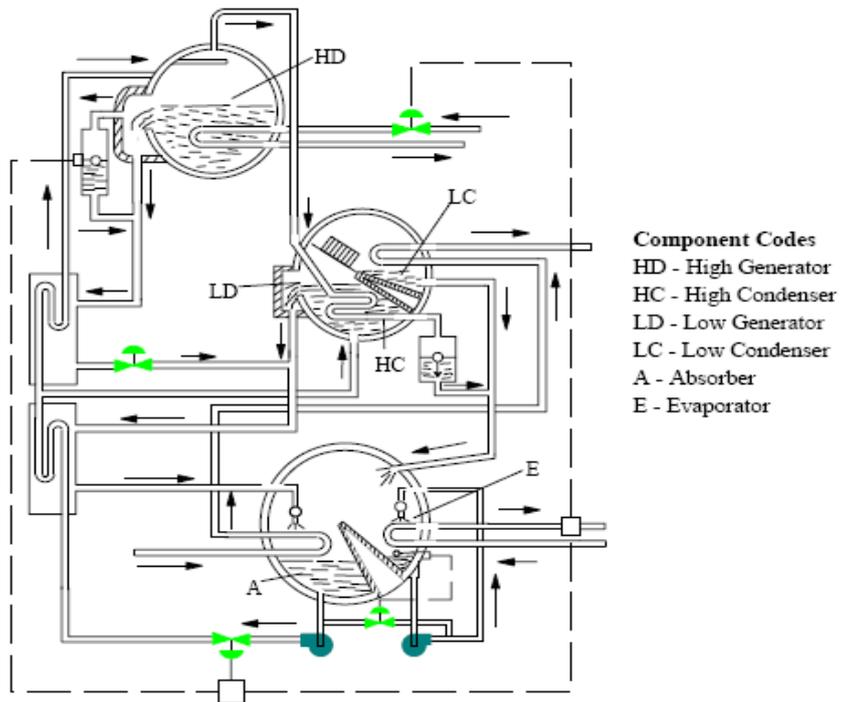


Fig 42. Esquema real de una máquina de absorción de Li-Br con doble efecto flujo paralelo.

En este caso, el cuerpo que en el simple efecto agrupaba al generador y condensador, ahora se ha separado en dos, uno exclusivamente para el generador de alta presión, y otro que engloba al generador de baja y los dos condensadores, el condensador de baja trabaja igual que en el efecto simple, el rechazo de calor se realiza mediante agua de la torre de refrigeración que previamente viene del absorbedor. La clave de este doble efecto es la unión del generador de baja con el condensador de alta, de forma

que la energía necesaria para la generación de vapor de agua a baja presión se toma de la condensación del vapor a alta presión. También puede observarse como el condensado de alta efectivamente no pasa por el condensador de baja, sino que ambas corrientes se unen antes de entrar al evaporador.

Aunque teóricamente pueden diseñarse ciclos con triple efecto, o con múltiple efecto, que mejorarían la eficiencia del mismo, desde el punto de vista práctico, son totalmente inviable para el uso en un chiller especialmente para una turbina de gas, donde estos equipos son ya grandes y voluminosos, el aumento de costes y la necesidad de disponer de una fuente térmica a más alta temperatura para el generador de más alta presión, hace que lo normal es que sólo se alcance el doble efecto a lo sumo, y todo en ello en función de la fuente de calor que dispongamos.

### **8.3. Principios básicos de los sistemas de absorción de amoníaco.**

Como ya se ha comentado anteriormente, el uso del amoníaco como refrigerante se emplea fundamentalmente en instalaciones industriales como puede ser un chiller de absorción para una turbina de gas. Aun así, debido a los problemas de toxicidad del amoníaco, su uso en acondicionamiento se ha limitado a pequeñas unidades (con baja carga de amoníaco) y situadas obligadamente en el exterior. Es por ello que no hay prácticamente fabricantes que ofrezcan unidades compactas de amoníaco para los tamaños requeridos para un sistema CTIAC, perdiendo los beneficios que suponen la instalación de los chillers en "paquetes". Normalmente la instalación de un chiller de absorción de amoníaco en estas aplicaciones, supone un diseño a medida de la instalación, lo que en principio debe suponer un mayor coste por RT que un chiller estándar de LiBr. Sin embargo, al final resulta que la instalación de un chiller de absorción de amoníaco es ligeramente más barata que la de un chiller de LiBr, esto es así por los siguientes motivos:

- El uso del amoníaco como refrigerante, cambia totalmente las presiones de trabajo en el ciclo de absorción, la presión del amoníaco puro a las temperaturas típicas de condensación es del orden de 10-15 bar, mientras que la presión de evaporación es de unos 3-5 bar. Este régimen de presiones elimina los problemas que tenía los ciclos de LiBr trabajando a presiones subatmosféricas, es decir, los equipos para el uso de amoníaco pueden ser más compactos, de forma que un chiller de absorción ocupa aproximadamente la mitad que uno de LiBr de la misma capacidad de enfriamiento. Esto no sólo ahorra espacio en planta sino también costo del equipo y de instalación.
- A la presión de condensación, el amoníaco, puede ser condensado de forma efectiva mediante aire exterior, lo que elimina la necesidad de torre de refrigeración y su coste asociado. Para unidades muy grandes también es posible la condensación por agua, pues de no ser así el condensador tendría un excesivo tamaño.
- A diferencia de los chillers de LiBr, los de amoníaco no tienen problemas de entrada de aire y corrosión, por lo que no es necesario que todo el equipo esté compacto y sellado. Esto hace posible que un chiller de absorción de amoníaco

se integre directamente en la turbina de gas, colocando el evaporador directamente en los tubos de enfriamiento del aire de admisión, igual que un chiller mecánico de refrigeración directa o primaria, de hecho las ventajas y desventajas de proceder así son exactamente las mismas que ya se han visto en dicho apartado. Pero también es posible llevar más allá la integración, pues dado que el ciclo de absorción necesita la introducción de energía térmica en el generador, esta podría obtenerse directamente de los gases de escape de la turbina o en la caldera de recuperación para un sistema de cogeneración, por tanto el generador debería disponerse en forma de tubos por los que pasa la solución diluida de agua-amoniaco. Evidentemente esta forma de operar, ahorra dos bucles de intercambio, el correspondiente al enfriamiento de agua y salmuera, y al calentamiento de un fluido secundario para el generador, lo que es un ahorro considerable en equipo inicial y en operación, pues se elimina consumo eléctrico de las bombas de esos bucles.

De todas formas, la integración del generador en la turbina requiere un estudio cuidadoso, especialmente si la instalación del chiller es una mejora a una turbina ya existente. En primer lugar hay que asegurarse que la temperatura de los gases de escape es suficiente para el funcionamiento correcto del generador. Si la turbina trabaja en ciclo simple no es problema, pero si tenemos un sistema de cogeneración, dependerá de la zona donde se coloque dentro de la caldera de recuperación, con la precaución de que añadir un nuevo banco de tubos en una caldera ya existente puede modificar el perfil de transferencia y la circulación natural de los gases si es el caso, por tanto esta opción requiere un estudio cuidadoso de las posibles consecuencias.

Vamos a ver a continuación los ciclos básicos de absorción basados en el par amoniaco-agua y establecer las principales diferencias con los ciclos de LiBr. Como ya se ha comentado en lo referente al ciclo de simple efecto, el funcionamiento básico de absorbedor y generador es el mismo independientemente de que par esté trabajando, por eso en este caso no se va a detallar el ciclo completo, sino sólo destacar sus cualidades más características.

### 8.3.1. Ciclo básico de absorción agua-amoniaco.

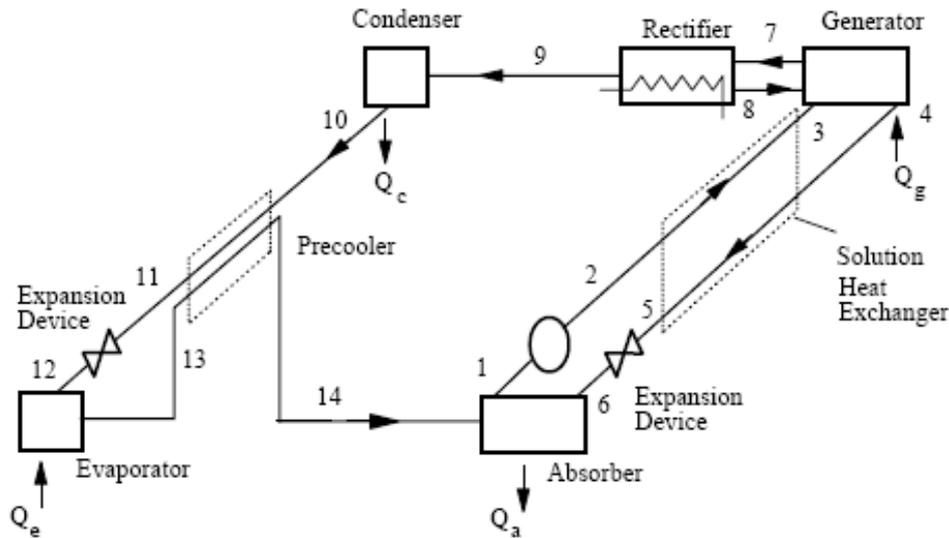


Fig 43. Ciclo básico de absorción de agua-amoniaco.

Realizando la comparación con el ciclo de simple efecto de LiBr de la figura 35, puede verse en primer lugar que los equipos correspondientes al “compresor térmico” son exactamente los mismos y operan de la misma forma, con las mismas entradas y rechazos de calor, sólo que ahora el agua es el absorbente y el amoniaco el refrigerante. Donde si existen diferencias es en el resto de equipos del ciclo frigorífico, con la presencia de dos equipos adicionales, un rectificador y un preenfriador. Para entender la adición de estos equipos hay que ver algunos detalles sobre el funcionamiento del par agua-amoniaco.

El problema radica en que en las condiciones de trabajo del generador, el vapor de refrigerante producido no es amoniaco puro, sino que una pequeña fracción de agua se evapora también junto al amoniaco. Esto no ocurría en los ciclos de absorción con LiBr, pues éste es totalmente no volátil en las condiciones del generador, y por lo tanto el vapor formado era exclusivamente agua. La presencia de agua en el vapor origina una mayor complejidad en el sistema, pues aunque su presencia es pequeña un 2% o 3%, puede alterar incluso el funcionamiento del ciclo refrigerante. Para eliminar ese pequeño contenido de agua se introduce un rectificador, que básicamente es un equipo de destilación donde la mezcla de vapor de amoniaco y agua se enfría mediante una corriente, forzando al agua a separarse del vapor de refrigerante. con el rectificador se puede conseguir que se reduzca el contenido de agua a un 1%, podría reducirse aún más pero entonces el rectificador sería prohibitivamente largo, por lo que se deja que el agua restante pase con el vapor de amoniaco al condensador.

En el condensador, la presencia de ese pequeño porcentaje de agua no afecta en exceso, simplemente eleva ligeramente la temperatura de condensación. Pero si se deja llegar al evaporador si puede ser un problema, pues a medida que el amoniaco se va evaporando, el líquido restante se enriquece en agua por lo que su temperatura de ebullición se incrementa. Esta temperatura de ebullición de la fracción de amoniaco rica en agua, puede ser tan alta que no sea útil para la refrigeración, es decir no puede enfriar el agua o salmuera o no se vaporiza todo el amoniaco por lo que el efecto

frigorífico se ve disminuido. Para evitar este problema se instala el segundo equipo adicional, un preenfriador después del condensador. Este preenfriador de condensado no elimina el 1% de agua presente, de hecho se permite que la fracción final rica en agua cruce el evaporador, y el mismo se diseña con ese fin. Posteriormente esta fracción líquida residual se evapora en la parte de baja presión del enfriador( punto 13-14), tomando calor de la corriente de condensado que se enfría. Como resultado de esta forma de operar, por una parte la temperatura del vapor que llega al absorbedor aumenta pero la capacidad frigorífica del ciclo aumenta considerablemente debido a este preenfriador de condensado.

Con el ciclo tal y como se muestra en la figura 43, la eficiencia es verdaderamente baja en el rango de 0,3 de COP, el COP es muy bajo debido principalmente a dos razones, las pérdidas que se producen en el rectificador, y la fracción de amoníaco enriquecida de agua que no se evapora. Pese a eso, se puede aumentar la eficiencia del ciclo, especialmente a través del rechazo de calor en el rectificador, como puede verse en la siguiente figura, de esta forma puede incrementarse el COP hasta 0,5.

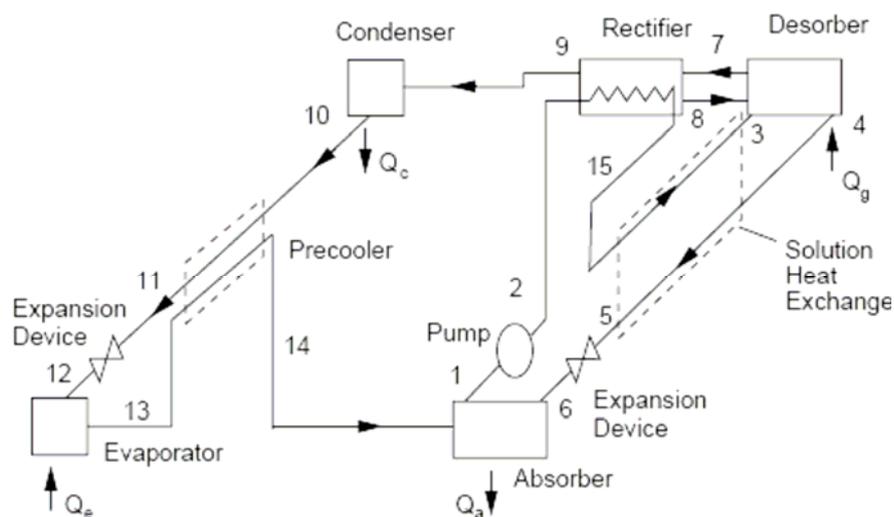


Fig 44. Ciclo simple de absorción de agua-amoniaco con recuperación de calor en rectificador.

Otro de los aspectos a destacar de este ciclo de absorción está relacionado con la bomba que impulsa la solución de amoníaco-agua del absorbedor al generador, es este caso la potencia consumida por la bomba es mayor que para un ciclo de LiBr con la misma capacidad, debido a que la diferencia de presiones entre absorbedor y generador es mayor, de unos 3 bar a 15 bar. Si a esta diferencia de presiones unimos que la bomba maneja caudales muy pequeños, se hace necesario la instalación de una bomba de desplazamiento positivo como una de diafragma que son pesadas e ineficientes. De cualquier manera aunque la potencia consumida por la bomba de solución sea mayor, todavía sigue siendo bastante pequeña en comparación con la entrada de energía térmica.

### 8.3.2. Ciclo de absorción de amoníaco con intercambio de calor entre generador-absorbedor.

Aunque teóricamente es posible, en la práctica no existen los ciclos de absorción de amoníaco-agua con doble efecto o posteriores. Esto es debido a que el teórico generador de alta presión tendría que trabajar a una presión superior a la del generador del ciclo básico visto anteriormente, de hecho tanto generador como condensador trabajarían a unas presiones de 80 bar, desde luego la mejora en eficiencia no compensaría en ningún modo el disponer de un equipo que opere a tal presión.

Por tanto es necesario buscar algún otro método de aumentar la baja eficiencia del ciclo básico que no sea a base de añadir efectos. Esto se consigue mediante el intercambio de calor entre generador y absorbedor, que se denomina de forma breve ciclo GAX "Generator-Absorber eXchange". Un ciclo GAX aparece en la siguiente figura.

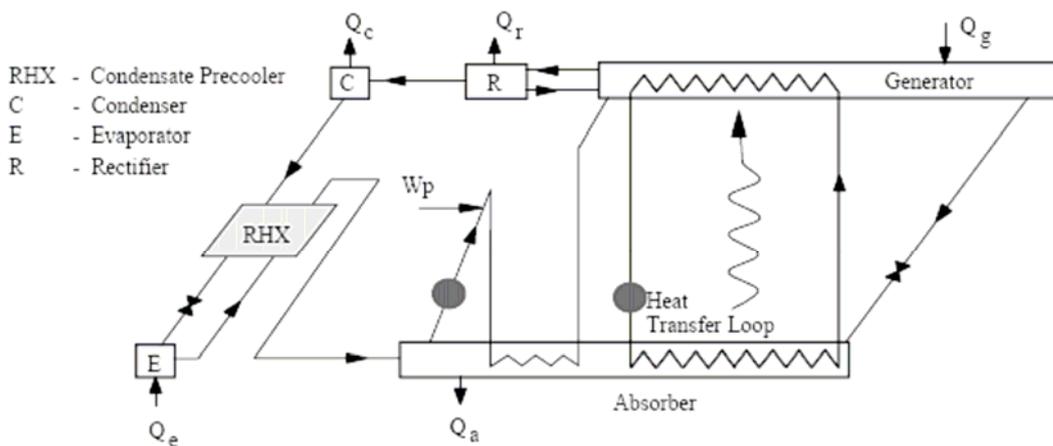


Fig 45. Ciclo GAX de absorción de amoníaco-agua.

La novedad en un ciclo GAX, es la introducción de un intercambio interno de calor entre absorbedor y generador. Esto permite la entrada de calor a mayor temperatura y después volverlo a usar internamente, con una mayor temperatura en el absorbedor. Tal y como aparece en la figura 45, la flecha indica el sentido de transferencia, que se produce desde la zona de alta temperatura del absorbedor (entrada de la solución concentrada), hasta la zona de baja temperatura del generador.

el concepto del ciclo GAX es termodinámicamente similar al intercambio de calor interno que se realiza en los ciclos de LiBr de doble efecto, sólo que el GAX puede ser implementado sin la necesidad de una etapa a diferente presión.

La tecnología GAX sólo puede usarse con un par que tengan un campo de solución amplio como el par amoníaco-agua, razón por la que no puede usarse en los ciclos de absorción de LiBr, una excesiva temperatura en el absorbedor puede provocar la cristalización del LiBr en las paredes del absorbedor, este fenómeno se comentará después en el apartado de operación.

### **8.4. Fuentes de entrada de calor al ciclo de absorción.**

Tanto para los ciclos de absorción de amoníaco y de bromuro de litio, se necesita fundamentalmente la introducción de energía térmica en el generador para el funcionamiento del sistema. Esta entrada de energía térmica es la que determina el valor de eficiencia del ciclo, pues como ya se ha comentado la energía eléctrica consumida en las bombas de solución es pequeña en comparación con esta entrada de energía térmica.

La naturaleza de esta energía puede ser diversa y de hecho puede variar con cada uno de los ciclos de absorción que ya se han descrito, lo que está claro, es que dicha fuente de calor tiene que tener una temperatura suficientemente alta para poder transferir calor a la solución en el generador.

Lo usual es utilizar vapor o agua caliente para accionar el generador, en cuyo caso la máquina de absorción se denomina "indirect-fired", también es posible proporcionar calor con un quemador de gas natural o fuel-oil directamente al generador, en cuyo caso se denomina "direct-fired". Las máquinas de absorción "indirect-fired" son las que han aparecido hasta ahora en todos los esquemas presentados, y son las más utilizadas en los sistemas CTIAC de absorción, ya que tengamos una turbina en ciclo simple, combinado o de cogeneración, normalmente puede aprovecharse el calor residual o parte del vapor adicional generado gracias al sistema CTIAC para accionar el ciclo de absorción. Cuando este aprovechamiento no es posible, o se dispone de combustible a precios muy económicos puede optarse por una versión "direct-fired" del equipo de absorción. En cualquier caso el ciclo de absorción funciona exactamente sea al aporte de calor directo o indirecto.

El siguiente esquema corresponde a un chiller de absorción de doble efecto "direct-fired".

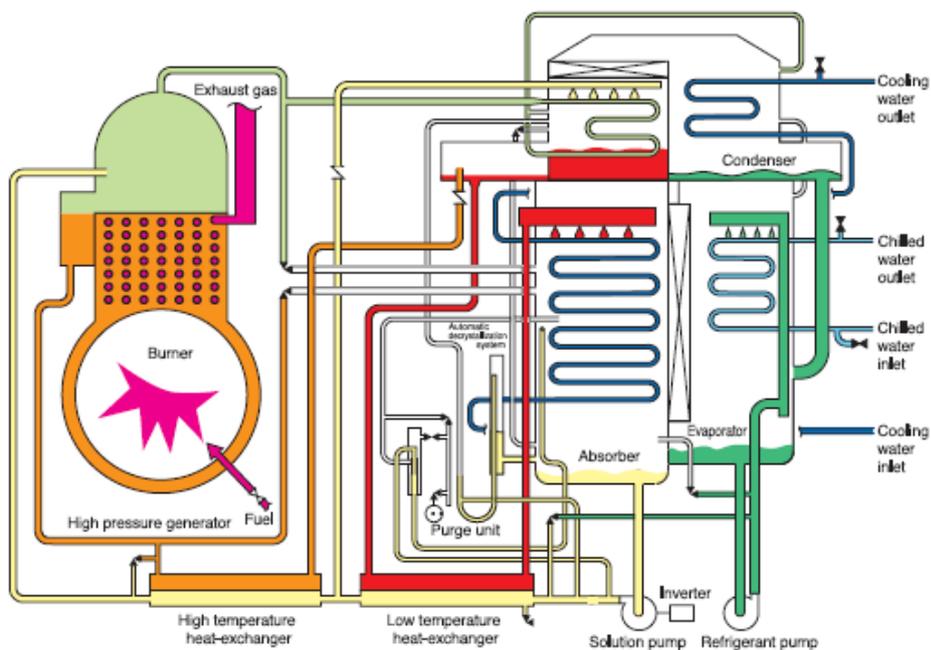


Fig 46. Chiller de absorción de LiBr, doble efecto "direct fired".

Como puede observarse, el quemador está en contacto directo con el generador de alta, pero el resto del ciclo permanece inalterado.

Esta es la configuración usual de un equipo de absorción "direct-fired" de doble efecto, siendo muy raro encontrar un equipo de simple efecto con "direct-fired". Con esta opción existen tanto equipos de LiBr como de amoníaco, pero los de amoníaco suelen ser pequeños de menos de 20 RT, y por lo tanto no sirven para chiller de una turbina de gas.

Vamos a ver que ventajas e inconvenientes tiene los sistemas "direct-fired" frente a los indirectos. La principal ventaja es que el quemador suplente a una caldera que proporcionara vapor para la entrada de calor, el quemador ocupa menos espacio y es más barato que una caldera exclusiva para ese fin. Como lo normal es que el vapor proceda de una caldera de recuperación, la ventaja está en que se puede independizar el funcionamiento de turbina y caldera, de forma que si por algún motivo debe pararse la caldera y abrir el diverter de la turbina, está pierde la mejora proporcionada por el chiller cuando éste es accionado con vapor procedente de la caldera, pero el chiller podría seguir funcionando normalmente si fuera "direct-fired". En lo referente a la operación, el quemador puede proporcionar una respuesta rápida a las variaciones de carga necesaria de refrigeración, simplemente variando el caudal de combustible quemado.

Por contra el aporte directo presenta algunas desventajas frente al indirecto, la principal el coste inicial del equipo, que puede llegar hasta un 50% más que la misma versión indirecta, esto es debido al coste de quemador, chimenea, tratamiento de los gases. La instalación lleva más tiempo, además de un mayor gasto en mantenimiento del quemador.

De las versiones "indirect-fired", tenemos 3 equipos básicos, los ciclos de absorción de LiBr de simple efecto y doble efecto y los ciclos básicos de absorción de amoníaco.

Los equipos de absorción de LiBr de doble efecto, utilizan necesariamente vapor de media presión a unos 8,5 bar, aunque pueden utilizar vapor de más alta presión si está disponible, pero eso aumenta el flujo necesario del mismo pues la entalpía de cambio de fase disminuye con el aumento de la presión del vapor. Lo que no se puede utilizar es vapor de menor calidad porque debe haber un  $\Delta T$  mínimo para garantizar la transferencia en el generador.

Por contra los equipos de simple efecto de LiBr, sólo disponen de una temperatura de generación, relativamente baja, lo que les permite funcionar con la entrada de agua caliente a 105-120°C, o con un menor flujo de vapor a una baja presión de 2 bar. Esta característica hace ideales a estos equipos para el aprovechamiento de calor residual de baja calidad.

La estimación de flujos y presiones necesaria tanto para vapor como agua se hará en el apartado correspondiente a parámetros de funcionamiento, pues como puede comprenderse la entrada de calor está ligada a la eficiencia de la máquina, por tanto es necesario conocer previamente los COP típicos de estos equipos.

Los equipos básicos de amoníaco necesitan de un aporte de calor superior a los 150-160°C que es la temperatura máxima en el generador, como suelen instalarse integrados en la turbina puede usarse fácilmente los gases de salida de la turbina si tiene al menos 200°C.

## **8.5. Instalación y mantenimiento de los equipos de absorción.**

La instalación de un equipo de absorción comprende dos bloques diferentes, al igual que los chillers mecánicos, una parte es la que comprende las operaciones en la zona de admisión como la colocación de los tubos de enfriamiento, y la otra los trabajos externos a la turbina como la disposición del circuito secundario de agua enfriada o salmuera, del agua de condensación y de rechazo de calor para el absorbedor, conexión eléctrica y de control. Todas estas operaciones son prácticamente iguales para ambos tipos de chillers y no existen diferencias entre ellas ni en coste ni en tiempo de ejecución.

Las diferencias existen en lo que es en sí el chiller, un equipo de absorción es más voluminoso que el equivalente mecánico, aproximadamente hasta unas 3 veces más. Para una turbina media de 40 MW con unas 1500RT, el peso puede ser de unas 75 Tm. Por tanto hay que disponer de bastante espacio para su colocación. Como la mayoría de los chillers de absorción de LiBr vienen en paquetes compactos, el tiempo de instalación viene a ser equivalente al de un chiller mecánico, sobre los 7-20 días dependiendo del tamaño del mismo, de la torre de refrigeración, y si está es de nueva construcción o ya la hay disponible. Esto no sucede con los equipos de absorción de amoníaco para sistemas CTIAC, lo habitual es que sean de refrigeración directa y se integren en el esquema de la turbina-caldera de recuperación, además no existen equipos compactos de gran capacidad, siendo estas instalaciones casi a medida, circunstancias que elevan el tiempo de instalación de uno de estos equipos en un 20% aproximadamente. Este aumento podría ser superior, si no fuera por la circunstancia que suelen utilizar condensación por aire (tamaño medio-pequeño) y por lo tanto no hay que instalar una torre.

El mantenimiento de un equipo de absorción es más delicado que el de un chiller mecánico, lo que hace que en ocasiones se deba disponer de personal cualificado en estos equipos. El cuidado es mayor en los chillers de absorción de LiBr, donde la corrosión es un factor importante a controlar.

El control de la corrosión se realiza mediante la inspección precisa de 3 variables: las entradas de aire, la concentración del inhibidor de corrosión y el pH de la solución.

Las entradas de aire son un problema para los equipos de LiBr, ya que trabajan a presiones por debajo de la atmosférica, aunque convenientemente sellados en fábrica, eliminar totalmente la entrada de aire es imposible, en especial si por algún motivo se ha tenido que abrir la máquina. Cuando esto sucede se introduce nitrógeno en vez de aire, para paliar en lo posible la entrada de aire.

Como la entrada de aire es inevitable, lo habitual es disponer de un sistema de purga que elimina el aire y otros gases no condensables del equipo de forma periódica.

Para disminuir los efectos corrosivos de la mezcla del aire y la solución de LiBr se añade al equipo un inhibidor de la corrosión, esta sustancia es un oxidante agresivo que se pega a las superficies metálicas e impide que el oxígeno del aire reaccione, el mantenimiento de los niveles de inhibidor recomendado por el fabricante es fundamental.

Por último, la corrosión puede ser acelerada cuando existen iones libres de hidrógeno en el fluido de trabajo. Estos iones libres son comunes en soluciones acuosas, como la de LiBr-agua, y también deben ser tratados mediante la introducción de pequeñas cantidades de hidróxido de litio que eliminan los niveles de iones de hidrógeno, por tanto, puede pensarse que es simplemente un control del pH de la solución.

## 8.6. Parámetros de funcionamiento.

### 8.6.1. Coeficiente de eficiencia energética-IPLV/NPLV.

La definición del COP para un chiller de absorción no difiere de la utilizada para un chiller mecánico, simplemente la energía o potencia de entrada corresponde a la energía térmica introducida en el generador. Lo que varía de un tipo de chiller a otro de absorción es el origen de esa energía:

- Si es "indirect-fired" utilizando agua :

$$COP = \frac{Q_{frig}}{m_w C_{p_w} (T_{ent} - T_{sal})}$$

- Si es "indirect-fired" utilizando vapor:

$$COP = \frac{Q_{frig}}{m_{vap} (h_{ent} - h_{sal})}$$

- Si es "direct-fired" utilizando gas natural o fuel:

$$COP = \frac{Q_{frig}}{m_f H_p / \eta_{quem}}$$

Donde  $m_w, m_{vap}$  y  $m_f$  son los flujos másicos de agua caliente, vapor y combustible respectivamente.

Aunque en apartados previos ya se han anticipado algunos valores típicos de los COP (a plena carga) de los diferentes equipos de absorción, lo que aparece a continuación es un resumen para dichos valores (promedios):

- Ciclo LiBr simple efecto: 0,7
- Ciclo Amoniaco simple: 0,5
- Ciclo LiBr doble efecto (indirect-fired): 1,2
- Ciclo LiBr doble efecto (direct-fired): 1

Hay que destacar que el ciclo de LiBr doble efecto con aporte directo funciona igual que uno con aporte de vapor o agua, pero el valor del COP sí incluye el término de eficiencia del quemador, que suele ser como promedio de 0,85, por este motivo sale un COP peor.

El COP también podría empeorar si el agua caliente o el vapor necesitaran de una caldera propia para producirse, en dicho caso habría que incluir la eficiencia de esa caldera.

Todo lo comentado para los parámetros IPLV/NPLV en la parte de chillers mecánicos es de perfecta aplicación a los chillers de absorción, y el conjunto de ecuaciones es exactamente el mismo así como condiciones y restricciones. En el caso de los chillers de absorción la variación del COP a carga parcial no es grande y los valores de IPLV son muy cercanos al COP a plena carga, aproximadamente estos valores de IPLV son los siguientes:

- Ciclo LiBr simple efecto: 0,9
- Ciclo Amoniaco simple: 0,64
- Ciclo LiBr doble efecto (indirect-fired): 1,5
- Ciclo LiBr doble efecto (direct-fired): 1,3

Ahora que se han visto los valores típicos de COP para estos equipos cabe su comparación con los chillers mecánicos eléctricos, evidentemente estos con valores de COP de 5.5 como promedio son energéticamente más eficientes, pero los chillers de absorción pueden en las versiones indirectas usar calor residual que de otra manera se hubiera desperdiciado y por tanto no suponen coste alguno de operación.

#### 8.6.2. Consumo eléctrico del chiller y de elementos auxiliares.

En este apartado se va a evaluar cual es el consumo parásito que soporta cada uno de los tipos de chiller de absorción, incluyendo no sólo el propio chiller sino también los elementos auxiliares, que son exactamente los mismos que en los chiller mecánicos, es decir bomba de agua enfriada, bomba agua de condensación, y ventilador de la torre de refrigeración.

Por parte del chiller sí existe un pequeño consumo que ya se ha mencionado, asociado al consumo de la bomba de solución entre absorbedor y generador, pero es tan pequeño en comparación con la energía térmica de entrada en el generador, que no merece la pena tenerlo en cuenta a la hora del cálculo del COP, pero que si puede considerarse ahora e incluirlo como un consumo de auxiliares.

La tabla siguiente refleja los consumos auxiliares de los tres típicos chillers de absorción de LiBr:

	Chiller LiBr simple efecto-indirecto-agua caliente. KW/RT	Chiller LiBr doble efecto-indirecto-vapor. KW/RT	Chiller LiBr doble efecto-directo KW/RT
Bomba de solución	0,05	0,05	0,05
Bomba de agua enfriada	0,053	0,053	0,053
Bomba de agua de condensación	0,1257	0,097	0,1067
Ventilador torre refrigeración	0,0818	0,0655	0,072
<b>TOTAL</b>	<b>0,3105</b>	<b>0,2655</b>	<b>0,2817</b>

Tabla 8. Consumos parásitos de electricidad para los chillers de absorción.

Uno de los aspectos a destacar es que las diferencias en consumo parásito entre estos tres sistemas se debe exclusivamente al consumo de las bombas del agua de condensado y al ventilador de la torre de refrigeración, de forma que el sistema de simple efecto es el que mayor rechazo de calor tiene en el absorbedor y condensador y por lo tanto debe mover más agua y aumentar su consumo por dicho concepto.

La razón es muy evidente, el rechazo de calor en absorbedor más condensador aumenta a medida que baja el COP, como el COP del ciclo de absorción de simple efecto es el más bajo, mayor es su rechazo de calor para una determinada potencia frigorífica.

Esto se puede ver fácilmente con un balance de energía de un equipo de efecto simple:

$$Q_{evap} + Q_{gen} + W_{sol} = Q_{abs} + Q_{cond}$$

Dado un COP de la máquina y una carga de refrigeración determinada ( $Q_{evap}=Q_f$  aunque de signos contrarios), puede determinarse el calor necesario a introducir en el generador  $Q_{gen}$ . El consumo de la bomba de solución no es constante con la carga del equipo pero es un término totalmente despreciable frente al resto de términos. La suma del calor rechazado en absorbedor y condensador se imputa a la misma corriente de agua de la torre de refrigeración, por tanto queda claro que a menor COP, mayor  $Q_{gen}$  y por lo tanto mayor es el calor total rechazado.

Este efecto también ocurría en los chiller mecánicos accionados por un motor a gas o por una turbina de vapor, respecto a los chillers eléctricos, pero con unos COP promedios más altos que los equipos de absorción, su consumo de bombeo en el rechazo de calor debe ser menor, como así sucede.

### 8.6.3. Consumo en la activación del generador.

En este apartado se va a estimar que energía y de que clase es necesaria para la activación del generador, y como estimar el consumo necesario en el caso de que nuestra fuente de energía (agua caliente o vapor) no esté disponible con la temperatura o calidad estándar que se va a definir.

El primer paso, va a ser pasar del término de COP visto en el apartado anterior a términos de KW/RT. Esto, con el fin de poder expresar la energía necesaria en función del tamaño del chiller. Esta conversión ya se realizó en el apartado de chillers mecánicos, y para el caso que nos ocupa consiste únicamente en dividir 3,52 entre el COP correspondiente.

Los valores en KW/RT de la eficiencia (basado en COP a plena carga) de los chillers de absorción son los siguientes:

- Ciclo LiBr simple efecto: 5 KW/RT
- Ciclo Amoniaco simple: 7 KW/RT
- Ciclo LiBr doble efecto (indirect-fired): 2,9 KW/RT
- Ciclo LiBr doble efecto (direct-fired): 3,5 KW/RT

Del ciclo de LiBr de doble efecto (direct-fired) no hay que mencionar gran cosa pues el consumo de combustible está perfectamente determinado, conocido el rendimiento del quemador. Los que se van a ver con más detalle es el resto:

#### -Ciclo LiBr simple efecto.

Ya sabemos que estos equipos pueden funcionar con agua caliente o con vapor de baja presión a unos 2 bar.

La temperatura de ebullición de la solución de agua y LiBr en el generador suele ser bastante constante porque la presión en el mismo suele mantenerse fija. Esta temperatura es aproximadamente es de unos 98°C.

Como la transferencia de calor depende de la diferencia de temperaturas entre la solución en el generador y la del fluido caliente, esta diferencia debe ser lo suficientemente grande para garantizar la transferencia, por lo que normalmente el fluido debe entrar por lo menos a unos 12°C por encima de la temperatura del generador, unos 110°C, siendo recomendable unos 115°C.

El vapor saturado a 2 bar, cumple perfectamente el propósito pues su temperatura a dicha presión es de 120°C. Además dicha diferencia de temperatura se mantiene constante a lo largo del proceso de transferencia pues el vapor condensa a Tª constante. Para calcular el flujo másico necesario de vapor, simplemente hay que fijarse en el COP de la máquina de absorción de LiBr simple efecto que es de 0,7 o 5 KW/RT. Y determinar la entalpía de cambio de fase del vapor saturado a 2 bar, mediante unas tablas adecuadas.

$$5 \frac{KW}{RT} = m_{vap} (h_g - h_l) \longrightarrow m_{vap} = \frac{5}{(2706,23 - 504,74)} = 2,271 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s \times RT} = 8,176 \frac{Kg}{h \times RT}$$

Por tanto se necesitan unos 8,176 Kg/h de vapor saturado a 2 bar por cada RT del equipo de absorción.

Si el vapor disponible tiene una presión superior a 2 bar, también puede utilizarse, pero hay que recordar que la entalpía de cambio de fase disminuye a medida que aumenta la presión, por lo que utilizar vapor a más presión aumenta el gasto necesario de dicho vapor, lo cual no resulta económico.

Si de lo que disponemos es de vapor recalentado, algo que no es usual a estas presiones, simplemente habrá que tener en cuenta la transferencia de calor adicional por este concepto y realizar el mismo cálculo que antes pero con la entalpía del vapor recalentado en vez de la del saturado.

Cuando el fluido de aporte de calor al generador es agua caliente, el proceso cambia ligeramente pues ya el aporte no se realiza a temperatura constante como ocurría con el vapor.

En primer lugar, la temperatura de entrada del agua caliente debe ser igual que antes de unos 110°C, siendo recomendado unos 115°C.

El flujo necesario de agua caliente se podrá determinar cuando se establezca el salto máximo que el agua puede experimentar en el proceso. Este  $\Delta T$  ("deltaT") es muy pequeño en estos equipos debido a que la capacidad de enfriamiento y el COP se degradan fuertemente cuando la temperatura de aportación en el generador empieza a decaer por debajo de los 115°C, como puede apreciarse en la siguiente gráfica.

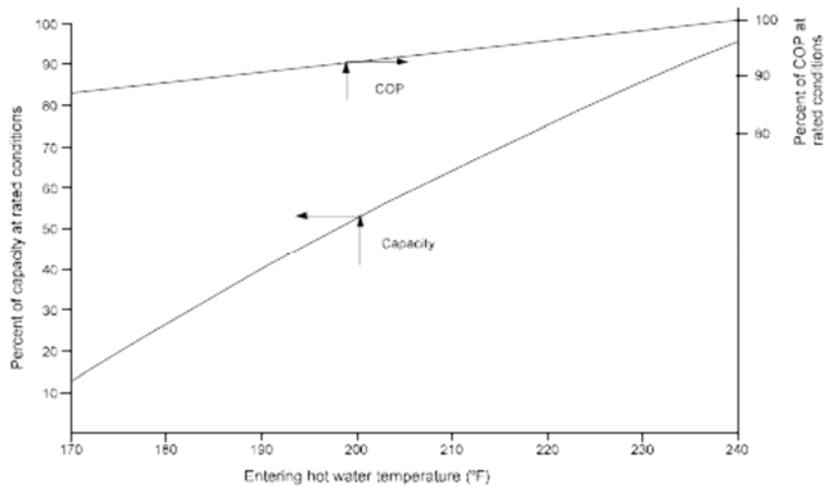


Fig 47. Capacidad de un chiller de LiBr en función de la temperatura de agua caliente.

Debido a que el COP y la capacidad de enfriamiento disminuyen con la temperatura de entrada, se limita el  $\Delta T$  máximo que puede sufrir el agua caliente en su paso por el generador a unos 8-10°C y en la mayoría de los casos incluso menos. Esto resulta en un flujo elevado de agua caliente por el generador, como refleja el siguiente cálculo, suponiendo un  $\Delta T=8^{\circ}\text{C}$ :

$$5 \frac{KW}{RT} = m_w Cp(T_{ent} - T_{sal}) \longrightarrow m_w = \frac{5}{4,18 \times (115 - 107)} = 0,15 \frac{Kg}{s \times RT} = 538 \frac{Kg}{h \times RT}$$

Como puede observarse la diferencia de flujo entre el vapor de baja presión y el agua caliente es abismal, razón por la que no puede habilitarse el mismo sistema para trabajar indistintamente con ambos fluidos en el mismo equipo.

En el caso de que se disponga de agua caliente a mayor temperatura, podría utilizarse para diseñar el intercambio con un mayor delta-T y así reducir el flujo necesario, esto no es lo común, pues los equipos compactos suelen venir diseñados para unas temperaturas fijas y estándar y por lo tanto para unos flujos nominales. En estos casos la opción más plausible es utilizar menos agua caliente a menor temperatura y mezclarla con agua a menor temperatura para obtener así el flujo deseado a la temperatura de 115-120°C.

A temperaturas de agua caliente de 140°C en adelante, es posible obtener vapor a 2 bar y utilizar este en el generador, especialmente si dicho vapor procede de un recuperador de los gases de escape de la turbina.

### -Ciclo básico de amoníaco.

El problema con los ciclos de absorción de amoníaco en comparación con el simple efecto de LiBr es que a las presiones de trabajo en el generador, la temperatura de ebullición en el mismo es de unos 150-160°C dependiendo de la concentración de la solución agua-amoníaco. Por tanto un chiller accionado por agua caliente debería introducir dicha agua al menos a esa temperatura, también sería posible accionarlo con vapor de media presión de unos 9-10 bar. El empleo de este vapor es comparable al de un chiller de LiBr de doble efecto como se verá a continuación, pero con la diferencia de que el COP es mucho peor 0,5 frente a 1,2 del doble efecto, y por lo tanto el caudal necesario de dicho vapor sería mucho mayor para la misma capacidad de enfriamiento. Asimismo, el ciclo de amoníaco permite su integración directa en la turbina, tanto en el lado del evaporador en la zona de admisión de aire como en el generador en la zona de gases de escape o caldera de recuperación, esto permite ahorrar bastante en costes iniciales como ya se ha comentado y es la razón de que sea extraño encontrar equipos compactos de gran tamaño, que pudieran ser accionados por vapor aunque la posibilidad no es descartable. Si se integra el generador en la zona de los gases calientes estos deben de estar en torno a los 200°C aproximadamente.

### -Ciclo de LiBr de doble efecto.

En este caso lo habitual es utilizar vapor de media presión 8,5-10 bar, ya que la temperatura máxima del generador es de unos 160°C, e igual que antes es recomendable al menos vapor por encima de los 172°C.

El cálculo del flujo másico necesario de vapor de media presión se hace exactamente igual que en el caso de ciclo de simple efecto, tomando las entalpías del vapor y líquido pertinentes. Pero ahora el COP del ciclo es de 1,2 que equivale a unos 2,9 KW/RT. Por ejemplo a 9 bar:

$$2,9 \frac{KW}{RT} = m_{vap}(h_g - h_l) \longrightarrow m_{vap} = \frac{2,9}{(2773,03 - 742,56)} = 1,428 \times 10^{-3} \frac{Kg}{s \times RT} = 5,14 \frac{Kg}{h \times RT}$$

Igual que antes, utilizar vapor de mayor presión aumenta el flujo necesario del mismo, por lo tanto es recomendable ajustarlo a los 8,5 bar lo más posible.

## **8.7. Aspectos económicos.**

Al igual que en los chiller mecánicos, es posible expresar el coste inicial del equipo en términos de €/RT, es decir, en términos del tamaño y potencial máximo de enfriamiento del equipo en condiciones nominales.

Se va a desglosar los costes asociados a los chillers de absorción en tres bloques: costes iniciales de adquisición e instalación, costes de operación y costes de mantenimiento.

### **Costes de adquisición e instalación:**

- Chiller absorción amoniaco simple: aproximadamente 940 €/RT aunque este precio puede variar según el grado de integración de este sistema en la turbina.
- Chiller absorción LiBr simple efecto: 1000 €/RT.
- Chiller absorción LiBr doble efecto (direct-fired): 1280 €/RT.
- Chiller absorción LiBr doble efecto (indirect-fired): 1130 €/RT.

Como siempre estos precios son meramente estimativos, la consulta al fabricante es la mejor opción para conocer precios actuales y realizar los análisis económicos pertinentes.

Hay que destacar que aunque los chillers de absorción de LiBr de simple efecto son los más simples, su precio se acerca al de doble efecto. El motivo es que el uso de agua caliente (lo más normal) y su bajo COP, obliga a que el equipo sea muy voluminoso, comparable a un chiller de doble efecto, y esto encarece su coste inicial y de instalación.

### **Costes de operación:**

Los costes de operación son imputables a dos fuentes: el consumo parásito de electricidad de bombas, ventiladores de la torre, etc..., y al consumo de vapor, agua caliente o combustible para el accionamiento del generador del equipo de absorción.

Los consumos parásitos ya han sido estimados en la tabla 8, por tanto una vez determinado el tamaño y las EFLH "Equivalent Full Load Hours" se puede estimar el consumo total en KWh eléctricos. En dicha tabla no aparece el consumo eléctrico asociado a los chillers básicos de amoniaco, porque dicho consumo depende del grado de integración del mismo en la turbina de gas y de si es condensado por aire o por agua, demasiadas incertidumbres para dar un valor concreto, si se desea estimar el consumo por parte de uno de estos equipos de amoniaco, puede elegirse el correspondiente a un equipo de LiBr de simple efecto. Lo normal es que el consumo del chiller de amoniaco sea menor que el de LiBr, sobre todo si se integra totalmente en la turbina, por eso tomar el consumo de LiBr de simple efecto es una forma conservadora de valorar dicho consumo.

En el apartado de parámetros de funcionamiento ya se indicó como obtener el consumo de agua caliente, vapor o combustible utilizando el COP o parámetro equivalente. Cuestión diferente es valorar cada uno de ellos, el más fácil es el combustible para el ciclo de doble efecto con aporte directo, pues los precios de referencia de los combustibles son bien conocidos. Pero no es tan fácil valorar en cada caso el consumo de agua caliente o de vapor, de manera análoga a como sucedía para los chillers mecánicos con accionamiento por turbina de vapor. Por ejemplo si el

agua caliente procedente de determinado proceso antes se desperdiciaba y ahora se utiliza para el funcionamiento de un chiller de absorción, su coste es 0€ para el chiller. O si se produce agua caliente agotando más los gases exhaustos de la salida de la turbina, que de otra forma se desaprovechaba, el coste es sólo el del agua desionizada. Como pueden existir infinidad de situaciones distintas, lo recomendable es estudiar detenidamente cada caso por separado.

### Costes de mantenimiento :

Estos costes están asociados al trabajo de mantenimiento anuales que un equipo de absorción necesita y no difieren en exceso de los correspondientes a los chillers mecánicos. En este caso hablamos de mantenimiento normal o recomendado por el fabricante, en caso de algún tipo de avería este coste puede aumentar mucho, sobre todo en los chillers de LiBr, que como ya se ha explicado tienen problemas si entra aire en los mismos. Naturalmente este coste está asociado al tamaño del chiller y las EFLH cuyo cálculo ya se explicó en la parte de chillers mecánicos. Los siguientes valores son los habituales para los chillers de absorción:

- Ciclo LiBr simple efecto: 0,009 €/RT-h
- Ciclo LiBr doble efecto (indirect-fired): 0,008 €/RT-h
- Ciclo LiBr doble efecto (direct-fired): 0,01 €/RT-h
- Ciclo NH<sub>3</sub> básico: 0,005 €/RT-h

El coste de mantenimiento de los chillers de LiBr es superior al del resto de los chillers incluso mecánicos, debido al especial cuidado que hay que tener para paliar en lo posible la entrada de aire y sus problemas de corrosión asociados, obligando a la adición de productos para proteger el equipo y mantener el pH. Entre ellos destaca la versión de aporte directo de doble efecto, pues además hay que mantener el quemador que incorpora.

Por contra el equipo de absorción de amoniaco tiene unos costes de mantenimiento menores, más aún si se encuentra integrado en la turbina pues la cantidad de equipo a mantener como bombas, disminuye.

Una vez podamos determinar los costes principales de estos equipos, es el momento de realizar un análisis económico para encontrar el tamaño y configuración más óptimas. El proceso es el mismo que para cualquier otro chiller mecánico, pero en este caso hay que tener una precaución a la hora de buscar el óptimo, como es la disposición de energía térmica para el generador.

Salvo en la versión de aporte directo que el generador se acciona mediante un combustible, el resto necesita de energía térmica (agua caliente, vapor, gases de escape) para funcionar. Aunque el equipo óptimo teórico sea de una capacidad determinada, la disponibilidad de energía térmica limita el tamaño máximo que se puede instalar. Si se requiere más energía térmica de la que está disponible siempre puede añadirse un quemador o caldera complementaria, pero esto encarece la instalación y hay que tenerlo en cuenta.

Normalmente esta limitación de energía disponible en el generador hace que en lugar de buscar métodos complementarios de aporte, se instale el chiller de absorción más cercano al límite de aporte y el resto de capacidad se cubre con un chiller mecánico de apoyo como uno eléctrico. Como se verá en el siguiente apartado de chillers híbridos esta es una de las configuraciones más habituales para el ahorro de energía eléctrica y aprovechamiento del calor residual.

Al igual que sucedía en los chillers mecánicos, uno de los costes con más dificultades para determinar es el coste de operación. Este coste depende directamente del COP del equipo, pero al igual que antes el COP no es constante con la carga sino que aumenta ligeramente a cargas parciales, por lo que podría usarse el IPLV/NPLV. Si se dispone de ambos valores se puede proceder de la misma forma que se comentó en la misma parte correspondiente a chillers mecánicos.

### **8.8. Consideraciones sobre regulación diaria y estacionalidad.**

En este caso puede realizarse un análisis similar al realizado en los chillers mecánicos. Los equipos de absorción cumplen la función de disminuir el consumo parásito de electricidad, mediante el uso de una fuente de calor externa que puede ser residual o generada para dicho propósito. Por tanto, al igual que los chillers mecánicos sin accionamiento eléctrico, son ideales para formar sistemas híbridos con chillers eléctricos, en los que el equipo de absorción lidera al conjunto cuando la electricidad es más cara y más necesaria (on-peak). Especial mención, requiere la circunstancia de que el uso de chillers de absorción accionados por calor residual en cualquiera de sus formas, arrastra el problema de que en caso de paro de la caldera pero no de la turbina, el chiller no podría producir frío para la zona de admisión, razón por la que el chiller puede disponerse simultáneamente en sus dos versiones directa e indirecta, o en el caso de ser un sistema híbrido con chiller eléctricos dejar que estos carguen con la mayor parte de la carga en esas periodos excepcionales.

El uso de sistemas de almacenamiento TES también es perfectamente posible con equipos de absorción, pues hace posible la reducción del tamaño en RT del mismo y disminuye así todos los costes asociados, especialmente los iniciales. Pero desde el punto de vista de ahorro eléctrico no existe ninguna ventaja, pues el consumo de electricidad de un equipo de absorción es el mismo, ya sea en periodos on-peak u off-peak. Por tanto es extraño encontrar exclusivamente equipos de absorción alimentando un sistema TES, la única posibilidad sería que la fuente de calor residual sólo estuviera disponible durante unas horas y tuviera que aprovecharse dicho momento para el almacenaje de frío para su utilización posterior. Esto desde luego no es lo habitual en un sistema CTIAC pues la turbina de gas para producción de electricidad suelen funcionar en servicio continuo, por lo que los gases de escape están disponibles durante todo el día. Lo habitual es que si hay equipos de absorción con un sistema TES, estos constituyan un sistema híbrido con chillers eléctricos.

En cuanto a la estacionalidad puede decirse lo mismo que para chillers eléctricos, durante aquellos periodos que por riesgo de congelación del aire de admisión, se desconecta el chiller, se sigue incurriendo en la pérdida de carga en la admisión de 1-2 inch wc debido a las baterías de tubos en la zona de admisión.

## **9. Sistemas híbridos.**

### **9.1 Introducción a los sistemas híbridos.**

Un sistema híbrido es la combinación de dos o más equipos CTIAC de las diferentes clases vistas hasta ahora. Lo que se analizará posteriormente es si es posible cualquier combinación de los equipos existentes, y cuales resultan más efectivas.

El propósito de un sistema híbrido es obtener un cierta flexibilidad de funcionamiento, esta flexibilidad permite satisfacer la curva de demanda con el mayor beneficio posible, que en la mayoría de los casos supone disminuir el consumo parásito de energía eléctrica durante los periodos on-peak de la planta. Aunque esto también puede hacerse mediante la combinación de un chiller y un sistema TES, la concepción de estos sistemas y su diseño, debe estudiarse aparte y no pueden considerarse sistemas híbridos puesto que el sistema TES no produce frío sólo lo almacena.

Los beneficios de incorporar más de un equipo diferente para un sistema CTIAC resultan claros, pero eso supone una contrapartida importante, pues el coste correspondiente también se incrementa pues aumenta la cantidad de equipo necesaria y la dificultad de instalación del mismo. Por tanto la utilización de estos sistemas híbridos resultará factible cuando el beneficio por ahorro de costes de operación sean sensiblemente superiores al aumento de costo inicial de equipo e instalación. Como siempre será un análisis económico el factor más determinante para obtener la configuración más rentable dentro de otros límites impuestos como pueden ser la capacidad máxima del alternador, disponibilidad de combustible, agua caliente, vapor o incluso el espacio disponible para la instalación de los equipos.

### **9.2. Combinaciones posibles en los sistemas híbridos.**

#### **9.2.1. Conjuntos sistemas evaporativos-chillers.**

Una de las primeras combinaciones que pueden pensarse en la utilización conjunta de enfriadores evaporativos y chillers. Esto es así, porque los equipos evaporativos como los medios húmedos o los sistemas de fog, son capaces de realizar una disminución limitada de la temperatura del aire de admisión hasta la temperatura de bulbo húmedo correspondiente, con un precio muy asequible si lo comparamos con el resto de sistemas CTIAC. Y posteriormente enfriar dicho aire más aún hasta los 7,2°C (45°F) o 10°C (50°F) con un chiller mecánico o de absorción, pero con menor capacidad (menor coste) pues parte del enfriamiento ya ha sido realizado por el equipo evaporativo. Aunque esta idea resulta atractiva, no es posible como se puede comprobar en la figura siguiente.

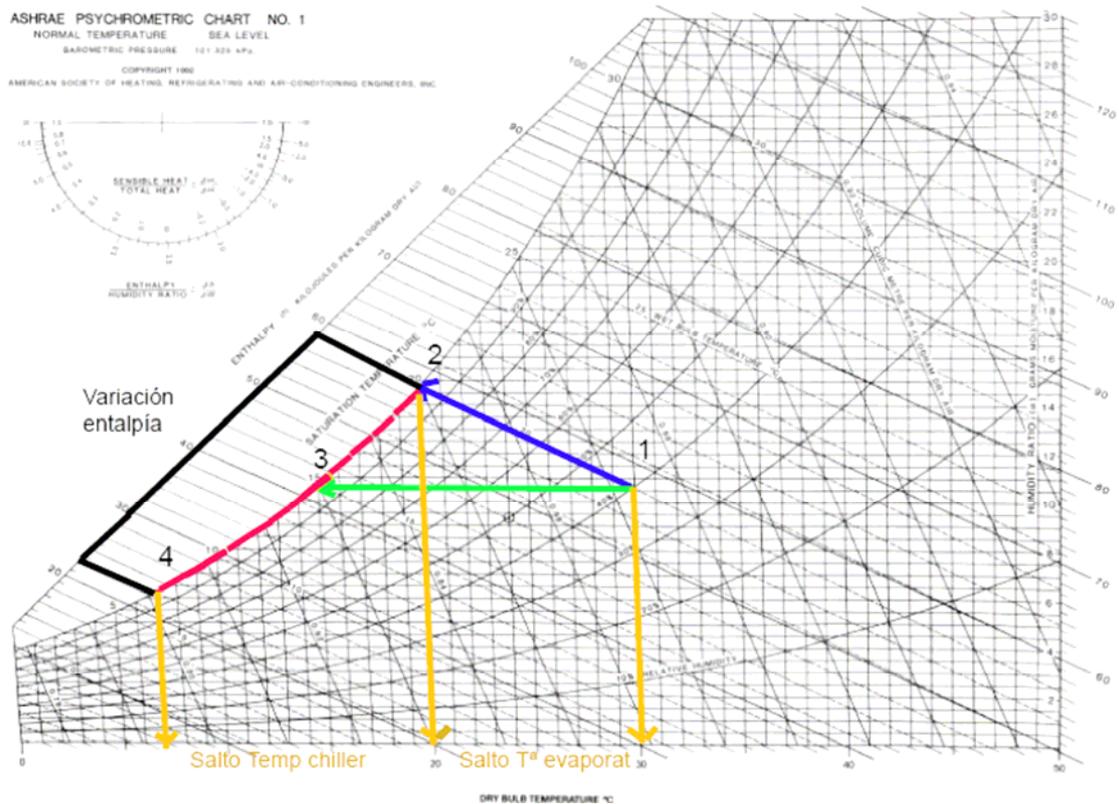


Fig 48. Evolución del aire de entrada con un sistema híbrido fog-chiller.

El proceso del sistema de fog corresponde al paso del punto 1 al 2, tal y como se ha visto en el correspondiente apartado sobre enfriadores evaporativos. Por contra un chiller sólo seguiría el proceso 1-3-4, visto en los apartados anteriores sobre chillers.

El sistema híbrido constituido por un sistema de fog primero en la zona de filtros de la admisión y después un chiller de cualquier tipo en la zona de transición, seguiría un proceso 1-2-4. Pero la potencia que consume el chiller es la misma, pues depende de la variación de entalpía que sufre el aire durante el proceso, y esta diferencia es la misma durante el proceso 1-3-4 (sólo el chiller) y el proceso 1-2-4 (sistema híbrido). Simplemente se cambia la distribución de consumo de potencia entre el calor sensible y el latente, en el caso del sistema híbrido la humedad aumenta debido al fog y la temperatura disminuye, pero el ahorro en potencia sensible se invierte en latente pues la cantidad de agua a condensar aumenta, sin contar que la mayor condensación de agua incrementa el riesgo de arrastre hacia la admisión del compresor. Por tanto, queda demostrado que resulta inútil montar un sistema híbrido con un enfriador evaporativo y un chiller.

El caso contrario, es decir primero un chiller y después un sistema evaporativo, tampoco sirve de nada, pues el aire sale saturado o próximo a la saturación del chiller, por lo que poca o ninguna humedad puede añadir el sistema evaporativo.

Lo que si es posible es encontrar una turbina de gas a la que se le ha instalado un sistema de fog y posteriormente se plantea el obtener más potencia instalando un chiller. En este caso el sistema de fog no tiene que ser retirado pues su presencia no

causa pérdidas de carga adicionales, pero el funcionamiento conjunto no es viable. Sin embargo, puede utilizarse cuando el fog sea adecuado por si mismo para satisfacer la demanda, y utilizar exclusivamente el chiller cuando la demanda sea mayor. Esta misma idea no puede aplicarse si el enfriador evaporativo es de medio húmedo, pues entonces la pérdida de carga aumentaría en exceso por ambos equipos.

### 9.2.2. Conjuntos compresión húmeda-otros sistemas.

En la parte correspondiente a los equipos de compresión húmeda, ya se comentó que normalmente estos enfriadores no se colocaban solos en un sistema CTIAC, sino que lo habitual es instalarlos de forma conjunta con algún otro tipo de equipo que enfriara el aire de admisión, pues el fenómeno de compresión húmeda es independiente de la humedad o temperatura del aire de admisión mientras no se alcance la temperatura de congelación.

Normalmente se suele instalar un sistema evaporativo como un fog en la zona de admisión, lo que en conjunto puede suponer una mejora de entre el 15-25% de potencia, además el agua desionizada necesaria puede utilizarse para ambos sistemas pues los requisitos de calidad son los mismos.

Otra alternativa posible, es instalar un chiller mecánico o de absorción en la zona de admisión, junto al sistema de compresión húmeda, con ambos sistemas funcionando simultáneamente pueden obtenerse aumentos muy significativos de potencia, de hasta el 30-35% fácilmente. Los problemas asociados son varios, por ejemplo el coste inicial del equipo es importante pero también se debe aumentar las precauciones en lo referente a la posibilidad de congelación en la entrada al compresor, pues si el aire viene a 7°C y se inyecta agua para la compresión húmeda, debido a la bajada de temperatura en la aspiración del compresor y la gran presencia de humedad inyectada el riesgo de aparición de cristales aumenta enormemente. Es por esta razón que si se instala un chiller junto a un sistema de compresión húmeda es mejor limitar la temperatura del aire tras el chiller a los 10°C (50°F) en aras de la seguridad.

La forma de operar de este sistema híbrido tiene una ventaja, la facilidad del control del sistema de compresión húmeda, ya que el chiller siempre obtiene la misma temperatura de aire de admisión, el flujo siempre es constante por lo que también lo es el agua inyectada para la compresión húmeda, este flujo y temperatura constantes disminuyen por ejemplo los efectos de estrés térmico.

Aún así, estos sistemas están más limitados porque no todas las turbinas tienen capacidad para incorporar un sistema de compresión húmeda. A medida que las turbinas de última generación ocupen más el mercado, será bastante habitual encontrar este tipo de sistema híbrido, pues permite incrementar la potencia obtenida por dos vías, el enfriamiento del aire y el fenómeno de intercooling en el compresor.

### 9.3.3. Conjuntos chillers mecánicos-chillers de absorción.

La utilización de diferentes tipos de chillers en un sistema híbrido suele ser lo más común, esto permite, como ya se ha comentado, flexibilidad de funcionamiento para utilizar la fuente energética que en cada momento resulta más rentable o está disponible.

Las combinaciones posibles tanto en número como en clase de chillers son si no infinitas muy numerosas, y naturalmente no pueden contemplarse todas, pero sí puede darse determinadas pautas que ayudan a determinar las configuraciones más habituales para cada tipo de planta.

Lo más habitual, es que se desee evitar en lo posible el consumo parásito de electricidad durante los periodos on-peak, por lo que habrá que disponer de un chiller que puede aportar capacidad de enfriamiento durante esos periodos y cuyo consumo parásito sea lo más bajo posible. Durante los periodos off-peak puede preferirse el uso de un chiller eléctrico pues la electricidad es más barata y son los chillers de menos costo inicial y con mejor COP.

Por tanto lo más habitual es encontrar sistemas híbridos formados por un chiller eléctrico centrífugo + chiller no eléctrico, es decir por chillers mecánicos accionados por motor a gas o una turbina de vapor y/o chillers de absorción en sus múltiples variedades.

Una alternativa para el ahorro de consumo parásito en los periodos on-peak es incluir un sistema con chiller eléctrico + sistema de almacenamiento TES, con independencia de que exista algún otro tipo de chiller no eléctrico. La introducción de sistemas TES duplica prácticamente las configuraciones posibles de sistemas híbridos. En este caso no sólo se encargan de disminuir el consumo parásito en los periodos on-peak, sino que también va a permitir disminuir el tamaño de los chillers instalados, lo que disminuye el coste inicial de los chillers pero a costa del coste inicial del sistema TES. De nuevo un análisis económico nos permitirá determinar la configuración más rentable en cada caso.

Para encontrar sistemas híbridos formados exclusivamente por chillers no eléctricos, debe ocurrir que la disponibilidad y precio de energía térmica (chillers de absorción con aporte indirecto) o combustible (chillers mecánicos a gas o de absorción con aporte directo), sea tal que incluso en los periodos off-peak, el precio de la electricidad sea más caro que el gas natural o el vapor producido en una caldera de recuperación. En este caso está totalmente justificado que todos los chillers que conformen el sistema híbrido sean no eléctricos. De todas formas se debe hacer un análisis económico preciso, pues siendo el coste de operación menor, el coste inicial del sistema híbrido será mayor con todos los chillers no eléctricos. Además siempre existe cierta incertidumbre cuando se utilizan chillers que utilizan un combustible, pues se desconoce el comportamiento de los precios del mismo a medio-largo plazo.

Antes de determinar qué configuraciones son adecuadas para cada tipo de planta, hay que ver como se constituye un sistema híbrido y como funciona, qué número de chillers se debe instalar, etc...

### **9.3. Estructura de los sistemas híbridos.**

Un sistema híbrido suele estar formado al menos por dos o más chillers. Una unidad es el chiller principal o líder (“lead chiller”) y el resto son los chillers secundarios (“lag chillers”).

El principal funciona siempre que se necesita aportar enfriamiento al aire de admisión, y los secundarios funcionan cuando la carga necesaria excede la capacidad del chiller principal. Esto quiere decir que el chiller principal funciona durante más tiempo y produce la mayor parte del enfriamiento necesario, en el periodo en el que es principal.

El papel de chillers principal y secundarios no es inamovible, por ejemplo en un periodo on-peak, lo normal es que sean los chillers no eléctricos los principales y los eléctricos los secundarios. Mientras que el papel se intercambia en los periodos off-peak, donde los eléctricos suelen ponerse como principales.

Esto no quiere decir que necesariamente un chiller eléctrico sea siempre el principal en un periodo off-peak. Como ejemplo, puede verse la siguiente situación, en la que se instala un chiller de absorción de aporte indirecto, por ejemplo un simple efecto que se acciona mediante agua caliente producida a través de los gases exhaustos de la turbina. En este caso, se aprovecha un calor residual que de otra forma se desperdiciaría, lo que lleva a un coste de operación muy bajo incluso por debajo del precio de la electricidad. Por tanto este chiller de absorción sería el principal tanto en periodos on-peak como off-peak.

Lo que sí es habitual es que si el sistema híbrido tiene algún chiller no eléctrico éste sea el principal en periodos on-peak, no sólo por el ahorro de consumo parásito, sino también porque al ser más caros es necesario que aporten la mayor parte de la carga de enfriamiento para amortizarlos antes.

A continuación se va a ver como se disponen los chillers en el sistema híbrido, tomando como ejemplo un conjunto formado por chillers de absorción y eléctrico que suele ser el sistema híbrido más usual.

Estos equipos pueden disponerse de dos formas, con una configuración en serie o en paralelo.

#### **9.3.1. Configuración en serie.**

La configuración en serie supone que los chillers se colocan uno a continuación del otro, de forma que el agua enfriada de uno es la entrada de agua del siguiente. Normalmente no se suelen colocar más de dos chillers de esta forma debido al aumento de pérdidas de carga en la línea.

La siguiente figura es un ejemplo de configuración en serie con un chiller de absorción y uno eléctrico.

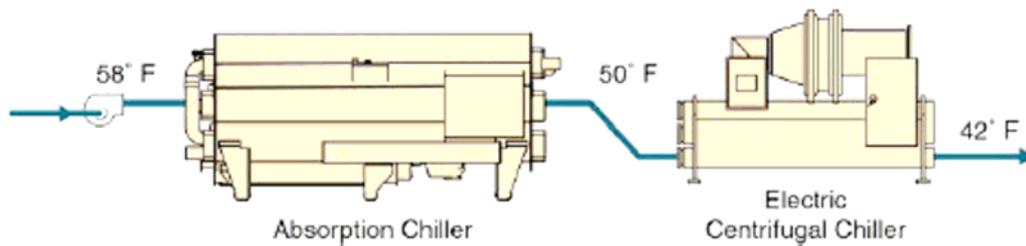


Fig 49. Disposición de dos chillers en serie.

En este caso se coloca el chiller de absorción en primer lugar, y después el chiller eléctrico. Esto es así porque en el caso de los chillers de absorción de LiBr la temperatura de enfriamiento está más limitada por las presiones subatmosféricas en el evaporador, como el chiller eléctrico es capaz de enfriar a más bajas temperaturas este se encarga de alcanzar la temperatura final de servicio para el agua enfrizada en la zona de admisión de aire de la turbina de gas.

Con esta disposición en serie hay que observar que la carga de enfriamiento se controla fundamentalmente por la temperatura de servicio, es decir esta temperatura fluctúa en función de la carga, de forma que el chiller eléctrico sólo entra a funcionar a cargas altas, mientras que el de absorción lo hace de forma continua siendo por tanto el chiller principal.

La ventaja de esta disposición es que se ahorra en distribución y tuberías, lo cual puede ser un ahorro significativo en el acondicionamiento de edificios pero no es un factor crítico en un sistema CTIAC para una turbina de gas. Por contra son más y mayores las desventajas, aparte de la ya mencionada de no poder disponer de más de dos chillers, con esta disposición el chiller eléctrico sólo trabaja cuando la carga necesaria es alta que coincide con los periodos on-peak, y por tanto el consumo parásito aumenta. Además los chillers no pueden operar independientemente lo que causa problemas en caso de avería del de absorción.

Por estas razones la configuración más utilizada es la de en paralelo, pues posee todas las virtudes de las que adolece la configuración anterior.

### 9.3.2. Configuración en paralelo.

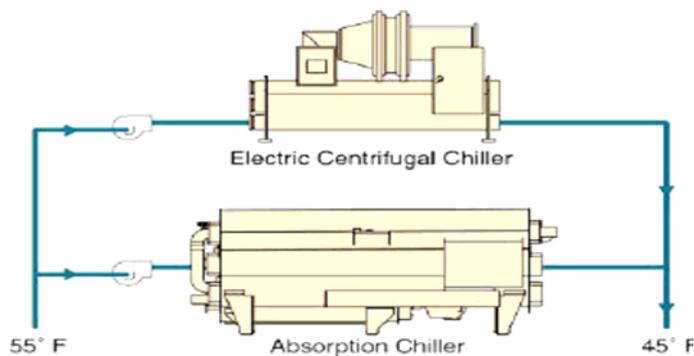


Fig 50. Disposición de dos chiller en paralelo.

Esta sería la disposición en paralelo de dos chillers, que permite la independencia de funcionamiento de ambos equipos, así como elegir en cada momento cual es el chiller principal y cual el secundario.

A diferencia de la configuración en serie también puede introducirse más de dos chillers en paralelo de diferentes clases si fuera oportuno. En la figura siguiente aparecen 3 chillers en paralelo.

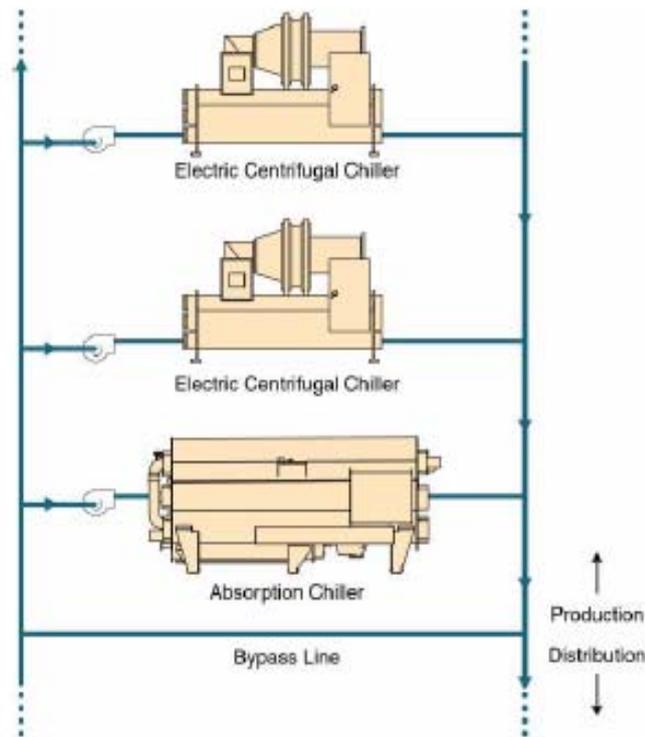


Fig 51. Disposición habitual de 3 chillers en paralelo.

En este caso cualquiera de los tres chillers puede funcionar como principal y el resto como secundario. La línea de by-pass marca la separación entre la zona de producción y la de distribución.

En este punto sería bueno entender como funciona de forma simplificada el sistema de tuberías en este equipo. Varios chillers en paralelo pueden proveer agua enfriada a un único sistema de distribución. La distribución puede ser más o menos complicada, pues es totalmente diferente por ejemplo el acondicionamiento de un edificio a un sistema CTIAC, normalmente mucho más sencillo en este aspecto.

En la figura siguiente aparece algún detalle adicional del sistema de distribución de agua enfriada, en esta figura aparecen dos chillers en paralelo con la misma configuración de las figuras 50 y 51 anteriores, en las que la línea de by-pass separa claramente la producción y la distribución.

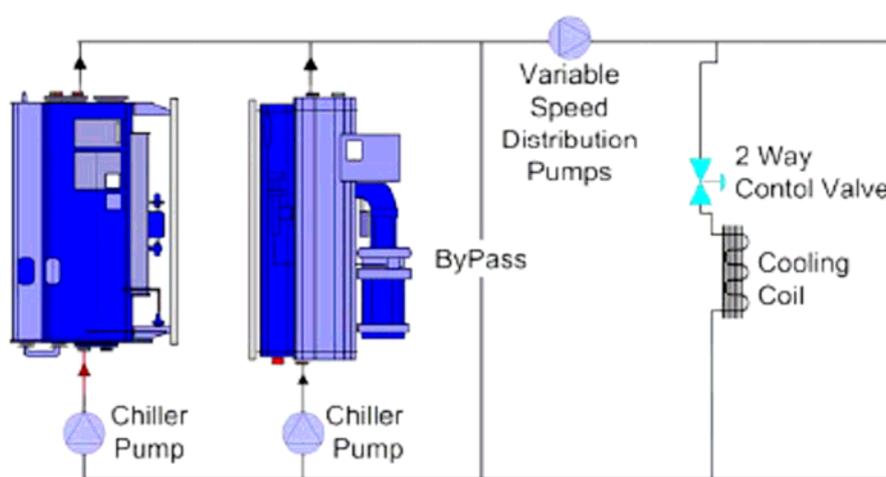


Fig 52. Sistema de distribución de dos chillers en paralelo.

Esta es la estructura más convencional, en la que una bomba de distribución variable manda agua enfriada en función de la cantidad de agua enfriada necesaria por los tubos de enfriamiento en la admisión y controlada por una válvula de 2 vías. Cada chiller tiene su propia bomba de velocidad constante que manda el agua a través del chiller. Evidentemente existe una diferencia entre el agua que pasa por los chillers y la que eventualmente sea necesaria por los tubos de enfriamiento, siendo el flujo por el chiller mayor, esto requiere por tanto que algo de agua enfriada retorne por la línea de by-pass y se mezcle con agua de retorno.

Esto naturalmente no quiere decir que los chillers siempre consuman la misma potencia, pues naturalmente si aumenta el caudal a través del by-pass, al mezclarse con el agua de retorno de los tubos, la mezcla se enfría parcialmente por lo que el chiller necesita menos potencia para llevarla a la temperatura de salida consignada. Pero si es cierto que las bombas de suministro a los chillers si manejan siempre el mismo caudal lo que supone un gasto de bombeo constante incluso a cargas parciales. Recientemente, nuevos sistemas han empezado a incorporar también bombas de velocidad variable, lo que permite que el flujo a través de los chillers se reduzca a bajas cargas y reduciendo la cantidad de agua que retorna a través del by-pass. Esto supone un ahorro en el consumo parásito de electricidad, pero como contrapartida supone una inversión inicial adicional en esas bombas de velocidad variable.

Esta separación entre distribución y producción es la más habitual pero pueden existir otras configuraciones, que den preferencia a un chiller frente al resto, y por lo tanto dicho chiller actúa siempre como principal.

En el esquema de la siguiente figura, presenta a un chiller, en este caso el de absorción separado del resto, en la zona de distribución en vez de la producción.

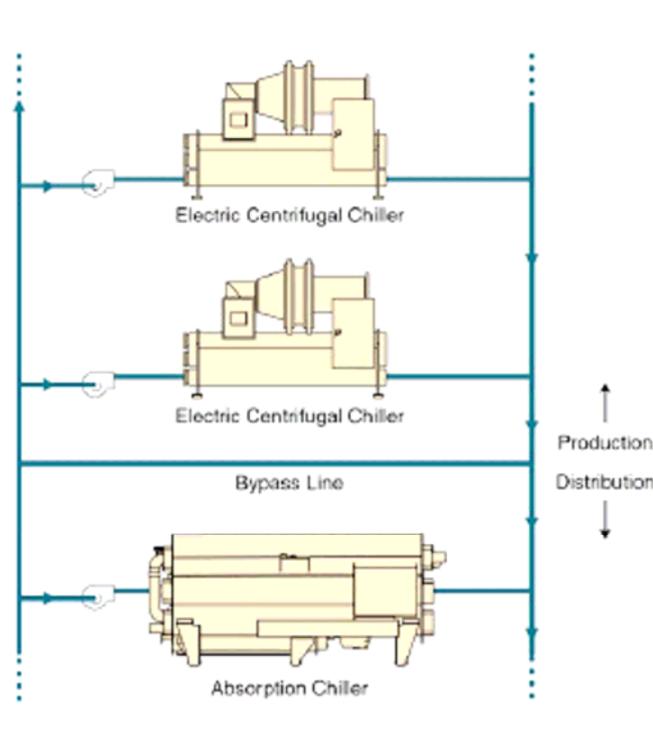


Fig 53. Disposición de 3 chillers en paralelo con carga preferencial.

En este caso se elige que el chiller de absorción tenga preferencia a la hora de suministrar la carga necesaria de enfriamiento, mientras que el resto de chillers trabajan la mayor parte del tiempo a cargas parciales. En este caso sirve directamente a la rama de distribución y toma el agua del retorno que está más caliente que la mezcla del retorno y el caudal por el by-pass.

La razón por la que se permite que el equipo de absorción tome el agua más caliente, está en la termodinámica del proceso de absorción, del que se han visto algunas nociones pero no todas. Una de ellas, es que el COP del ciclo de absorción mejora cuanto mayor es la temperatura de entrada del agua al evaporador. Si se coloca el chiller de absorción como principal de forma preferente es por varios motivos, no sólo porque es el equipo más caro y por lo tanto es preferible tenerlo funcionando la mayor parte del tiempo y amortizarlo cuanto antes, la segunda razón todavía es más importante, pues disminuye bastante los costes de operación (si se acciona el generador con calor residual) y el consumo parásito de electricidad. Dado que va a trabajar la mayor parte del tiempo como principal, interesa que lo haga con el mejor COP posible, pues disminuirá más aún los costes de operación.

La elección de un sistema u otro dependerá de varios factores, como es la distribución de periodos on-peak, y off-peak, la fluctuación entre carga máxima y mínima en esos periodos, y la distribución de la carga de diseño elegida entre todos los chillers del sistema.

#### **9.4. Aspectos económicos.**

Un sistema híbrido está formado por un conjunto de equipos individuales cuyos costos iniciales, de operación y mantenimiento ya se han revisado en los apartados anteriores. El sistema híbrido no sólo es la suma de los costes individuales de cada equipo sino que tiene un coste adicional que se incrementa por cada chiller que forma parte del sistema, debido a que aumenta el equipo auxiliar necesario para el funcionamiento del conjunto, como tuberías, dispositivos de control, cableado eléctrico, etc. No es una norma general pero este plus en el coste se puede valorar aproximadamente con un 3-5% extra aproximado por cada chiller por encima de uno que constituya el sistema híbrido.

Hasta ahora cuando se ha hablado de los costes iniciales de cada equipo, se ha dado una referencia en función del tamaño del equipo, por ejemplo en €/RT, de forma que dicho factor permanece constante sea cual sea el tamaño del equipo, y eso no es cierto. Lo normal es que a medida que el tamaño en RT del equipo crezca, su precio en €/RT disminuya, de no ser así el coste de tres equipos de 1000 RT sería el mismo que uno de 3000 RT, y sabemos que no es cierto. Si este tipo de variación del precio con el tamaño no se ha introducido antes, es por dos razones: la primera en aras de la simplicidad, pues no hay que olvidar que lo que se desea realizar es un estudio de viabilidad preliminar, la segunda es que si conocer precios de referencia ya es complicado, conocer su variación con el tamaño de los equipos, es empresa casi imposible, a menos que un fabricante te proporcione sus estimaciones.

Por tanto, a fin de comparar de una forma más justa un sistema formado por un equipo individual frente a un sistema híbrido, debe añadirse un % extra al coste inicial de cada equipo del sistema híbrido para contemplar este efecto, independientemente del extra ya añadido por temas de equipos auxiliares. Normalmente se puede incrementar el coste inicial del conjunto en un 3-5% por cada chiller por encima de uno presente en el sistema.

Tras estas modificaciones en el costo inicial de los equipos (los costes O&M no varían), se tiene que empezar a plantear que proceso de optimización se debe tomar para el análisis económico. El proceso puede ser abordado cuando se conoce la potencia total a instalar, ya sea porque está fijada por requerimientos del proyecto o porque se toma un punto de diseño específico como el de la norma ISO. En este caso sólo queda optimizar el número de equipos, el tipo y el reparto de potencia que debe haber entre ellos. Lo cual es también un proceso nada fácil y que hay que hacer con cuidado.

El principal problema aparece cuando el tamaño total del sistema híbrido también es un parámetro a optimizar, en este caso el reparto de potencia depende a su vez del total y es muy complicado plantear ningún sistema a optimizar, en este caso, hay que seguir ciertas pautas de sentido común a fin de hallar una solución, que sin ser la más óptima se acerque bastante.

El primer paso es establecer un límite de potencia total instalada entre los chillers híbridos, dicho límite puede ser por ejemplo la potencia que satisface la hora de mayor demanda, pero en dicho caso resulta evidente que el sistema estará sobredimensionado. También puede irse variando la potencia total a instalar e ir realizando análisis para encontrar el óptimo, dicho proceso es el que se realiza para chillers aislados, pero en este caso particular no resulta del todo apropiado, porque después habría que optimizar para cada caso a su vez el reparto de potencia entre los chillers del sistema híbrido, la casuística es enorme y no puede verse en toda su amplitud, en el capítulo correspondiente de análisis de sistemas híbridos se verá de forma más detallada que soluciones se adoptan.

## **10. Sistemas de almacenamiento térmico.**

### **10.1 Introducción a los sistemas TES.**

Un sistema de almacenamiento térmico, es un conjunto de equipos que de alguna forma es capaz de almacenar calor o frío, de forma que exista un retraso temporal entre el almacenamiento de esa energía (carga) y su posterior utilización (descarga). Este desfase temporal entre la carga y la descarga responde en el caso de un sistema CTIAC a la diferencia del precio de la electricidad en distintos periodos del día, normalmente en verano las horas de más calor corresponde entre las 12 y las 18 horas, momento en el que la demanda para el aire acondicionado es mayor, momento en el que un sistema CTIAC obtiene su mayor beneficio por enfriamiento. Este beneficio, se ve parcialmente limitado por el consumo parásito que en dicho periodo originan los chillers eléctricos, que debe ser evitado siempre que sea viable hacerlo. En otros capítulos ya se ha visto como chillers mecánicos no eléctricos y chillers de absorción pueden cumplir esta función, aunque a cambio conlleva un coste inicial superior a un chiller eléctrico de la misma potencia.

Un sistema TES puede realizar la misma función que esos chillers no eléctricos, el chiller eléctrico funciona almacenando frío durante los periodos off-peak en los que la electricidad es más barata, y dicho frío se utiliza para cubrir la demanda en los periodos on-peak, evitando así ese consumo parásito. Naturalmente, al igual que ocurría con los chillers no eléctricos, la desventaja es que un sistema TES también representa una inversión inicial importante.

Este es uno de los efectos fundamentales de los sistemas TES, pero su aprovechamiento conlleva el que deba existir por lo menos un chiller eléctrico. Por tanto y como ya se mencionó en el apartado de chillers híbridos, no es usual encontrar exclusivamente chillers no eléctricos junto a un sistema TES, debido a que en este caso no hay ningún consumo parásito que evitar, y por lo tanto el sistema TES pierde parte de su sentido. De existir un sistema de esta clase debe responder a unas características de funcionamiento muy especiales, que no se entrará a tratar aquí. Lo habitual es que por lo menos exista un chiller eléctrico que se encargue de la carga del sistema TES durante los periodos off-peak, con independencia de que puedan existir otros chillers no eléctricos, por ejemplo un chiller de absorción que simultáneamente aprovecha calor residual del escape de la turbina que tiene unos costes de operación muy bajos.

El hacer funcionar a los chillers eléctricos durante los periodos off-peak tiene implícito alguna otra ventaja de menor importancia, normalmente los periodos off-peak coinciden con las horas nocturnas, en estas horas las temperaturas son más bajas lo que favorece al rendimiento de los motores eléctricos, por lo que los chillers eléctricos mejoran su COP por la noche. Tener en cuenta esto para un estudio de viabilidad es innecesario y no altera los resultados, pero en la operación real de la planta puede tenerse en cuenta como un ahorro adicional de electricidad.

La segunda gran ventaja de implantar un sistema TES es que permite reducir el tamaño de los chillers instalados y por lo tanto la inversión inicial en estos equipos. Para comprenderlo puede ponerse un ejemplo sencillo, tenemos una planta cuyo periodo on-peak es de 6 horas, a razón de un pico de demanda constante de 4000 RT. Si solo instalamos chillers sin sistema TES, la potencia total instalada debe ser de

4000 RT para satisfacer instantáneamente la demanda. Si instalamos un sistema TES, la energía frigorífica necesaria para satisfacer la demanda del periodo on-peak sería  $4000 \text{ RT} \times 6 \text{ h} = 24000 \text{ RT-h} = 84,48 \text{ MWh}$ , por tanto necesitaríamos un sistema TES de 24000 Rt-h de capacidad de almacenamiento y un chiller capaz de cargar el sistema TES con dicha energía durante el periodo off-peak que es de 18 horas, por tanto la potencia del chiller debe ser  $24000 \text{ RT-h} / 18 \text{ h} = 1333 \text{ RT}$ .

Un chiller de 1333 RT es muchísimo más económico que uno de 4000 RT, sin contar que el de 1333 RT debe ser en este caso eléctrico que es tipo de chiller más barato, pero se debe añadir el coste del sistema TES de 24000 RT-h. Al final un análisis económico determinará que opción es más viable.

Resulta evidente que esta segunda ventaja depende de algunos factores, como por ejemplo la duración de los periodos on-peak y off-peak y de la curva de demanda durante periodos on-peak.

Un sistema TES es especialmente indicado, cuando el periodo on-peak es corto y con un pico de demanda elevado respecto a la potencia media diaria. Si el periodo on-peak es pequeño, el off-peak es mas grande y por lo tanto puede emplearse un chiller más pequeño para cargar el sistema TES. Si además los picos de demanda son altos pero poco duraderos, el instalar chillers con funcionamiento continuo con tan elevada potencia es totalmente inviable pues el resto del día funcionan a cargas parciales muy bajas, desaprovechando potencia instalada.

Esto implica que, atendiendo a este aspecto, un sistema TES es más adecuado para el acondicionamiento de un edificio que permanece cerrado durante toda la noche, que para una turbina de gas que suele tener funcionamiento en continuo. Aún así existen multitud de instalaciones de sistemas CTIAC con TES incluidos, debido a que las diferencias de demanda entre los periodos on-peak y off-peak son importantes y a que el ahorro de consumo parásito es muy atractivo.

En los siguientes apartados se verán aspectos relacionados con los distintos tipos de sistemas TES y las características de cada uno de ellos. Las formas de operación posibles y algunas nociones sobre el dimensionado y optimización del conjunto chiller-sistema TES, que como puede preverse no será fácil, pues configuraciones habituales incluyen sistemas híbridos+TES, si el optimizar un sistema híbrido resultaba complicado, la adición del TES incrementa la dificultad.

## **10.2 . Clasificación de los sistemas TES según su periodo de carga-descarga.**

Los sistemas TES se pueden clasificar atendiendo a como es su periodo de carga-descarga completo, es decir en base a cuanto tiempo es necesario para cargar completamente el sistema TES y descargar el frío almacenado en su interior. En base a este periodo se pueden clasificar en 3 grupos:

- **Diario**: el periodo de cara y descarga suele ser un día completo, el sistema se descarga durante los periodos on-peak y se carga durante los off-peak. Estos ciclos se repiten durante todos los días.
- **Semanal**: en este caso el tanque de almacenamiento tiene capacidad para la descarga y carga durante una semana completa de funcionamiento, la

descarga se realiza durante los periodos on-peak, mientras la carga se lleva a cabo durante los periodos off-peak, que en este caso suelen incluir los fines de semana.

- Estacional: sólo se usa en sistemas pasivos, por lo que no es de aplicación a sistemas CTIAC, en este caso por ejemplo, se acumula de cierta forma el frío del invierno para usarse posteriormente en verano o viceversa, la capacidad de almacenamiento puede llegar a ser 100 veces más grandes que en los sistemas anteriores, por lo que habitualmente se utilizan depósitos naturales como cuevas, acuíferos o pozos de gas o petróleo vacíos. Debido a la duración de los periodos de carga y descarga, hay que ejercer un mayor control de las pérdidas a través de la superficie del almacenamiento.

Descartando el almacenamiento estacional, las dos posibilidades restantes para los sistemas CTIAC, son el almacenamiento diario y el semanal.

El semanal requiere un tanque de almacenamiento más grande que el diario y por lo tanto más costoso, pero debido a su régimen de funcionamiento que permite la carga durante los fines de semana completos, el chiller a instalar es mucho menor que para un sistema diario. Esta forma de funcionamiento limita su aplicación para un sistema CTIAC, en el caso de una turbina de producción de potencia, su funcionamiento es continuo, por lo que el almacenamiento diario es la única opción. El almacenamiento semanal resulta viable por ejemplo en grandes edificios de oficinas, que permanecen inactivos durante los fines de semana, o en instalaciones donde la turbina de gas no se utilice para la producción de potencia en continuo, sino sólo para el auto abastecimiento de la planta durante el periodo de producción (de lunes a viernes).

La idea fundamental es que un sistema con almacenamiento diario necesita una inversión menor en el tanque de almacenamiento pero aumenta el coste del chiller instalado y también la de los componentes auxiliares instalados, como torres de refrigeración, etc. En el semanal ocurre lo contrario, pero debe haber suficiente espacio para un tanque más grande. Al final será el régimen de funcionamiento de la planta y un estudio económico posterior el que marque que opción es más viable.

### **10.3. Clasificación de los sistemas TES según su forma de operación.**

En la introducción a los sistemas TES, se han comentado las dos principales ventajas de estos sistemas, que son el ahorro de consumo eléctrico parásito y la posibilidad de reducción del tamaño de los chillers necesarios. Aunque con variantes existen dos formas básicas de operación para estos sistemas, donde cada una de ellas da prioridad a uno de los aspectos anteriores.

#### **10.3.1. Almacenamiento completo.**

Una estrategia de almacenamiento completo transfiere toda la carga pico de refrigeración al periodo off-peak, es decir toda la demanda necesaria en el periodo on-peak se ha almacenado previamente durante los periodos off-peak. Por tanto se desacopla totalmente la operación del chiller de los periodos de demanda y se obtiene el mayor ahorro en consumo parásito, pues se está suponiendo la existencia de un chiller eléctrico para la carga del sistema.

En la figura siguiente aparece un diagrama típico de un sistema funcionando con almacenamiento completo ("full storage"). Este gráfico pertenece a un sistema para el acondicionamiento de un edificio no de una turbina, pero sirve para entender el concepto.

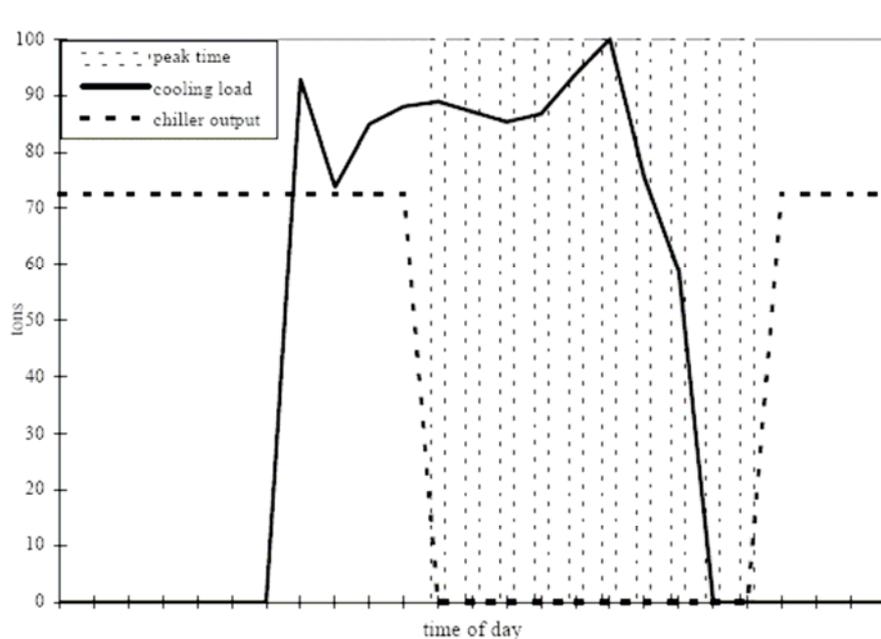


Fig 54. Curva de operación y demanda para un sistema TES con almacenamiento completo.

El chiller deja de funcionar durante todo el periodo pico, evitando el consumo parásito en estos periodos, durante el resto del día debe acumular en el sistema TES suficiente frío como para cubrir la demanda en periodo on-peak.

Por tanto este sistema es mas interesante cuando los periodos picos son cortos aunque sean de gran demanda, pues entonces permiten instalar un chiller más reducido.

### 10.3.2. Almacenamiento parcial con carga uniforme.

En este caso el chiller eléctrico se tiene funcionando durante el periodo on-peak, por lo que no se ahorra en consumo parásito pero disminuye la carga necesaria a aportar por el sistema TES durante el periodo on-peak, lo que lleva a un chiller instalado mucho más pequeño que en el almacenamiento completo, y que funciona de forma constante durante todo el día.

La siguiente figura representa a un sistema como almacenamiento parcial con carga uniforme.

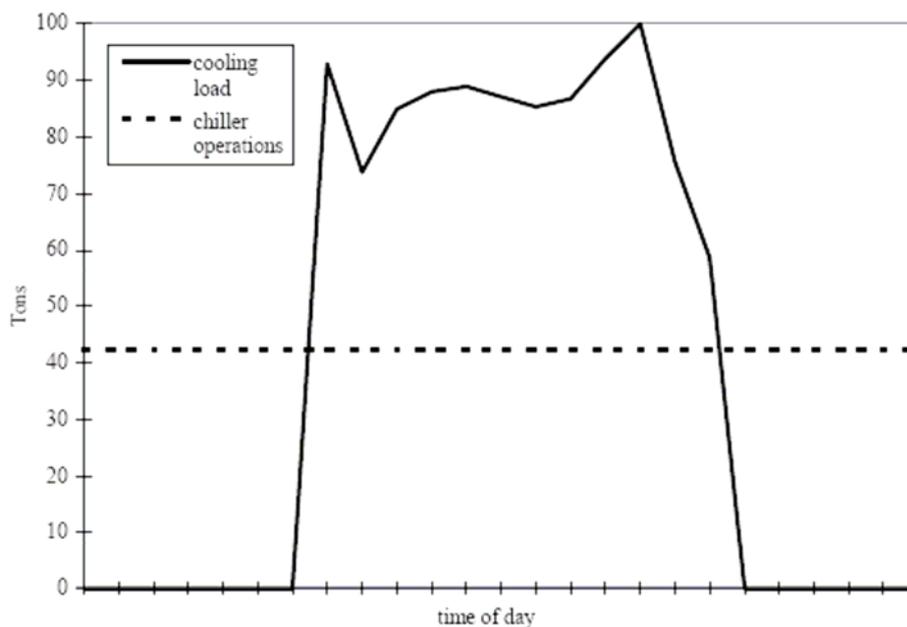


Fig 55. Curva de operación y demanda de sistema TES con almacenamiento parcial-carga uniforme.

Cuando la demanda está por debajo de la capacidad del chiller, el exceso se almacena, utilizando el almacenamiento para cubrir la diferencia existente entre la demanda y la capacidad constante del chiller en los periodos on-peak. Debido a esta forma de operación se ahorra menos en consumo parásito en periodos on-peak, pero el chiller instalado es más económico pues necesita menos capacidad.

Una de las ventajas de un sistema como éste es que puede emplearse también como almacenamiento completo en determinados periodos del año, por ejemplo en primavera, la curva de demanda puede tener una forma similar a la de verano pero con los picos de demanda inferiores, con el equipo instalado puede ser suficiente para cubrir la demanda con el almacenamiento realizado en periodos off-peak, apagando el chiller durante los periodos on-peak.

### 10.3.3. Almacenamiento parcial con limitación por demanda.

Esta es una forma de operación intermedia entre las dos vistas anteriormente, en la que el chiller trabaja a su potencia nominal para cargar el sistema TES durante los periodos off-peak y durante el periodo on-peak soportando parte de la carga, pero funcionando a una capacidad menor que la nominal del chiller. De forma que ahorra algo en consumo parásito pero a costa de incrementar el tamaño del chiller respecto al almacenamiento parcial con carga constante, pero sin llegar al tamaño requerido para un almacenamiento completo.

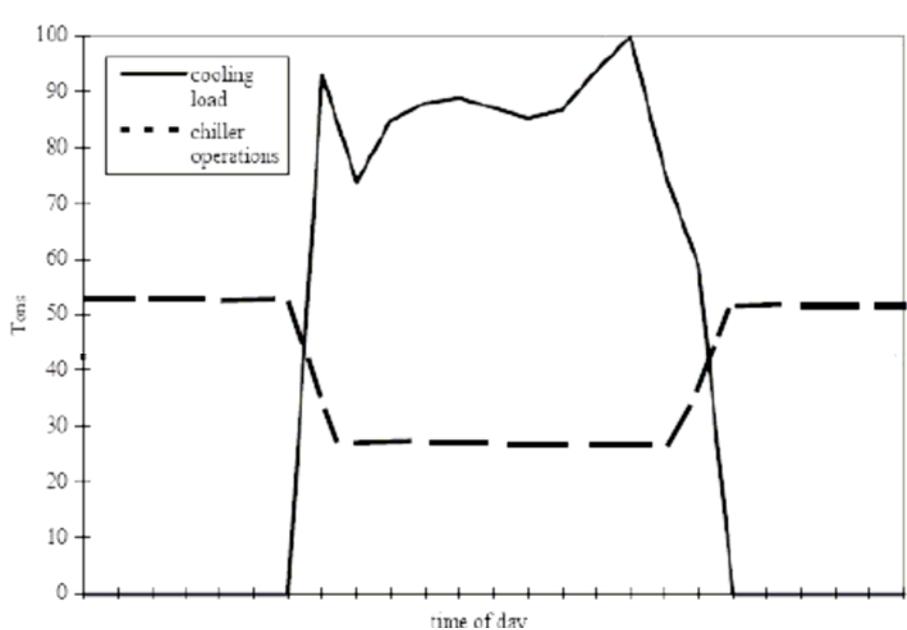


Fig 56. Curva de operación y carga de un sistema TES con almacenamiento parcial-limitación por demanda.

El operar de esta forma tiene una ventaja, y es que hace funcionar el chiller a plena capacidad en los periodos off-peak, periodos en los que las bajas temperaturas exteriores mejoran el COP del chiller, sin embargo en los periodos on-peak el chiller trabaja a cargas parciales, si esta carga parcial no es muy severa, también mejora el COP a cargas parciales (NPLV), por lo que el chiller trabaja de forma más eficiente en todo su ciclo de funcionamiento.

La limitación por demanda supone que si el periodo on-peak tiene una demanda diferente a la nominal o de diseño, el chiller puede desplazar su línea de trabajo hacia arriba o hacia abajo en función de que la demanda haya subido o disminuido.

Este caso es un híbrido entre los dos anteriores, pues el equipo instalado es mayor que para carga constante pero menor que almacenamiento completo, y al revés con el consumo parásito en periodos on-peak, mayor que almacenamiento completo pero menor que carga constante. Esta forma de operación es especialmente rentable cuando las diferencias del precio de la electricidad entre periodos on-peak y off-peak son grandes pero los periodos on-peak no son muy cortos, de ser cortos sería mejor un almacenamiento completo.

Al igual que con el almacenamiento parcial-carga constante, este sistema también puede operar como un almacenamiento completo en aquellos momentos en que la demanda sea lo suficientemente baja como para ser cubierta con el frío almacenado durante los periodos off-peak.

#### **10.4 . Optimización de sistemas TES.**

Normalmente cualquiera de las variantes de almacenamiento parcial suele ser una opción más económica que un almacenamiento completo, especialmente si consideramos que para un sistema CTIAC, la curva de demanda no es como las que aparecen en las figuras anteriores, en éstas, aparecen la curva de demanda correspondiente a un edificio que tiene un horario de ocupación concreto, fuera de este horario la demanda es nula. Sin embargo para un sistema CTIAC la turbina de gas suele trabajar en continuo y aunque en los periodos off-peak, la carga necesaria para el enfriamiento del aire de admisión es menor pues las temperaturas son más bajas, no se puede despreciar ni dejar de satisfacer si resulta económicamente rentable.

La figura siguiente representa un perfil típico de demanda para un sistema CTIAC.

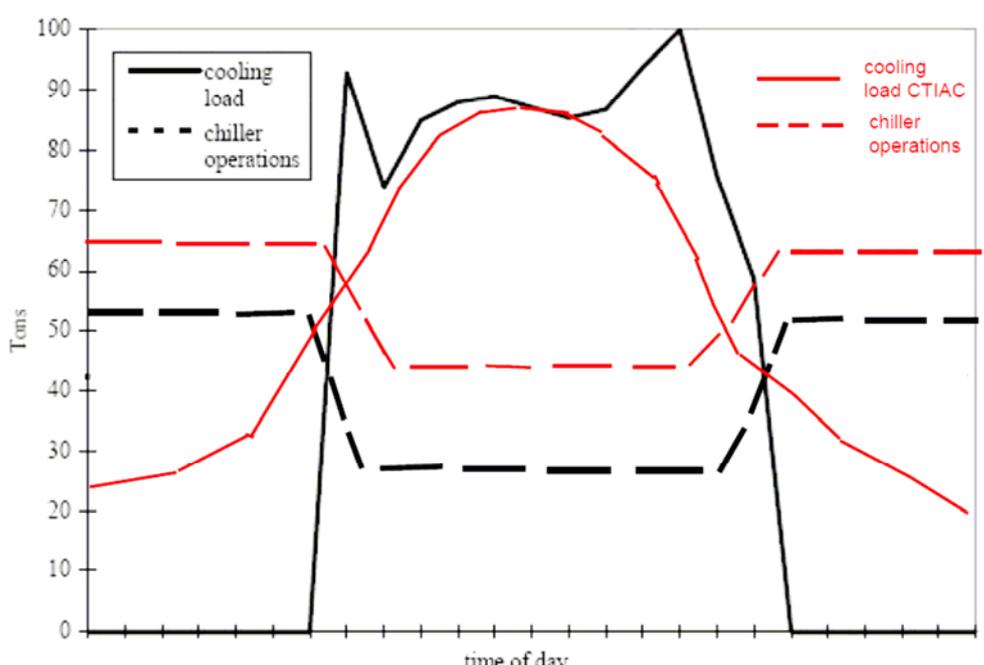


Fig 57. Curva de demanda y operación para un sistema TES aplicado a una turbina de gas.

En la figura aparecen representadas simultáneamente las curvas de demanda y operación de un sistema TES con almacenamiento parcial-limitación por demanda, con las curvas típicas para un edificio y un sistema CTIAC, la existencia de demanda incluso en los periodos off-peak, obliga a instalar un chiller mayor ya que en los periodos off-peak tiene que satisfacer simultáneamente la demanda y el almacenamiento. Esto sucede para cualquiera de las formas de operación que se han visto, razón por la cual el almacenamiento completo no resulta muy viable en un

sistema CTIAC, el chiller o chillers instalados necesitan mucha capacidad y elevado coste.

En todas las formas de operación anteriormente descritas, corresponde a la operación de un sistema TES, formado por chillers eléctricos más el tanque de almacenamiento. Aún así la planta puede disponer de más chillers de otros tipos formando un sistema híbrido, lo que complica el conjunto del sistema y sin duda puede alterar la curvas de demanda y operación, y afectar a la elección de operación del sistema TES a instalar.

La forma de proceder en estos casos debe ser la búsqueda de una curva de demanda nueva y ficticia, en la que ya aparezca contemplada la aportación de los chillers no eléctricos. Y a partir de la nueva curva estimar la nueva forma de operación del sistema TES. Para ilustrar este concepto vamos a ver los siguientes ejemplos:

Supongamos que podemos aprovechar calor residual en el escape de la turbina de gas para el accionamiento de un chiller de absorción. Y además tenemos un chiller eléctrico que se va a encargar de alimentar a un sistema TES. Como los gases de escape están disponibles todo el día, es lógico que el chiller de absorción trabaje en continuo. Esto hace que la curva de demanda inicial de la planta, disminuya por igual en todos sus puntos una cantidad igual a la capacidad del chiller de absorción. La nueva curva de demanda tiene la misma forma que la inicial pero reducida, por tanto la misma forma de operación del sistema TES pensada para la curva inicial sirve para ésta, sólo que el chiller necesario y el tamaño de almacenamiento también disminuyen lo que supone un ahorro en coste inicial. Naturalmente la reducción de este coste se contrarrestado por la inclusión de un nuevo chiller, en este caso de absorción. Al final un análisis económico nos dirá si el conjunto resulta rentable o no.

Esta ejemplo es sencillo pero puede complicarse más si tenemos en cuenta que es posible que durante periodos off-peak, el chiller de absorción puede tener una capacidad superior a la demanda en dicho periodo, en este caso podría pensarse en utilizar el exceso de capacidad para apoyar al chiller eléctrico en el almacenamiento, ya que normalmente los costes de operación utilizando calor residual son menores que el precio de la electricidad en periodos off-peak. Hacer esto, puede ahorrar en costes de operación del chiller eléctrico y en la instalación de un chiller eléctrico más pequeño. Las desventajas de hacer esto son que obliga a ambos chillers a trabajar a las mismas temperaturas de evaporación, cuando es normal que los chillers de absorción de LiBr enfrían el aire a 10°C, mientras que los eléctricos lo pueden hacer hasta 7,2°C y a veces hasta menos. Además es necesario conectar el chiller de absorción al sistema TES lo que incrementa los costes de instalación y de control. A menos que la capacidad del chiller de absorción sea tal que la potencia sobrante sea grande y este hecho se produzca de forma muy regular, no merece la pena conectar el chiller de absorción al sistema TES.

La otra posibilidad que se puede poner como ejemplo, es la utilización de un chiller no-eléctrico para los periodos on-peak, por ejemplo un chiller accionado por un motor a gas. Una vez establecido a través de la curva de demanda el periodo on-peak durante el cual trabajará el chiller a gas, queda determinar que capacidad tendrá dicho chiller, pues esto afectará al tamaño requerido para el chiller eléctrico y el almacenamiento. Evidentemente no se puede instalar un chiller a gas que cubra totalmente la demanda durante el periodo on-peak, entonces el sistema TES no sirve para nada, la idea es optimizar que tamaño de chiller me permite un reparto mas rentable de la demanda en

el periodo on-peak entre el chiller y el almacenamiento. Para cada capacidad escogida del chiller de gas, la nueva curva de demanda se modifica, disminuyendo todos los puntos de la curva correspondientes al periodo on-peak dicha cuantía. De forma que el chiller eléctrico tiene que ser tal que puede cubrir la demanda en periodo off-peak y además almacenar en el TES, la capacidad suficiente para suministrar el resto de demanda que el chiller de gas no ha satisfecho durante el periodo on-peak, si se está pensando en un almacenamiento completo. Esta idea puede verse fácilmente en la siguiente figura.

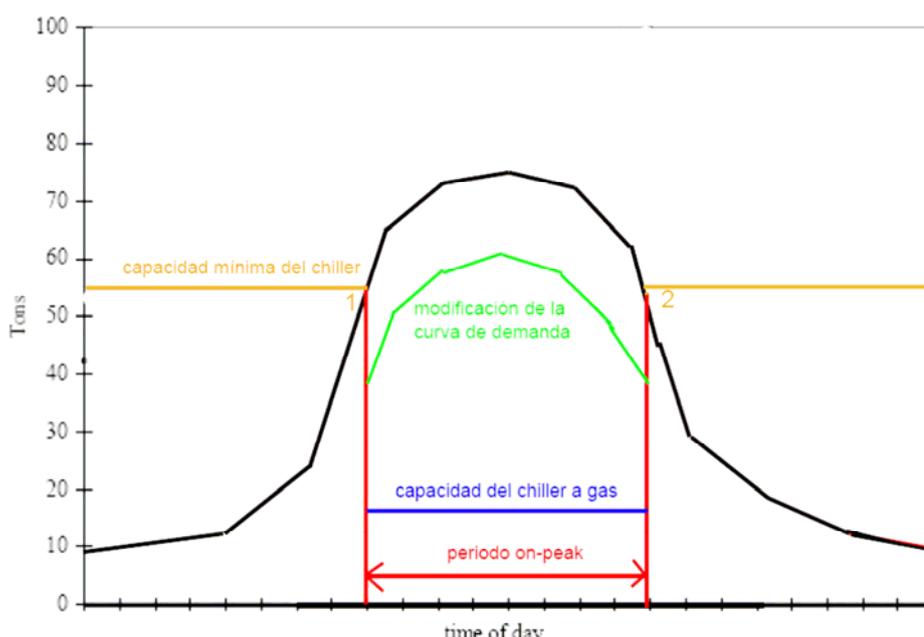


Fig 58. Modificación de la curva de demanda por un chiller de gas.

Pero en el proceso de optimización la capacidad del chiller a gas no es la variable independiente, sino la longitud del periodo on-peak. Si diseñamos el sistema para que en el día diseño se satisfaga toda la demanda, tanto en periodos on-peak como en periodos off-peak, y la longitud del periodo on-peak viene ya determinada, el tamaño del chiller eléctrico viene ya fijado por la altura de la intersección de la curva de demanda con las líneas verticales correspondientes al periodo on-peak es decir a los puntos 1 y 2 de la figura. La capacidad del chiller a gas será aquella que satisface la demanda restante que no pueda ser aportada en la descarga del sistema TES. Por tanto si el periodo on-peak para el funcionamiento del chiller a gas y para la descarga del sistema TES se fija, no existe proceso de optimización alguno, al menos para la operación con almacenamiento completo. De hecho podría suceder que con el chiller eléctrico instalado la capacidad de almacenamiento en los periodos on-peak fuera suficiente para satisfacer la demanda en todo el periodo on-peak, en este caso ni siquiera sería necesario disponer de un chiller adicional a gas.

En la misma situación anterior, pero con almacenamiento parcial con limitación por demanda, la única variable sería el reparto existente entre la operación parcial del chiller eléctrico y la capacidad del chiller a gas, con la condición de que la suma de ambas aportaciones cubran aquella demanda no cubierta por el almacenamiento. El

proceso de optimización sería ir variando la capacidad del chiller de gas o el nivel de limitación del chiller eléctrico hasta encontrar la solución más rentable.

#### 10.4.1 . Operación del sistema TES con periodo on-peak fijo.

Existen varias razones para tomar un periodo on-peak prefijado, pero la principal es de índole económico, es usual tomar como periodo on-peak aquel en el que la electricidad vale más, que en el caso de un día de diseño de verano coincide con los valores más altos de demanda, y donde resulta más beneficioso evitar el consumo parásito de electricidad.

El operar con un periodo on-peak prefijado supone incluir una restricción al sistema TES, pues determina en principio cual es la energía demandada en el periodo on-peak si ya se ha fijado un día de diseño concreto con su curva de demanda correspondiente. Fijado el periodo on-peak no es recomendable decidir satisfacer también la demanda completa en off-peak, pues ello fijaría también el tamaño del chiller eléctrico, y por tanto ya no existe proceso de optimización alguno.

El hecho de tomar un periodo on-peak fijo tanto para la descarga del sistema TES como para el funcionamiento de un chiller no eléctrico que pudiera incorporar el sistema, puede ser todavía más drástico en el caso de operar con almacenamiento parcial con carga constante, en dicho caso con bastante seguridad puede ocurrir que el sistema se sobredimensione pues entre el chiller eléctrico y la energía almacenada en el tanque puede sobrar para satisfacer totalmente la demanda en el periodo on-peak, siendo innecesario la inclusión de chillers no eléctricos adicionales. Naturalmente el grado de esta diferencia entre el potencial de almacenamiento del sistema TES depende en gran medida de cual sea el periodo on-peak prefijado y de como sea la forma de la curva de demanda para el día de diseño tomado. Con estas incertidumbres la casuística posible es elevada, pero con bastante probabilidad puede ocurrir lo que se indica en la figura siguiente.

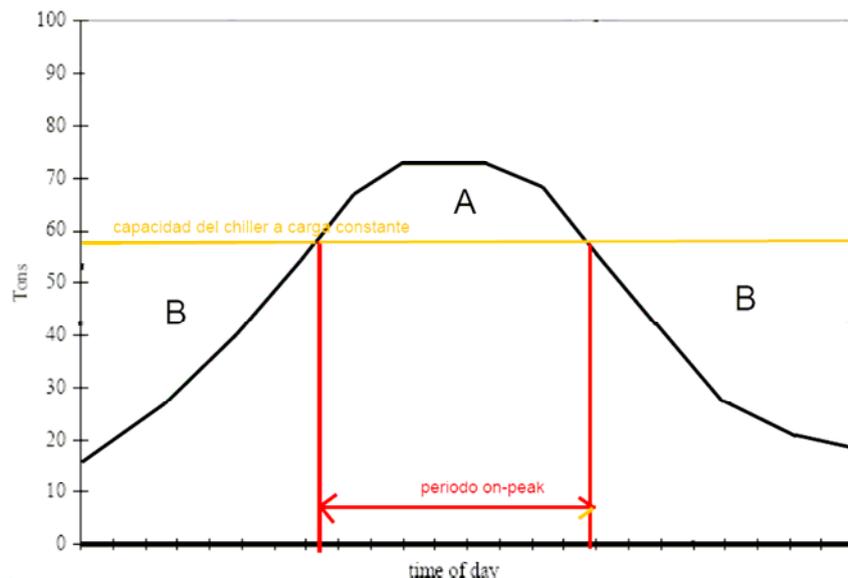


Fig 59. Operación de un sistema TES con almacenamiento parcial-carga constante para un periodo on-peak fijado.

Resulta evidente que con la energía almacenada durante los periodos off-peak, igual a la suma de las dos zonas B, puede suplirse perfectamente la energía necesaria para satisfacer la demanda restante dada por la zona A.

De esta forma queda demostrado que a la hora de seleccionar un sistema TES ya sea con chillers eléctricos exclusivamente o con sistemas híbridos con chillers no eléctricos que funcionen sólo durante los periodos on-peak, el tamaño del chiller eléctrico necesario y el periodo on-peak a considerar, no son variables independientes. Esto siempre y cuando se desee la satisfacción de la demanda durante todo el día de diseño que suele ser lo usual.

Es posible dejar de satisfacer demanda en periodo off-peak, si se toma esta opción, para un funcionamiento on-peak determinado, la capacidad del chiller eléctrico necesario puede disminuir considerablemente, hasta que la capacidad almacenada pueda suplir la demanda necesaria en el periodo on-peak. La figura siguiente ilustra este concepto.

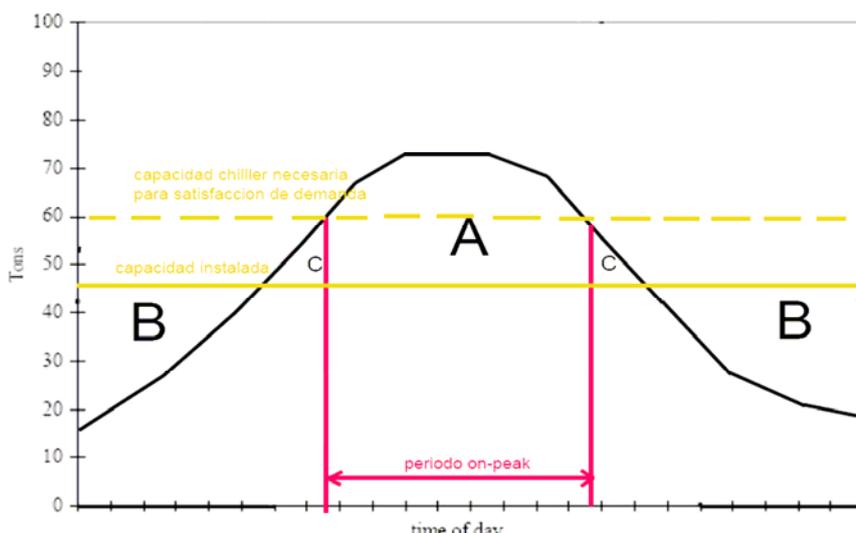


Fig 60. Operación de un sistema TES con almacenamiento parcial-carga constante con periodo on-peak fijado y no satisfacción de demanda.

La línea de puntos corresponde a la capacidad del chiller eléctrico necesaria para la satisfacción de la demanda durante todo el periodo off-peak, debido a que con dicha capacidad el sistema se encuentra sobredimensionado, se escoge tomar una capacidad del chiller más baja, con el fin de ahorrar en los costes iniciales asociados, se puede disminuir la capacidad hasta que la energía almacenada, representada por la suma de las áreas de los sectores B sea igual al área del sector A, que es la energía que debe ser aportada por el sistema TES para la satisfacción de la demanda en el periodo on-peak. Por contra existen dos pequeños sectores C, que se encuentran justo antes y después del periodo on-peak, que corresponden a sectores de demanda no satisfecha aunque de forma parcial. El satisfacer la demanda en esa zona supone que el aire alcanza la temperatura consignada por ejemplo 7,2°C (45°F), la energía aportada es ligeramente menor por lo que el aire de admisión a la turbina no llega a la temperatura requerida pero se queda cerca por ejemplo en 9°C, esto supone una pérdida en la producción de potencia y vapor en un ciclo combinado o de

cogeneración, que debe ser incluido en el análisis económico, para determinar la rentabilidad de esta opción.

Una de las ventajas de operar de esta forma radica en que por lo general el día de diseño escogido suele ser un día de los más calurosos, eso significa que en un día con una curva de demanda más baja, el sistema que originalmente no satisface la demanda completa en off-peak ahora si la cumple e incluso puede exceder capacidad. Por tanto esta forma de operar es conveniente pues ha permitido el ahorro en costes iniciales del chiller, aunque su bondad depende del día de diseño escogido para el sistema.

Este ejemplo de no satisfacción de la demanda en el periodo off-peak, no es exclusivo del almacenamiento parcial con carga constante, también puede aplicarse por ejemplo al almacenamiento completo, como puede verse en la siguiente figura.

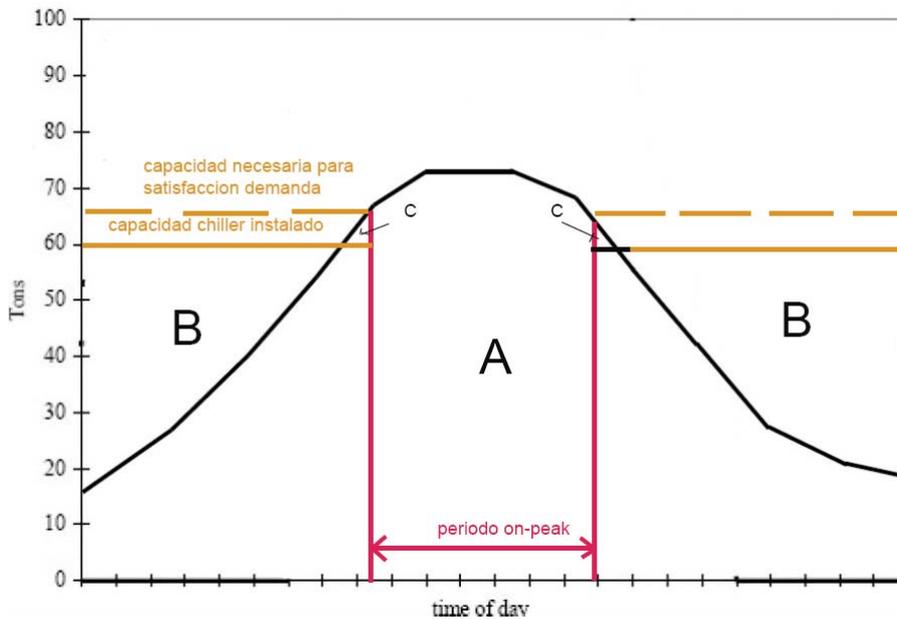


Fig 61. Operación de un sistema TES con almacenamiento completo, con periodo on-peak fijado y no satisfacción de la demanda.

La línea de puntos corresponde al chiller necesario para la satisfacción de la demanda en el periodo off-peak, pero el almacenamiento excede la capacidad necesaria para satisfacer la demanda en el periodo on-peak. Por tanto se toma la posibilidad de disminuir el tamaño del chiller instalado hasta que la energía almacenada (sectores B) sea igual a la energía demandada en el periodo on-peak (sector A), en este caso la disminución posible es menor y la demanda no satisfecha en off-peak (sectores C) es también pequeña.

Como el caso de almacenamiento parcial-limitación por demanda es un caso híbrido entre los dos anteriores, la no satisfacción de la demanda conlleva una reducción del tamaño del chiller y del almacenamiento intermedia entre las dos situaciones anteriores.

Ya se ha comprobado que cuando el periodo on-peak está fijado, la posibilidad de la no satisfacción completa, es una forma de ajustar el sistema TES a la curva de demanda del día de diseño para cualquiera de las tres formas de operación básicas

que se han visto. Entonces, cabe preguntarse si en algún momento es necesario la introducción de algún chiller adicional como uno no eléctrico, para cubrir la demanda en periodos on-peak. La respuesta es que sí, en determinadas situaciones. Por ejemplo, imaginemos la curva de demanda siguiente, en la que se fija el periodo on-peak.

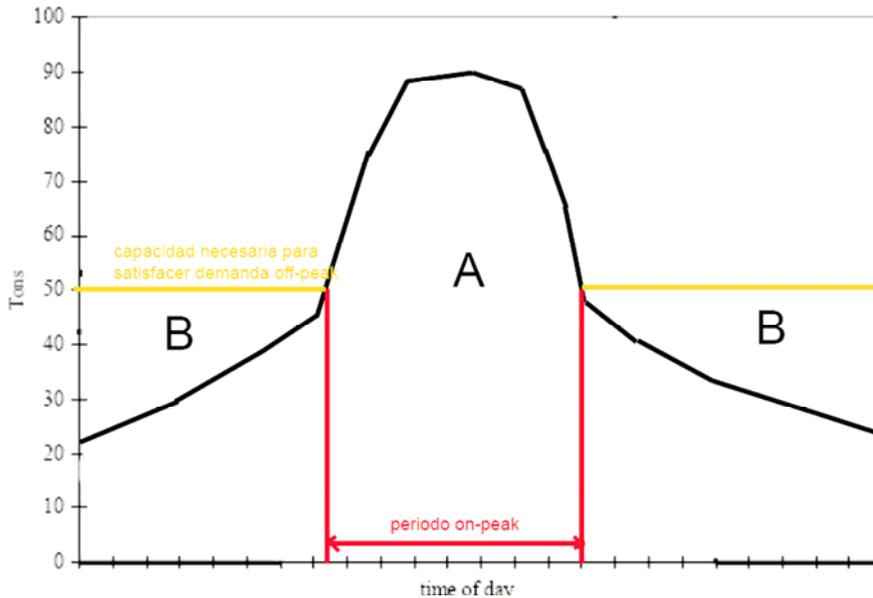


Fig 62. Operación de un sistema TES con almacenamiento completo.

En los ejemplos anteriores, con la capacidad necesaria para satisfacer la demanda off-peak, el almacenamiento era más que suficiente para cubrir la demanda en on-peak, en este caso no sucede así pues a simple vista las áreas de energía almacenada (sectores B) no son suficientes para cubrir toda la demanda en on-peak (sector A). Para resolver esto existen 3 opciones posibles:

- Decidir no operar en almacenamiento completo y utilizar alguna de las formas de almacenamiento parcial, si se emplea la forma a carga constante el sistema no se puede optimizar tal cual, es decir sería mucha suerte que para la curva de demanda de la figura 62, el operar a carga constante a ese nivel de capacidad cuadre exactamente la energía almacenada con lo que queda de la demanda por cubrir, si al hacerlo sobra energía almacenada, se puede tomar la opción de rebajar la capacidad del chiller y no satisfacer una pequeña parte de la demanda en off-peak, o tomar una forma de operación con limitación por demanda, en la que se ajusta el nivel de capacidad del chiller eléctrico durante el periodo on-peak para cubrir la demanda restante durante dicho periodo. Si lo que falta es energía almacenada, simplemente puede aumentarse el nivel de capacidad del chiller y del tanque del sistema TES, por encima del representado en la figura 62, o si no se puede o no se quiere aumentar la capacidad del sistema TES, colocar un nuevo chiller de cualquier tipo que trabaje durante el periodo on-peak aportando el resto de energía necesaria para cubrir la demanda.
- La segunda opción, debido a las grandes diferencias del precio de la electricidad entre los periodos off-peak y on-peak, se desea mantener a toda

costa la forma de operación de almacenamiento completo. En este caso puede elevarse el tamaño del chiller y del almacenamiento hasta cubrir totalmente la demanda.

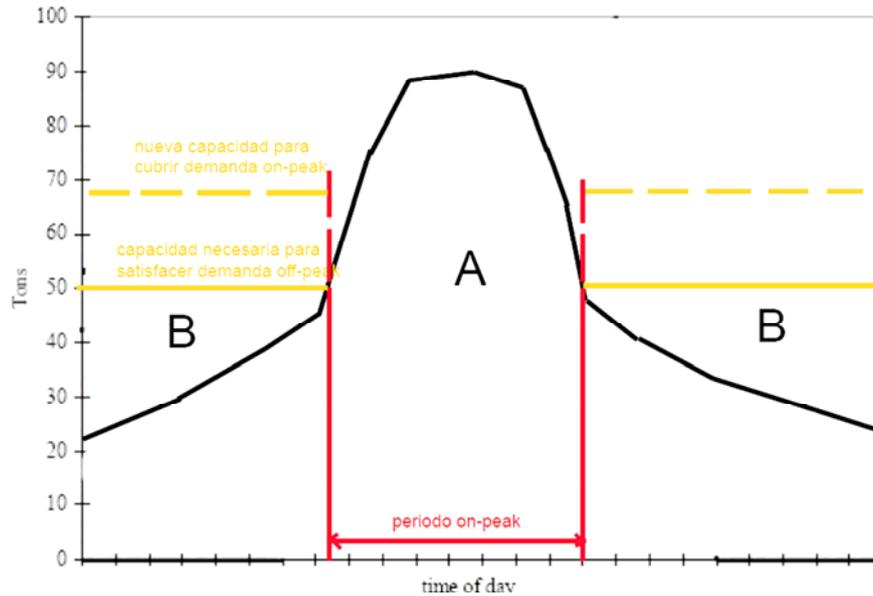


Fig 63. Operación de un sistema TES con almacenamiento completo, con aumento de la capacidad del TES para satisfacción de demanda on-peak.

La línea de puntos determina la nueva capacidad del chiller eléctrico y del almacenamiento necesaria para satisfacer la demanda completa del periodo on-peak. Naturalmente como se desea evitar en todo momento el consumo parásito en periodo on-peak, su funcionamiento se limita justamente hasta llegar a dicho periodo.

- La tercera opción es manteniendo la operación en almacenamiento completo, no aumentar la capacidad del sistema TES sino instalar un chiller adicional no eléctrico que ayude a soportar la demanda en el periodo on-peak, por ejemplo un chiller accionado por motor a gas. Como puede verse en la siguiente figura.

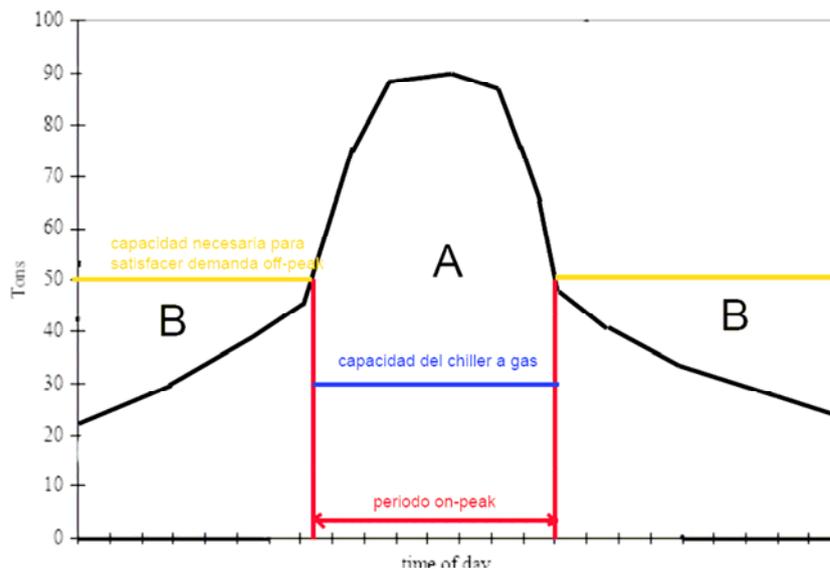


Fig 64. Operación de un sistema TES con almacenamiento completo con un chiller a gas para satisfacción de la demanda en periodo on-peak.

Estas tres opciones con sus variantes son las que pueden emplearse para resolver el problema presentado, cada una debe valorarse por separado mediante un análisis económico y tomar la más rentable. Aunque a priori, a menos que las diferencias entre el precio de la electricidad entre periodos on-peak y off-peak sea realmente importante, la opción de almacenamiento parcial en cualquiera de las formas presentadas parece ser la más adecuada, pues las dos opciones de mantener el almacenamiento completo suponen un gran incremento de equipo o de capacidad y por lo tanto una mayor inversión inicial. De todas formas para asegurarse es una buena recomendación realizar el análisis económico para cada una de las opciones.

Una de las conclusiones importantes que pueden sacarse de estos ejemplos, es que no existe un procedimiento fijo y concreto para la elección de un sistema TES y su forma de operación. Su gran dependencia de factores externos como son los precios de la electricidad, la climatología que afecta a la curva de demanda, etc, hace que cada planta tenga que ser estudiada de forma individual y única para obtener su sistema TES más óptimo.

Hasta ahora hemos visto distintas formas de operación de un sistema TES cuando por la razón que sea el periodo on-peak está fijado. Pero también existe la posibilidad de que el periodo on-peak no sea algo fijo sino variable, es decir puede ser de 6-7 u 8 horas en función de nuestra conveniencia. Esto puede suceder cuando las diferencias del precio de la electricidad no son grandes para un conjunto concreto de horas sino que el precio varía de una forma suave en un periodo más amplio.

#### 10.4.2. Operación del sistema TES con periodo on-peak no fijado.

Cuando el periodo on-peak no se fija, se relaja de cierta forma el proceso de optimización, puesto que ya la capacidad del chiller eléctrico necesaria para cubrir la demanda en off-peak no queda también fijada, pues ambas variables son dependientes para una curva de demanda concreta como ya se ha mencionado. En este caso el problema de ajustar un sistema TES a la curva de demanda se limita a obtener la capacidad del chiller necesaria para que la energía almacenada en los periodos off-peak sea suficiente para satisfacer la demanda del periodo on-peak, esto puede hacerse para cualquiera de las tres formas básicas de operación que se han visto.

Por ejemplo en almacenamiento parcial-carga constante ni siquiera hay que considerar el periodo on-peak, puesto que el chiller opera de forma constante y por lo tanto el nivel de capacidad del chiller se ajusta hasta que la energía almacenada supla el exceso de demanda que el chiller a carga constante no pueda cubrir. El periodo on-peak viene entonces determinado por la intersección de la línea de capacidad del chiller con la curva de demanda, momento en el que termina el almacenamiento y comenzará la descarga. No necesariamente dicho periodo on-peak debe coincidir exactamente con las horas de precios de electricidad más elevados, al obtenerse de esta forma.

Para almacenamiento completo también es muy sencillo sólo hay que escoger la capacidad del chiller de tal forma que sea capaz de almacenar la energía necesaria para cubrir toda la demanda en el periodo on-peak, periodo que también viene determinado por la intersección de la línea de capacidad del chiller con la curva de demanda.

El proceso de optimización para un almacenamiento parcial tampoco implica excesivos problemas, simplemente consiste en evaluar para distintas capacidades del chiller, el nivel de limitación exigido para satisfacer la demanda en on-peak, periodo que también se obtiene como en los casos anteriores mediante la intersección de la línea de capacidad del chiller a carga completa con la curva de demanda. Si las tres formas de operación se aplican sobre la misma curva, la capacidad del chiller necesaria para almacenamiento parcial-limitación por demanda debe estar entre la capacidad para los dos casos anteriores.

Sin fijar el periodo on-peak es posible optimizar el sistema de una forma fácil, sin dejar de cubrir demanda incluso en periodos off-peak y sin necesidad de añadir ningún chiller adicional, pues el conjunto chiller/s eléctrico/s + tanque de almacenamiento puede satisfacer cualquier curva. Pero los problemas que pueden surgir son dos, el primero está relacionado con el mismo hecho de que el periodo on-peak a considerar no se fija sino que proviene del propio proceso de optimización. Esto puede hacer que el periodo on-peak sea muy grande para la solución óptima, dependiendo de la curva de demanda considerada. Para ilustrar esto puede verse la siguiente figura.

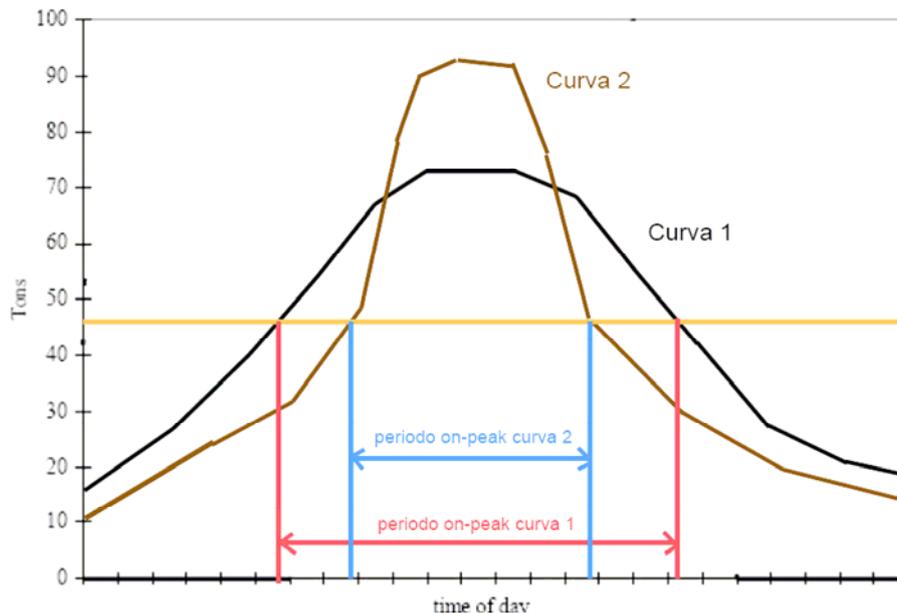


Fig 65. Comparación de los periodos on-peak obtenidos por optimización para almacenamiento parcial-carga constante.

En la figura presentada, aparecen dos curvas de demanda diferentes, supongamos que para ambas el proceso de optimización tomando almacenamiento parcial a carga constante, nos da la misma capacidad de chiller óptima necesaria. El razonamiento es el mismo para distintas capacidades pero complica algo más el dibujo. Debido a la forma de la curva 1 su periodo on-peak resultante es mucho mayor que el correspondiente a la curva 2. Cuando el periodo on-peak es grande, superior a las 8 horas, hay que empezar a cuestionarse si un sistema TES es apropiado para implementar un sistema CTIAC para la turbina de gas. Como ya se ha comentado los sistemas TES eran más rentables cuando los periodos on-peak eran cortos y con demandas altas en dicho periodo respecto a la media diaria, pues en ese caso no estaba justificado el instalar chillers de tanto tamaño. Esto se puede aplicar por tanto a la curva 2 pero no a la curva 1, que resulta más plana, para la cual cabría considerar si un sistema híbrido sin almacenamiento resultaría más rentable, pues se instala más chillers pero se ahorra el almacenamiento.

El segundo problema que puede ocurrir al no fijar el periodo on-peak, es que aunque el proceso se pueda optimizar, puede existir una limitación impuesta, por ejemplo la capacidad máxima del almacenamiento no puede exceder unas RT-h concretas porque no hay espacio físico en la planta para un tanque de mayor tamaño. Si el óptimo está por debajo de dicho nivel máximo no hay ningún problema, pero si está por encima habrá que añadir un nuevo chiller como uno con motor a gas para suplir la demanda que el almacenamiento limitado no puede cubrir en el periodo on-peak. En este caso, aunque puede pensarse que el óptimo puede corresponder al aprovechamiento máximo de la limitación de tamaño del tanque, pues es la solución más cercana a la óptima original sin limitación, el hecho de introducir un chiller no eléctrico que funciona durante el periodo on-peak, periodo a su vez determinado por el

nivel de capacidad del chiller eléctrico, ya no deja claro que la mejor solución sea aprovechar al máximo la limitación de almacenamiento, se debe reoptimizar el proceso considerando que se va a incluir un nuevo chiller para funcionamiento on-peak. En cualquier caso el problema se puede resolver de forma sencilla aunque de una forma más tediosa.

En este apartado sobre optimización de la operación de sistema TES, se han expuesto multitud de alternativas posibles para la elección de una forma óptima de operar y seleccionar un sistema TES para diferentes situaciones, aunque todavía no se ha comentado nada acerca de que tipo de sistema TES puede introducirse. Como se ha visto, la forma de la curva de demanda y algunas otras consideraciones externas que no se pueden controlar, como la variación del precio de la electricidad a lo largo del día, determinan que forma de operación es la más factible y que capacidad deben tener los chillers instalados. Esta variabilidad hace que prácticamente cada instalación deba estudiarse individualmente para optimizarla, pero aun así pueden darse determinadas pautas para seguir un proceso de optimización ordenado, aunque con múltiples variaciones dependiendo de las circunstancias que concurren.

#### 10.4.3. Proceso de optimización general para un sistema TES.

Este proceso de optimización es una guía general para realizar una elección inicial de determinados parámetros que afectan a un sistema TES, no es el único que pueda hacerse, ni es el mejor posible, pero es una buena alternativa cuando no se disponen de herramientas de software específicas para este problema. No hay que seguir por fuerza todos los pasos, por lo que pueden saltarse algunos cuando no sean aplicables. el proceso consta de los siguientes pasos:

##### Paso 1: Establecer las curvas de demandas diarias para el año de diseño.

La curva de demanda de un sistema TES para aplicaciones de enfriamiento del aire de admisión de una turbina de gas, corresponde a la evolución de la carga de enfriamiento necesaria para llevar el aire de admisión en unas condiciones dadas de humedad y temperatura, a otra temperatura inferior y que tenemos que consignar.

Lo primero es disponer de una base de datos lo más completa posible de los datos climáticos del lugar durante al menos un año, en el que se incluyan por lo menos la temperatura y la humedad absoluta o relativa del aire. Si se dispone de datos climáticos de varios años, puede obtenerse un año promedio, pero tampoco es conveniente utilizar datos antiguos como de hace 20 años, pues no es ajeno para nadie que el calentamiento global es un hecho, y por lo tanto es mejor tomar datos cercanos al año en el que se desea instalar el sistema.

Sería buena elección que dichos datos vinieran en forma horaria o medio-horaria, tiempo suficiente para establecer curvas de demanda diarias sobre las que trabajar, porque lo normal es diseñar el sistema para que el ciclo de almacenamiento sea diario, como ya se ha explicado anteriormente para un sistema CTIAC es lo más recomendable. Pero si se decide trabajar con un sistema semanal, simplemente hay que dividir el año en semanas y trabajar con dichas curvas.

Para el cálculo de las curvas de demanda diarias, es necesario determinar que temperatura de salida queremos para el aire de admisión tras los tubos de enfriamiento llamada temperatura de consigna. Establecer esta temperatura es fundamental, pues afecta al cálculo de la carga necesaria, no sólo por la entalpía del

aire de salida sino también por el flujo másico de aire a considerar que por supuesto depende de dicha temperatura. Como vamos a trabajar con chillers lo normal son 7,2°C (45°F) o 10°C (50°F), lo normal es tomar 50°F cuando se prevee que se trabajará con chillers de absorción de LiBr y 45°F con el resto. Una cuestión importante es que si se cambia esta temperatura de consigna, el proceso de optimización debe rehacerse entero, pues las curvas de demanda son diferentes para cada temperatura elegida.

Con la temperatura de consigna fijada ya puede calcularse la carga necesaria para cada hora de cada día del año y pasar al siguiente paso.

### Paso 2: Elección del día de diseño.

Lo primero es determinar sobre que curva de demanda diaria vamos a trabajar, para ello hay que elegir un día de diseño determinado. No hay un criterio definido para la elección de un día de diseño, aunque existen días de diseño para determinados lugares que proporcionan entidades como ASHRAE, pero lo recomendable es cada uno elija su propio día de diseño utilizando los datos climáticos anuales de su localidad.

Si se decide tomar como día de diseño por ejemplo, el día en el que hubo el mayor pico de demanda anual, o la media de la demanda fue la más alta, ya se puede anticipar que se va a sobredimensionar el sistema con toda seguridad, pues si se diseña el sistema para satisfacer toda la demanda del día más desfavorable, el resto del año parte de la capacidad del equipo no se va a utilizar disminuyendo su rentabilidad. Lo normal es que la solución óptima tenga unos requerimientos por debajo de los máximos, pero no existe ningún criterio para definir exactamente cuanto por debajo, por lo que es necesario realizar todos los pasos posteriores para varios días de diseño con diferentes requerimientos de carga, de forma que se pueda observar al menos, sobre que zona se encuentra el óptimo.

Una cuestión diferente puede ser que por diferentes razones, la elección del día de diseño esté limitada o condicionada, por ejemplo debemos garantizar la satisfacción de valores concretos de demanda, por tanto se nos impone unos requerimientos mínimos al sistema del que se puede partir, pero eso no quiere decir que el óptimo para el sistema TES no pueda encontrarse a un nivel superior.

En cualquier caso no hay que perder de vista que el sistema que estamos diseñando se va a emplear para el enfriamiento de aire de admisión de una turbina y por lo tanto es de recibo que el día de diseño sea un día de verano (por lo general), pues es cuando el sistema CTIAC tiene que aportar una mayor carga.

### Paso 3: Observación de la curva de demanda.

Este paso es un poco subjetivo, pero puede ayudar para ahorrarse un proceso de optimización largo y tedioso si fuera el caso. Es una buena idea representar la curva de demanda a lo largo del día y observarla. ¿Es muy plana o tiene determinados periodos donde la demanda es bastante superior a la demanda media del día?. Ya se ha visto que un sistema TES es más adecuado cuando la demanda presenta picos altos y de corta duración, mientras que si la curva de demanda es plana, habría que empezar a considerar no utilizar TES y cubrir la demanda con chillers o sistemas híbridos. Este paso como ya se ha dicho es muy subjetivo, pero un poco de vista y

algo de experiencia pueden decidir seguir adelante con el sistema TES o contemplar otras alternativas, ahorrando una gran cantidad de tiempo.

El paso siguiente supone una forma más concreta de completar esta inspección visual.

#### Paso 4: Diseño del sistema para periodo on-peak no fijado.

Es posible que pensemos que el periodo on-peak va a estar fijado, pues disponemos de los datos de precios eléctricos para el día de diseño y resulta que existe una gran variación en el precio a lo largo del día, y por tanto realizar la optimización para periodo on-peak no fijado es una pérdida de tiempo.

La recomendación es realizar siempre la optimización para periodo on-peak no fijo, en primer lugar porque es sencilla y rápida, tal y como se explicó anteriormente, y en segundo lugar porque nos da un criterio concreto para decidir sobre la inspección visual del paso 3 anterior.

Dado que el periodo on-peak no está fijado, se puede realizar de forma muy sencilla un proceso de optimización sobre la curva de demanda, tomando como solución aquella en la que la energía almacenada durante el periodo off-peak ayuda a cubrir o cubre totalmente la demanda en el periodo on-peak. Esto puede hacerse para las formas de operación de almacenamiento completo y almacenamiento parcial-carga constante, y ver los periodos on-peak resultantes para ambos, si los periodos on-peak salen superiores a 8 horas, eso significa que la curva de demanda es más bien plana y entonces confirmar que un sistema TES no es seguramente lo más adecuado.

Si ambos periodos on-peak están por debajo de las 8 horas, el sistema es favorable para instalar un TES, y más favorable cuanto más pequeños sean esos periodos.

La última posibilidad es que el periodo on-peak correspondiente al almacenamiento parcial esté por encima de 8 horas y el de almacenamiento completo por debajo de las 8 horas (la situación contraria no es posible, ante la duda mirar la figura 60 y encajar en la misma curva un almacenamiento completo). En este caso no está claro, pero si se toma tanto periodo on-peak fijado como si no, la forma de operación de almacenamiento parcial-carga constante no es la más recomendable, en periodo on-peak no fijado porque ya se ha calculado que el periodo on-peak resultante es superior a las 8 h, y si se fija el periodo on-peak a menos horas, seguramente se deja demanda no satisfecha en periodo off-peak.

#### Paso 5: Decidir sobre periodo on-peak fijado o no fijado.

El fijar un periodo on-peak responde más a razones económicas que a razones técnicas o de operación. Para un día de diseño de verano, el periodo on-peak suele ir desde las 12 horas hasta las 18-19 horas, un total de 6-7 horas en las que la demanda de electricidad es mayor debido al funcionamiento masivo de equipos de aire acondicionado y en el que el precio de la electricidad es más elevado en comparación con el resto de horas del día. Además es en este periodo cuando la curva de demanda o carga sobre el sistema de enfriamiento es mayor y el sistema TES debe garantizar la satisfacción de la carga.

La optimización del sistema TES sin periodo on-peak simplifica el sistema pues casi siempre puede encontrarse que nivel de capacidad de chiller y almacenamiento se necesita para satisfacer toda la carga demandada diaria. Por contra el fijar el periodo

on-peak imponía ya variables sobre el sistema, lo que limitaba la optimización, pero se podía optar por la no satisfacción de parte de la demanda en off-peak, lo que permitía flexibilidad en el sistema y además adecuaba mejor el funcionamiento del sistema TES en aquellos días diferentes del de diseño en el que la curva de carga demandada era menos exigente.

La decisión de tomar una opción u otra corresponde al ingeniero que esté realizando el estudio, pero como recomendación es probar las dos, la opción de periodo on-peak no fijado ya se ha calculado anteriormente en el paso 4 anterior, por lo que se puede aprovechar los resultados obtenidos. Si de esta forma se encaja el periodo on-peak en menos de 8 horas, puede ser una solución aceptable. Si observando los precios de la electricidad para el día de diseño existe un periodo corto 4-5 horas en el que la diferencia con el resto del día es grande, con mucha seguridad la opción de periodo on-peak fijo es la más rentable.

## Paso 6: Optimizar la forma de operación del sistema.

### 1. Con periodo on-peak no fijado.

En este punto ya se debe haber optimizado para los casos de almacenamiento completo y almacenamiento parcial-carga constante en el paso 4. Por tanto sólo queda evaluar el caso restante de limitación por demanda. Los cálculos son sencillos y sólo hay que compararlos realizando un análisis económico para cada uno de los sistemas a lo largo del año de diseño.

### 2. Con periodo on-peak fijado.

El proceso es sencillo pero más tedioso, a partir del periodo on-peak fijado y la curva de carga demandada del día de diseño, obtener la capacidad del chiller para satisfacer toda la demanda off-peak, que corresponde a la intersección de la curva de demanda con el periodo on-peak. Evaluar el almacenamiento de energía durante el periodo off-peak y compararlo con la demanda en el periodo on-peak, si todavía es necesaria más energía almacenada, ya se ha visto que existían tres opciones, cambiar de forma de operación, aumentar la capacidad del chiller y del almacenamiento o instalar un chiller adicional que ayude a cubrir la demanda.

Si por el contrario la capacidad del chiller es tal que la energía almacenada es mayor que la necesaria para la satisfacción de la demanda, el sistema se está sobredimensionando y debe empezar a contemplarse la no satisfacción de parte de la demanda de off-peak para rebajar el nivel del chiller y del tanque del TES. Como ya se ha visto la no satisfacción de demanda off-peak tampoco es una circunstancia grave pues para días con menores requerimientos del de diseño esta no satisfacción seguramente no ocurra. Para este caso optimizar el sistema variando ese grado de no satisfacción, aunque con las precauciones de que si el periodo temporal de no satisfacción es corto, no puede bajarse mucho el grado de no satisfacción, pues entonces se podrían producir fenómenos de estrés térmico debido a la variación rápida de temperatura en la admisión.

Este paso en principio debe hacerse para cada una de las 3 formas de operación posibles, a menos que las características del sistema indiquen claramente cual de ellas se prefiere. En el apartado 6.3 se comentó cada una de las formas de operación y cuando eran de mayor aplicación.

#### Paso 7: Decidir los equipos concretos del sistema TES.

Es importante destacar que este séptimo paso no va después del sexto sino que debe aplicarse en todos aquellos momentos en que se diga que hay que realizar un análisis económico. Existen varios tipos de sistemas TES con diferentes equipos y diferentes formas de funcionamiento, y cada una de ellas tienen unos costes iniciales y de operación distintos. Desde el punto de vista energético, gran parte de ellas pueden realizar la misma función que estamos buscando pero desde el punto de vista económico no pueden compararse y deben ser evaluadas por separado.

Esto significa que para una misma solución óptima encontrada existen equipos diferentes que pueden implementarla lo que multiplica enormemente el número de soluciones finales al problema. En el próximo apartado se explicaran los diferentes equipos existentes para sistemas TES y cuando son de mayor aplicación.

#### Paso 8 : Recopilación y comparación de las soluciones.

Al final de todo este proceso se obtienen multitud de soluciones posibles, que deben ser evaluadas y comparadas para obtener la más satisfactoria de todas. Como ya se ha comprobado, aunque la optimización de un sistema TES es conceptualmente sencillo, existe tantas posibilidades y alternativas que la evaluación de todas ellas es compleja y tediosa, sobre todo si el sistema es totalmente libre y no existen restricciones que ayuden a encauzar un camino fijo para las posibles soluciones. Es por ello recomendable usar alguna herramienta de software que ayude y agilice en la evaluación de las soluciones.

### 10.5. Clasificación de los sistemas TES según su forma de almacenamiento

El almacenamiento de energía en un sistema TES puede ser de dos tipos, almacenamiento sensible y latente. El método más común de almacenamiento sensible es mediante agua y el latente mediante hielo. Aunque ambos sistemas pueden ser válidos para una misma aplicación, su funcionamiento y características son totalmente diferentes, como se verá a continuación.

#### 10.5.1. Sistemas TES de agua enfriada.

Estos son los sistemas TES más simples, pues consisten en un chiller o grupo de chillers normalmente eléctricos que enfrían agua que o bien manda directamente a los tubos de enfriamiento de la zona de admisión o a un tanque de almacenamiento, la carga de agua enfriada se realiza durante los periodos off-peak, mientras que la descarga comienza en el periodo on-peak.

El sistema es muy simple y sólo requiere como equipo adicional una bomba que lleve el agua enfriada del chiller al tanque, pues la que en un sistema simple llevaba el agua del chiller a los serpentines en la admisión, ya se encuentra entre el tanque y dichos serpentines, por lo tanto no hay dos nuevas bombas sólo una.

Una de las características fundamentales de los tanques de almacenamiento de agua enfriada es la estratificación, fenómeno natural que no puede evitarse, pero que se aprovecha en lo posible. Para favorecer este proceso de estratificación, la carga del agua enfriada al tanque siempre se realiza por la parte inferior, que es la zona más fría, mientras que el agua de aporte al evaporador del chiller se toma de la parte superior. Cuando empieza la descarga, el agua sale de la parte inferior del tanque, mientras que el agua de retorno de los serpentines de enfriamiento entra por la parte superior.

En las dos figuras siguientes aparece un sistema TES de agua enfriada, las dos figuras corresponden al mismo equipo pero con las configuraciones normales de válvulas para los modos de operación en carga y descarga.

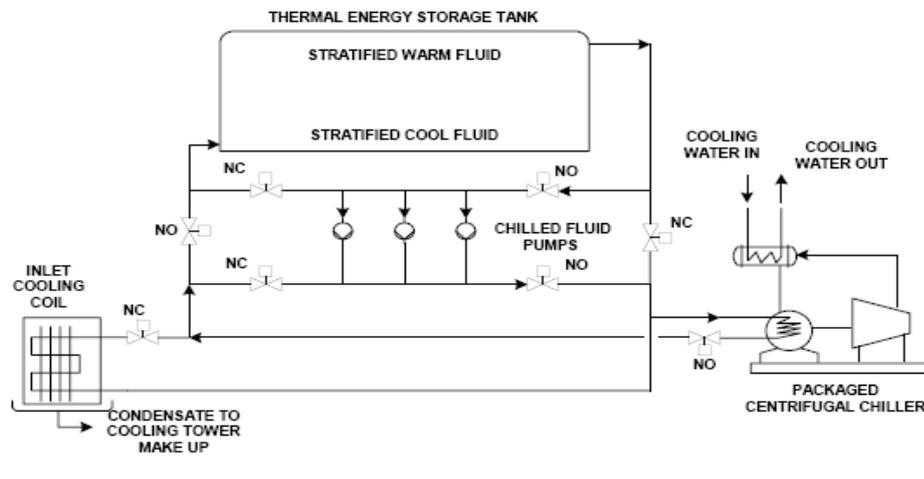


Fig 66. Configuración de un sistema TES de agua enfriada durante el proceso de carga.

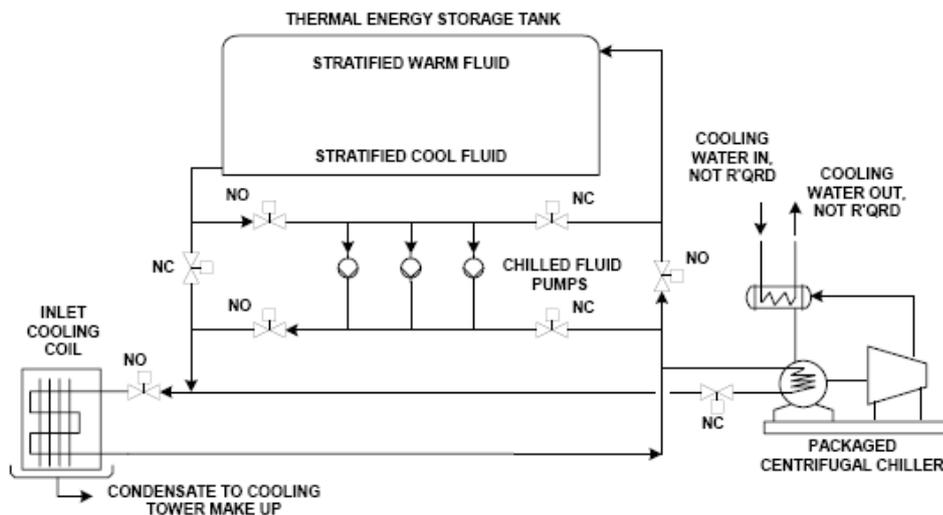


Fig 67. Configuración de un sistema TES de agua enfriada durante el proceso de descarga.

En las figuras anteriores sobre cada válvula aparece NO (“normally open”) o NC (“normally closed”), para poder ver bien como funciona el circuito en cada uno de los periodos. De la configuración de estos circuitos se desprende que de parte del mismo chiller no se pueden dar a la vez los procesos de carga y descarga, circunstancia que no tendría mucho sentido. Lo que sí es posible es que el chiller aporte simultáneamente agua enfriada al tanque y a los tubos de la zona de admisión de aire en los periodos off-peak, en este caso el flujo de agua enfriada de salida del chiller se repartiría en dos, regulado por una válvula de tres vías.

La principal virtud de estos sistemas es que el agua es un medio familiar y bien comprendido, sin ningún riesgo asociado. Incluso una de las ventajas de estos sistemas TES de agua enfriada es que pueden integrarse con toda sencillez en el sistema de agua contra incendios, por si en caso de emergencia fuera necesario su utilización. Existen otras muchas virtudes y desventajas, pero que se entienden mediante su comparación con los sistemas que acumulan hielo. Tras ver las características de estos sistemas podrán entenderse las ventajas e inconvenientes del almacenamiento de agua enfriada.

Como ya se mencionó en el apartado de chillers mecánicos, el enfriamiento indirecto podía realizarse con agua o con una salmuera, normalmente una mezcla de agua y glicol en determinados porcentajes. La salmuera tenía mejores propiedades de transferencia y congelaba a menor temperatura que el agua, por tanto también podría utilizarse como medio de almacenamiento sensible para un sistema TES en sustitución del agua. La razón por la que no se utiliza es de índole económico, normalmente un sistema TES para un sistema CTIAC necesita de un volumen de almacenamiento importante, y ello requeriría una gran cantidad de salmuera que es bastante más cara que el agua común.

### 10.5.2. Sistemas TES con almacenamiento de hielo.

En este caso estamos usando el mismo medio que en el caso anterior, sólo que el medio de almacenamiento corresponde al calor latente en lugar de al sensible. Es evidente que producir hielo es más complicado que enfriar agua, y las implicaciones de ello se verán en el apartado siguiente donde se comparan ambos sistemas, por tanto el almacenar hielo sólo puede responder a dos motivos, se necesita enfriar aire por debajo de las temperaturas habituales o el espacio disponible en planta es crítico. La primera opción queda descartada pues puede ser de aplicación en otros campos de la refrigeración, pero para el enfriamiento de aire de admisión no es necesario temperaturas inferiores.

Los sistemas TES de hielo se clasifican normalmente en dos tipos: estáticos y dinámicos. Los sistemas estáticos son aquellos en los que el hielo se forma dentro del propio tanque, en el exterior de unos tubos, en el interior de los mismos, o en el interior de unas “cápsulas”. Los sistemas dinámicos producen hielo en una zona, hielo que se retira de forma periódica y cae al tanque donde se almacena, estos sistemas son denominados también “ice harvesters” o “cosechadoras de hielo”, por su forma de funcionamiento. Todos estos tipos de sistemas TES de hielo y sus características serán explicados el apartado 10.6 siguiente.

Una de las características fundamentales de estos sistemas y que los diferencia de los equipos TES de agua es el hecho de necesitar un fluido que produzca el hielo y después lo derrita para enfriarse a su vez. Es decir mientras que el agua enfriada circula tanto por el almacenamiento como por el chiller como por los serpentines, normalmente el hielo no sale del tanque simplemente cambia de fase, y por lo tanto hace falta un fluido auxiliar para el transporte del frío. Normalmente este fluido es el propio refrigerante (R-134-a o amoníaco) o una salmuera de agua-glicol, pero nunca se utiliza agua para producir hielo.

### 10.5.3. Comparación entre los sistemas TES de agua enfriada e hielo.

Aunque cada uno de estos dos tipos de sistemas TES pueden tener aplicaciones específicas de cada uno, especialmente los equipos que acumulan hielo, en lo que se refiere a sistemas CTIAC, ambos pueden cumplir perfectamente las especificaciones necesarias para enfriar el aire de admisión hasta el límite consignado. Por tanto las diferencias entre ambos provienen del régimen de funcionamiento específico y de otras consideraciones: económicas, espacio disponible, consumo, eficiencia de los equipos, etc. En los puntos siguientes se enumeran las principales diferencias entre ambos tipos de equipo:

- La diferencia más evidente es la forma de almacenamiento y posterior transferencia que realiza cada fluido, el agua enfriada transfiere calor sensible mientras que el hielo cede calor latente. Si comparamos ambos sistemas respecto a la magnitud de transferencia, el kilogramo de agua puede transferir unos 63 KJ suponiendo un salto efectivo de 15°C y su  $C_p = 4,18 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$ , mientras que el calor de fusión del hielo es de aproximadamente unos 335 KJ/Kg. Por tanto resulta evidente que para proveer las mismas RT-h de refrigeración, el tanque de almacenamiento para el agua enfriada debe ser mucho mayor que el de almacenamiento de hielo, lo normal es que el volumen para el agua sea de unas 4-6 veces mayor que para el hielo, con unos valores de referencia de 0,283 m<sup>3</sup>/RT-h y 0,071 m<sup>3</sup>/RT-h respectivamente. Esta es el hecho diferencial más importante desde el punto de vista de un sistema CTIAC, el volumen de tanque necesario para agua es unas 6 veces mayor que para el hielo para la misma capacidad energética de almacenamiento, por tanto el espacio disponible en planta puede ser un factor crucial a la hora de decantarse por un tipo de sistema TES u otro. Naturalmente no sólo es el espacio físico lo único a tener en cuenta, existen otros aspectos a considerar, económicos, consumos, eficiencia de los equipos, etc. Aunque la parte económica se valorará convenientemente en el apartado correspondiente, se pueden anticipar dos cosas, para un mismo volumen de almacenamiento, el tanque de hielo es más caro porque necesita mayor aislamiento y además incorpora equipo adicional, pero para la misma capacidad en RT-h, normalmente el tanque de agua cuesta más porque es más grande. Hay que recalcar lo de "normalmente", ya que el costo del tanque de agua es una función de la superficie del mismo, mientras que la capacidad de almacenamiento es función del volumen, por lo que a medida que el tamaño del tanque aumenta su coste por RT-h disminuye. Por lo que un sistema TES

de agua puede ser competitivo frente a uno de hielo en tamaños grandes, normalmente de las 10000 RT-h en adelante.

- La segunda diferencia radica en el funcionamiento del ciclo frigorífico para ambos tipos de equipos, para un chiller que enfría agua la temperatura de evaporación suele estar cerca de los 0°C, mientras que para la producción de hielo la temperatura del evaporador debe estar por debajo de los -10°C, como ya se sabe el COP disminuye a medida que baja la temperatura de evaporación, por lo que los chillers para producir hielo tienen hasta un 50% peor COP que su equivalente para obtener agua enfriada, lo que redundaría en un mayor consumo parásito y obliga a renunciar a instalar chiller centrífugos y sustituirlos por otros más eficientes pero más costosos como los de tornillo.
- El hielo se produce habitualmente en el propio tanque de almacenamiento, es decir el evaporador o los evaporadores de los chillers se encuentran dentro del tanque, o si no es así es necesario que el refrigerante o salmuera llegue desde el chiller a los tanques. Esto tiene varias consecuencias, la fundamental es que no se pueden utilizar chiller compactos, perdiendo las ventajas tanto de la disminución de coste como de la facilidad de instalación, por razones similares un sistema TES de hielo no es adecuado como mejora donde ya hubiera instalados chillers convencionales, sin embargo un sistema TES de agua sí podría aprovechar la capacidad instalada de los chillers existentes abaratando el sistema.  
El hecho de que sea necesario que el evaporador esté colocado en el propio tanque o el refrigerante o salmuera deban viajar desde el chiller hasta el tanque, hace que necesariamente los chillers para producir el hielo y el tanque estén relativamente cerca, ya que por las líneas viaja un fluido a muy baja temperatura (inf a -10°C), por lo que las pérdidas aumentan a medida que más longitud de tubería aumenta, además de la necesidad de aislamiento de tuberías lo que añade un costo adicional proporcional a la distancia entre ambos equipos. Esto no ocurre con los equipos de agua enfriada, donde el tanque puede estar situado lejos de los chillers productores del agua fría sin incurrir en un coste muy excesivo de bombeo.
- Otra diferencia fundamental es el número de fluidos implicados en el proceso y la simplicidad de la instalación. La instalación para un sistema TES de agua es simple, los chillers producen agua fría que se almacena en un tanque y después esa misma agua se manda a los tubos de enfriamiento de la zona de admisión. Con el hielo la instalación se complica porque este es el medio de almacenamiento pero no el de transporte final hacia los tubos en la admisión, lo que incrementa el número de transferencias y aumenta la complejidad del sistema. Los tipos de equipos de hielo se verán con más detalle en el apartado siguiente, pero por poner un ejemplo es posible que el refrigerante o salmuera a muy baja temperatura produzcan el hielo, para posteriormente utilizar agua o el propio refrigerante o salmuera para derretir el hielo y realizar el transporte a la zona de admisión.
- La última diferencia es la compatibilidad existente entre cada sistema y las formas de operación que podría tener un sistema TES. Los sistemas TES de agua no tienen ningún problema con ninguna de las formas de operación, pero los de hielo sí pueden presentar algunos incluso durante el funcionamiento en off-peak. Por ejemplo en periodos off-peak, los chillers además de producir y

almacenar hielo en los tanques, deben satisfacer la carga demandada en esos instantes, por lo tanto obliga a que el chiller disponga de doble circuito para que el refrigerante o salmuera de salida del evaporador alimente simultáneamente al tanque y a los tubos en la admisión, convirtiendo el sistema de chillers en directo con las ventajas e inconvenientes que ello conlleva. Esto se puede complicar en la operación con almacenamiento parcial en cualquiera de sus dos modalidades, pues la descarga del TES y el aporte directo por parte del chiller deben ser del mismo fluido y a ser posible a la misma temperatura o de forma que la mezcla de ambas corrientes alcancen la temperatura consignada, lo que complica el control del sistema. Debido a que el tanque para hielo es más compacto y a que los chillers trabajan a menores COP y por lo tanto con mayores consumos parásitos, la forma de operación de almacenamiento completo parece más apropiada para los sistemas TES de hielo, ya que aunque aumente el tamaño del chiller y de la energía a almacenar son mayores, al ser un sistema de hielo el aumento del tanque no es excesivo y además evita una mayor penalización por consumo parásito en los periodos on-peak, circunstancia agravada por los bajos COP de los chillers productores de hielo. Con los sistemas TES de agua no existe ningún problema para operar como se desee.

Por tanto a modo de conclusión, no sólo cabe considerar aspectos puramente económicos a la hora de decidir sobre que tipo de sistema TES instalar, otros factores como la disponibilidad de espacio, la localización del tanque, la facilidad de instalación y de operación y el aprovechamiento de equipos existentes pueden ser factores de mucha importancia a la hora de decidir sobre el tipo de sistema TES más óptimo para cada aplicación.

#### 10.5.4. Sistemas TES con sales eutécticas (PCMs).

Ya se ha mencionado que los sistemas TES de agua o de hielo son los más utilizados en este tipo de aplicaciones que requieren unos volúmenes de acumulación considerables. Aunque estos dos tipos de TES representan el 95% de las instalaciones, existe cada vez más instalaciones que están utilizando sales eutécticas como medio de almacenamiento. Estas sales eutécticas almacenan y transfieren utilizando calor latente por eso se denominan PCMs ("Phase Change Materials"). La razón por la que se utilizan estas sustancias es que engloban gran parte de las ventajas de los sistemas TES de agua y de hielo, por una parte utilizan calor latente para el almacenamiento energético por lo que se consigue un tamaño de tanque menor que para agua pero su temperatura de cambio de fase se encuentra por encima de los 0°C, por lo que elimina los inconvenientes de las bajas temperaturas de evaporación en los chillers productores de hielo.

La contrapartida más evidente es que estos materiales resultan más costosos que el agua, por lo que la inversión inicial puede aumentar en exceso si el sistema TES es de gran capacidad, además estas sales tienen problemas de separación de fases, por lo que necesitan de aditivos especiales que eviten esta separación pero que suponen un coste añadido.

Además su aplicación en sistemas CTIAC están muy limitada, ya que las PCMs con menor temperatura de cambio de fase están en torno a los 4°C, lo que limita el enfriamiento de aire a 10°C o superiores, no pudiendo alcanzar los 7°C (45°F) que la

mayoría de chillers pueden conseguir. Por contra si existen gran número de estas sales que cambian de fase a temperatura bastante elevada, por lo que son más aplicables al almacenamiento de calor más que de frío.

## **10.6. Tipos de sistemas TES con almacenamiento de hielo.**

Una vez que se decide que el sistema TES va a funcionar almacenando hielo, queda elegir que subclase se ajusta mejor a las características de la planta en estudio. Esto no es estrictamente necesario para realizar un estudio de viabilidad, en el sentido que a la hora de evaluar económicamente estos sistemas se puede disponer de algún dato de referencia sobre el coste general para los sistemas TES de hielo, pero es difícil encontrar datos económicos concretos de cada uno de los tipos a menos que sean aportados por un fabricante.

### **10.6.1. Sistemas con “hielo sobre tubería” (“ice-on-pipe”).**

El hielo se produce mandando refrigerante o salmuera a muy baja temperatura, a través hileras de tuberías de acero sumergidas en un tanque con agua, lo habitual es usar amoníaco en aplicaciones industriales o R-134 cuando el amoníaco no pueda emplearse. Dado que el hielo se produce dentro del tanque este tipo de sistemas es estático.

La descarga es muy simple, el refrigerante se envía “caliente” a través de las mismas tuberías, este refrigerante se enfría derritiendo el hielo que se ha formado alrededor de las tuberías, esta forma se denomina de fusión interna. Posteriormente este refrigerante ya frío puede enviarse directamente a la zona de admisión si se ha pensado en un sistema de aporte directo o enfriar agua mediante intercambio si el sistema es de aporte indirecto.

Comparado con un sistema TES de almacenamiento con agua enfriada, se produce un ahorro significativo de volumen instalado, unos  $0,085 \text{ m}^3/\text{RT-h}$ , frente a los aproximadamente  $0,28 \text{ m}^3/\text{RT-h}$  de uno con agua.

Uno de los aspectos más importantes de estos sistemas es como se forma el hielo a medida que el refrigerante frío pasa por las tuberías, el agua dentro del tanque no puede encontrarse estática, pues entonces el hielo se formaría de forma rápida en la superficie de la tubería y supondría una resistencia térmica adicional que perjudica la transferencia y limitaría el espesor de la capa de hielo alrededor de la tubería. Por ello durante el proceso de carga, se inyecta aire desde el fondo del tanque que produce burbujas alrededor de las tuberías sumergidas, agitando el agua en el tanque y consiguiendo un enfriamiento más rápido y uniforme del agua, así como un hielo más denso alrededor de las tuberías.

Para la descarga el proceso es similar, también se inyecta aire para favorecer que el derretimiento del hielo sea más uniforme y rápido, pero este aire no se puede inyectar desde los instantes iniciales, pues todavía no se ha derretido la cantidad suficiente como para agitar el agua. Esto hace que el proceso de descarga sea algo más lento en estos sistemas, por lo que la disponibilidad instantánea de frío no es posible sino que debe estar programada con suficiente antelación, lo que supone una desventaja en estos sistemas respecto a otros sistemas TES de hielo que no la tienen como se verá más adelante.

Existen algunas alternativas para este tipo de sistemas, una de ellas es utilizar agua en vez del propio refrigerante o salmuera, con el fin de eliminar un posible ciclo adicional de transferencia y obtener directamente agua enfriada, para ello el agua de retorno del sistema circula por fuera de los tubos derritiendo el hielo, el agua enfriada se toma del fondo del tanque ya fría y se envía directamente a los tubos de la zona de admisión, en este caso se denomina de fusión externa, y suele ser la forma más común en instalaciones industriales, mientras que la de fusión interna se aplica sobre todo en instalaciones comerciales.

Una variante menos habitual, pero que es posible encontrar en alguna instalación, es la versión "Ice-in-tube", es decir el hielo se forma dentro del tubo cuando el refrigerante o salmuera fría se vierte sobre los mismos. En este caso sólo es posible la fusión externa, utilizando bien agua que se enfría directamente o el refrigerante/salmuera a mayor temperatura. Este tipo de sistemas son poco frecuentes pero son los precursores de otros sistemas de hielo estáticos que merecen mención aparte, como son los de hielo encapsulado.

#### 10.6.2. Sistemas TES de hielo encapsulado.

Este sistema tiene gran parecido a los sistemas de "ice-in-tube", sólo que no se emplea refrigerante sino exclusivamente una salmuera de glicol, esta salmuera se enfría mediante chillers eléctricos entre los  $-5,5^{\circ}\text{C}$  y los  $-4,5^{\circ}\text{C}$ , y se vierte sobre el tanque, que esta lleno de gran número de contenedores de plástico herméticos llenos de agua. En el proceso de carga, a medida que la salmuera circula, el agua del interior de los recipientes plásticos se congela formando hielo. El proceso de descarga es idéntico sólo que la salmuera entra a mayor temperatura y derrite el hielo, enfriándose a su paso por el tanque, también se puede emplear directamente agua en vez de la salmuera de glicol, evitando un nuevo lazo de transferencia si fuera necesario.

La característica más fundamental de estos equipos es el uso de contenedores plásticos en cuyo interior se forma el hielo. El plástico no es el mejor material para asegurar la transferencia de calor (en este caso de frío), pero su finalidad principal es la de ser flexibles para permitir el cambio de forma durante la formación del hielo, durante la descarga y a medida que el hielo del interior se derrite, los contenedores plásticos recuperan su forma original.

La forma de estos contenedores plásticos puede ser variada, con forma rectangular, anular o de esferas de unos 10 cm de diámetro, siendo ésta la forma más usual, esta variedad de contenedores responden a la flexibilidad que el diseñador tiene a la hora de elegir que tipo de tanque desea instalar, por ejemplo si el tanque es rectangular, se usarán contenedores rectangulares y si es cilíndrico lo usual es usar esferas. En la figura siguiente aparece una "ice ball" o esfera de hielo. Lo mas interesante es observar, una serie de depresiones en la esfera llamadas "Dimples" (hoyos), que son los que permiten la dilatación de la esfera cuando se forma el hielo.

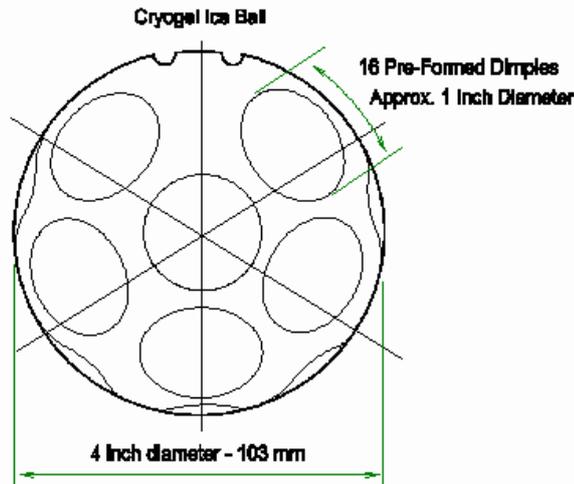


Fig 68. Esfera plástica para sistemas TES con hielo encapsulado.

Cada unidad de hielo encapsulado, esta llena de agua ionizada y de un agente nucleante para el hielo, aunque estos contenedores plásticos encarecen algo la instalación de este sistema TES, tienen una alta durabilidad por lo que roturas y fugas son casos muy excepcionales, por lo que los gastos de mantenimiento por este concepto son prácticamente nulos.

Cuando se tiene construido el tanque, simplemente se rellena con las unidades de hielo encapsulado la zona destinada para ello. En tanques con contenedores esféricos el agua fluye verticalmente mientras que en rectangulares lo hace horizontalmente.

Para hacerse una idea de cuantos de estos contenedores plásticos hacen falta para almacenar unas determinadas RT-h, se necesitan 70 esferas de 10cm de diámetro por cada RT-h, y 20 contenedores rectangulares de 3,5x30,5x76,5 cm para cada RT-h, realizando los cálculos puede obtenerse aproximadamente el volumen de tanque necesario para almacenar unas RT-h concretas.

La utilización de tanques cilíndricos y contenedores esféricos puede emplearse más allá de lo que se ha mencionado en este apartado, incluso puede emplearse para realizar la descarga del sistema TES con el propio aire de admisión, es decir el propio tanque TES actúa como tubos de enfriamiento. Como puede verse en la siguiente figura.

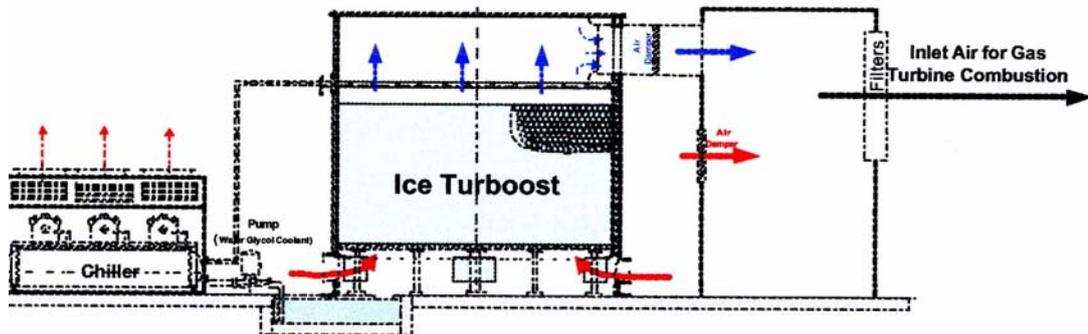


Fig 69. Sistema TES de hielo encapsulado con enfriamiento directo del aire de admisión.

Observando la figura anterior, el sistema TES se integra directamente con la zona de admisión de aire de la turbina de gas antes de los filtros de aire, durante el proceso de carga el chiller enfría la solución de glicol que se vierte sobre el tanque con las esferas y mientras cae por gravedad va formando el hielo en las esferas, simultáneamente la turbina está funcionando, por lo que la compuerta de aire con una flecha roja está abierta y la azul cerrada. Cuando se ha producido la reserva de hielo, puede comenzar la descarga, para ello se hace circular aire desde el fondo del tanque hacia arriba, este aire se enfría en contacto con las esferas heladas y sale por la parte superior por la compuerta destinada para el aire frío, momento en el que la compuerta de entrada de aire ambiental se encuentra cerrada.

Este sistema así planteado tiene numerosas ventajas, la primera es que si la planta responde al perfil de instalación de un sistema TES, y sólo se quiere cubrir la demanda en periodos on-peak, se evita tener que instalar tubos de enfriamiento en la zona de admisión, evitando el coste asociado y las pérdidas de carga en la admisión. Además evita también la presencia de un ciclo de transferencia adicional así como del bombeo asociado.

Entre las desventajas se encuentran dos principalmente, una que no se evita las pérdidas de presión en la admisión, pues aunque ya no hay tubos, si se produce pérdida a lo largo del paso del aire por el tanque, aproximadamente de unos 500 Pa= 2 inch w.c, algo superior a la media de la pérdida de unos tubos estándar que ronda los 1,5 inch w.c. La segunda desventaja es que el sistema tal y como está dispuesto no permite gran flexibilidad de funcionamiento, pues el aire frío sólo se aporta durante los periodos on-peak, mientras que el aire no se enfría nada durante los periodos off-peak. Podría pensarse en utilizar el mismo chiller para suplir también la demanda en periodos off-peak, pero entonces habría que colocar los tubos en la admisión y las pérdidas de presión totales entre ambos equipos sería inadmisibles entre ambos equipos.

### 10.6.3. Sistemas TES con cosechadora de hielo “ice-harvesters”.

Este tipo de sistemas TES productores de hielo, se caracterizan por disponer de todo el equipo necesario para la producción de hielo en un sólo paquete que se coloca encima del tanque de almacenamiento. Por lo tanto puede considerarse un sistema TES dinámico.

En el tanque se almacena una combinación de agua e hielo a 0°C. Para producir hielo se toma dicha agua a 0°C y se recircula mediante una bomba a la parte superior a un ritmo de 2 m<sup>3</sup>/h por cada RT-h, una vez en la cosechadora, el agua pasa sobre unas bandejas colgadas verticalmente, cada una de estas bandejas consta de dos láminas de acero inoxidable soldadas juntas. El sistema integral de la cosechadora enfría refrigerante para mantener las bandejas entre -9,5°C y -6,5°C.

El agua fluye libremente desde la parte superior a lo largo de las bandejas congelándose y formándose lámina de 0,3 a 1 cm de espesor. Cuando se alcanza el espesor consignado, las láminas de hielo se separan de la bandeja y caen al tanque de almacenamiento en forma de lascas o trozos. Esta caída se produce cuando se produce un ciclo de gas refrigerante caliente que desescarcha las bandejas y fuerza la caída de las láminas, este ciclo se realiza aproximadamente cada 20-90 segundos.

Cuando se necesita realizar la descarga, el agua fría sale del fondo del tanque hacia los tubos de la zona de admisión.

En la figura siguiente puede verse un esquema simple de las bandejas y el proceso descrito.

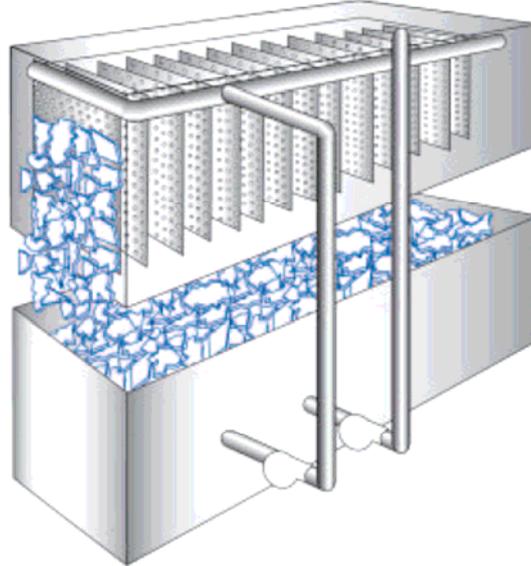


Fig 70. Sistema TES "ice-harvester".

A menudo se denomina estos sistemas como de avalancha, pues siempre se desescarcha primero la parte superior de la bandeja, al separarse esa parte de la lámina de hielo, suele arrastrar fácilmente la parte inferior como si se tratara de una avalancha. Otros tipos de cosechadoras de hielo pueden usar medios mecánicos para conseguir el mismo efecto.

Una de las ventajas de este tipo de sistema TES es su aplicación para la operación con almacenamiento parcial, cuando se combina este sistema con chillers compactos que producen agua enfriada. En este caso, durante los periodos on-peak, el agua enfriada puede circular directamente sobre las bandejas del evaporador enfriándose, por lo que el generador de hielo puede funcionar tanto como chiller o como generador de hielo y chiller simultáneamente. Esta capacidad de enfriamiento está modulada por la velocidad del agua sobre las bandejas y por su temperatura de entrada, el sistema de desescarchado tiene que ser activado con mayor frecuencia, justo antes de que el agua empiece a congelar. La única desventaja de esta forma de operar, es que no se puede servir agua enfriada sin acabar totalmente con todo el hielo almacenado.

Otra ventaja de estos sistemas es que permiten una descarga muy rápida, pues existe ya agua enfriada en el tanque, los trozos de hielo suelen tener aproximadamente 1,5 m<sup>2</sup> de superficie, por lo que se derriten rápidamente. Cuando hay agua suficiente en el tanque, un almacenamiento de 24 horas de hielo puede derretirse en menos de 30 minutos para suplir una demanda de enfriamiento de emergencia.

El hecho de que los equipos de producción de hielo vengan en paquetes compactos, llevan a una instalación simplificada tanto en tiempo como en costes, así como evita todos los problemas asociados al hecho de colocar separados chiller y lugar de

producción del hielo. Por contra son equipos más caros que otros sistemas productores de hielo debido a la forma de operación y a la desescarcha continua necesaria, pero también porque las bandejas y chasis de la cosechadora se suele construir de acero inoxidable que resulta caro, si además se considera que son tanques atmosféricos, es necesario realizar un tratamiento adecuado para evitar fenómenos de corrosión, por lo que aproximadamente su coste inicial es un 20% superior que el de un sistema de hielo encapsulado.

#### 10.6.4. Sistemas TES de pasta helada de glicol.

Este no es estrictamente un sistema TES de hielo, pues no se emplea estrictamente hielo como medio de almacenamiento, sino una pasta parcialmente congelada “ice-slurry” de una solución de glicol. Esta pasta es muy versátil como medio de enfriamiento, su manejabilidad así como sus capacidades de enfriamiento, resultan apropiadas para gran variedad de aplicaciones, ajustando simplemente el porcentaje de la concentración de hielo. Por ejemplo, con un 20-25% de concentración de hielo, la pasta fluye casi como agua enfriada, pero proporcionando unas 5 veces más capacidad de enfriamiento, a medida que se aumenta la concentración de hielo la pasta se hace más densa, con un 65-75% de hielo, su consistencia es como la de un helado, y con una concentración cercana al 100% toma la forma de cristales porosos. Todo ello operando a muy bajas temperaturas inferiores a los  $-9^{\circ}\text{C}$ .

La carga se produce cuando los chillers usan el refrigerante para producir esa pasta en evaporadores especiales (por tanto es un sistema dinámico), la pasta producida se almacena en el tanque, y se recircula de forma continua hacia el evaporador hasta que alcanza la concentración requerida. Durante la descarga, simplemente se bombea desde la parte inferior del tanque hacia los tubos de la zona de admisión, donde el porcentaje de hielo se derrite. El retorno se devuelve de nuevo al tanque. Es importante destacar que la solución puede ser suministrada a diferentes temperaturas para satisfacer las necesidades de cada aplicación. Un esquema de esta instalación aparece en la figura siguiente.

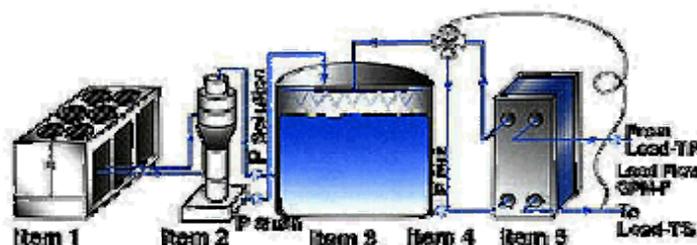


Fig 71. Sistema TES con pasta helada de glicol.

Si se observa la figura anterior el tanque tiene en su parte superior un sistema para la pasta de retorno de la carga, son unos sprays uniformemente distribuidos, la solución de retorno se enfría y a su vez el hielo absorbe dicho calor derritiéndose parcialmente por lo que la solución se hace más líquida y bombeable. La línea de recirculación se utiliza para controlar la concentración y temperatura requeridas para la pasta.

Este sistema tiene numerosas ventajas, por una parte tiene gran eficiencia, pues a diferencia de los sistemas de hielo estáticos, donde el hielo se adhiere a las superficies de transferencia, la pasta no se adhiere a ninguna superficie. Comparados con las

cosechadoras de hielo, el desescarche tampoco se necesita para su almacenamiento en el tanque.

Otra ventaja es que la pasta puede ser almacenada en un tanque con cualquier forma, por ejemplo puede aumentarse la altura y disminuir su área en planta, ahorrando espacio disponible sin que el funcionamiento normal del sistema sea vea afectado. Respecto a la instalación del tanque también es muy sencilla, tanto como un tanque para almacenar agua enfriada, aunque naturalmente más pequeño. A diferencia de los sistemas estáticos no hace falta instalar un laberinto de tuberías en el interior del tanque, lo que facilita su instalación pero también su mantenimiento.

El hecho de que el frío se almacene en forma de pasta fácilmente bombeable, hace que se pueda responder rápidamente para satisfacer la carga necesaria.

Las desventajas son sólo económicas, la solución de glicol para la pasta es más costosa que una salmuera o que el agua, lo que supone una mayor inversión inicial, que se ve paliada en parte por el ahorro en costes de instalación, sobre todo del tanque.

### **10.7. Tipos de tanques en sistemas TES. Instalación.**

La primera clasificación de los tanques es según dónde están colocados: al aire libre, enterrados o semienterrados. Evidentemente enterrar un tanque sólo tiene un motivo válido y es la falta de disponibilidad de espacio en altura, circunstancia que no suele ser común en instalaciones industriales. Enterrar un tanque no sólo cuesta más por la excavación, sino también porque las paredes del tanque deben soportar las presiones laterales que ejerce el suelo y ser resistente a cualquier agente agresivo del mismo, desde el punto de vista de instalación y mantenimiento son muy poco recomendables, sobre todo si se detecta una fuga a través del mismo. La única ventaja es que las pérdidas de frío a través de la superficie son menores.

Por tanto y a menos que no exista más remedio, es mejor que los tanques se encuentren al aire libre, simplemente hay que adecuar unas cimentaciones apropiadas, y utilizar recubrimientos apropiados para evitar la posible corrosión si el tanque es metálico.

Atendiendo al material del que está hecho el tanque se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Tanques de Acero: los puede haber de casi cualquier tamaño requerido pues son ensamblados en campo. Normalmente de forma cilíndrica, aunque pueden ser con forma rectangular para tamaños menores a los 100 m<sup>3</sup>, en cuyo caso se utilizan planchas rectangulares de acero galvanizado. Deben llevar recubrimiento epóxico tanto en el interior como en el exterior, para evitar corrosión.
- Tanques de hormigón: este tipo de tanque puede venir ya prefabricado, o montarse en la misma planta, la primera opción es más económica, pero la segunda permite una mayor integración con los cimientos de estructuras cercanas abaratando costes. En cualquier caso, los tanques de gran capacidad

suelen ser cilíndricos mientras que los más pequeños pueden ser tanto rectangulares como cilíndricos.

- Tanques de plástico: siempre, cualquier tanque de plástico viene ya prefabricado en unidades formando módulos. Para protegerlos de la degradación por luz ultravioleta, es necesario un recubrimiento opaco y usar estabilizadores UV.

Los tanques de acero y hormigón son los más usados para el almacenamiento de agua enfriada. La mayoría de sistemas TES de hielo encapsulado y las cosechadoras de hielo usan tanques de hormigón construidos en el sitio, mientras que para los sistemas estáticos de hielo sobre tubería usan acero u hormigón si la fusión es externa, o de plástico o acero si la fusión es interna.

Debido a las temperaturas de almacenamiento, especialmente para los sistemas TES de hielo, es necesario aislar toda la superficie del tanque susceptible de pérdidas. Aunque ya se comentó que el aislamiento era crítico cuanto mayor era el tiempo de almacenamiento, es también importante cuando el ciclo es diario como suele ser habitual para un sistema TES aplicado a una turbina de gas, lo normal es que el aislamiento sea externo, pues el interno no es recomendable pues puede ser dañado por el hielo por ejemplo. Al igual que en los tanques, el aislamiento puede venir ya incorporado de fábrica o incorporado durante el montaje en planta.

El aislamiento es tanto más importante cuanto más pequeño es el tanque pues es menor la proporción superficie/volumen del mismo, por tanto se deduce que los tanques que almacenan agua enfriada, tienen menor necesidad de aislamiento que uno de hielo con la misma capacidad de enfriamiento, por dos razones, una por la menor temperatura y otra porque son tanques más grandes y por tanto las pérdidas relativas son menores.

Todos los tanques en los que el agua esté almacenada, deben tener un tratamiento químico y un sistema de filtros, si además el agua está en contacto con el aire atmosférico es necesario el uso de biocidas. Esta adición de sustancias encarece algo los costes de mantenimiento habituales.

En lo referente a la instalación de los tanques, naturalmente es necesario disponer de unas cimentaciones adecuadas si esta al aire o realizar las excavaciones pertinentes si se desea enterrado. En cualquier caso debe entenderse que la instalación de un sistema TES es la más complicada, cara y la que requiere un mayor tiempo de puesta en marcha, siendo este plazo un factor muy a tener en cuenta. Dado que un sistema TES está compuesto en parte por chillers, el tiempo mínimo de puesta en marcha es equivalente al de una instalación de los mismo unos 15-18 días, al que habrá que añadirle el tiempo de instalación del tanque de almacenamiento, que será función del tipo y del tamaño del mismo, si además se cuenta que se duplica la instalación de tuberías, el tiempo hasta que el sistema TES esté listo para funcionar es de unos 25-30 días, la única ventaja es que si el chiller puede funcionar directamente abasteciendo la zona de admisión, puede empezar a operarse incluso antes de que el tanque esté listo.

Este largo plazo necesario para poner en funcionamiento el sistema TES, lo hace menos indicado para mejoras que para nuevas instalaciones, por eso en caso de ser

una mejora de una turbina de gas ya en funcionamiento, es recomendable aprovechar paradas generales para incorporar este tipo de sistemas CTIAC.

## **10.8. Parámetros de funcionamiento.**

### **10.8.1. Eficiencia energética del almacenamiento.**

Debido a que un sistema TES se encarga de almacenar energía en un periodo para después utilizarla en un periodo de tiempo distinto, es lógico pensar que parte de dicha energía almacenada puede perderse a través de la superficie del tanque. Esto supondría que la capacidad del sistema TES debería incrementarse para suplir una demanda determinada y por lo tanto incurrir en un coste adicional tanto inicial como de operación.

Los factores que afectan a estas pérdidas son varios, uno de ellos es la temperatura de almacenamiento, cuanto más baja mayores serán las pérdidas, por tanto es previsible que el almacenamiento de hielo produzca más pérdidas que el de agua, para evitar en lo posible este tipo de pérdidas se debe introducir un aislamiento adecuado.

Otro factor que afecta a las pérdidas y posiblemente el más importante, es el periodo de tiempo de los ciclos de carga y descarga del sistema TES, es lógico pensar que las pérdidas son mayores en un sistema TES con un ciclo semanal, que uno con ciclo diario, como ya se ha comentado, los ciclos diarios son más apropiados para sistemas CTIAC, mientras que los semanales pueden resultar mejores para acondicionamiento de edificios.

En contraposición con este último, se encuentra el ratio superficie/volumen del tanque de almacenamiento, cuanto menor es dicho ratio menores son las pérdidas, y además menos es el aislamiento que hay que colocar. En general, este ratio disminuye a medida que aumenta el volumen de almacenamiento, por tanto las pérdidas relativas son más importantes en tanques pequeños que en los más grandes, lo que también lleva a que las pérdidas son menores en tanques que almacenan agua enfriada que en los de hielo, pues los primeros tienen de 5 a 6 veces más volumen que los segundos para la misma capacidad en RT-h.

Pese a estas diferencias entre los distintos tipos de sistemas, las eficiencias de los tanques de agua enfriada como las de hielo son muy altas, de un 100% para agua y de un 99,5% para hielo como media. Esto es debido a dos motivos, el principal que se considera almacenamiento diario y el segundo que el aislamiento es suficiente para evitar casi en su totalidad estas pérdidas a través de la superficie. Por tanto para el propósito de un análisis de viabilidad pueden obviarse estos valores por poco representativos, aunque incluirlos tampoco supone ningún problema.

Una posible fuente de pérdidas con las que si hay que tener especial cuidado, son las fugas en tuberías y en el tanque, razón por la cual, si es físicamente posible, es recomendable no enterrar los tanques, pues una fuga en ese caso sería más difícil de solucionar.

### 10.8.2. Consumos.

La evaluación del consumo parásito de un sistema TES debe ser tenido en cuenta a la hora de realizar un análisis económico con estos sistemas, sobre todo si el tanque de almacenamiento se sitúa bastante lejos del chiller y de la turbina de gas.

La principal fuente de consumo de un sistema TES es el compresor del chiller si este es eléctrico, y su evaluación a través del COP o NPLV ya se vio en el apartado correspondiente y por lo tanto no se va a repetir, simplemente comentar el hecho de que aquellos chillers que trabajan para producir hielo, lo hacen con un COP más bajo y por dicho motivo, tienen un consumo más alto.

Recordando la tabla 6 de la página (---), es la que aparecen representados los distintos consumos parásitos de chillers mecánicos, existen cuatro fuentes fundamentales de consumos, compresor, bomba de agua de condensación y bomba de agua enfriada, las 3 primeras están asociadas al chiller mientras que la última a la forma de distribución a la zona de admisión de la turbina, y por lo tanto puede verse afectada por la inclusión de un tanque de almacenamiento en el sistema TES, como será esta influencia dependerá del tipo de sistema TES que se esté considerando. A continuación puede verse algunos ejemplos que ilustran este concepto.

El caso más simple es un sistema TES que almacena agua enfriada, como el de la siguiente figura:

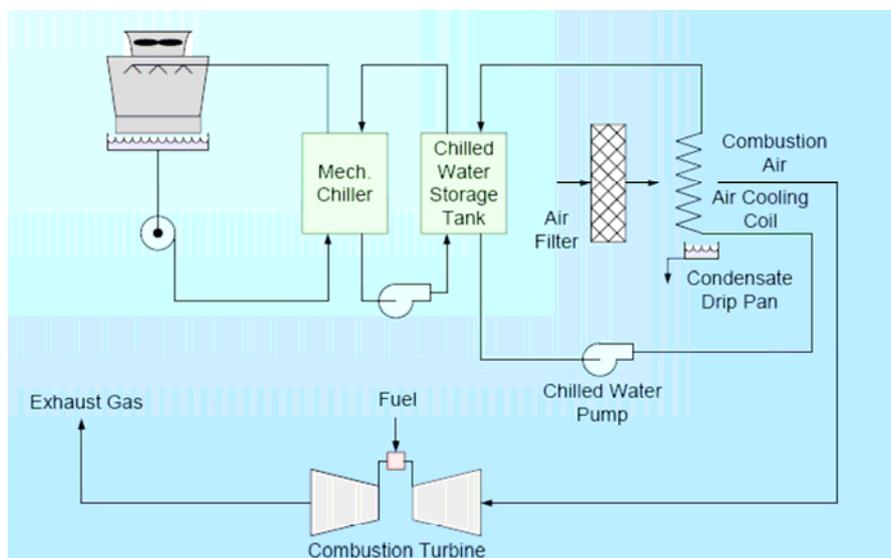


Fig. 72. Esquema simple de un sistema TES con almacenamiento de agua enfriada.

Tanto en esta figura como en las figuras 61 y 62, aparecen un sistema TES de almacenamiento de agua enfriada, en la figura 67 aparecen dos grupos de bombeos mientras que en las otras figuras anteriores aparecen sólo uno. Lo normal es disponer sólo de un grupo, si pensamos que en ningún momento la carga y descarga coinciden temporalmente, y mediante un sistema de válvulas controlar cuando las bombas

abastecen el sistema TES o a los tubos de la zona de admisión. Incluso es posible que la bombas abastezcan a la vez el sistema TES y a los tubos de enfriamiento, como sería el caso del abastecimiento de demanda y carga del TES simultánea en periodos off-peak, que se realizaría mediante una válvula de tres vías que controlara el caudal que pasa a cada una de las zonas en función de la demanda existente.

Desde el punto de vista del consumo, cualquiera de las tres opciones es equivalente, ya que las RT totales que viajan por el circuito no aumentan por encima del nivel máximo, por lo que se puede seguir conservando los 0,053 KW/RT, de la bomba de agua enfriada, siendo esas RT las que el chiller aporta al tanque TES o a la zona de admisión, o las que salen del tanque hacia la admisión en los periodos de descarga.

Por tanto un sistema TES de agua no supone un aumento significativo de consumo parásito, salvo que consideremos la posibilidad de colocar el tanque lejos del chiller o de la zona de admisión, en este caso el consumo de la bomba de agua aumenta debido al incremento de pérdida de carga en las líneas. La evaluación de estas pérdidas de carga dependerán de cada caso concreto, pero si cada sistema está colocado a una distancia razonable pueden despreciarse en primera aproximación.

### **10.9. Aspectos Económicos.**

La valoración económica de un sistema TES no es sencilla, el costo de este sistema no sólo se haya ligado al tipo de sistema usado y a su tamaño, sino que también depende de las características de la planta y de la forma de incorporación de un equipo TES a una planta ya existente, para ello simplemente hay que pensar en la diferencia en costes iniciales y de instalación de dos sistemas que aunque iguales en capacidad de almacenamiento, se sitúan uno junto a la turbina y otro a 200 metros de distancia, resulta evidente que el coste del segundo debe ser muy superior, sobre todo por bombas, tuberías y aislamiento de las mismas.

En este apartado se van a dar valores aproximados del coste de estos equipos, aunque no se va a realizar distinción por ejemplo de los distintos tipos de sistemas TES de hielo, aun cuando resulta evidente que diferentes tecnologías deben tener diferentes costes, es muy difícil encontrar los precios exactos de cada uno de los equipos, a menos que se recurra a la consulta a los fabricantes. De todas formas los precios orientativos que se dan son perfectamente válidos para un estudio de viabilidad inicial.

Un sistema TES está formado normalmente por dos equipos diferentes, los chillers que se encargan de la producción de agua enfriada o de hielo, y el tanque de almacenamiento. Los costes de los chillers eléctricos u otros chillers ya aparecieron en el apartado correspondiente, y por lo tanto no se incluyen en este análisis, simplemente hay que tener una consideración adicional, y es que si los chillers son para producir hielo y por lo tanto trabajan a menor temperatura de evaporación, su coste se eleva hasta en un 20% respecto a los valores ya dados, debido al mayor coste del equipo.

Por tanto los precios a continuación indicados corresponden al coste del tanque de almacenamiento y elementos adicionales necesarios como válvulas y tuberías adicionales, tanto su coste inicial como de instalación. Los costes para torres, bombas de agua enfriada, etc, ya están incluidos en el término referente al chiller.

El coste de los sistemas TES de agua enfriada es una función principalmente del volumen necesario de almacenamiento, y no del equipo que incorpora el tanque. Como ya se ha comentado anteriormente, a medida que el volumen de agua enfriada disminuye el coste por m<sup>3</sup>, pues el coste de un tanque de estas características es función del área exterior del tanque y no de su volumen, como la relación área lateral/volumen disminuye a medida que aumenta el volumen necesario de almacenamiento, el coste por m<sup>3</sup> debe disminuir con el aumento de volumen. Este coste por m<sup>3</sup>, puede expresarse si se desea en coste por RT-h, más apropiado para la evaluación energética del sistema TES que se quiere instalar, aunque en este caso no se puede perder de vista el volumen necesario del tanque, pues puede ser un factor determinante en lo que se refiere al espacio disponible en planta. Para convertir de coste por m<sup>3</sup> a RT-h, simplemente hay que tomar la siguiente relación de 0,283 m<sup>3</sup>/RT-h para agua enfriada que sufre un salto de 15°C.

En el coste de los sistemas TES que almacenan hielo, el factor determinante no es el volumen el tanque sino del equipo que incorpora el propio tanque para la producción del hielo y su posterior fusión, y por lo tanto el coste por RT-h no varía con el tamaño del tanque, y se puede considerar razonablemente constante para un amplio rango de tamaños.

#### Costes iniciales y de instalación.

- Equipos TES de hielo (todos excepto cosechadoras): 130 €/RT-h
- Cosechadoras de hielo: 145 €/RT-h
- Equipos TES pasta de glicol: 135 €/RT-h
- Equipos TES de agua enfriada: como ya se ha dicho antes el coste por RT-h depende a su vez de las propias RT-h del sistema TES, por lo que el coste puede expresarse siguiendo la siguiente función correlacionada:

$$\text{coste (€/Rt-h)} = 157,5 - 2,75 \times 10^{-3} \text{ Rt-h para } 2000 < \text{Rt-h} < 20000$$

En la realidad la función no es lineal, sino que se acerca a una exponencial negativa, a medida que el volumen aumenta mucho, el coste por RT-h ya prácticamente varía muy poco, para valores por encima de los 20000 Rt-h, el coste no varía significativamente, debido a que la instalación de tanques tan grandes empieza a encarecerse, sobre todo en temas de cimentaciones e instalación del tanque, contrarrestando el beneficio por la disminución del ratio área lateral/volumen.

#### Costes de operación y mantenimiento.

Los costes de operación de un sistema TES, se pueden separar en dos, los correspondientes al chiller que produce hielo o enfría agua, y al propio tanque del sistema TES. El primero ya está contemplado en el correspondiente capítulo de chillers eléctricos, y del segundo no se puede establecer con exactitud pues depende del tipo de sistema TES, por ejemplo este consumo puede provenir de una extracción mecánica del hielo en las bandejas de una cosechadora o de la agitación del agua en el tanque para la formación homogénea de hielo en un sistema de "ice-on-pipe". Los consumos exactos deben ser proporcionados por el fabricante, pero lo que si es cierto

es que comparado con el consumo del chiller eléctrico, estos consumos son insignificantes y por lo tanto despreciables en primera aproximación.

Respecto a los costes de mantenimiento, estos sí deben tenerse en cuenta, especialmente en los equipos que almacenan hielo, donde el mantenimiento de equipo debe ser mayor, fundamentalmente debido a defectos del aislamiento y a equipo del interior del tanque como los tubos o serpentines para la producción de hielo. Debido a la gran variedad de sistemas de hielo existentes, es difícil encontrar valores exactos para estos costes de mantenimiento, y es de nuevo el fabricante de cada equipo concreto quien debe proporcionar estos valores, como aproximación para un estudio preliminar se pueden tomar los siguientes valores anuales: 10€/RT-h (para TES agua) y 18 €/RT-h (para TES hielo).