

Conclusiones

Introducción

El frío solar tiene cada vez mayor protagonismo en nuestra sociedad. Conseguir un nicho de mercado para este tipo de instalaciones con máquinas de absorción condensadas por aire en el ámbito residencial es uno de los retos para este tipo de aplicaciones. Esta tesis se engloba dentro del Proyecto Singular y estratégico INVISO y concretamente con el subproyecto SP3, “Generación sostenible de energía en viviendas”, en el que se pretende desarrollar instalaciones de energía solar de calefacción y refrigeración para uso residencial utilizando máquinas frigoríficas de absorción condensadas por aire de LiBr-H₂O. Con este tipo de máquinas se pretende, además de evitar los problemas derivados de la torre de refrigeración, como puedan ser los costes de mantenimiento, el gasto de agua, la ubicación, y la aparición de la legionella, ayudar a reducir el impacto ambiental, ya que sus fluidos de trabajo no destruyen la capa de ozono y no generan efecto invernadero. Además, al utilizar calor como fuente de alimentación contribuyen a reducir las sobrecargas en la red eléctrica en los meses de verano.

Hasta la fecha tan sólo se conoce de la existencia de dos máquinas de absorción de LiBr-H₂O condensadas por aire. Una de ellas es la Yazaki CH-8 de doble efecto y 35kW de la que se desconoce prácticamente sus actuaciones y características técnicas, y de la que se sabe que sus ventas han sido limitadas. La otra es la Rotartica 045v de 4,5 kW de 1m³ de tamaño, de simple efecto y condensada de forma indirecta (sistema re-cooling) que salió al mercado en el año 2005, y que en la actualidad ya no se comercializa.

En cuanto al diseño de campos solares para aplicaciones de producción de frío, no hay un consenso a la hora de determinar el número de metros cuadrado de colector necesario para la producción de un kW de frío. Hay gran variedad de instalaciones solares con distintas aplicaciones y colectores y ubicaciones, y no se ha encontrado en ellas un patrón para el diseño.

En esta tesis se han cumplido con las tareas marcadas inicialmente, que han sido:

- Ensayar la única máquina comercial de simple efecto de LiBr-H₂O condensada por aire de forma indirecta (sistema re-cooling) de la que se ha dispuesto en el mercado durante el período estival de Madrid, con t_{ebs} máxima entre 30°C y 40°C, y obtener las temperaturas de operación de los fluidos exteriores: agua caliente, agua fría, agua de enfriamiento del conjunto absorbedor-condensador y aire. Para ello se ha utilizado un tanque de aceite térmico calentado por resistencias eléctricas como fuente de calor de la máquina. Los resultados han servido para evaluar la máquina y para obtener los parámetros de diseño de una instalación solar que sirve como fuente de calor del generador de máquinas de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O.
- Describir la instalación solar y ofrecer un valor de m² útil de colector por kW de frío producido (m²/kW).

- Ensayar la instalación de frío solar con la máquina comercial y el fancoil del local a climatizar. Obtener resultados en cuanto a temperaturas de operación, potencias, η_{col} , CEE, η_{solar} , η_{global} .
- Describir un prototipo de máquina de absorción de simple efecto condensado directamente por aire (sistema directo) con absorbedor adiabático, de 4,5kW y 1m³ de volumen construido en el CSIC. Ensayar la instalación de frío solar con el prototipo y el fancoil de local a climatizar. Obtener resultados en cuanto a temperaturas de operación, potencias, η_{col} , CEE, η_{solar} , η_{global} . Ofrecer correlaciones para t_a y t_c en función de t_{ebs} .
- Comparar el funcionamiento de las dos máquinas condensadas por aire desde el punto de vista de los fluidos exteriores a partir de los resultados experimentales obtenidos, y determinar la influencia de ambas máquinas en el funcionamiento del conjunto de la instalación de frío solar.

Conclusiones

A continuación se muestran las conclusiones obtenidas de la tesis desde el punto de vista de las máquinas de absorción y de la instalación de frío solar.

Actuación de las dos máquinas de absorción

Las dos máquinas de absorción ensayadas en esta tesis son de LiBr-H₂O, condensadas por aire de simple efecto, de 4,5kW de potencia nominal y aproximadamente 1m³ de volumen. Una de ellas, la máquina comercial, utiliza el sistema de enfriamiento por aire indirecto (sistema-recooling) para transferir el calor de absorción y condensación al aire exterior. La otra, el prototipo del CSIC, transfiere la suma de ambos calores directamente al aire exterior (sistema de enfriamiento directo). A partir de los ensayos realizados al climatizar 40m², se obtienen las siguientes conclusiones.

Máquina comercial

- *Temperatura de entrada al generador (t_{eg})*

La máquina comercial presenta un límite superior de temperatura de alimentación al generador, $t_{eg(max)}=105^{\circ}C$, impuesto por el fabricante, para evitar la cristalización de la sal. Con $t_{eg} > t_{eg(max)}$, el control automático de la máquina, mediante el accionamiento de una válvula de tres vías, evita el paso del fluido caliente al generador.

- *Temperatura de salida del agua fría (t_{se})*

Con t_{ebs} de 30°C; 35,7°C y 37,7°C, y t_{eg} de 100°C; 104,2°C y 105°C, respectivamente, los valores de t_{se} registrados con la máquina comercial fueron: 15,1°C; 16,7°C y 20,5°C.

- *Temperatura de absorción (t_a)*

La t_a de la máquina comercial no pudo medirse, sólo fue posible medir la temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del absorbedor, t_{11} . Esta temperatura fue unos 4,5°C-5°C superior a t_{ebs} . Se sabe que por tratarse de máquinas reales, los intercambiadores tienen área finita, por tanto, debe existir una diferencia de temperaturas entre t_a y t_{11} . Por tanto, t_a debe ser superior a t_{11} .

- *Temperatura de condensación (t_c)*

La t_c de la máquina comercial no pudo medirse, sólo fue posible medir la temperatura del agua de enfriamiento a la salida del condensador, t_{13} . Esta temperatura es unos 10°C superior a t_{ebs} . Nuevamente, por ser el condensador un intercambiador de área finita, t_c debe ser superior a t_{13} .

- *Potencia del generador (Q_g)*

Con $t_{\text{ebs}}=35,7^\circ\text{C}$ y $t_{\text{eg}}=104,2^\circ\text{C}$, Q_g fue 8,6kW.

- *Potencia del evaporador (Q_e)*

En la máquina comercial no es posible modificar las condiciones de diseño. La tendencia de Q_e es decreciente con el aumento de t_{ebs} . Con $t_{\text{ebs}}=35,7^\circ\text{C}$ se obtiene $Q_e=4,2\text{kW}$, y con $t_{\text{ebs}}=37,7^\circ\text{C}$ se obtiene que $Q_e=3,5\text{kW}$.

- *Coefficiente de eficiencia energética térmico (CEE)*

La tendencia del CEE es a disminuir con t_{ebs} . En condiciones de diseño y con $t_{\text{ebs}}=35^\circ\text{C}$, el CEE es 048.

- *Parada de la máquina*

Con $t_{\text{ebs}}=38,3^\circ\text{C}$, la máquina comercial deja de producir frío con $t_{\text{eg}}=76^\circ\text{C}$ y $t_{\text{se}}=25,8^\circ\text{C}$.

- *Potencia eléctrica de los equipos auxiliares*

La potencia eléctrica nominal es 1.200W. Esta potencia se reparte entre el tambor giratorio, la bomba de agua fría, la bomba de agua de enfriamiento del sistema re-cooling y el ventilador del aerotermo.

Prototipo CSIC

- *Temperatura de entrada al generador (t_{eg})*

Con el prototipo del CSIC se ha trabajado con $t_{\text{eg}(\text{max})}$ de hasta 109°C sin que se presentaran problemas de cristalización de la sal. Se ha observado que se puede llegar a trabajar con $t_{\text{eg}}=120^\circ\text{C}$ y $t_{\text{e}}=10^\circ\text{C}$, siendo $t_{\text{c}}=50^\circ\text{C}$.

- *Temperatura de salida del agua fría (t_{se})*

Con t_{ebs} de 30°C ; $35,7^\circ\text{C}$ y $37,7^\circ\text{C}$, y t_{eg} de 100°C ; $104,2^\circ\text{C}$ y $104,6^\circ\text{C}$, respectivamente, los valores de t_{se} registrados con el prototipo del CSIC, las t_{se} fueron $14,3^\circ\text{C}$; $15,9^\circ\text{C}$ y $16,5^\circ\text{C}$.

- *Temperatura de absorción (t_{a})*

Se ha observado que la diferencia entre t_{a} y t_{ebs} aumenta con el aumento de t_{ebs} . Con t_{ebs} entre 30°C y 38°C , t_{a} se encuentra entre 5°C y 7°C por encima de t_{ebs} .

- *Temperatura de condensación (t_{c})*

Se ha obtenido que la t_{c} del prototipo es entre 10°C y 11°C superior a t_{ebs} , aproximadamente.

- *Potencia del generador (Q_g)*

Con $t_{\text{ebs}}=35,7^\circ\text{C}$ y $t_{\text{eg}}=104,2^\circ\text{C}$, la Q_g del prototipo fue 6,5kW.

- *Potencia frigorífica (Q_e)*

Con el prototipo, la posibilidad de trabajar fuera de las condiciones de diseño da como resultado poder obtener potencias frigoríficas ajustadas a la carga térmica. Con $t_{\text{ebs}}=35,7^\circ\text{C}$ se obtiene $Q_e=4,5\text{kW}$ y con $t_{\text{ebs}}=38^\circ\text{C}$ se obtiene una capacidad de enfriamiento en torno al valor nominal.

- *Coefficiente de eficiencia energética térmico (CEE)*

El poder trabajar fuera de las condiciones de diseño ha motivado que CEE aumente a medida que aumenta t_{ebs} . En condiciones de diseño y con $t_{\text{ebs}}=35^\circ\text{C}$, el CEE es 0,6.

- *Parada de la máquina*

El prototipo, con $t_{\text{ebs}}=37,3^\circ\text{C}$ deja de producir frío con $t_{\text{eg}}=96,4^\circ\text{C}$ y $t_{\text{se}}=20,7^\circ\text{C}$.

- *Potencia eléctrica de los equipos auxiliares*

La potencia eléctrica nominal es 700W. Esta potencia se reparte entre las dos bombas de disolución, la bomba de agua fría y el ventilador.

Instalación de frío solar

Se ha climatizado un local de 40 m² situado en Madrid con una instalación de frío solar formada por un campo de colectores planos de vacío de 48m² de área total y 42,2m² útiles, un ICP externo de 25kW de potencia nominal, un tanque de almacenamiento estratificado de 1,5 m³, una máquina de absorción condensada por aire de 4,5 kW y un fancoil. Se han necesitado 9,3 m² útiles de colector para producir 1 kW de frío. El área total de colectores por kW de frío utilizada es superior al que se encuentra habitualmente en las instalaciones de frío solar por absorción (en torno a 3,5m²/kW de frío).

Contribuciones

- Evaluar un prototipo de máquina de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O condensada directamente por aire con absorbedor adiabático como parte integrada de una instalación de frío solar, y comparar sus parámetros de actuación con la única máquina de absorción condensada por aire con sistema re-cooling que ha salido al mercado.

Trabajos futuros

- Mejora de las actuaciones del prototipo optimizando los componentes.
- Ensayar el prototipo con t_{ebs} y t_{eg} más elevadas.
- Evaluar la importancia del caudal de recirculación de disolución en la absorción de refrigerante en el absorbedor adiabático.
- Llevar a cabo un sistema de control automático en el prototipo.
- Divulgar los resultados experimentales obtenidos con el prototipo de simple-doble efecto durante el verano de 2010.
- Realizar un estudio del consumo de energía eléctrica de la instalación global con máquina de absorción frente a una máquina de compresión mecánica convencional y compararlas desde el punto de vista de eficiencia energética en términos de energía primaria.

Nomenclatura

CEE	coeficiente de eficiencia energética
E	energía, Wh
Q	potencia térmica, kW
t	temperatura, °C

subíndices

a	absorbedor
c	condensación
col	colector
e	evaporador
ebs	exterior de bulbo seco
eg	entrada al generador

g generador
global instalación de frío solar
se salida del evaporador

griegas
η rendimiento