



OPTIMIZACIÓN INDUSTRIAL Y ESTRATEGIA DE CONTROL DE UNA ENFRIADORA DE ABSORCIÓN DE AMONIACO / NITRATO DE LITIO CON DISIPACIÓN POR AIRE.

Miguel Zamora García

Dipòsit Legal: T 1553-2014

ADVERTIMENT. L'accés als continguts d'aquesta tesi doctoral i la seva utilització ha de respectar els drets de la persona autora. Pot ser utilitzada per a consulta o estudi personal, així com en activitats o materials d'investigació i docència en els termes establerts a l'art. 32 del Text Refós de la Llei de Propietat Intel·lectual (RDL 1/1996). Per altres utilitzacions es requereix l'autorització prèvia i expressa de la persona autora. En qualsevol cas, en la utilització dels seus continguts caldrà indicar de forma clara el nom i cognoms de la persona autora i el títol de la tesi doctoral. No s'autoritza la seva reproducció o altres formes d'explotació efectuades amb finalitats de lucre ni la seva comunicació pública des d'un lloc aliè al servei TDX. Tampoc s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant als continguts de la tesi com als seus resums i índexs.

ADVERTENCIA. El acceso a los contenidos de esta tesis doctoral y su utilización debe respetar los derechos de la persona autora. Puede ser utilizada para consulta o estudio personal, así como en actividades o materiales de investigación y docencia en los términos establecidos en el art. 32 del Texto Refundido de la Ley de Propiedad Intelectual (RDL 1/1996). Para otros usos se requiere la autorización previa y expresa de la persona autora. En cualquier caso, en la utilización de sus contenidos se deberá indicar de forma clara el nombre y apellidos de la persona autora y el título de la tesis doctoral. No se autoriza su reproducción u otras formas de explotación efectuadas con fines lucrativos ni su comunicación pública desde un sitio ajeno al servicio TDR. Tampoco se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al contenido de la tesis como a sus resúmenes e índices.

WARNING. Access to the contents of this doctoral thesis and its use must respect the rights of the author. It can be used for reference or private study, as well as research and learning activities or materials in the terms established by the 32nd article of the Spanish Consolidated Copyright Act (RDL 1/1996). Express and previous authorization of the author is required for any other uses. In any case, when using its content, full name of the author and title of the thesis must be clearly indicated. Reproduction or other forms of for profit use or public communication from outside TDX service is not allowed. Presentation of its content in a window or frame external to TDX (framing) is not authorized either. These rights affect both the content of the thesis and its abstracts and indexes.



DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**OPTIMIZACIÓN INDUSTRIAL Y ESTRATEGIA
DE CONTROL DE UNA ENFRIADORA DE
ABSORCIÓN DE AMONIACO / NITRATO DE
LITIO CON DISIPACIÓN POR AIRE**

Tesis Doctoral:

Presentada por: Sr. Miguel Zamora García

Dirigida por:

Dr. Alberto Coronas

Dr. Manel Vallés

Dr. Mahmoud Bourouis

Tarragona, Julio, 2012



UNIVERSITAT
ROVIRA I VIRGILI

DEPARTAMENT D'ENGINYERIA MECÀNICA

Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Química (ETSEQ).

Av. Països Catalans 26. 43007 Tarragona (Spain)

Los abajo firmantes, Dr. Alberto Coronas, Catedrático de Máquinas y Motores Térmicos del Departamento d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili, Dr. Manel Vallés, Profesor Titular de Universidad del Departamento d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili y Dr. Mahmoud Bourouis, Profesor Titular de Universidad del Departamento d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili

HACEN CONSTAR:

Que el presente trabajo, titulado: Optimización industrial, y estrategia de control de una enfriadora de absorción de amoniaco / nitrato de litio con disipación por aire, que presenta el Sr. Miguel Zamora García para optar al grado de Doctor de la Universitat Rovira i Virgili, ha sido realizado bajo su dirección inmediata en el CREVER - Grup de Recerca d'Enginyeria Tèrmica Aplicada del Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Rovira i Virgili.

Que todos los resultados han sido obtenidos en las experiencias y trabajos realizados por dicho doctorando.

Y para que así conste a los efectos oportunos, firmamos este documento.

Tarragona, 28 de junio de 2012.

LISTA DE PUBLICACIONES DERIVADAS DE LA TESIS:

Artículos en revistas científicas indexadas:

ZAMORA M., VALLES M., BOUROUIS M., CORONAS A., (2012). *Pre-industrial development and experimental characterization of a new air-cooled and water-cooled ammonia/lithium nitrate absorption chillers*. Artículo en revisión

ZAMORA M., VALLES M., BOUROUIS M., CORONAS A., (2012). *Part-Load characterization of a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller*. Artículo en revisión

Patentes:

BOUROUIS M., VALLES M., CORONAS A., ZAMORA M., (2009). *Enfriadora de agua por absorción tipo aire-agua o agua-agua de amoníaco y nitrato de litio*. Patente de invención. P200930758. 29/09/2009, PCT/ES2010/070608

Comunicaciones en congresos nacionales e internacionales:

ZAMORA M., BOUROUIS M., VALLES M., CORONAS A., (2011). *A new ammonia/lithium nitrate absorption chiller for solar cooling applications*. Ammonia Refrigeration Technology, Ohrid, Macedonia, April 2011. IIR. Refrigeration Science and Technology Proceedings ISBN 978-2-913149-85-4

ZAMORA M., BOUROUIS M., VALLES M., CORONAS A., (2011). *Development of a small capacity air-cooled ammonia/lithium nitrate absorption chiller -first cooling capacity and COP measurements-*. International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC'11), Padua, Italy April 2011. IIR. Refrigeration Science and Technology Proceedings ISBN 978-2-913149-87-8

ZAMORA M., MOLERO N., CEJUDO J. M., CORONAS A., (2011). *Solar cooling and heating system using a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller for residential sector*. 4th International Conference Solar Air-Conditioning. Larnaka, Cyprus, October 2011. ISBN 978-3-941785-48-9

MOLERO N., ZAMORA M., CEJUDO J.M, DOMIGUEZ F., (2012). *Instalación experimental de calefacción y refrigeración solar de pequeña potencia para el sector residencial. Modelado de componentes*. Congreso CIES 2012. Vigo. 20-22 junio

A mis padres, a los que debo todo.

A Aurea, y a mis hijas Aurea y Celia, por su infinita paciencia, y por los ratos que les
quité.

Agradecimientos

En primer lugar, he de agradecer al profesor Dr. Alberto Coronas, la sugerencia que un día, al conocernos en un Congreso en Barcelona en 2005, me hizo para realizar el doctorado. A lo largo de 11 años de colaboración entre la industria y la universidad española, él fue la primera persona que me animó a ello. Algún tiempo después, tras llevar unos años de trabajo conjunto, de nuevo me brindó la posibilidad de dirigir esta tesis.

Agradezco a los profesores Dr. Manel Vallés y Dr. Mahmoud Bourouis sus enseñanzas y revisiones, y el tiempo que me dedicaron durante las estancias de verano en los laboratorios de la Universidad Rovira i Virgili.

Vaya también mi agradecimiento a los investigadores del grupo CREVER que han participado en algún momento en el proceso de desarrollo.

Quiero agradecer también a Sofía Arbi, su ayuda en la elaboración de esquemas y código de control, especialmente en las fases previas a la tesis. También he de agradecer a Sergio Fragoso, sus aportaciones en la programación del código de control.

Este trabajo forma parte del proyecto de I+D CONFISOL desarrollado por CIATESA, empresa perteneciente al Grupo CIAT, del que he sido coordinador e investigador principal, que ha sido cofinanciado por la Agencia de Innovación y Desarrollo de Andalucía, Expte.: IDEA-351036, y por la Corporación Tecnológica de Andalucía, Expte.: CTA-11/426.

Finalmente, agradezco al profesor Dr. Miguel Zamora Lozano, mi padre, su soporte moral, a lo largo de estos cuatro años, necesario en todo momento, para haberla podido llevar a cabo.

Resumen

Entre los años 2006 y 2009, la empresa Compañía Industrial de Aplicaciones Térmicas S.A. –CIATESA–, miembro del grupo internacional CIAT, promovió y llevó a cabo, en colaboración con el grupo de investigación CREVER de la Universidad Rovira i Virgili, el desarrollo de un prototipo de laboratorio de un nuevo equipo de refrigeración por absorción de pequeña potencia, de simple efecto, que empleaba el par amoniaco / nitrato de litio. Los trabajos condujeron a la presentación de una patente sobre la primera máquina de estas características construida íntegramente empleando intercambiadores de calor de placas, incluyendo el generador y el absorbedor.

El par amoniaco / nitrato de litio, conocido desde la primera mitad del siglo XX, ha sido propuesto en la literatura abierta, como especialmente adecuado para la climatización solar. No presenta riesgo de cristalización, en el rango de temperaturas de trabajo de estas aplicaciones, y puede ser activado con temperaturas moderadas, de entre 80 y 90 °C, lo que permite emplear captadores solares planos. Además, presenta un mejor COP para altas temperaturas de disipación, haciéndolo más adecuado para operar con disipación seca, que los equipos de agua/bromuro de litio. En comparación con el par amoniaco / agua, permite igualmente la disipación con altas temperaturas, con al menos 10 °C menos de temperatura de activación. Además, al emplear una sal como absorbente no precisa de rectificador, lo que simplifica la construcción del equipo y reduce la carga de refrigerante.

Comparando la técnica de construcción de los equipos de absorción que emplean amoniaco como refrigerante, frente a la que se emplea en los de agua / bromuro de litio, los primeros están más próximos a los procesos de fabricación de equipos de compresión mecánica convencionales, y su fabricación conjunta, puede aprovecharse de las economías de escala, al compartir componentes con ellos como los intercambiadores de placas.

En la presente tesis, se describe el proceso seguido para el desarrollo de dos prototipos pre-industriales de enfriadoras de absorción de amoniaco / nitrato de litio, uno de disipación por agua, y otro de disipación por aire (mediante aerotermo), y su caracterización experimental; con la obtención mediante regresión lineal múltiple, de

las correlaciones de la potencia frigorífica, de la potencia de generación y de la potencia de disipación en función de las temperaturas de las corrientes externas.

Tras un proceso de mejora se concluye como adecuados la supresión del intercambiador de refrigerante, el empleo de una bomba de solución rotativa de paletas y la reducción de los caudales de agua fría y de agua de generación.

Los valores de la potencia frigorífica y del COP eléctrico del prototipo de disipación por agua, obtenidos con las correlaciones, con 15 °C de temperatura de producción de agua fría, 90 °C de temperatura de agua de generación y 35 °C de temperatura de agua de disipación resultan 12.9 kW y 19.3 respectivamente; para el caso del prototipo de disipación por aire, con 15 °C de temperatura de producción de agua fría, 90 °C de temperatura de agua de generación, 35 °C de temperatura de aire exterior y caudal nominal de aire, la potencia frigorífica proporcionada es 9.3 kW y el COP eléctrico 6.4. Los anteriores valores de potencias y COP han sido corregidos conforme a lo previsto en la norma prEN 14511-3:2011 en lo que respecta a los consumos eléctricos de las bombas de circulación de agua.

Se analiza experimentalmente el comportamiento a carga parcial del nuevo desarrollo, con un control todo/nada de la capacidad frigorífica. La curva del COP térmico, frente al factor de carga parcial, obtenida experimentalmente, es similar a la publicada para equipos de amoniaco / agua en la literatura clásica sobre la materia. La curva de degradación del COP eléctrico, ajustada con los puntos de ensayo, coincide con la que se obtendría aplicando el método simplificado propuesto en las normas de equipos de compresión mecánica, consistente en evaluar el factor de degradación, mediante la medida del consumo eléctrico durante los semiciclos de parada.

Se prueba que un control todo/nada en condiciones de carga parcial, resulta más efectivo que mantener en marcha el proceso de absorción reduciendo la temperatura de suministro de agua caliente. A partir de aquí, se desarrolla un método de control de la enfriadora consistente en la determinación de la velocidad de giro del ventilador en el caso del prototipo enfriado por aire que maximiza el COP eléctrico; para cada condición de trabajo dada, si la capacidad del equipo es inferior, el control incrementará la velocidad del ventilador, aumentando la capacidad frigorífica, a

costa de perder COP eléctrico. Si con la velocidad de giro óptima, la capacidad frigorífica es suficiente, el equipo regulará arrancando y parando.

Finalmente, se obtienen analíticamente las expresiones de las curvas de degradación del COP a carga parcial, lo que permitirá su incorporación a programas de simulación.

Summary

Between 2006 and 2009, the company *Compañía Industrial de Aplicaciones Térmicas S.A. –CIATESA–*, a CIAT Group member, promoted and conducted, in collaboration with the CREVER research centre of the University Rovira i Virgili, the development of a new single effect absorption machine of low capacity, employing the mixture ammonia / lithium nitrate.

The research led to the application of a patent on the first absorption machine of its kind using brazed plate heat exchangers in all the components, including the generator and the absorber.

The ammonia / lithium nitrate absorption mixture, known since the first half of the twentieth century, has been proposed in the open literature, as especially suitable for solar cooling. It does not present risk of crystallization in the range of working temperatures of these applications, and it can be activated with moderate temperatures, between 80 and 90 °C, allowing the use of flat solar collectors. It presents a better performance at high heat rejection temperatures, making it more suitable for dry cooling than the water / lithium bromide pair. In comparison with the most commonly used absorption pair ammonia / water, it also allows the heat rejection at high temperatures, with at least 10 °C lower generation temperature. Furthermore, by employing a non-volatile salt, it does not require rectifier, which simplifies the construction of the equipment and reduces the refrigerant charge.

Comparing the construction technique of absorption machines employing ammonia as a refrigerant, in front of the water / lithium bromide's, the first is more similar to the manufacturing processes of conventional vapour compression equipment, and its joint manufacture can take advantage of economies of scale by sharing components with them, as the brazed plate heat exchangers.

This thesis describes the development process of two pre-industrial prototypes of ammonia / lithium nitrate absorption machines, a water-cooled, and a air-cooled, and their experimental characterization. Using multivariate linear regression, the characteristic equations of the cooling capacity, the generation power and the heat rejection power are obtained, depending on the temperatures of the external sources.

After an upgrading process it is concluded as adequate the suppression of the refrigerant exchanger, the use of a rotary vane solution pump and the reduction of chilled water flow and the generation water flow.

The regression curves provide for the water-cooled prototype a cooling capacity of 12.9 kW and an electrical COP of 19.3, with 15 °C chilled water outlet temperature, 90 °C generation water inlet temperature and 35 °C cooling water inlet temperature. In the case of the air-cooled prototype, with 15 °C chilled water outlet temperature, 90 °C generation water inlet temperature, 35 °C ambient air temperature and nominal fan speed, the cooling capacity is 9.3 kW and the electrical COP is 6.4. The above values of power and COP have been corrected as it is indicated in the standard prEN 14511-3:2011 in regard to electrical consumption of the water circulating pumps.

The part load behaviour of the new development, with an on / off control of the cooling capacity, is experimentally analysed. The thermal COP vs the partial load factor, is similar to that published for ammonia / water equipment in the classical literature. The curve of the electrical COP degradation, adjusted with the test points, coincides with that obtained using the simplified method proposed in the standards for vapour compression chillers, consisting in evaluating the degradation factor C_c , by measuring the electricity consumption during the stop half cycles.

It is shown that an on / off control of the cooling capacity at partial load conditions, is more effective than maintaining the absorption process while reducing the temperature of the hot water supply. Therefore, the control method consists in determining the fan speed which maximizes the electrical COP, for each given operating condition. If at any time, cooling capacity is insufficient, the fan speed will increase, thereby increasing the cooling capacity at the expense of electrical COP. If at the optimal speed, the cooling capacity is sufficient, it will be controlled by starting and stopping the absorption process.

Finally, there is provided an analytical expression for the COP degradation partial load curves, which allows their incorporation into the simulation programs.

NOMENCLATURA	1
1. INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN, OBJETIVOS Y METODOLOGÍA	2
1.1. INTRODUCCIÓN	2
1.1.1. CLIMATIZACIÓN SOLAR CON EQUIPOS DE ABSORCIÓN	2
1.1.2. ESTADO DEL ARTE DE LAS ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN CON DISIPACIÓN SECA.....	4
1.1.3. ESTADO DEL ARTE DE LAS ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN CON AMONIACO.....	6
1.1.4. ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN CON AMONIACO / NITRATO DE LITIO	10
1.2. EL PROYECTO SOLARFRIO.....	14
1.3. OBJETIVOS GENERALES	19
1.4. METODOLOGÍA	19
2. DESARROLLO DEL PROTOTIPO PRE-INDUSTRIAL DE DISIPACIÓN POR AIRE	21
2.1. INTRODUCCIÓN	21
2.2. DESARROLLO DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO.....	21
2.3. CÁLCULO DE LOS COMPONENTES FRIGORÍFICOS PRINCIPALES.....	24
2.3.1. MODELO TERMODINÁMICO	24
2.3.2. CONDENSADOR	32
2.3.3. EVAPORADOR	33
2.3.4. INTERCAMBIADOR DE REFRIGERANTE	34
2.3.5. VÁLVULA DE EXPANSIÓN DE REFRIGERANTE.....	34
2.3.6. INTERCAMBIADOR DE SOLUCIÓN	35
2.3.7. SUBSISTEMA DE GENERACIÓN	37
2.3.8. SUBSISTEMA DE ABSORCIÓN	38
2.3.9. BOMBA DE SOLUCIÓN.....	39
2.3.10. SISTEMA DE EXPANSIÓN DE SOLUCIÓN	40
2.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE DISIPACIÓN	41
2.4.1. CÁLCULO DE LA BATERÍA.....	43
2.4.2. SELECCIÓN DEL VENTILADOR Y DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN	47
2.5. DISEÑO 3D Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO	50
2.6. CONCLUSIONES	51
3. CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL PROTOTIPO	54
3.1. INTRODUCCIÓN	54
3.2. BANCO DE ENSAYOS E INSTRUMENTACIÓN	54
3.3. CAMPAÑAS DE ENSAYOS.....	56
3.4. OBTENCIÓN DE LAS PRESTACIONES DE LA ENFRIADORA	64
3.5. OBTENCIÓN DE LAS PRESTACIONES DEL PROTOTIPO CON AEROTERMO.....	74
3.6. COMPARACIÓN DE LAS PRESTACIONES DEL NUEVO DESARROLLO CON LAS DE UNA ENFRIADORA DE COMPRESIÓN MECÁNICA	88
3.6.1. COMPARACIÓN CON UNA PLANTA ENFRIADORA AGUA-AGUA	88
3.6.2. COMPARACIÓN CON UNA ENFRIADORA DE COMPRESIÓN MECÁNICA AIRE-AGUA.....	91
3.7. CONCLUSIONES	93

4. MEJORA INDUSTRIAL DEL PROTOTIPO	96
4.1. INTRODUCCIÓN	96
4.2. EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL INTERCAMBIADOR DE REFRIGERANTE EN LAS PRESTACIONES DEL EQUIPO	97
4.2.1. INTRODUCCIÓN.....	97
4.2.2. ENSAYOS PROTOTIPO SIN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE REFRIGERANTE (SUBENFRIADOR/RECALENTADOR)	97
4.2.3. CONCLUSIÓN AL APARTADO.....	102
4.3. CAMBIO DE LA BOMBA DE SOLUCIÓN	102
4.3.1. INTRODUCCIÓN. REVISIÓN DE ALTERNATIVAS.....	102
4.3.2. SUSTITUCIÓN DE LA BOMBA DE SOLUCIÓN	104
4.3.3. CONCLUSIÓN AL APARTADO.....	111
4.4. ESTUDIO DEL CAUDAL DE LOS CIRCUITOS DE AGUA.....	111
4.4.1. IMPORTANCIA DE LOS CONSUMOS DE BOMBEO	111
4.4.2. PÉRDIDAS DE CARGA EN LOS INTERCAMBIADORES	111
4.4.3. ENSAYOS CON DIFERENTES CAUDALES DE AGUA	114
4.4.4. CONCLUSIONES DEL APARTADO	120
4.5. CONCLUSIONES DEL PROCESO DE MEJORA.....	120
5. CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO A CARGA PARCIAL.....	124
5.1. INTRODUCCIÓN	124
5.2. NORMAS DE ENSAYO DE EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN A CARGA PARCIAL.....	127
5.3. CURVAS DE DEPENDENCIA DEL COP CON EL FACTOR DE CARGA PARCIAL EN ENFRIADORAS REFRIGERADAS POR AGUA.....	132
5.4. APARATO EXPERIMENTAL	136
5.5. CAMPAÑA DE ENSAYOS	142
5.5.1. ENSAYO A 100 % DE CARGA PARCIAL	142
5.5.2. ENSAYO A 75 % DE CARGA PARCIAL	143
5.5.3. ENSAYO A 50 % DE CARGA PARCIAL	147
5.5.4. ENSAYO A 25 % DE CARGA PARCIAL	149
5.5.5. ENSAYO A 100 % CON TE 8.5 °C.....	151
5.5.6. ENSAYO A 50 % CON TE 8.5 °C.....	152
5.5.7. CURVA DE CARGA PARCIAL	154
5.6. CONCLUSIONES A LA CARACTERIZACIÓN A CARGA PARCIAL	158
6. CONTROL DEL EQUIPO.....	160
6.1. INTRODUCCIÓN	160
6.2. CONTROL DE LA CAPACIDAD FRIGORÍFICA MEDIANTE LA REGULACIÓN DE LA TEMPERATURA DE GENERACIÓN.....	161
6.3. CONTROL DE LA CAPACIDAD FRIGORÍFICA MEDIANTE LA REGULACIÓN DE LA CAPACIDAD DE DISIPACIÓN	167
6.4. CURVAS DE FUNCIONAMIENTO A CARGA PARCIAL CONSIDERANDO EL CONTROL DE LAS REVOLUCIONES ÓPTIMAS	175
6.5. CONCLUSIONES	182
7. CONCLUSIONES.....	183
8. REFERENCIAS.....	188

ANEXO 1. DETERMINACIÓN DE INCERTIDUMBRES DE MEDIDA	196
ANEXO 2. CORRECCIÓN DEL CONSUMO ELÉCTRICO Y DE LA POTENCIA FRIGORÍFICA DEBIDA AL CONSUMO DE LAS BOMBAS DE CIRCULACIÓN .	201
ANEXO 3. RESUMEN DE ENSAYOS	203
ANEXO 4. REVISION DE ASPECTOS DE SEGURIDAD RELACIONADOS CON LA UTILIZACION DEL AMONIACO.....	209
INTRODUCCIÓN	209
EL AMONIACO COMO REFRIGERANTE	209
LA SEGURIDAD EN LAS INDUSTRIAS.....	210
CAUSAS Y PREVENCIÓN DE FUGAS. ORÍGENES DE FALLOS Y ALGUNOS CASOS DE INCIDENTES REALES.....	211
CRITERIOS Y NORMAS DE SEGURIDAD PARA LA UTILIZACIÓN DEL AMONIACO COMO REFRIGERANTE	215
RESUMEN	221

NOMENCLATURA

T :	Temperatura [°C]
P :	Presión [kPa], [bar]
\dot{v} :	Caudal volumétrico [m ³ /h], [m ³ /s]
\dot{m} :	Caudal másico [kg/h], [kg/s]
ρ :	Densidad [kg/m]
h :	Entalpía [kJ/kg]
Q :	Potencia térmica [kW]
P _E :	Carga térmica de refrigeración [kW]
P _{elec} :	Potencia eléctrica absorbida [kW]
F :	Frecuencia de giro del ventilador [revoluciones por minuto] [rpm]
f _{cp} :	Factor de carga parcial [%]
ΔP :	Caída de presión. Diferencia de presión entre entrada y salida de intercambiador de calor [kPa], [bar]
ΔT :	Diferencia de temperatura entre entrada y salida de intercambiador de calor [K]
x :	Fracción másica de amoniaco [kg amoniaco / kg solución]
RHX :	Intercambiador de calor de refrigerante
SHX :	Intercambiador de calor de solución

Subíndices y superíndices

E :	relativo al circuito de agua enfriada en el evaporador. Cuando no se indica número, hace referencia a la salida de la máquina
G:	relativo al circuito de agua de generación o activación. Cuando no se indica número, hace referencia a la entrada a la máquina
AIRE:	relativo al aire exterior. Cuando no se indica número, hace referencia a la entrada al aerotermo
AC:	relativo al circuito de agua de disipación del absorbedor/condensador. Cuando no se indica número, hace referencia a la entrada a la máquina
N :	nominal, valor referido a las condiciones nominales
1:	entrada al intercambiador de calor, entrada a la máquina de absorción
2:	salida del intercambiador de calor, salida de la máquina de absorción
ter:	térmico.
elec:	eléctrico
vent:	relativo al ventilador
bomba:	relativo a la bomba de circulación
control:	relativo al control electrónico de la máquina de absorción
sol:	solución, relativo al circuito de solución de amoniaco / nitrato de litio
\hat{i} :	valor obtenido por regresión lineal. Valor proporcionado por una correlación
eva:	evaporador, relativo a la evaporación del refrigerante
cond:	condensador, relativo a la condensación del refrigerante
gen:	generador. Relativo a la generación del refrigerante
abs:	absorbedor. Relativo a la absorción del refrigerante
set:	valor de consigna
*:	valor adimensional, referenciado al valor nominal

1. INTRODUCCIÓN, JUSTIFICACIÓN, OBJETIVOS Y METODOLOGÍA

1.1. INTRODUCCIÓN

En la época previa a la actual crisis económica, la climatización solar térmica se volvía a mostrar de nuevo a la luz pública, 30 años después de la crisis energética de 1973, como una alternativa de climatización con todo el sentido en el sector residencial del arco Mediterráneo. Las administraciones europeas apostaban entonces fuertemente por las energías renovables. En nuestro País, la energía solar fotovoltaica (junto a la energía eólica), aparecía como punta de lanza de todas ellas. Impulsada por un marco de ayudas fuerte, alcanzaba niveles de implantación que como luego se comprobó, en algunos casos, respondían más a movimientos económicos que, según se opine, han podido acabar siendo una burbuja especulativa. Otras energías renovables, se afianzaban gracias a haber conseguido un marco normativo favorable. Así, la energía solar térmica, con la aprobación del Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo del Código Técnico de la Edificación, que venía a obligar a la instalación de captación solar para la producción de agua caliente sanitaria (ACS), de tal manera que los edificios para viviendas se aprovechaban de las economías de escala, debido al fuerte auge de la Construcción. Sector éste que, sin ninguna duda, experimentaba una burbuja, responsable ahora de parte de la crisis económica en España.

1.1.1. CLIMATIZACIÓN SOLAR CON EQUIPOS DE ABSORCIÓN

La investigación en climatización solar térmica con equipos de absorción se ha mantenido sin solución de continuidad desde los años 70 del siglo XX (el programa *Solar Heating & Cooling* de la Agencia Internacional de la Energía comenzó en 1977 www.iea-shc.org 2012). En sucesivas tareas –*Task*– y anexos –*Annex*– de investigación (www.annex34.org 2012), la comunidad científica ha ido acumulando un conocimiento a nivel internacional en la materia. De ellos destacan el *Task 25 Solar Assisted Air Conditioning of Buildings* del que han surgido documentos como el *handbook “Solar-Assisted Air Conditioning in Building”* (Henning, 2004), un manual para el proyecto de este tipo de instalaciones. El estado actual de la cuestión ha

quedado resumido en las conclusiones de la *Task 38* recientemente concluida (Henning, 2011).

Por todo ello, se puede afirmar que durante la primera década del siglo XXI la climatización solar con máquinas de absorción vuelve a la primera plana de la opinión pública y económica, con la aparición de interesantes proyectos empresariales europeos; empresas spin-off surgidas de universidades de Alemania (PHÖNIX, WEGRACAL, CHILLI®), empresas suecas (CLIMATEWELL) o españolas (ROTARTICA), a las que pronto se les unen fabricantes afianzados de máquinas de absorción de gran potencia como la japonesa YAZAKI o la china BROAD, que adaptan sus equipos y tecnologías para aplicaciones de menor potencia orientadas al mercado residencial (del orden de 5 a 17.5 kW). Estas nuevas iniciativas se apoyan, en la mayoría de los casos, en proyectos de demostración que surgen financiados por programas internacionales y europeos de I+D. Así en España se lanza el proyecto ARFRISOL (<http://www.arfrisol.es/ARFRISOLportal/> 2012) y otros.

Las máquinas de absorción empleadas en la mayoría de estos proyectos son de simple efecto y par de trabajo agua / bromuro de litio.

Los equipos de absorción de simple efecto, más sencillos y económicos que los de doble efecto pueden ser activados con temperaturas inferiores a 90 °C. Esto los hace especialmente interesantes en las aplicaciones de climatización solar térmica para poder emplear captadores solares planos de menor coste. Por otra parte, no consiguen aprovechar mayores temperaturas de agua caliente como las que producen los captadores solares de tubos de vacío, más complejos y costosos.

El par de trabajo agua / bromuro de litio es una tecnología madura para las grandes potencias frigoríficas pero sin embargo presenta algunos inconvenientes que están dificultando su aceptación como solución económicamente viable en el sector residencial. En primer lugar, los equipos de absorción de agua / bromuro de litio presentan un riesgo de cristalización cuando operan con altas temperaturas de disipación. Experiencias recientes de estos equipos de agua / bromuro de litio, como las llevados a cabo por Clauß et al. (2007a) y Safarik et al. (2007), con los equipos precomerciales PHÖNIX y WEGRACAL SE-15, respectivamente, muestran como han sido unidades desarrolladas para conseguir sus prestaciones nominales a bajas

temperaturas de disipación, válidas en climas centro europeos, pero de difícil aplicación a climas mediterráneos.

Poder operar con altas temperaturas de disipación, permite evitar el uso de torres de refrigeración como sumidero de calor. Las dificultades y el costo de mantenimiento de las torres de refrigeración para reducir al mínimo la proliferación de bacterias *Legionella pneumophila* han desplazado esta eficiente tecnología en todo el campo de la climatización convencional. Se ha podido constatar la sustitución del parque de sistemas de refrigeración por torre centralizada en los edificios de viviendas, construidos en los años 80, por sistemas de disipación por aire, normalmente unidades partidas individuales de compresión mecánica y expansión directa.

1.1.2. ESTADO DEL ARTE DE LAS ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN CON DISIPACIÓN SECA

El proyecto ROTARTICA puso en el mercado durante los años 2005 a 2009 un primer equipo de simple efecto de agua / bromuro de litio refrigerado por agua, que se comercializaba con un aerotermo (re-cooler) exterior para operar con disipación seca frente al aire. Esta máquina empleaba un novedoso sistema rotativo para intensificar los procesos de transferencia de calor y materia en los componentes del equipo.

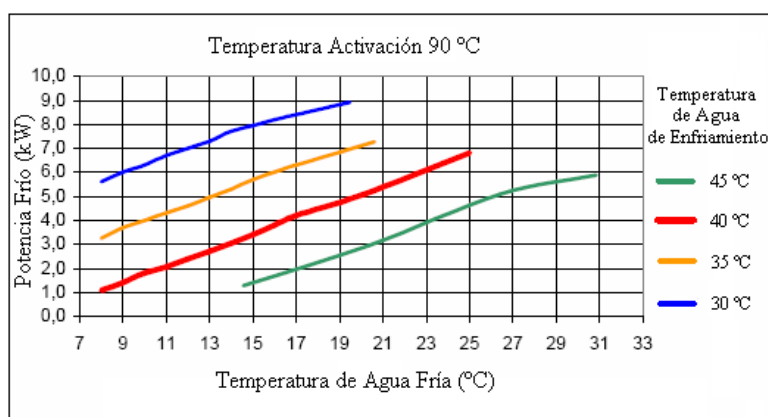


Figura 1-1. Fotografía de enfriadora de absorción ROTARTICA y curvas de potencia frigorífica.

Fuente: www.rotartica.es (2006)

No obstante la necesidad de resolver el problema de la operación en condiciones de disipación seca a altas temperaturas en equipos de agua / bromuro de litio ha impulsado la investigación en los últimos años en nuevos diseños de máquinas. Izquierdo et al. (2010) han patentado un absorbedor-evaporador construido con un evaporador de película descendente integrado en la misma cámara que un absorbedor adiabático de pulverizadores, que integra un circuito para recircular la solución rica a través de un intercambiador de calor con aire, cediendo el calor de absorción; consiguiéndose temperaturas de absorción de 5 a 8 K inferiores a la temperatura del aire.

Marcos (2008) modela y construye dos prototipos de doble efecto de agua / bromuro de litio de disipación por aire de pequeña potencia con el absorbedor adiabático del equipo del profesor Izquierdo. Los prototipos integran un sistema de disipación por aire con carcasa y tubos compuesto por el intercambiador de calor de solución rica para disipar el calor de absorción, un subenfriador para disipar calor de la solución pobre procedente del generador de baja y por último el condensador de refrigerante. En el primer prototipo, para los generadores de alta y baja empleó intercambiadores de calor de placas corrugadas. El generador de alta era activado por aceite térmico entre 162 y 175°C. Para el segundo prototipo, en el generador de alta se usó tecnología de llama directa.

Gonzalez-Gil et al. (2011) han experimentado con un prototipo de simple-doble-efecto de 4.5 kW construido con la tecnología de absorbedor adiabático antes descrita en condiciones reales en una instalación de climatización solar, operando con temperaturas de aire de hasta 40 °C sin alcanzar temperaturas de absorción superiores a 50 °C y sin presencia de cristalización.

Kim e Infante Ferreira (2009) apuntan hacia una variante del ciclo de medio efecto como la alternativa más viable para trabajar en equipos de agua / bromuro de litio a muy altas temperaturas de disipación. El ciclo lo denominan de flujo paralelo y calor acoplado, modelando dicho ciclo con el condensador y el absorbedor de media presión ambos refrigerados directamente por aire, e indirectamente, con agua, y ésta a su vez, enfriada en una batería (re-cooler). Los resultados de la simulación ofrecen COPs similares a los de otros ciclos de medio efecto (COP térmico 0.36 con 90 °C y

35 °C) pero permitiendo la operación con muy altas temperaturas de aire (hasta 50 °C).

Todos estos ciclos son más complejos, y requieren soluciones constructivas más costosas que el ciclo de simple efecto. La variante del ciclo de medio efecto propuesta por Kim e Infante Ferreira (2009) requiere 8 intercambiadores de calor de complejos diseños.

Un segundo aspecto a destacar, como dificultad que presentan los equipos de agua / bromuro de litio para su mayor aceptación en el segmento de las bajas potencias frigoríficas, es que se trata de máquinas construidas con técnicas de calderería y que trabajan en vacío, lo que las hace más voluminosas y pesadas. Además, requieren de una mayor especialización para su operación y servicio, lo que las aleja del campo de conocimiento y recursos de los fabricantes de equipos de compresión mecánica.

Una recopilación de equipos de absorción de pequeña potencia con disipación por aire de agua / bromuro de litio puede encontrarse en Marcos (2008)

1.1.3. ESTADO DEL ARTE DE LAS ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN CON AMONIACO

El par de absorción amoniaco / agua, usado en ciclos termodinámicos sencillos, sí permite la disipación de calor a altas temperaturas ya que es miscible en todo el intervalo de concentraciones, pero a costa de tener que producirse la generación de refrigerante a mayor temperatura.

Así, nuevos desarrollos como el equipo CHILLII® fabricado por la empresa PINK y comercializado por SolarNext (www.solarnext.eu 2012) o los equipos de AGO (www.ago.ag 2012) que emplean un ciclo de amoniaco / agua de simple efecto se han propuesto para aplicaciones de climatización solar activadas con baja temperatura pero la temperatura de disipación está limitada, requiriendo siempre el empleo de torres de refrigeración.

Las máquinas de amoniaco / agua activadas a altas temperaturas con llama directa del fabricante italiano ROBUR (<http://www.robur.com/> 2012) permiten la disipación por aire con temperaturas ambiente de hasta 45 °C.

El ciclo frigorífico, empleado por los nuevos modelos de ROBUR, es el ciclo GAX (Generator Absorber eXchange), se trata de una adaptación del ciclo de simple efecto utilizando fuentes de calor de mayor temperatura. Su implantación comercial sólo se ha producido en las máquinas de absorción activadas con calor procedente de combustibles fósiles, como los equipos de ROBUR, aunque estos fabricantes han propuesto modelos para su uso en climatización solar empleando sistemas de captación de media temperatura (concentración solar).

En los ciclos GAX, la condensación del amoniaco, se hace de forma directa en los circuitos superiores de la batería de tubos de acero aleteada. La parte de calor de absorción, que no se intercambia con el absorbedor en el ciclo GAX, se disipa contra el aire, haciendo circular la solución rica por los circuitos inferiores de la batería.

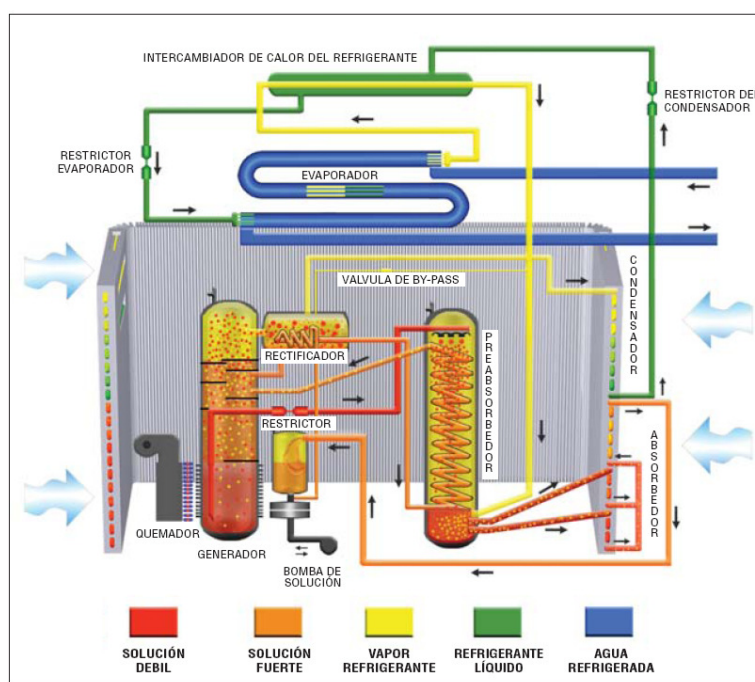


Figura 1-2. Ciclo de funcionamiento GAX de la enfriadora de absorción RUBUR.
Fuente: www.robur.it (2010)

Desde 2010 la empresa china VICOT ofrece una gama de enfriadoras de absorción de amoniaco / agua de llama directa y disipación por aire con un ciclo GAX de 21 a 84 kW de potencia frigorífica (www.vicot.com 2012) si bien, en la reciente feria de muestras de Milán (MOSTRA CONVEGNO EXPOCOMFORT 2012) presentaban un único modelo de 19 kW.

Estos ciclos GAX extraen ventaja de la menor cantidad de calor a disipar gracias al intercambio absorbedor-generador, aunque, como se ha dicho, es a costa de una mayor temperatura de generación que los hace indicados para trabajar con llama directa y no, por ejemplo, con energía solar a baja temperatura procedente de captadores solares planos.

Los equipos de absorción de amoniaco presentan mayores similitudes constructivas con las máquinas de compresión mecánica. El circuito frigorífico trabaja a presión y pueden emplearse intercambiadores de calor y masa más compactos.

El diseño constructivo de los equipos de ROBUR ofrece una mayor simplicidad al integrar la batería en el mismo bastidor del equipo. Este fabricante sigue el diseño convencional de las enfriadoras y bombas de calor aire-agua de compresión mecánica, para montaje en intemperie. La batería se curva conformando parte del perímetro de la unidad y se monta un ventilador axial en la tapa superior (figura 1-3).

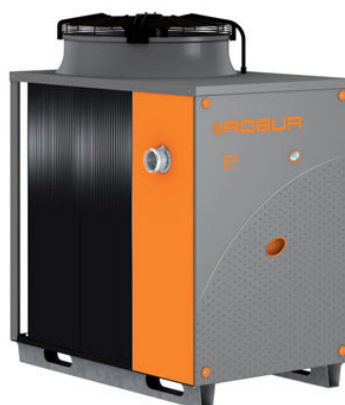


Figura 1-3. Fotografía de enfriadora de absorción ROBUR. Fuente: www.robur.it (2012)

Sin embargo, para mejorar su competitividad frente a las máquinas de compresión mecánica, hay aún barreras que los equipos de amoniaco deben de superar; el tamaño y el coste debe de reducirse y la carga de refrigerante debe disminuirse al mínimo debido a su toxicidad. Este es un objetivo común con las enfriadoras y bombas de calor de compresión mecánica que emplean este fluido natural (Palm, 2008).

Como se ha explicado, la batería del equipo ROBUR funciona como condensador y dedica también algunos tubos a disipar el calor de la solución rica. Esto aumenta la

carga de refrigerante en la máquina. Además, la batería de un circuito frigorífico, especialmente los arquillos de la misma, es siempre un punto débil, lo que aumenta el riesgo de fugas del gas.

Lazzarin et al. (1996) analizaron la base de datos de fallos e incidencias de mantenimiento de ROBUR Co, la división norteamericana de ROBUR. Se trataba de una muestra de más de 73000 unidades de equipos de absorción de amoníaco / agua de 10 a 17 kW, puestos en el mercado en los Estados Unidos durante los años 1980 a 1992. Pudieron comprobar como los fallos más importantes se daban en el generador y en la bomba de solución. Uno de cada dos equipos no requirió nunca una intervención en diez años. Destacan al final de su trabajo, que en 30 de años de producción y venta de esas unidades no hubo un solo incidente o fallo que causase algún tipo de lesión personal.

En lo que respecta a las técnicas de fabricación y los materiales empleados en los diferentes equipos de refrigeración que emplean amoníaco como refrigerante, Pearson (2008) ha analizado algunos casos de fallos en enfriadoras de compresión mecánica concluyendo que la corrosión bajo tensión puede ser la causa del inicio de grietas, pero que esta es seguida por otros procesos de fallo mecánico típicos en máquinas como la fatiga o la concentración de tensiones. Se recomienda siempre un tratamiento de alivio de tensiones, particularmente tras las soldaduras de construcción de los recipientes y el uso de aceros con límites elásticos menores de 350 N/mm^2 . El motivo es que las tensiones residuales en aceros de baja ductilidad son la causa de la aparición de grietas en las superficies interiores oxidadas de recipientes y tuberías. La adición de agua se ha descrito como una medida inhibidora de la corrosión. Mientras que esta solución no es efectiva para los equipos de compresión mecánica puesto que el agua se condensa y acumula en las partes a baja presión de los equipos (Pearson 2008) resulta ser efectiva en las máquinas de absorción.

En el ANEXO 4 se detalla los aspectos de seguridad y normativos relativos al empleo de amoníaco como refrigerante.

En la actualidad los intercambiadores de placas termosoldadas (BPHE) se consideran la opción constructiva de intercambiadores de calor más adecuada para los equipos de aire acondicionado y bombas de calor para uso doméstico. Además

de fiabilidad y baja relación costo/eficiencia, su compacidad permite reducir la carga de gas refrigerante en las máquinas al mínimo (Corberán et al., 2008).

Cerezo (2006) ha investigado el proceso de absorción en un absorbedor de burbujas de la mezcla amoniaco / agua en intercambiadores de placas soldadas mientras que Taboas (2006) investigó sobre la ebullición forzada para este par en dicha geometría.

En relación a los materiales que deben utilizarse para los intercambiadores de placas termosoldadas, el cobre no puede usarse como metal de soldadura. Cerezo (2006) y Taboas (2006) realizaron su estudio en un intercambiador termosoldado con níquel. Palm (2008) ha empleado la gama *AlfaNova* del fabricante Alfa Laval (www.alfalaval.com) construidos íntegramente con acero inoxidable empleando una técnica propia de unión por fusión del acero en los puntos de contacto de las placas.

1.1.4. ENFRIADORAS DE ABSORCIÓN CON AMONIACO / NITRATO DE LITIO

Existen otras alternativas a los pares de absorción agua / bromuro de litio y amoniaco / agua, conocidos en la literatura científica, como es el uso del amoniaco con sales como el nitrato de litio o el tiocianato de sodio.

El empleo de la sal nitrato de litio como absorbente para amoniaco en equipos de refrigeración por absorción fue propuesto en los años 30 y 40 del siglo XX. La patente inglesa 358.844 de 1935 presentada por Gesellschaft für Transformatoren G.m.b.H (Gesellschaft 1935), ya reivindica el concepto de una máquina termodinámica de absorción de simple efecto, que emplea, un refrigerante líquido (amoniaco) y una solución absorbente de dicho refrigerante, con una sal anhidra no volátil (reivindica específicamente el nitrato de litio) en una proporción tal, que la presión de vapor de la solución a 70 °F, es menor que la del refrigerante puro a 0 °F, y en la que la diferencia entre la temperatura de evaporación y de absorción, es superior a 70°F. Si bien este trabajo pionero no entra en tecnologías concretas de intercambiadores de calor.

El interés de esta mezcla, renace para las aplicaciones de climatización solar tras el trabajo de Infante Ferreira (1984), que recopila y correlaciona las propiedades termodinámicas en un conjunto de nuevas ecuaciones de curvas de equilibrio

presión-temperatura-concentración (P-T-x) y entalpía-temperatura-concentración (h-T-x).

Aggarwal y Agarwal (1986) publican las curvas de equilibrio (P-T-x) para el par, a partir de sus propios datos experimentales. Obtienen el diagrama de entalpía-composición en el rango de temperaturas entre -20 y 120 °C y para fracciones de amoniaco entre 0.2 y 0.7, que resultan suficientes para determinar la entalpía de la mezcla en las condiciones de operación típicas de las aplicaciones de climatización solar.

Sun (1998) realiza simulaciones para comparar el COP térmico del ciclo de absorción de simple efecto de las mezclas amoniaco / agua, amoniaco / nitrato de litio y amoniaco / tiocianato de sodio. Este último, ofrece un COP térmico algo superior que el amoniaco / nitrato de litio, sin embargo, la temperatura de generación, resulta inferior con el nitrato de litio, haciéndolo más adecuado para las aplicaciones de climatización solar que emplean captadores planos. Otra conclusión de su trabajo, es que para altas temperaturas de condensación y de absorción, el COP térmico, es superior para el par amoniaco/ nitrato de litio, lo que lo hace más adecuado para su empleo en máquinas de absorción de disipación seca.

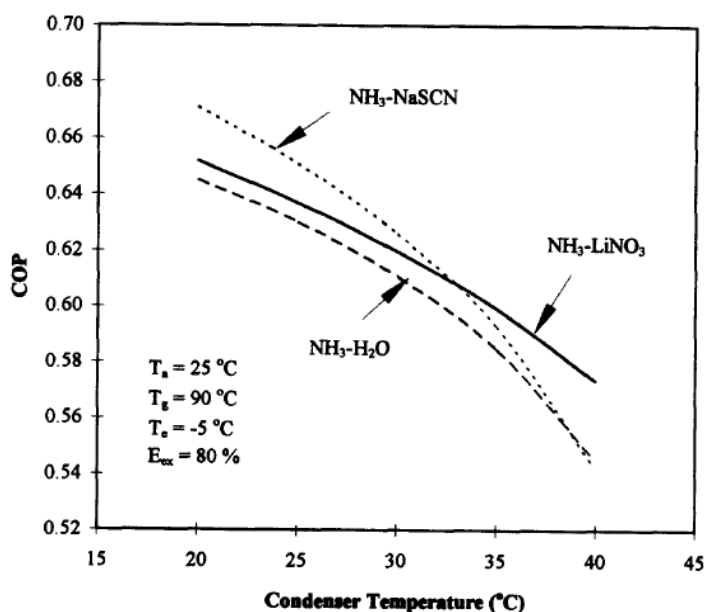


Figura 1-4. Comparación del COP térmico para diferentes temperaturas de disipación.
Fuente: Sun (1998)

Kim y Machielsen (2002) han comparado por simulación un sistema de climatización solar usando los tres pares de trabajo antes mencionados en cinco tipos de ciclos de absorción operando en condiciones de disipación seca: simple efecto (SE), doble etapa (medio efecto) con doble circuito de solución (DLHE), absorbedor-intercambiador (AHE), generador-absorbedor-intercambiador (GAX) y circuito regenerativo simple (1R) y con 3 tecnologías de paneles solares. Todos los ciclos, excepto el 1R, presentan una temperatura de activación mínima. El ciclo de doble etapa (DLHE) puede operar con temperaturas de generación más bajas que el ciclo de simple efecto (SE) aunque su COP es la mitad. Los ciclos AHE y GAX requieren temperaturas de generación superiores a 120°C. Su ligero mejor COP térmico no compensa su mayor complejidad. En cuanto al ciclo 1R, aunque presenta una superior eficiencia para todo el rango de temperaturas no resulta rentable. La mezcla de amoniaco / nitrato de litio presenta mayor eficiencia que la de amoniaco / agua. El par amoniaco / tiocianato de sodio requiere mayor potencia de bombeo de la solución que el par amoniaco / nitrato de litio para la misma potencia frigorífica.

Arzoz et al. (2002) analizan mediante simulación un equipo de refrigeración solar con el ciclo medio efecto con doble circuito de solución (DLHE) y con el par amoniaco / nitrato de litio. La simulación predice un COP térmico cercano a 0.27 con 90 °C de temperatura de activación, -15 °C de temperatura de evaporación y 45 °C de temperatura de disipación, concluyendo la idoneidad del par de trabajo para operar con altas temperaturas de disipación y bajas temperaturas de activación (captadores solares planos).

Libotean et al. (2007) ofrecen una nueva correlación P-T-x para el par amoniaco / nitrato de litio basados en mediciones de la presión de vapor entre 20 y 80°C. También obtuvieron datos y correlaciones de la densidad, la capacidad calorífica y la viscosidad de la solución (Libotean et al., 2008).

Con relación a los aspectos constructivos, hay pocos trabajos sobre la corrosión del acero con la mezcla amoniaco / nitrato de litio. Heard y Ayala (2003) han analizado la compatibilidad del par con aceros inoxidables 304 y 306 y con acero al carbono A34. El resultado principal es que para el rango de temperaturas de trabajo entre 50 °C y 150 °C existe una buena compatibilidad.

En 2009 la empresa Compañía Industrial de Aplicaciones Térmicas S.A. –CIATESA– presenta una patente de un equipo de absorción de simple efecto que emplea el par amoniaco nitrato de litio construido íntegramente con intercambiadores de calor de placas termosoldadas y orientado al empleo en climatización solar térmica (Bourouis et al., 2009). Este desarrollo surge de una colaboración I+D llevada a cabo entre la firma y el grupo CREVER de la Universidad Rovira i Virgili durante los años 2006 a 2009 (proyecto SOLARFRIO). La patente señala como ventaja que el par amoniaco / nitrato de litio, no requiere el rectificador que sí necesita el par amoniaco / agua lo que, junto al empleo de intercambiadores de placas en todos los componentes, incluyendo el absorbedor y el generador disminuye la complejidad, el volumen, peso y costo de las máquinas. En la misma, se reivindica además el diseño de un sistema de distribución de refrigerante en el puerto de entrada del absorbedor.

Oronel (2010) ha estudiado los procesos de absorción y generación en intercambiadores de placas termosoldadas para las mezclas amoniaco / nitrato de litio y para la mezcla ternaria amoniaco / nitrato de litio / agua. Para 30, 35 y 40 °C de temperaturas de condensación/absorción la temperatura mínima de activación para las mezclas binaria y ternaria de nitrato de litio era 10 °C inferior que para la mezcla de amoniaco / agua y para 50 °C de temperatura de condensación/absorción resultaba hasta 16 °C inferior (Oronel, 2010). Esto indica, de nuevo, como de adecuado es el par amoniaco / nitrato de litio para las aplicaciones de climatización solar empleando captadores solares planos en climas cálidos.

Con relación a la disipación de calor frente al aire en equipos de amoniaco / nitrato de litio empleando intercambiadores de calor de tubos aleteados (baterías) puede decirse es en la actualidad un tema en investigación. El equipo del profesor Best del Centro de Investigación en Energía (CIE) de la UNAM (México) ha presentado recientemente en la *4th International Conference Solar Air-Conditioning 2011*, unos primeros resultados, (Llamas et al., 2011), sobre un prototipo que trabaja con el par amoniaco / nitrato de litio con disipación por aire que emplea un absorbedor de película descendente en tubos verticales. Los primeros resultados muestra un COP térmico entre 0.35 y 0.40 para una potencia frigorífica de 3 a 5 kW.

En la Universidad Carlos III de Madrid se sigue una línea de investigación dirigida por el profesor Lecuona sobre el proceso de absorción adiabática del par amoniaco /

nitrate de litio empleando un intercambiador de placas para subenfriar la solución pobre que es luego pulverizada dentro de un recipiente en el que se descarga el amoníaco (Venegas et al., 2005), (Zacarias et al., 2011).

Actualmente en la Universidad Rovira i Virgili hay una línea de investigación en curso sobre absorbedores tubulares de burbujas empleando el par amoníaco / nitrato de litio. Así, Amaris et al. (2011) han comparado experimentalmente el flujo másico absorbido en un absorbedor de burbuja tubular con geometría lisa y con geometría micro aleteada. La disipación la realizan frente a agua. Emplean una configuración de intercambiador de doble tubo. Por el tubo interior circulan en dirección vertical la solución y el refrigerante, ambos en sentido ascendente. Por el tubo exterior circula el agua de disipación en contracorriente. Para flujos de solución de 50 kg/h, el flujo másico absorbido es un 50 % superior con la geometría micro aleteada.

En su patente (Bourouis et al., 2009) proponen la disipación conjunta del calor del absorbedor y condensador mediante un circuito de agua conectado a un aerotermo (re-cooler) o una solución de batería imbricada dedicando unas filas de la batería para hacer la condensación directa del amoníaco y otras filas para enfriar el agua que refrigera a su vez el absorbedor de placas.

1.2. EL PROYECTO SOLARFRIO

El presente documento describe la segunda etapa de un largo camino de investigación y desarrollo que comenzó en 2006, cuando la dirección de la mencionada CIATESA, encargó a su Departamento de I+D+i el proyecto de desarrollo de una máquina de absorción destinada a aplicaciones de climatización solar de uso doméstico.

La fase de preparación del proyecto y la evaluación de las experiencias empresariales citadas al principio, mostraron que la mejor estrategia era abordar el desarrollo de un sistema integral de climatización solar que incluyese la captación, el almacenamiento, la máquina de absorción y el sistema de distribución al edificio. Es por ello que la empresa buscó la colaboración con un primer fabricante de captadores solares como era ISOFOTON y entre ambas firmas se contrató la participación de tres grupos universitarios, entre ellos el grupo CREVER de la

Universidad Rovira i Virgili, que llevaría a cabo el desarrollo del equipo de absorción. Comenzó así el proyecto SOLARFRIO que fue cofinanciado por la Agencia de Innovación y Desarrollo de Andalucía Expte.: IDEA 330976 y por la Corporación Tecnológica de Andalucía Expte.: 06/108

Para el equipo de investigación formado por la empresa y la universidad, el desarrollo de un equipo de absorción de disipación por aire, activado a bajas temperaturas, y que pudiese ser construido con técnicas similares a las empleadas en los equipos de compresión mecánica, se consideraba esencial para conseguir una mayor penetración en el mercado de las tecnologías de climatización solar. La elección del par de trabajo, amoniaco / nitrato de litio, para el desarrollo de la enfriadora de absorción objeto de la presente tesis, responde desde el principio, a este objetivo general.

Los trabajos condujeron a la presentación de una patente sobre el primer equipo de absorción de amoniaco / nitrato de litio construido íntegramente con intercambiadores de placas (Bourouis et al., 2009).

Se desarrollaron dos prototipos de disipación por agua de 10 kW, PROT_LAB1 y PROT_LAB2, el segundo una optimización económica del primero.

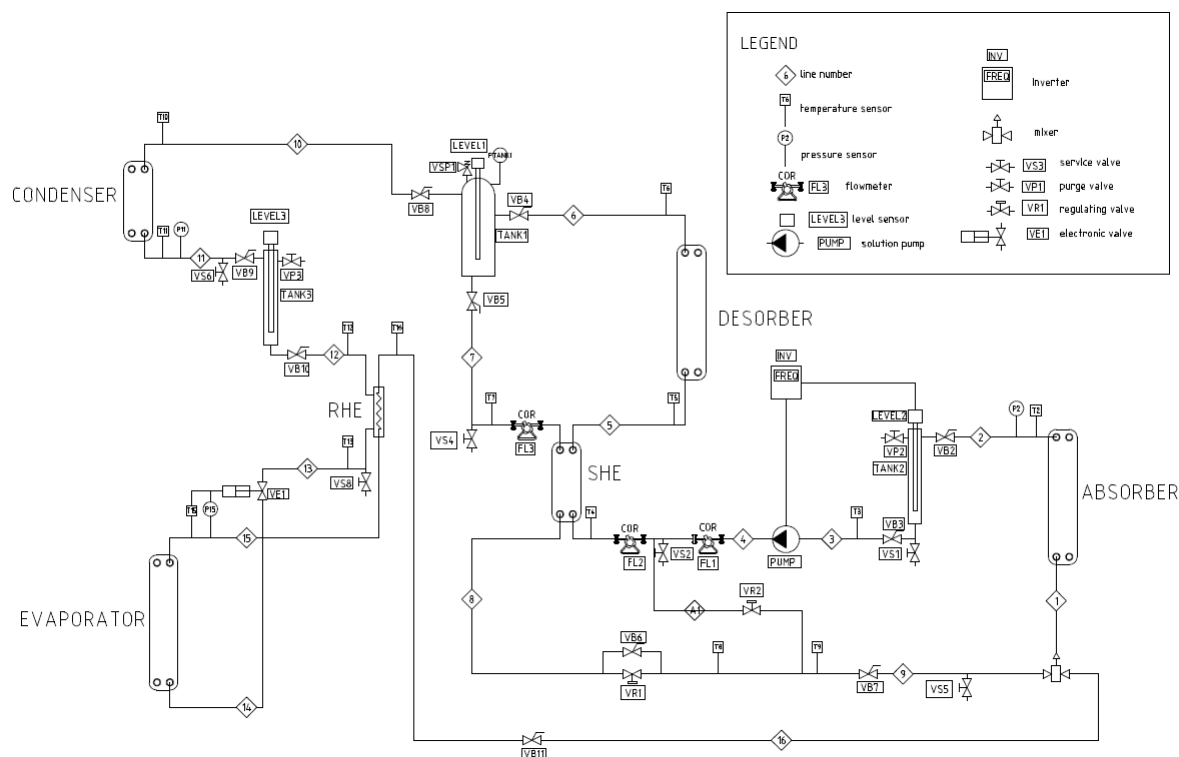


Figura 1-5: Esquema frigorífico del prototipo PROT_LAB1. Proyecto SOLARFRIO. Fuente: CREVER



Figura 1-6: Imagen del prototipo PROT_LAB1. Proyecto SOLARFRIO. Fuente: CREVER

Los resultados obtenidos con el primer prototipo ofrecieron una potencia frigorífica de 9.1 kW operando con una temperatura de entrada de agua de generación de 90 °C, una temperatura de producción de agua fría de 15 °C y una temperatura de entrada de agua de disipación de 37.5 °C. Después de una primera campaña de ensayos, el prototipo fue modificado sustituyendo sus intercambiadores de calor por otros de mejor relación coste-eficiencia. También se reemplazó la válvula de expansión de solución motorizada por otra auto-regulable con tecnología de orificio calibrado y membrana, más económica. Las prestaciones de los nuevos intercambiadores de calor resultaban algo inferiores, por lo que se realizó una serie de ensayos con diferentes caudales de solución entre 300 y 450 kg/h. Con 90 °C de temperatura de generación, 15 °C de temperatura de producción de agua fría y 35 °C de temperatura de disipación, el nuevo prototipo ofrecía 10.3 kW de potencia frigorífica y 0.69 de COP térmico para 300 kg/h. En las mismas condiciones, para 350 kg/h, la potencia resultaba 11.3 kW y el COP térmico 0.68.

En la figura 1-7 se observa una menor pendiente en la curva de la potencia frigorífica frente a la temperatura de agua de disipación, para los equipos de amoniaco / nitrato de litio desarrollados en el proyecto SOLARFRIO en comparación con la unidad de WEGRACAL de agua / bromuro de litio presentada por Safarik et al. (2007)

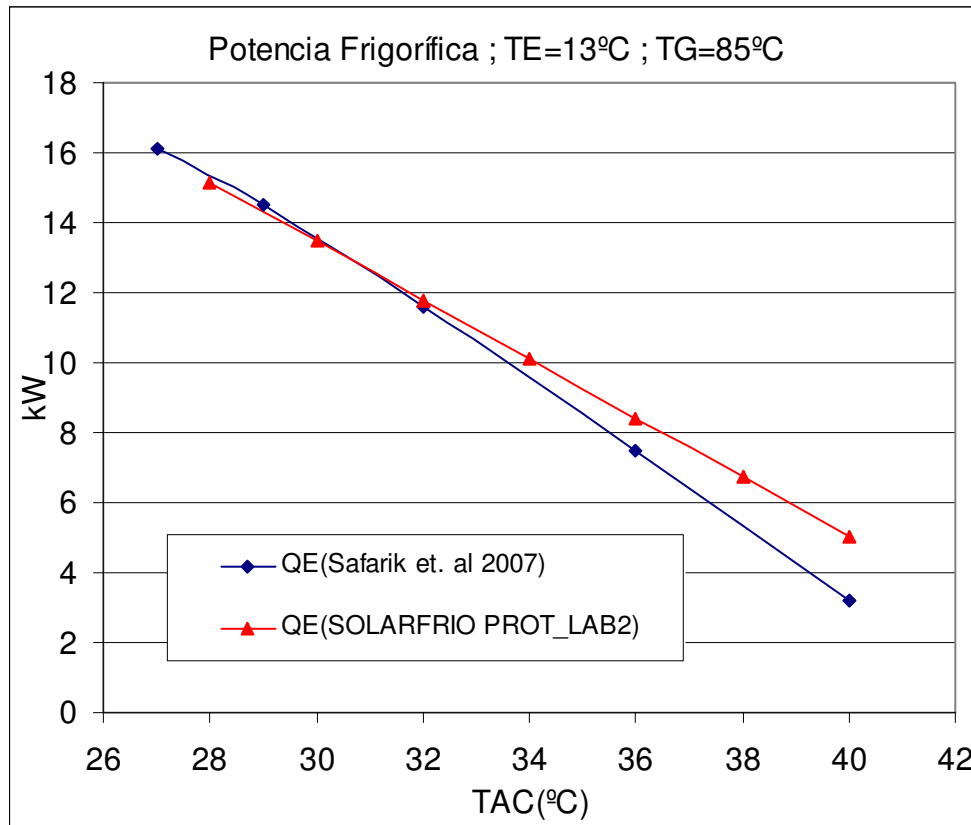


Figura 1-7. Comparación de la potencia frigorífica entre el prototipo mejorado (PROT_LAB2) del proyecto SOLARFRIO y los resultados presentados por Safarik et al. (2007)

En la figura 1-8 se ilustra como para el caso del COP térmico, a elevadas temperaturas de disipación el prototipo de amoniaco / nitrato de litio ofrece un mejor comportamiento que el equipo PHONIX de agua / bromuro de litio según los datos de Clauß et al. (2007a).

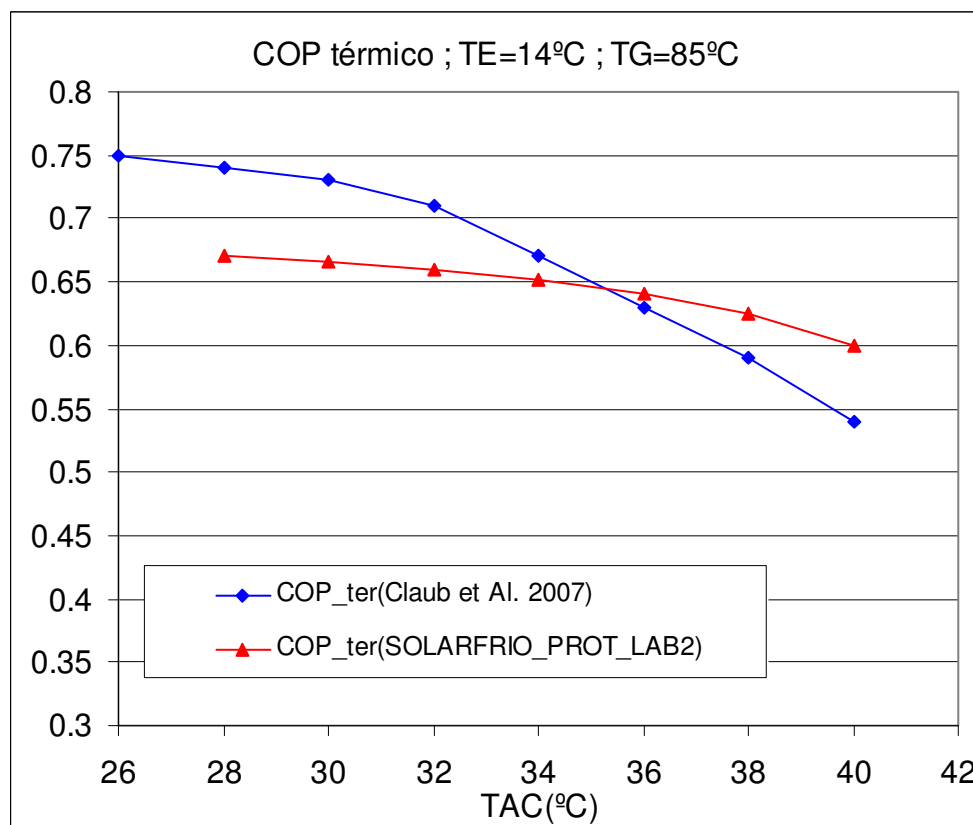


Figura 1-8. Comparación del COP térmico entre el prototipo, el prototipo del proyecto SOLARFRIO y los resultados presentados por Claub et Al (2007a)

El proyecto SOLARFRIO terminó concluyendo que se habían alcanzado los resultados previstos en cuanto a potencia frigorífica e incluso algo superiores en cuanto a COP térmico. El comportamiento del prototipo de laboratorio resultaba fiable, respondiendo el equipo con tiempos de puesta a régimen muy cortos, incluso del orden de los de un equipo de compresión mecánica. Si bien precisaba aún del desarrollo de un control automático.

Los primeros resultados en cuanto a COP eléctrico resultaban no obstante insatisfactorios. Además, a partir de 2009 se detecta un creciente interés en la comunidad científica sobre los consumos eléctricos de las instalaciones de climatización solar térmica con equipos de absorción de pequeña potencia. Efectivamente, los resultados ofrecidos por los proyectos piloto iniciados a comienzos de la década se habían centrado hasta el momento en los COPs térmicos de las diferentes tecnologías investigadas. Sin embargo, con la experiencia real obtenida en las plantas piloto unos años después, se empieza a destacar la gran importancia de los consumos eléctricos de bombas de circulación y sistemas de

disipación, que reduce la ventaja frente a los sistemas de climatización de compresión mecánica. Paralelamente, se detecta inconsistencia en la forma de presentar resultados, haciendo difícil la comparación justa entre las distintas opciones.

La segunda etapa, conducente al desarrollo un prototipo pre-industrial de disipación por aire debería de prestar especial atención, además de a la reducción de costes y al desarrollo de un control, a los aspectos del consumo eléctrico.

1.3. OBJETIVOS GENERALES

Como continuación a los antecedentes descritos se propone en la presente Tesis una aportación personal al estado del arte concretada en los siguientes objetivos:

1. Desarrollo de un prototipo pre-industrial de una enfriadora de absorción de simple efecto de amoniaco y nitrato de litio de disipación por aire a partir del diseño patentado
2. Caracterización experimental de la enfriadora y obtención de sus curvas características en función de las condiciones de operación en régimen estacionario
3. Mejora industrial del diseño con vistas a mejorar la relación coste/eficiencia y reducir los consumos eléctricos de los componentes auxiliares
4. Caracterización experimental de las prestaciones de la enfriadora en funcionamiento a carga parcial
5. Desarrollo de una estrategia de control para el funcionamiento de la enfriadora

1.4. METODOLOGÍA

Con objeto de poder contribuir a los objetivos señalados, la metodología de trabajo que se seguirá se resume en los siguientes puntos:

1. Revisión del estado del arte en la materia, con especial atención a las aportaciones a la Literatura acaecidas desde la fecha de terminación del

proyecto SOLARFRIO. Asistencia y contribución a los principales foros y congresos científicos sobre la temática

2. Diseño de un prototipo pre-industrial de disipación por aire con una batería de tubos aleteados para enfriar el agua que refrigera el condensador y el absorbedor
3. Construcción del prototipo pre-industrial integrando los elementos del circuito frigorífico y la batería sobre la plataforma de una enfriadora de compresión mecánica. Empleo de componentes industriales que se aprovechen de las economías de escala de una producción estándar de equipos de climatización y bombas de calor de compresión mecánica de vapor
4. Caracterización experimental del prototipo. Obtención de las correlaciones de la potencia frigorífica, la potencia de generación y la potencia de disipación en función de las temperaturas de los circuitos de agua externos. Comparación con los resultados experimentales previos obtenidos en el proyecto SOLARFRIO
5. Caracterización experimental del prototipo en función de la temperatura del aire exterior y del caudal de aire, como función de las frecuencia de giro del ventilador
6. Construcción de un segundo prototipo pre-industrial de disipación por agua
7. Mejora industrial, análisis de prestaciones de diversos componentes de la enfriadora, mediante ensayos en laboratorio con el segundo prototipo de disipación por agua
8. Experimentación a carga parcial del prototipo pre-industrial de disipación por agua
9. Desarrollo de un control para la enfriadora de disipación por aire
10. Revisión de los aspectos de seguridad relativos a la utilización del amoniaco como refrigerante

2. DESARROLLO DEL PROTOTIPO PRE-INDUSTRIAL DE DISIPACIÓN POR AIRE

2.1. INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se plantea el desarrollo del prototipo pre-industrial de disipación por aire siguiendo la descripción recogida en la patente registrada a la finalización del proyecto SOLARFRIO (Bourouis et al., 2009).

2.2. DESARROLLO DEL CIRCUITO FRIGORÍFICO

A continuación se describe el funcionamiento de los circuitos de refrigerante y de solución del prototipo desarrollado en el marco del proyecto SOLARFRIO y que funciona según un ciclo de refrigeración por absorción de simple efecto con la mezcla amoniaco / nitrato de litio (figura 2-1).

El refrigerante (amoniaco) generado en el generador (11) circula a alta presión y temperatura por la línea frigorífica 9 hacia el condensador (1). El condensador es un intercambiador de calor de placas soldadas por el que circula el agua de refrigeración en contracorriente con el refrigerante (A). A la salida del condensador y comunicado por la línea 10 hay un recipiente (2) que recoge el refrigerante en estado líquido a alta presión. Por su parte inferior sale el líquido a través de la línea 11 y llega al intercambiador de calor de refrigerante (3) que funciona como subenfriador. El amoniaco líquido subenfriado llega por la línea 12 a la válvula de expansión electrónica (4). En dicha válvula el refrigerante se expande y entra a baja presión en estado bifásico al evaporador (5) que es un intercambiador de placas soldadas. Por el evaporador circula una corriente de agua (D) que cede el calor, enfriándose y produciéndose el efecto frigorífico de la máquina. A la salida del evaporador, el refrigerante en estado vapor a baja presión, con un pequeño grado de recalentamiento controlado por la válvula de expansión electrónica (4), vuelve por la línea 13 al intercambiador (3), donde se recalienta intercambiado calor con el líquido saturado procedente del recipiente de líquido (2). El vapor recalentado circula por la línea 14 hacia un dispositivo mezclador (6) situado a la entrada del absorbedor (7). En el dispositivo mezclador (6) el vapor de refrigerante se mezcla con una solución

de amoníaco y nitrato de litio con baja concentración de refrigerante (solución pobre) que circula por la línea 8 a baja presión. Ambas corrientes, la de amoníaco puro, y la de solución pobre circulan juntas en sentido ascendente por los canales del absorbedor (7) produciéndose la absorción del refrigerante en la solución que aumenta así su concentración en amoníaco. El calor de absorción es retirado por una corriente de agua (B). A la salida del absorbedor (7), la solución rica pasa por la línea 1 a un depósito (8). Por la parte inferior de dicho depósito (8), la solución rica sale por la línea 2 y es aspirada por la bomba de solución (9) que eleva la presión y la trasiega a través de la línea 3 hacia el intercambiador de calor de solución (10) que actúa como recuperador. En el recuperador (10) la solución rica absorbe calor de la solución pobre que circula en contracorriente procedente del depósito (12). La solución rica con mayor temperatura llega por la línea 4 al generador (11) que es un intercambiador de calor de placas soldadas. Por el generador (11) circula agua caliente (F) que calienta la solución rica hasta las condiciones de ebullición, comenzando a generarse vapor de amoníaco. La solución rica calentada y a alta presión y el vapor de amoníaco generado salen del generador (11) por la línea 5 y llegan a un depósito (12) donde se produce la separación definitiva del vapor generado. En la parte inferior del depósito (12) se acumula la solución de amoníaco y nitrato de litio ahora con baja concentración de amoníaco (solución pobre) que por la línea 6 vuelve al intercambiador de solución o recuperador (10) donde cede calor a la solución rica. La solución pobre enfriada sale del recuperador por la línea 7 y llega a la válvula de expansión de solución (13) donde reduce su presión de forma aproximadamente isoentálpica. Dicha solución es la que llega a través de la línea 8 al dispositivo mezclador (6) antes citado para unirse a la corriente de amoníaco en la entrada del absorbedor. Por otra parte, de la zona superior del depósito (12) el vapor puro de amoníaco generado sale por la línea 9 hacia el condensador, cerrándose el ciclo.

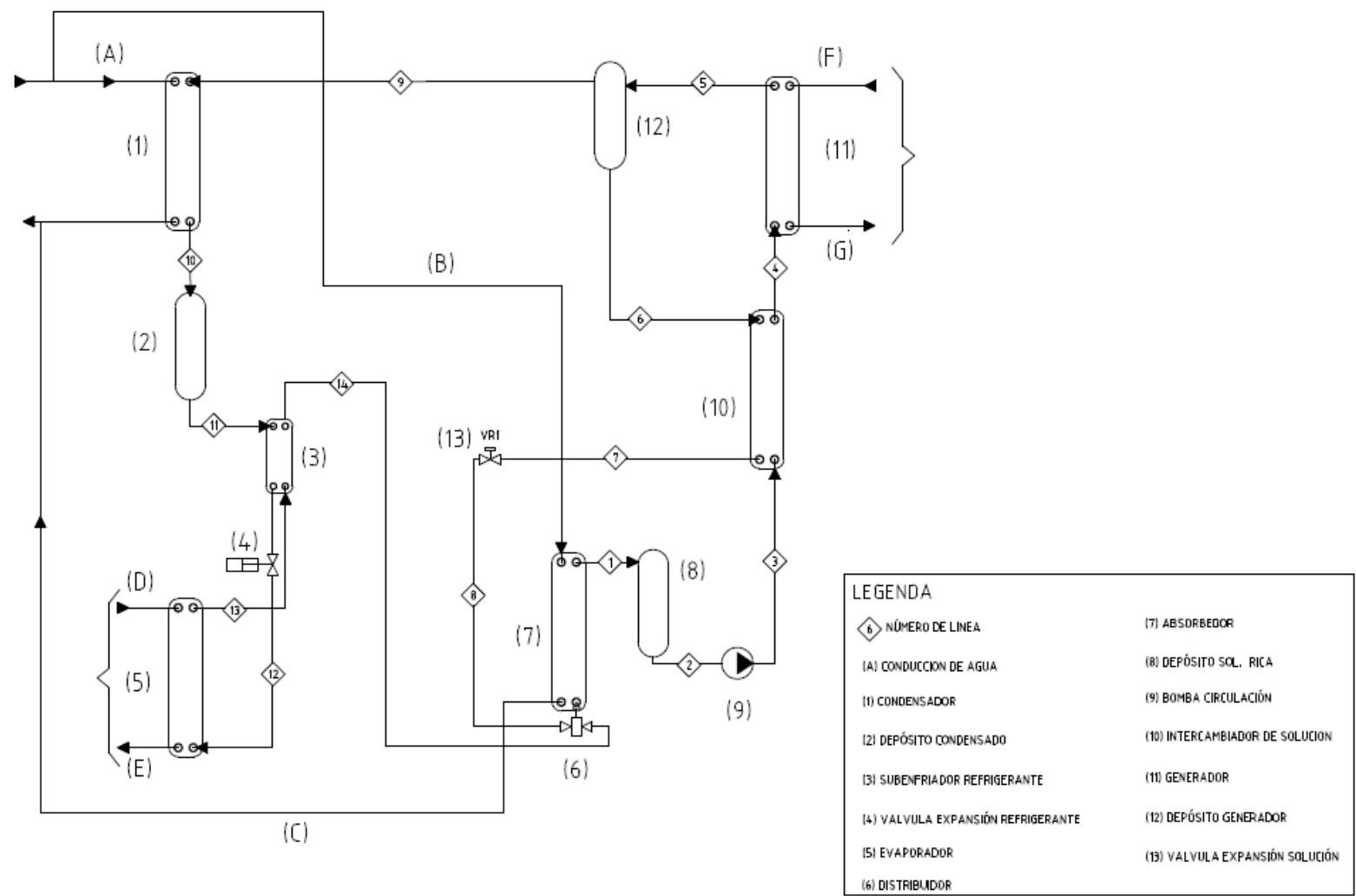


Figura 2-1: Esquema frigorífico de la máquina de absorción de simple efecto de amoniaco / nitrato de litio. Fuente: Bourouis et al. (2009)

2.3. CÁLCULO DE LOS COMPONENTES FRIGORÍFICOS PRINCIPALES

2.3.1. MODELO TERMODINÁMICO

Para poder dimensionar los componentes del equipo se ha desarrollado un modelo del ciclo termodinámico que permite determinar las condiciones de operación de los distintos componentes del prototipo. La figura 2-2 sintetiza dicho modelo y muestra la equivalencia de cada bloque con los componentes descritos en el apartado anterior. Las numeraciones que aparecen en dicha figura corresponden a los estados termodinámicos del modelo simplificado sin coincidir con las numeraciones de las líneas frigoríficas empleadas en el apartado anterior.

La simulación se ha realizado considerando las siguientes condiciones nominales: Potencia frigorífica (Q_E) igual a 10 kW, con temperatura de producción de agua fría (T_{E2}) 15 °C, temperatura del agua caliente de alimentación del generador (T_{G1}) 90 °C, temperatura de agua de disipación (T_{AC1}) 37.5 °C.

A partir de estas condiciones nominales se tomaron en consideración las siguientes temperaturas para la simulación termodinámica del ciclo:

- Temperatura de evaporación $T_{11} = 11$ °C
- Temperatura de condensación $T_8 = 43.5$ °C
- Temperatura de la solución a la salida del absorbedor $T_1 = 43.5$ °C
- Temperatura de la solución a la salida del generador $T_4 = 87$ °C

El modelo matemático se basa en los balances de materia y energía en los distintos componentes del ciclo (figura 2-2) así como en las siguientes hipótesis y consideraciones de equilibrio:

- Se considera que el equipo opera en régimen estacionario
- No se consideran caídas de presión en los componentes y tuberías
- No se consideran ganancias o pérdidas de calor en los componentes y tuberías
- Los procesos de expansión en las válvulas se suponen isoentálpicos

- El vapor de amoniaco sale del generador a la presión de alta y en equilibrio con la solución pobre. La solución pobre sale del generador como líquido saturado a la temperatura del generador T_4
- El amoniaco sale como líquido saturado del condensador a la temperatura T_8
- El amoniaco sale del evaporador con un recalentamiento de 4 K, impuesto por la válvula de expansión electrónica
- La solución rica sale del absorbedor en condiciones de saturación a la presión baja y temperatura del absorbedor T_1
- Se considera una eficiencia del intercambiador de calor de refrigerante de 0.8
- Se considera una eficiencia del intercambiador de calor de solución de 0.8

Las propiedades de equilibrio de la solución amoniaco / nitrato de litio (curvas P-T-x y h-T-x) se calculan con las ecuaciones propuestas por Infante Ferreira (1984) y las propiedades termofísicas: densidad, calor específico y viscosidad, se calculan mediante las correlaciones publicadas por Libotean et al. (2008). Por lo que se refiere a las propiedades termofísicas del amoniaco, se utiliza el programa Engineering Equation Solver (EES) (Klein, 2007), que emplea las ecuaciones de estado desarrolladas por Tillner-Roth et al. (1993).

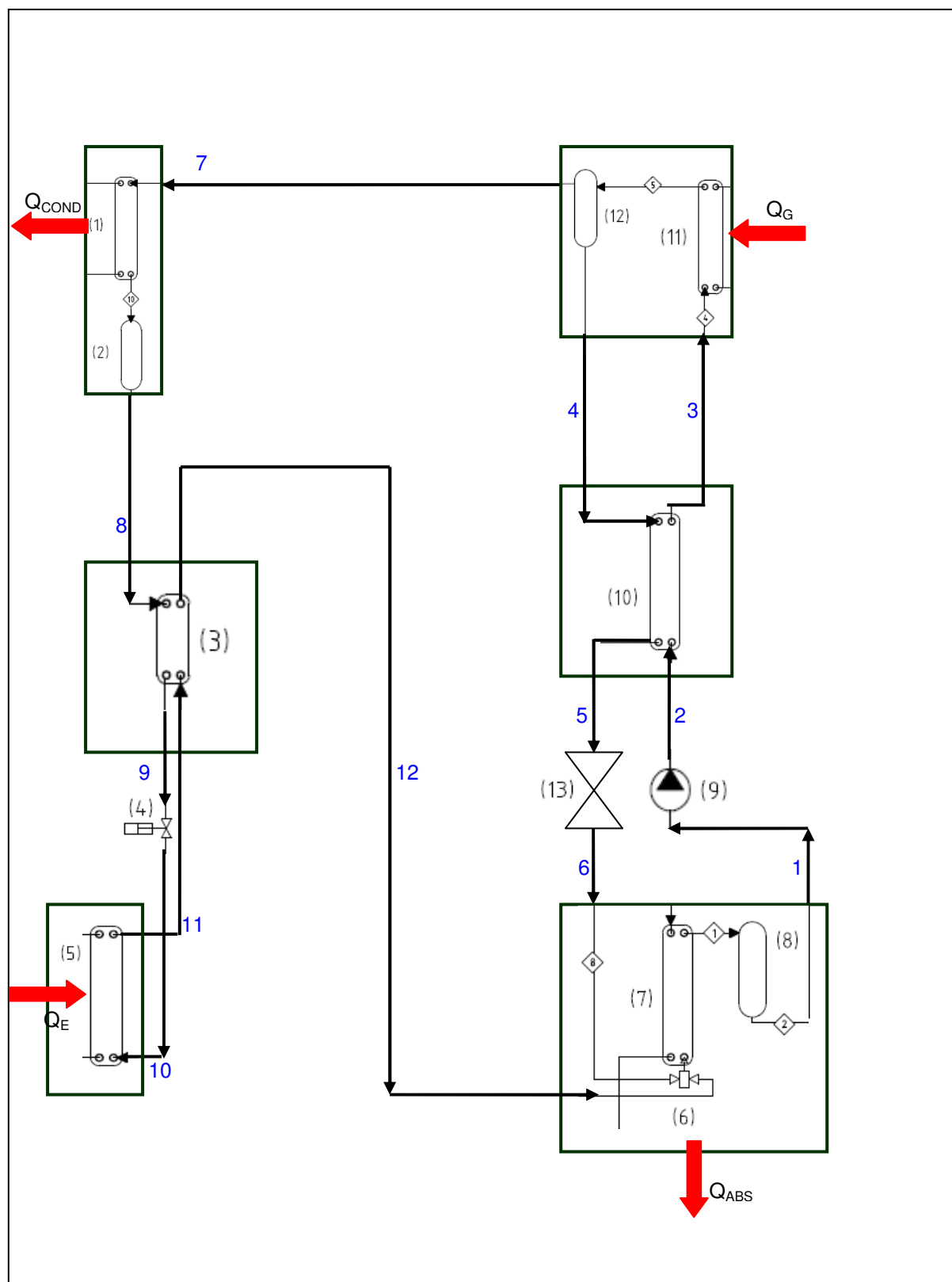


Figura 2-2: Ciclo termodinámico de simple efecto modelado

A continuaci3n, se resumen las ecuaciones del modelo relativas a los componentes principales.

Evaporador:

$$Q_E = 10 \text{ [kW]}$$

$$\text{Sobrecalentamiento} = 4 \text{ [K]}$$

$$T_{11} = 11 + \text{Sobrecalentamiento} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

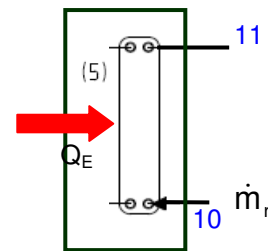
$$P_{11} = \text{Presi3n saturaci3n NH}_3(T = T_{11} ; \text{vapor saturado})$$

$$P_{11} = \text{Presi3n evaporaci3n } (P_{\text{eva}})$$

$$h_{11} = \text{Entalp3a NH}_3(T = T_{11} ; P = P_{11})$$

$$Q_E = \dot{m}_r \cdot (h_{11} - h_{10})$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_r$$



Condensador:

$$T_8 = 43.5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

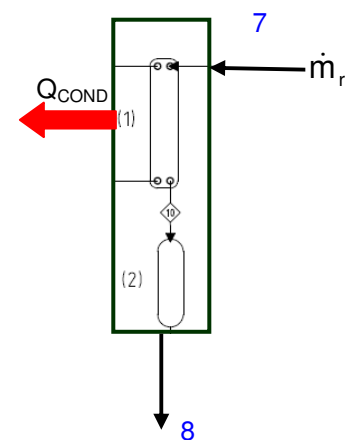
$$P_8 = \text{Presi3n saturaci3n NH}_3(T = T_8 ; \text{l3quido saturado})$$

$$P_8 = \text{Presi3n condensaci3n } (P_{\text{cond}})$$

$$h_8 = \text{Entalp3a NH}_3(T = T_8 ; \text{l3quido saturado})$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_r$$

$$Q_{\text{COND}} = \dot{m}_r \cdot (h_7 - h_8)$$



Intercambiador de refrigerante:

$$P_9 = P_{\text{cond}}$$

$$P_{12} = P_{\text{eva}}$$

$$\epsilon_{\text{RHX}} = 0.8$$

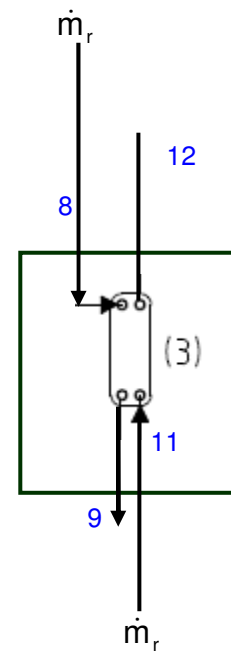
$$\epsilon_{\text{RHX}} = \frac{T_{12} - T_{11}}{T_8 - T_{11}} \quad (\text{siendo } C_{p_{\text{min}}} = C_{p_{11}})$$

$$h_{12} = \text{entalpía NH}_3 (T = T_{12} ; P = P_{12})$$

$$h_8 - h_9 = h_{12} - h_{11}$$

$$T_9 = \text{Temperatura NH}_3 (P = P_9 ; h = h_9)$$

$$Q_{\text{RHX}} = \dot{m}_r \cdot (h_8 - h_9)$$



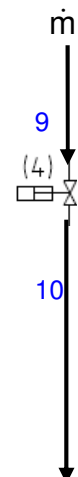
Válvula de expansión de refrigerante:

$$P_{10} = P_{\text{eva}}$$

$$h_{10} = h_9$$

$$\text{título}_{10} = \text{título vapor NH}_3 (P = P_{10} ; h = h_{10})$$

$$T_{10} = T_{11}$$



Absorbedor:

$$T_1 = 43.5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_1 = P_{\text{eva}}$$

$$P_6 = P_{\text{eva}}$$

$$x_1 = \text{concentració} \text{ NH}_3 / \text{LiNO}_3 \quad (P = P_1; T = T_1)$$

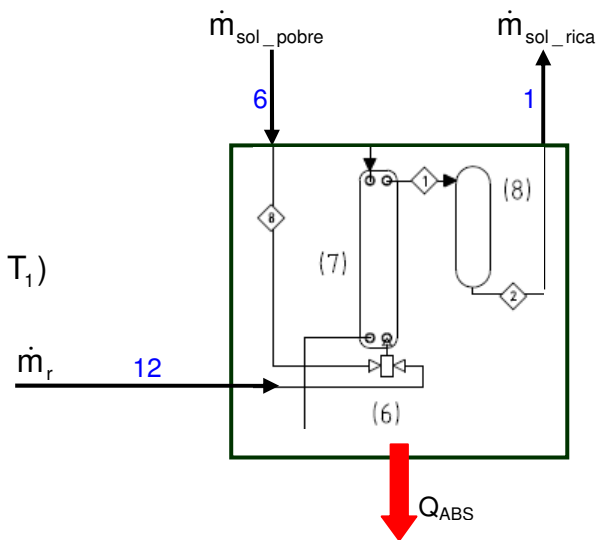
$$h_1 = \text{entalpía} \text{ NH}_3 / \text{LiNO}_3 \quad (T = T_1; x = x_1)$$

$$x_1 = x_{\text{sol_rica}}$$

$$T_6 = \text{Temperatura} \text{ NH}_3 / \text{LiNO}_3 \quad (h = h_6; x = x_6)$$

$$Q_{\text{ABS}} = \dot{m}_r \cdot h_{12} + \dot{m}_6 \cdot h_6 - \dot{m}_1 \cdot h_1$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{\text{sol_rica}}$$

**Bomba de solució:**

$$P_2 = P_{\text{cond}}$$

$$\rho_2 = \text{densidad} \text{ NH}_3 / \text{LiNO}_3 \quad (P = P_{10}; h = h_{10})$$

$$h_2 - h_1 = \frac{P_2 - P_1}{\rho_2}$$

$$x_2 = x_{\text{sol_rica}}$$

$$T_2 = \text{Temperatura} \text{ NH}_3 / \text{LiNO}_3 \quad (h = h_2; x = x_2)$$

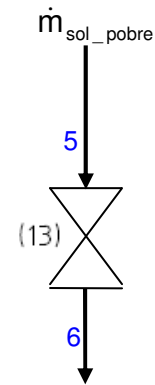


Válvula de expansión de solución:

$$P_5 = P_{\text{cond}}$$

$$h_6 = h_5$$

$$T_6 = \text{Temperatura } \text{NH}_3 / \text{LiNO}_3 \quad (h = h_6 ; x = x_6)$$



Intercambiador de solución:

$$\epsilon_{\text{SHX}} = 0.8$$

$$\epsilon_{\text{RHX}} = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (\text{siendo } C_{\text{min}} = \dot{m}_{\text{sol_pobre}} \cdot C_{p_{\text{sol_pobre}}})$$

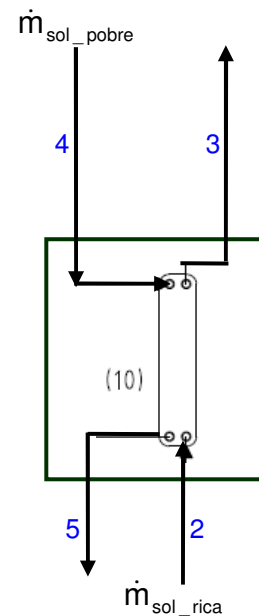
$$x_5 = x_4 = x_{\text{sol_pobre}}$$

$$x_3 = x_{\text{sol_rica}}$$

$$h_5 = \text{Entalpía } \text{NH}_3 / \text{LiNO}_3 \quad (T = T_5 ; x = x_5)$$

$$\dot{m}_{\text{sol_pobre}} \cdot (h_4 - h_5) = \dot{m}_{\text{sol_rica}} (h_3 - h_2)$$

$$Q_{\text{SHX}} = \dot{m}_{\text{sol_rica}} \cdot (h_3 - h_2)$$



Generador:

$$T_4 = 83 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_7 = T_4$$

$$P_4 = P_7 = P_3 = P_{\text{cond}}$$

$$x_4 = \text{concentraci3n } \text{NH}_3 / \text{LiNO}_3 \text{ (} P = P_4 ; T = T_4 \text{)}$$

$$x_4 = x_{\text{sol_pobre}}$$

$$h_7 = \text{entalpía } \text{NH}_3 \text{ (} T = T_7 ; P = P_7 \text{)}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7$$

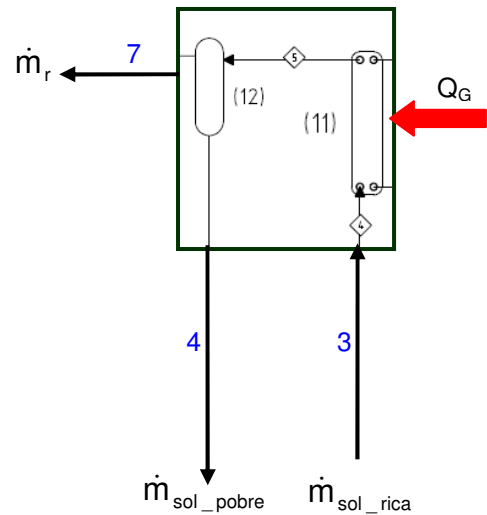
$$\dot{m}_3 \cdot x_3 = \dot{m}_4 \cdot x_4 + \dot{m}_7$$

$$T_3 = \text{Temperatura } \text{NH}_3 / \text{LiNO}_3 \text{ (} h = h_3 ; x = x_3 \text{)}$$

$$Q_G = \dot{m}_7 \cdot h_3 + \dot{m}_4 \cdot h_4 - \dot{m}_3 \cdot h_3$$

$$Q_{AC} = Q_{COND} + Q_{ABS}$$

$$COP_{\text{ter}} = \frac{Q_E}{Q_G}$$



La tabla 2-1 recopila las especificaciones de todas las corrientes, las cargas térmicas de los componentes y el COP térmico del ciclo termodinámico simulado en las condiciones nominales de operación.

Tabla 2-1. Resultados del modelo termodinámico

Corriente	T [°C]	P [kPa]	Concentración x [Fracción másica de NH ₃]	\dot{m}_{sol} [kg/s]	Título de vapor	ρ [kg/m ³]
1	43.5	636.8	0.5282	0.1042		983.4
2	43.8	1712	0.5282	0.1042		
3	75.0	1712	0.5282	0.1042		
4	87.0	1712	0.4847	0.0954		991.1
5	52.5	1712	0.4847	0.0954		
6	52.5	636.8	0.4847	0.0954		
7	87.0	1712	1	0.0088		
8	43.5	1712	1	0.0088		
9	31.2	1712	1	0.0088		
10	11.0	636.8	1	0.0088	0.079	
11	15.0	636.8	1	0.0088		
12	37.8	636.8	1	0.0088		
COP _{ter} =0.64						
Q _{ABS} =15.0 [kW]						
Q _{AC} =25.7 [kW]						
Q _{COND} =10.7 [kW]						
Q _E =10 [kW]						
Q _G =15.6 [kW]						
Q _{RHX} =0.5 [kW]						
Q _{SHX} =11.1 [kW]						

2.3.2. CONDENSADOR

El diseño del condensador de amoniaco se lleva a cabo utilizando el programa de selección de fabricante SWEP SSP G7. El programa ofrece la selección de área mínima, que satisface la potencia de condensación aportada como dato de entrada con un sobredimensionamiento de área de transferencia de calor positivo, cumpliendo el requerimiento de pérdida de carga máxima aportada también como dato de entrada. La tabla 2-2 muestra los datos de diseño del condensador.

Tabla 2-2. Resultados de cálculo y selección del condensador

Condensador (software de selección de SWEPS SSP G7)		
	Circuito 1	Circuito 2
Fluido	Amoniaco	Agua
Temperatura entrada [°C]	87	37.5
Temperatura de salida [°C]	43.5	40.6
Subenfriamiento [K]	0	
Caudal másico [kg·s ⁻¹]	0.0088	0.83
Pérdida de carga máxima [kPa]	50	50
Pérdida de carga [kPa]	0.14	48.1
Material de las placas	Acero Inoxidable AISI 316	
Área de intercambio [m ²]	0.96	
U [kW·m ⁻² ·K ⁻¹]	2.54 (requerido)	
Flujo de calor [kW·m ⁻²]	11.1	
Potencia intercambiada [kW]	10.7	
Sobredimensionamiento de área	86%	

Nota: Los datos de las celdas en blanco son parámetros de entrada, mientras que los datos de las celdas sombreadas muestran los resultados ofrecidos por el programa

2.3.3. EVAPORADOR

El evaporador se calcula empleando el programa de selección de SWEPS SSP G7. Igualmente, el programa ofrece la selección de área mínima, que satisface la potencia de evaporación aportada como dato de entrada con un sobredimensionamiento de área de transferencia de calor positivo y respetando la pérdida de carga máxima de 50 kPa en ambas corrientes. La tabla 2-3 recopila los datos de diseño de este componente.

Tabla 2-3. Resultados de cálculo y selección del evaporador

Evaporador (software de selección de SWEPS SSP G7)		
	Circuito 1	Circuito 2
Fluido	Amoniaco	Agua
Temperatura de entrada [°C]	11	18
Temperatura de salida [°C]	16	15
Recalentamiento [K]	5	
Título de entrada	0.079	
Caudal másico [kg·s ⁻¹]	0.0088	0.7978
Pérdida de carga máxima [kPa]	50	50
Pérdida de carga [kPa]	1.45	38.8
Material de las placas	Acero Inoxidable AISI 316	
Área de intercambio [m ²]	1.08	
U [kW·m ⁻² ·K ⁻¹]	1.47 (requerido)	
Flujo de calor [kW·m ⁻²]	9.3	
Potencia intercambiada [kW]	10.0	
Sobredimensionamiento de área	0%	

Nota: Los datos de las celdas en blanco son parámetros de entrada, mientras que los datos de las celdas sombreadas muestran los resultados ofrecidos por el programa

Como se aprecia en las tablas 2-2 y 2-3, el área del evaporador está más ajustada que la del condensador. Este criterio de dejar mayor margen de seguridad en el

condensador se debe a la superior importancia que en las prestaciones del equipo tiene la temperatura de condensación.

2.3.4. INTERCAMBIADOR DE REFRIGERANTE

El intercambiador de refrigerante también se dimensiona utilizando el programa de selección de fabricante SWEP. Los datos de diseño se muestran en la tabla 2-4.

Tabla 2-4. Resultados de cálculo y selección del intercambiador de refrigerante

Intercambiador de refrigerante (software de selección de SWEP SSP G7)		
	Circuito 1	Circuito 2
Fluido	Amoniaco (líquido)	Amoniaco (gas 6.36 bar)
Temperatura entrada [°C]	43.5	15
Temperatura de salida [°C]	31.9	38.9
Caudal másico [kg·s ⁻¹]	0.0088	0.0088
Pérdida de carga máxima [kPa]	50	50
Pérdida de carga [kPa]	0.04	3.0
Material de las placas	Acero Inoxidable AISI 316	
Área de intercambio [m ²]	0.12	
U [kW·m ⁻² ·K ⁻¹]	0.437 (requerido)	
Flujo de calor [kW·m ⁻²]	2.8	
Potencia intercambiada [kW]	0.5	
Sobredimensionamiento de área	5%	

Nota: Los datos de las celdas en blanco son parámetros de entrada, mientras que los datos de las celdas sombreadas muestran los resultados ofrecidos por el programa

2.3.5. VÁLVULA DE EXPANSIÓN DE REFRIGERANTE

Se emplea una válvula de expansión controlada electrónicamente. La válvula es de tipo pulsante, con apertura / cierre de tipo todo/nada. El tamaño de la válvula y su orificio calibrado se seleccionan para una potencia frigorífica de 16 kW.

La necesidad de emplear una válvula de expansión electrónica en vez de una termostática, la establece la gran variación que puede experimentar la capacidad frigorífica en una aplicación de climatización solar, principalmente por las diferentes temperaturas de agua de generación y agua de disipación disponibles.

Para controlar el calentamiento, se emplea una sonda de temperatura y un transductor de presión ubicados a la salida del evaporador. La regulación del paso de refrigerante la efectúa una centralita electrónica que emplea un control PWM –

Pulse-Width Modulation –, generando una señal de pulsos variables con un período de 6 segundos. La señal eléctrica excita una bobina que actúa sobre la armadura de la válvula.

2.3.6. INTERCAMBIADOR DE SOLUCIÓN

El dimensionado del intercambiador de solución se realiza mediante el programa de selección de intercambiadores de placas del fabricante SWEP, creando previamente en la librería de fluidos dos nuevos, *solución pobre de amoniaco / nitrato de litio* y *solución rica de amoniaco / nitrato de litio*. Las propiedades de ambas corrientes según las correlaciones propuestas por Libotean et al. (2008) se muestran en la tabla 2-5. Los datos de diseño del intercambiador de solución se recopilan en la tabla 2-6, mientras que la figura 2-3 muestra una fotografía del intercambiador de solución utilizado en el prototipo.

Tabla 2-5. Propiedades de la solución en función de la temperatura

T_{sol}	Concentración Pobre $x=0.4847$				Concentración Rica $x=0.5282$			
	ρ [kg·m ⁻³]	C_p [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	μ [kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]	λ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	ρ [kg·m ⁻³]	C_p [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	μ [kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]	λ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
40	1029	3.063	0.004981	0.4	986.4	3.227	0.003243	0.4
45	1025	3.11	0.004352	0.4	982.2	3.277	0.002901	0.4
50	1021	3.16	0.003858	0.4	977.9	3.33	0.002636	0.4
55	1017	3.213	0.003466	0.4	973.7	3.387	0.002431	0.4
60	1013	3.268	0.003152	0.4	969.5	3.446	0.002273	0.4
65	1009	3.326	0.0029	0.4	965.2	3.509	0.002151	0.4
70	1005	3.388	0.002696	0.4	961	3.574	0.002059	0.4
75	1001	3.452	0.002531	0.4	956.7	3.643	0.001992	0.4
80	996.7	3.519	0.002397	0.4	952.5	3.715	0.001946	0.4
85	992.7	3.588	0.002289	0.4	948.2	3.79	0.001918	0.4
90	988.6	3.661	0.002203	0.4	944	3.869	0.001906	0.4

El valor de la conductividad térmica empleado, constante para todas las temperaturas se ha tomado de (Cuenca et al., 2011).

Estos valores se introducen en el programa de selección de intercambiadores de calor creando en la librería de fluidos nuevos: *solución pobre de amoniaco / nitrato de litio* y *solución rica de amoniaco / nitrato de litio*.

La experiencia del proyecto SOLARFRIO recomienda seleccionar con un sobredimensionamiento del área de transferencia mayor del 100 % para conseguir suficiente eficiencia. El valor final debe ser 2.1 m^2 .

Tabla 2-6. Resultados de cálculo y selección del intercambiador de solución

Intercambiador de solución (software de selección de SWEP SSP G7)		
	Circuito 1	Circuito 2
Fluido	Solución Pobre Amoniaco / Nitrato de litio $X=0.4847$	Solución Rica Amoniaco / Nitrato de litio $X=0.5282$
Temperatura entrada [°C]	87	43.8
Temperatura de salida [°C]	47.7	78.7
Caudal másico [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]	0.0954	0.1042
Área de intercambio [m^2]	2.1	
Número de pasos	2	
Material de las placas	Acero Inoxidable AISI 316	
U [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$]	0.507 (requerido)	
Flujo de calor [$\text{kW}\cdot\text{m}^{-2}$]	5.3	
Potencia intercambiada [kW]	11.1	
Sobredimensionamiento de área	107%	

Nota: Los datos de las celdas en blanco son parámetros de entrada, mientras que los datos de las celdas sombreadas muestran los resultados ofrecidos por el programa

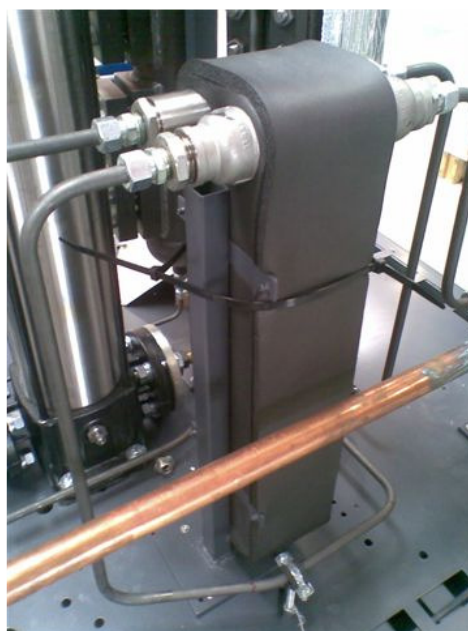


Figura 2-3: Intercambiador de calor de solución de 2 pasos

2.3.7. SUBSISTEMA DE GENERACIÓN

El proceso de generación en un intercambiador de placas fue analizado ampliamente durante el proyecto SOLARFRIO. Durante los ensayos con el prototipo de laboratorio se había empleado un intercambiador de placas de la firma ALFA-LAVAL modelo ALFA NOVA con un área de transferencia de calor de 1.53 m^2 .

Para la construcción de los prototipos pre-industriales se cambió el tipo de intercambiador por otros de mejor relación coste/eficiencia del fabricante SWEP. Como se desconocía, en principio, el coeficiente de transferencia de calor y teniendo en cuenta que ambos fabricantes ofrecían un corrugado de placas similar, se seleccionó un modelo con un área equivalente a la ensayada en el proyecto SOLARFRIO. Concretamente el modelo de SWEP de dimensiones más similares escogido tenía un área de transferencia de calor de 1.44 m^2 . El flujo de calor de diseño que resulta es por tanto 9.861 kW/m^2 , y el flujo de refrigerante generado $6.1215 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$. La figura 2-4 muestra una fotografía del intercambiador de placas de SWEP utilizado como generador en el prototipo.



Figura 2-4: Intercambiador de placas generador

A la salida del generador se instala el depósito en el que se produce la separación definitiva del amoniaco, recogándose la solución pobre en el fondo (figura 2-5).



Figura 2-5: Depósito de solución pobre a la salida del generador

2.3.8. SUBSISTEMA DE ABSORCIÓN

El subsistema de absorción lo compone un intercambiador de calor de placas de un sólo paso (absorbedor) y un dispositivo de mezcla ubicado en el puerto de entrada del intercambiador de calor. En sentido ascendente, circulan la solución y el refrigerante, y en contracorriente el agua de disipación de calor.

Desde el intercambiador de calor, la solución rica se descarga a un depósito, en donde es recogida por la bomba de circulación.

Como se ha dicho, para la construcción de los prototipos pre-industriales se optó por usar intercambiadores de SWEP de mejor relación coste/eficiencia. Como se desconocía, en principio, el coeficiente de transferencia de calor del proceso de absorción, y teniendo en cuenta que los intercambiadores de SWEP disponían de un corrugado de placas similar, se seleccionó un modelo con un área de 2.04 m², exactamente igual a la del intercambiador de ALFA LAVAL ensayado en el proyecto SOLARFRIO. El flujo de calor de diseño que resulta es 7.353 kW/m², y el flujo de refrigerante absorbido $4.321 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$.

El dispositivo de distribución de refrigerante empleado fue el desarrollado y patentado durante el proyecto SOLARFRIO (figura 2-6).

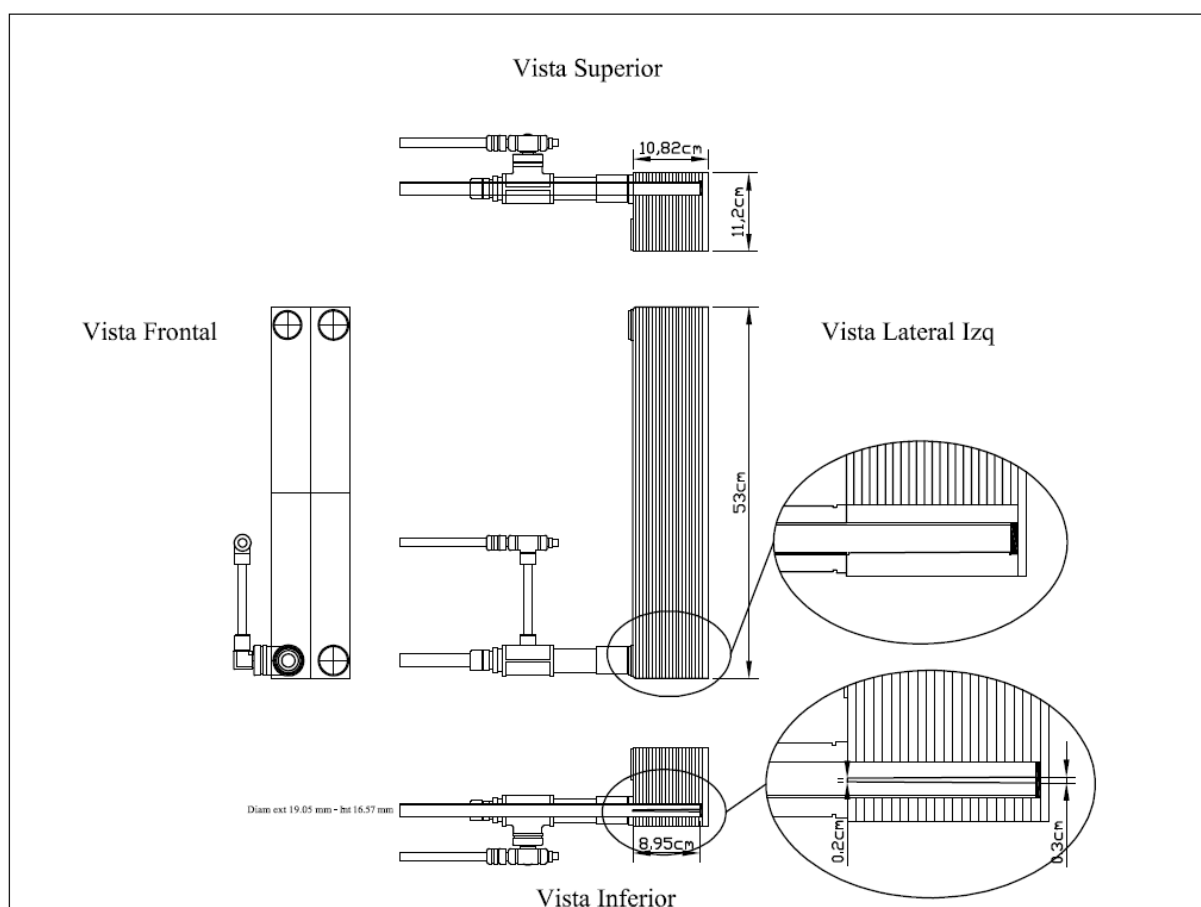


Figura 2-6 Dispositivo patentado de distribución de refrigerante en el puerto de entrada del absorbedor (Bourouis et al. 2009)

2.3.9. BOMBA DE SOLUCIÓN

La misma bomba (de tipo centrífuga multicelular) utilizada en el proyecto SOLARFRIO, fue seleccionada para la circulación de solución. Se trata de una tecnología robusta construida con los elementos impulsores en acero inoxidable.

Para su selección se emplea el programa del fabricante. Los datos del fluido de trabajo en la aspiración de bomba son los que se muestran en la tabla 2-7.

Las propiedades del fluido se toman de Libotean et al. (2008).

Tabla 2-7. Datos del fluido de trabajo a la entrada de la bomba de solución


T [°C]	P [kPa]	x	\dot{m}_{sol} [kg/s]	ρ (Libotean et al. 2008) [kg/m ³]	μ (Libotean et al. 2008) [kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹]	v [mm ² /s]
43.5	636.8	0.5282	0.1043	983.4	0.002995	3.05

La presión máxima de operación se limitará a 2033 kPa mediante presostato, que corresponden a 50 °C de temperatura de condensación. La temperatura mínima de operación se limitará a 0 °C por seguridad anti-hielo en el evaporador, lo que corresponde a una presión de 430 kPa. El salto de presión máximo previsto es por tanto de 16 bar.

El caudal volumétrico de solución rica nominal es 0.347 m³/h.

La bomba de solución seleccionada presenta las características de la tabla 2-8

Tabla 2-8: Bomba centrífuga multicelular empleada en los prototipos del proyecto SOLARFRIO y en los prototipos pre-industriales de disipación por aire

TIPO	Centrífuga vertical multicelular	
MATERIAL CUERPO HIDRÁULICO	Fundición	
MATERIAL IMPULSOR	Acero inoxidable	
Nº ETAPAS	33	
VELOCIDAD	2853 rpm	
ALTURA MÁXIMA	25 m	
ALTURA NOMINAL	128 m	
CAUDAL NOMINAL	0,9 m ³ /h	
POTENCIA	1,1 kW	
PESO BOMBA	39.2 KG	

El rendimiento hidráulico de la bomba es muy bajo ($\eta_h = 14.2\%$); el rendimiento eléctrico ($\eta_e = 83\%$); el rendimiento total resulta ($\eta = 11.9\%$).

2.3.10. SISTEMA DE EXPANSIÓN DE SOLUCIÓN

En los prototipos del proyecto SOLARFRIO (Zamora et al. 2011a) se había empleado una válvula motorizada con control manual como dispositivo de expansión de solución. Para el prototipo pre-industrial se seleccionó una válvula de orificio calibrado autoajustable con diafragma, de menor coste y mayor facilidad de montaje e instalación (figura 2-7)

El dispositivo tiene una rueda calibrada para poder ajustar caudales de 0 a 12 l/min con pasos de 0.5 l/min.

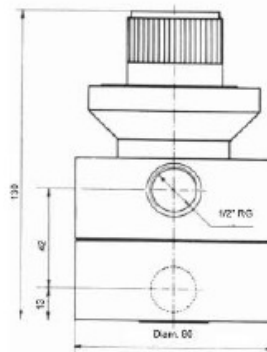


Figura 2-7 Dispositivo de expansión de solución

2.4. DISEÑO DEL SISTEMA DE DISIPACIÓN

En la patente obtenida en el proyecto SOLARFRIO para el nuevo desarrollo de amoniaco / nitrato de litio (Bourouis et al., 2009), se plantean dos alternativas para realizar la disipación de calor frente al aire. Por un lado se propone usar una batería de agua (re-cooler) que disipe el calor de condensación y de absorción (componente 14 de la figura 2-8).

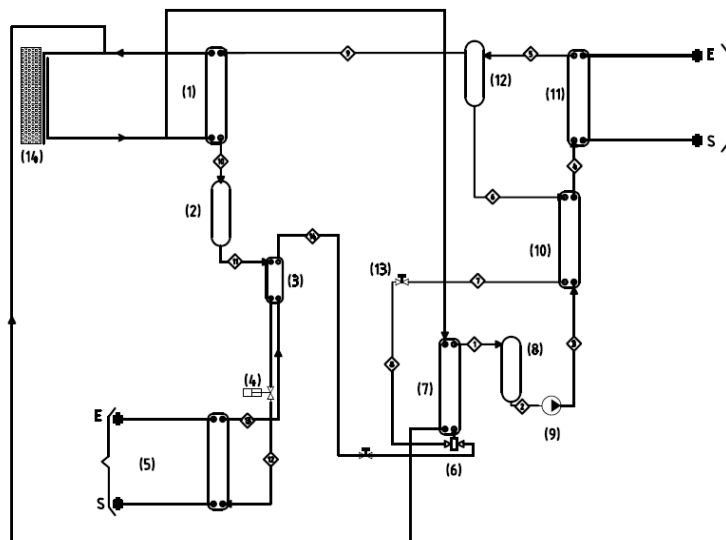


Figura 2-8. Esquema de ciclo de simple efecto y del circuito de disipación mediante areotermo (re-cooler) empleado en el prototipo de amoniaco / nitrato de litio desarrollado en esta tesis.

Fuente: Bourouis et al. (2009)

Por otro lado también se apunta la posibilidad de realizar la condensación directa del amoniaco en la batería. En la figura 2-9 se muestra cómo puede emplearse una única batería (componente 1 de la figura 2-9) pero destinando dos filas de tubos a la circulación del agua de enfriamiento del absorbedor y la tercera fila (la más exterior) para condensar directamente el amoniaco. Con esta solución, solamente el absorbedor es refrigerado por agua. Esta opción aumentaría la eficiencia térmica del equipo, al permitir el intercambio del calor de condensación directamente con el aire. Además se mejoraría la eficiencia eléctrica al reducirse el tamaño de la bomba de circulación de agua a la mitad y se reduciría la complejidad del equipo al suprimir el condensador de placas. Al abordar la fase pre-industrial pudo comprobarse que no resultaba una solución más económica pues la batería de tubos de acero que se precisaba, es a día de hoy, más cara por efecto de las economías de escala. Finalmente sigue siendo necesario un intercambiador de placas para el absorbedor, lo que no la hace aún la opción definitivamente óptima.

La elección de la primera alternativa presenta la ventaja adicional que al usar un condensador de placas se reduce la carga de refrigerante de forma muy significativa y se minimizan los riesgos de fugas.

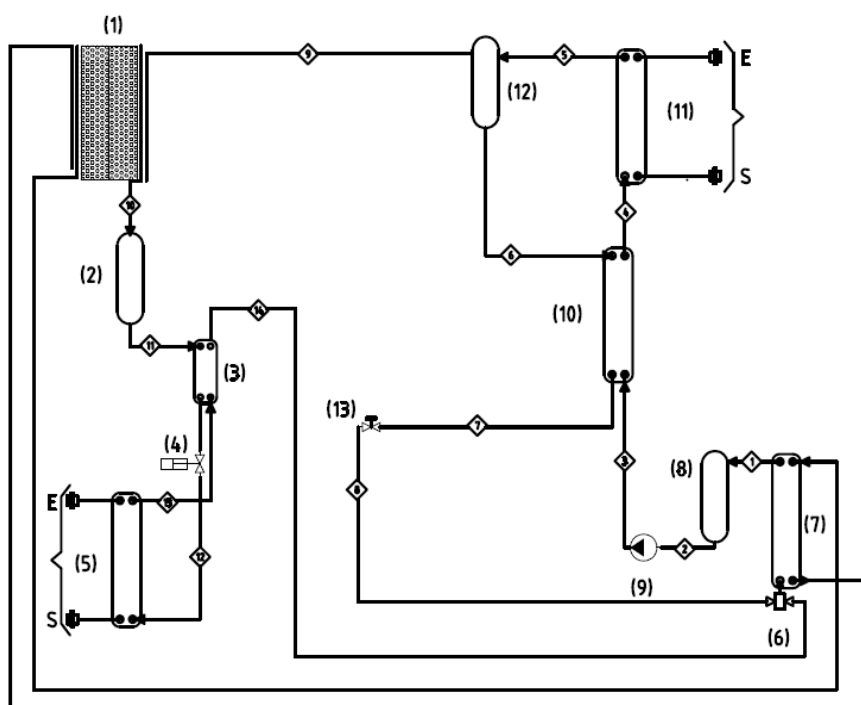


Figura 2-9. Esquema de ciclo de simple efecto y del circuito de disipación mediante batería imbricada con circuitos para disipar el calor de absorción (re-cooler) y con circuitos para condensación directa.

Fuente: Bourouis et al. (2009)

2.4.1. CÁLCULO DE LA BATERÍA

La potencia térmica de la batería es $Q_{AC}=25.7$ kW (tabla 2-1) con una temperatura de aire $T_{AIRE1}= 35$ °C y una temperatura de salida del agua refrigerada $T_{AC} = 37.5$ °C.

Se empleará el programa de diseño de baterías de tubos aleteadas SABAT[®] del fabricante CIAT (www.ciat.com 2012).

Las baterías del prototipo preindustrial se doblarán en forma de U con objeto de poder montarse sobre el bastidor de una gama de enfriadoras de compresión mecánica ya existente.

Con objeto de poder construir el prototipo con elementos industriales ya existentes, se analizan diferentes baterías, todas ellas utilizadas en dicha gama de enfriadoras. Todas las baterías consideradas tienen longitud 2400 mm y diferentes alturas. Están diseñadas para potencias de disipación como condensador de refrigerante R-410A de entre 50 y 75 kW con aire a 35°C. Se realiza esta pre-selección sobredimensionada ya que, al funcionar como aerotermo, tanto el coeficiente de transferencia de calor, como el salto de temperaturas serán inferiores.

La geometría de la circuitería de las baterías escogidas se muestra en la figura 2-10, y los datos de geometría y configuración de las mismas se recopilan en la tabla 2-9.

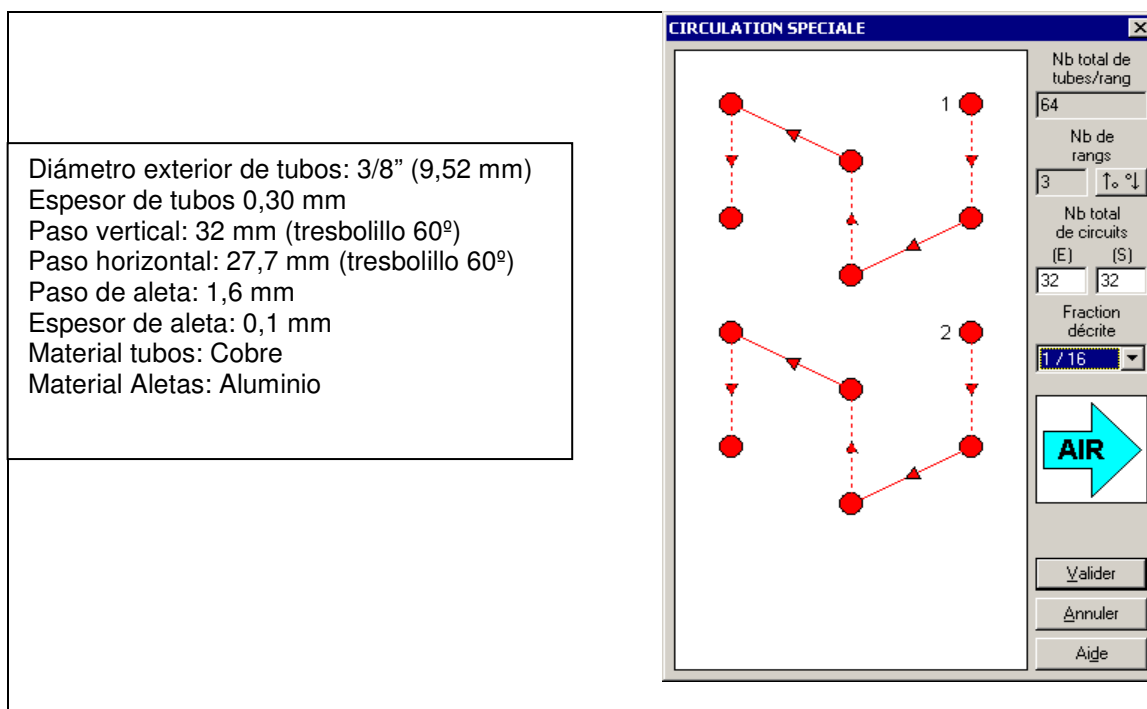


Figura 2-10. Diseño de la circuitería de la batería del aerotermo con el programa SABAT® de CIAT.

Tabla 2-9. Opciones y datos de las baterías.

	Nº Filas	NºTubos	Nº Circuitos	Longitud [m]	Altura batería [m]	Anchura batería [m]	Área tubos [m ²]	Área aletas [m ²]	Área Total [m ²]
OPCION A	3	38	19	2.4	1.216	0.0831	8.183	5.248	13.431
OPCION B	3	52	26	2.4	1.664	0.0831	11.198	7.182	18.379
OPCION C	3	64	32	2.4	2.048	0.0831	13.782	8.839	22.621

Las simulaciones desarrolladas con el programa SABAT®, en las condiciones dadas, para las baterías analizadas, ofrecen los resultados de potencia de disipación de la tabla 2-10.

Tabla 2-10. Resultados de los cálculos de las baterías.

OPCIÓN A ; 3 Filas; 38 Tubos; Longitud 2400 mm; Paso aleta 1.6 mm; N° de circuitos 19					
T_{AIRE1} [°C]	T_{AC2} [°C]	\dot{V}_{AIRE} [m3/h]	T_{AC1} [°C]	T_{AIRE2} [°C]	Q_{AC} [kW]
35	41.3	18000	37.7	39.1	24.5
35	41.3	19000	37.7	39.0	25.1
35	41.3	20000	37.6	39.9	25.7
35	41.3	21000	37.5	38.7	26.2
35	41.3	22000	37.4	38.6	26.7
35	41.3	23000	37.4	38.5	27.2
35	41.3	24000	37.3	38.5	27.7
OPCIÓN B ; 3 Filas; 52 Tubos; Longitud 2400 mm; Paso de aleta 1.6 mm; N° de circuitos 26					
T_{AIRE1} [°C]	T_{AC2} [°C]	\dot{V}_{AIRE} [m3/h]	T_{AC1} [°C]	T_{AIRE2} [°C]	Q_{AC} [kW]
35	41.3	14000	38.0	39.9	22.7
35	41.3	15000	37.9	39.7	23.6
35	41.3	16000	37.8	39.6	24.5
35	41.3	17000	37.6	39.5	25.3
35	41.3	18000	37.5	39.3	26.0
35	41.3	19000	37.4	39.2	26.6
35	41.3	20000	37.3	39.1	27.3
OPCIÓN C ; 3 Filas; 64 Tubos; Longitud 2400 mm; Paso de aleta 1.6 mm; N° de circuitos 32					
T_{AIRE1} [°C]	T_{AC2} [°C]	\dot{V}_{AIRE} [m3/h]	T_{AC1} [°C]	T_{AIRE2} [°C]	Q_{AC} [kW]
35	41.3	14000	37.9	40.01	23.41
35	41.3	15000	37.8	39.87	24.38
35	41.3	16000	37.6	39.73	25.27
35	41.3	17000	37.5	39.6	26.1
35	41.3	18000	37.4	39.47	26.87

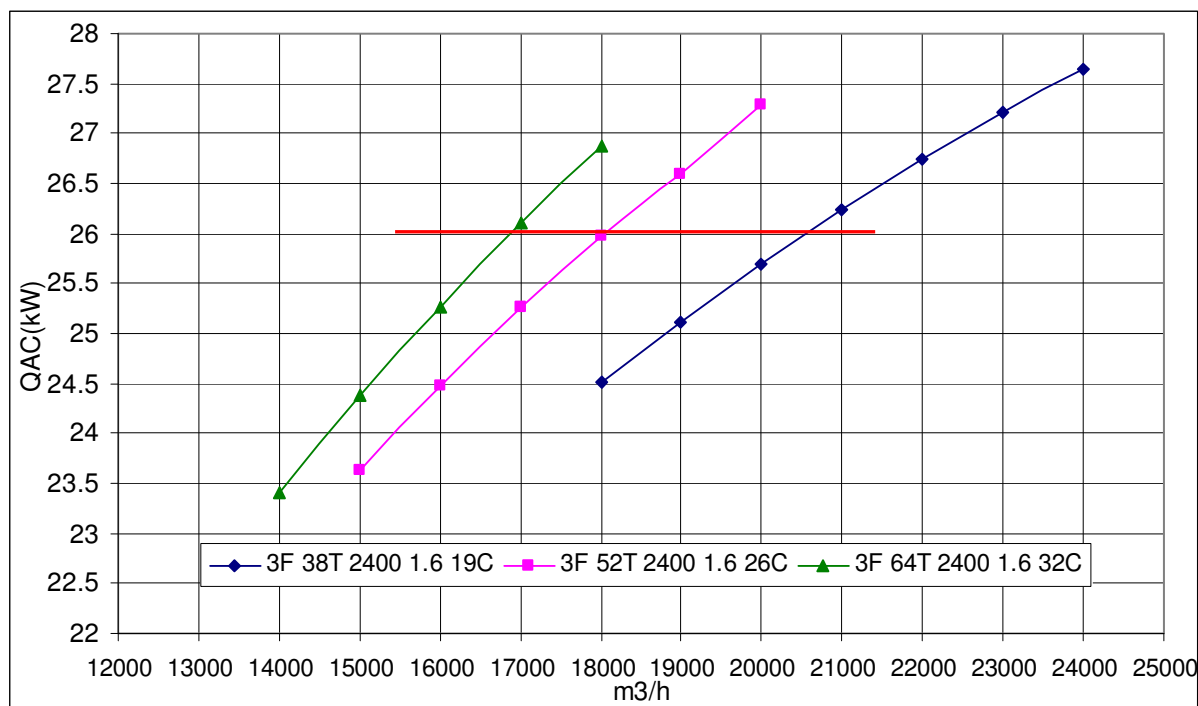


Figura 2-11. Potencia de disipación del aerotermo (re-cooler) frente al caudal de aire para las tres opciones analizadas

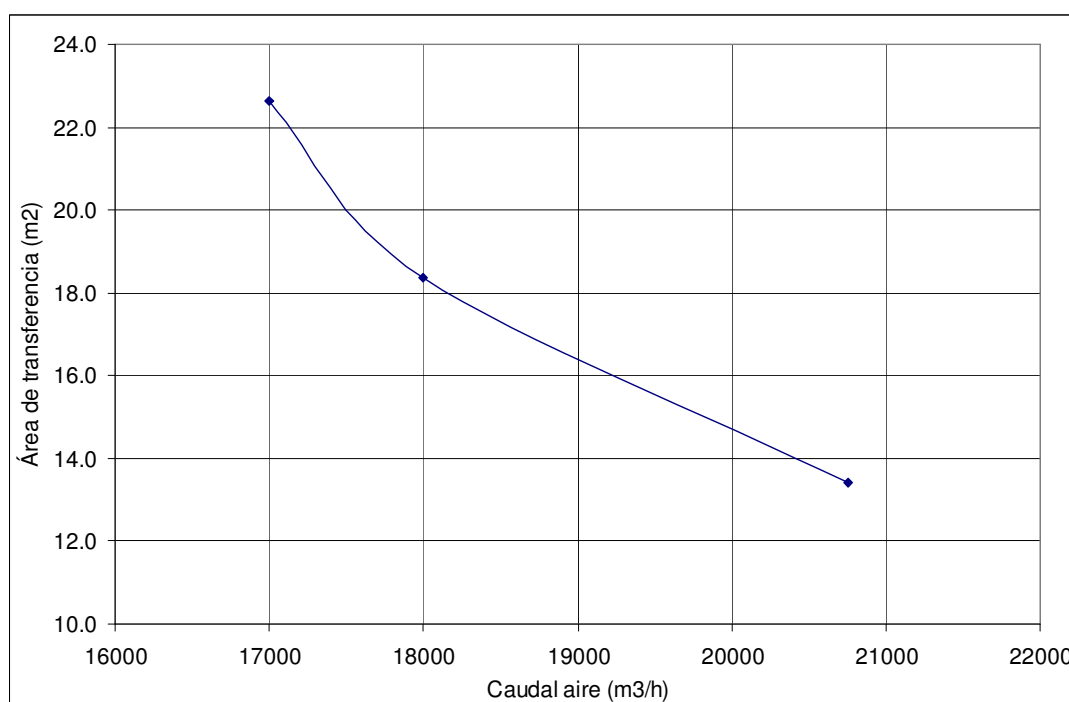


Figura 2-12. Caudal frente al área de transferencia de calor para 26 kW de potencia de disipación

En la figura 2-11 se muestra la variación de la potencia de disipación del aerotermo en función del caudal de aire para las baterías analizadas. Tomando los puntos que ofrecen igual potencia de disipación (línea roja), se construye la figura 2-12, en la que se muestra la relación entre el caudal de aire y el área de transferencia. Puede

apreciarse como aumentar el caudal sólo de 17000 m³/h a 18000 m³/h (un 5.9 %) permite una importante reducción del área de transferencia (un 18.7 %). Sin embargo, una reducción de área similar, pasar de 52 a 38 tubos por fila, supone tener que incrementar el caudal en un 15 %.

La siguiente tabla 2-11 resume las prestaciones de las tres baterías a igualdad de potencia de disipación y temperaturas de entrada de aire (35 °C) y de salida de agua del aerotermo (37.5° C), y permite seleccionar los ventiladores necesarios en cada caso.

Tabla 2-11. Resultados de los cálculos de las baterías para $Q_{AC} = 26 \text{ kW}$; $T_{AIRE1} = 35 \text{ °C}$; $T_{AC1} = 37.5 \text{ °C}$

Batería	Área Total [m ²]	Q_{AC} [kW]	Flujo de calor [kW/m ²]	\dot{V}_{AIRE} [m ³ /h]	Q_{AC} / \dot{V}_{AIRE} [W·m ⁻³ ·h]	ΔP_{AIRE} [Pa]	\dot{m}_{AC} [kg/h]
OPCION A 3F 38T 2400 1.6 19C	13.431	26.0	1.936	20750	1.253	42	5900
OPCION B 3F 52T 2400 1.6 26C	18.379	26.0	1.415	18000	1.444	22	5900
OPCION C 3F 64T 2400 1.6 32C	22.621	26.0	1.149	17000	1.529	15	5900

2.4.2. SELECCIÓN DEL VENTILADOR Y DE LA BOMBA DE CIRCULACIÓN

Para la elección del ventilador se seleccionará un modelo de entre los que equipan las gamas de enfriadoras y bombas de calor aire-agua de CIAT usada como plataforma para el diseño del prototipo pre-industrial. Concretamente se trata de una gama de ventiladores axiales de diámetro 800 mm. Pueden equiparse con diferentes motores y a su vez conectarse eléctricamente en estrella o triángulo, para disponiéndose por tanto de diferentes curvas caudal / altura a diferentes revoluciones. En la tabla 2-12 se muestra la selección efectuada de tres motorizaciones del fabricante alemán EBM-PAPST (www.ebm-papst.com 2012) que ajustan con las opciones de batería.

Tabla 2-12. Resultados de la selección de la motorización del ventilador EBM-PAPST diámetro 800

	Curva Ventilador Figura 4-11	rpm	\dot{V}_{AIRE} [m ³ /h]	ΔP_{AIRE} [Pa]	P_{vent} [kW]
OPCION A	M6D138-LA 3~400Δ Punto C-1	910	20750	45	1.58
OPCION B	M6D 138-LA 3~400Y Punto D-1	740	18000	25	1.08
OPCION C	M8D 138-LA 3~400Δ Punto E-1	685	17000	15	0.77

En cuanto a la bomba de circulación se selecciona el modelo CH4-20 de GRUNDFOS (<http://es.grundfos.com/> 2012). La elección óptima de este componente está a hoy día muy limitada. El peso de su consumo eléctrico (400-500W) en el total del consumo del equipo es elevado. Las soluciones convencionales de velocidad fija que pueden aprovecharse de las economías de escala de las cantidades empleadas en los equipos de climatización convencionales tienen unos costes ajustados y competitivos. Las escasas alternativas de velocidad variable con rendimientos sensiblemente diferentes, presentan aún elevados costos.

En la tabla 2-13 se resume el comparativo final, incluyendo las prestaciones térmicas y los costos de los materiales.

Tabla 2-13. Comparativo final opciones de batería más ventilador. Potencias eléctricas y coste

	Q_E [kW]	P_{bomba_sol} [kW]	P_{vent} [kW]	P_{bomba_AC} [kW]	$P_{control}$ [kW]	P_{elec} [kW]	COP_{elec}	Coste Batería + Ventilador (€)
OPCION A	10.2	1.1	1.58	0.5	0.08	3.26	3.13	601
OPCION B	10.2	1.1	1.08	0.5	0.08	2.76	3.70	704
OPCION C	10.2	1.1	0.77	0.5	0.08	2.45	4.16	949

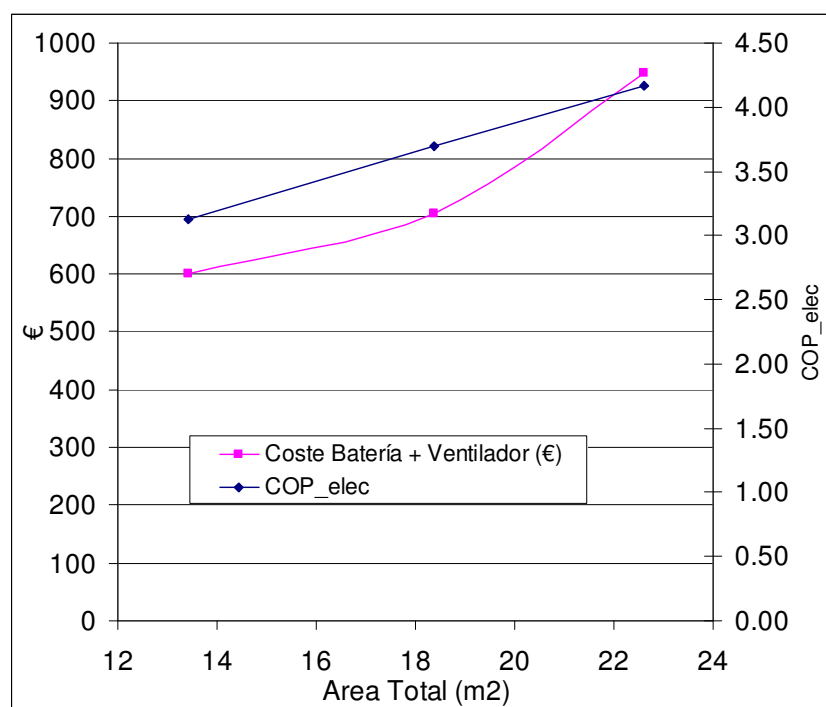


Figura 2-13. Comparativo final opciones de batería más ventilador. COP eléctrico y coste frente al tamaño de batería (área de intercambio).

Se opta por la batería intermedia pues como puede apreciarse en la figura 2-13 el coste de la batería aumenta más que linealmente con el tamaño y se hace inasequible para la opción C. Emplear la batería intermedia en vez de la pequeña implica una mejora del COP eléctrico del 18 %, mientras que seleccionar la batería grande frente a la intermedia implica una mejora del 15 %.

El caudal nominal de aire resulta por tanto $18000 \text{ m}^3/\text{h}$.

Para el primer prototipo PRE_IND_A_W_1 se decidió finalmente el empleo de un ventilador eléctricamente conmutado de velocidad variable, con objeto de poder disponer de mayor flexibilidad y analizar posteriormente, las ventajas que pudiera ofrecer sobre el control de la enfriadora de absorción el disponer de una capacidad de regular dicha velocidad. El punto de trabajo de este ventilador electrónico se obtiene sobre la curva de revoluciones de 750 rpm y a $18000 \text{ m}^3/\text{h}$ ofrece un consumo eléctrico de 620 W (figura 2-14).

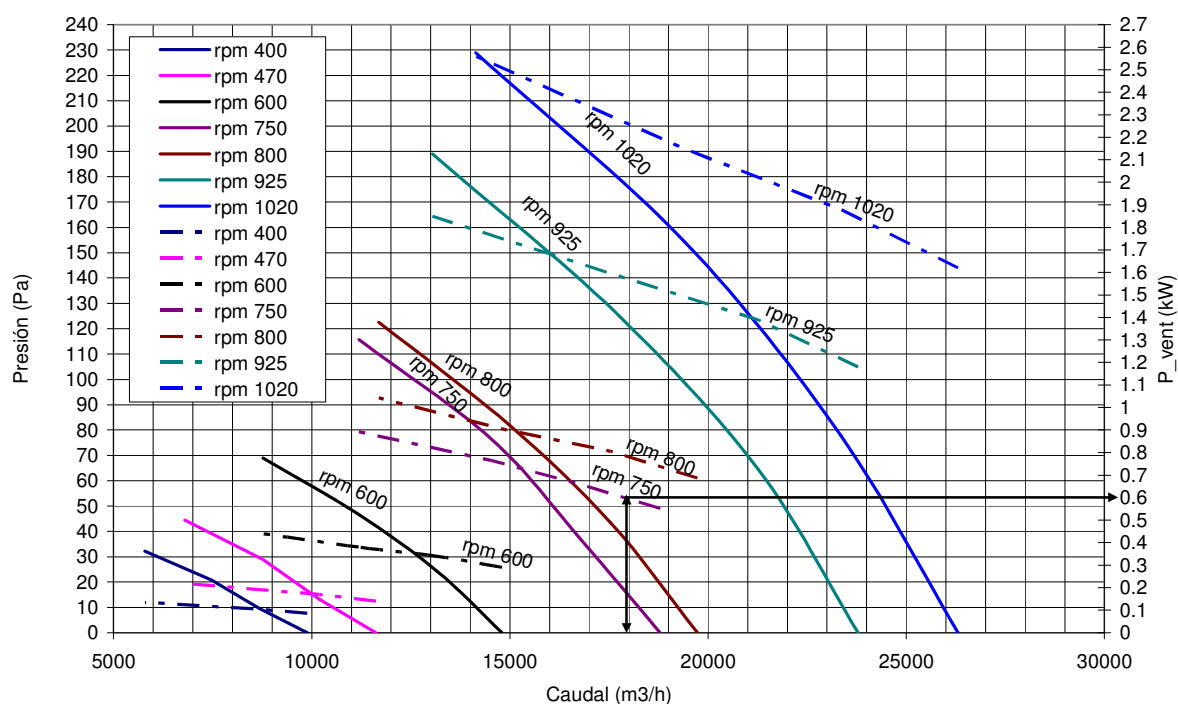


Figura 2-14: Curvas altura y potencia frente al caudal para el ventilador de velocidad variable eléctricamente conmutado de EBM. Fuente: elaboración propia a partir de los datos de (EBM-PAPST).

En la tabla 2-14 se resumen los datos básicos para determinar el COP eléctrico del prototipo con la selección de componentes realizada.

Tabla 2-14. Datos finales de diseño del primer prototipo pre-industrial PRE_IND_A_W_1

	Q_E [kW]	$P_{\text{bomba_sol}}$ [kW]	P_{vent} [kW]	$P_{\text{bomba_AC}}$ [kW]	P_{control} [kW]	P_{elec} [kW]	COP_{elec}
BATERIA OPCIÓN A + VENTILADOR ELECTRONICO	10	1.1	0.62	0.5	0.08	2.3	4.35

Aunque dicho valor de COP eléctrico resultaba a todas luces muy bajo se decidió abordar la construcción del prototipo pre-industrial, caracterizarlo y en posteriores etapas abordar su mejora desde el punto de vista del COP eléctrico.

2.5. DISEÑO 3D Y CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO

Para esta versión pre-industrial, el circuito frigorífico se integrará sobre un chasis de un equipo de compresión mecánica comercial. En máquinas enfriadoras de compresión mecánica de disipación por aire el tamaño general del equipo lo establece el tamaño del condensador de tubos aleteados. En una máquina de absorción con un COP térmico del orden de 0.5 el calor de condensación y absorción a disipar resulta del orden de tres veces mayor al de la enfriadora de compresión de igual potencia frigorífica. Es por ello, que en este caso, el bastidor empleado corresponden a una enfriadora de potencia frigorífica 3 veces mayor.

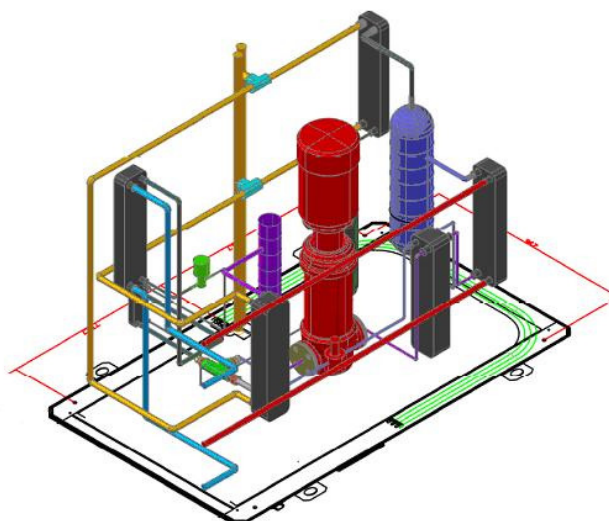


Figura 2-15: Diseño 3D del prototipo pre-industrial de disipación por aire PRE_IND_A_W_1.
Fuente: CREVER y CIATESA

La figura 2-15 muestra una imagen del diseño 3D, realizado integrando los componentes frigoríficos sobre el bastidor de la enfriadora aire-agua, e interconectando mediante tuberías de acero.

En la figura 2-16 se muestra unas fotografías de diversas fases de la fabricación del prototipo. Siguiendo el trabajo ya citado de Heard y Ayala (2003), se ha empleado tubería de acero al carbono que según estos autores presenta una adecuada compatibilidad con la solución de amoniaco y nitrato de litio.

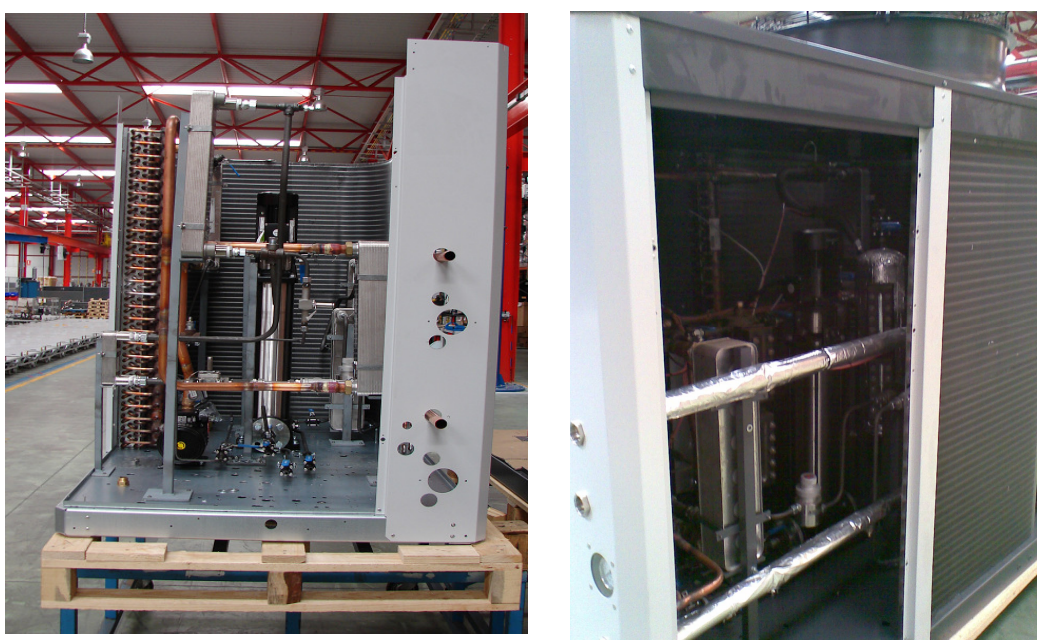


Figura 2-16: Diversas fases de la construcción del prototipo pre-industrial de disipación por aire PRE_IND_A_W_1. Fuente: CIATESA

2.6. CONCLUSIONES

Para llevar a cabo el diseño del prototipo pre-industrial de 10 kW se ha desarrollado un modelo termodinámico del ciclo de simple efecto considerando unas hipótesis simplificadoras.

A partir de los valores de temperaturas y de las potencias térmicas obtenidas con el modelo se pueden dimensionar los componentes principales del prototipo. Así, el condensador, el evaporador y el intercambiador de refrigerante pueden calcularse con un software convencional de selección de fabricante de intercambiadores de calor. Para seleccionar el intercambiador de solución es preciso primero determinar

las propiedades de termofísicas: densidad, calor específico, viscosidad y conductividad de la solución pobre y de la solución rica.

La selección del área del generador y del absorbedor se realiza por analogía con las experiencias y conocimiento previo adquiridos durante el proyecto SOLARFRIO. Para el generador se emplea un intercambiador de placas de 1.44 m^2 . El flujo de calor de diseño que resulta es por tanto 9.861 kW/m^2 , y el flujo de refrigerante generado $6.1215 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$. El absorbedor seleccionado tiene un área de transferencia de 2.040 m^2 . El flujo de calor de diseño es 7.353 kW/m^2 , y el flujo de refrigerante absorbido $4.321 \times 10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}\cdot\text{m}^{-2}$.

Se emplea una válvula de expansión electrónica de refrigerante con control de recalentamiento. El dispositivo de expansión de solución es de tipo orificio calibrado y auto-regulante mediante membrana. La bomba de solución es centrífuga multicelular y se ha seleccionado para trasegar el caudal de solución rica que predice el modelo contra una diferencia de presión de 16 bar.

Se ha optado por un sistema de disipación por aire indirecto, basado en el empleo de un aerotermo (re-cooler) que disipará todo el calor del agua de refrigeración del condensador y del absorbedor. Se consigue de esta forma reducir al mínimo la carga de refrigerante al emplear un condensador de placas soldadas en vez de realizar la condensación directa en batería de tubos aleteados. La absorción en tubos del amoniaco sobre la solución de amoniaco / nitrato de litio es a día de hoy una temática en investigación, mientras que la absorción en intercambiador de placas formaba ya parte del know-how del equipo investigador y había sido validada con éxito en el proyecto SOLARFRIO. Con esta configuración seguía siendo necesario un circuito de agua para disipar el calor de absorción. Por estos motivos resulta más interesante la opción del circuito de agua para los dos procesos, condensación y absorción. Con este diseño puede emplearse una batería de tubos de cobre y aletas de aluminio, a día de hoy más competitiva en precio que las baterías de acero por efecto de las economías de escala. El diseño del equipo de disipación por aire sobre la estructura de un equipo de compresión mecánica permite beneficiarse de compartir componentes mecánicos con el mismo.

Se han analizado tres tamaños de baterías con flujos de calor de 1.149, 1.415 y $1.936 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ y ratios de potencia por caudal de aire de 1.529, 1.444 y 1.253

$\text{W}\cdot\text{m}^{-3}\cdot\text{h}$ de caudal de aire. Como era de esperar el COP eléctrico mejora de forma lineal conforme aumenta el área de transferencia y disminuye el caudal empleado, sin embargo valores superiores a $1.4 \text{ kW}\cdot\text{m}^{-2}$ incrementan, a los precios actuales del cobre y aluminio, el coste de la batería más que linealmente no siendo recomendables.

3. CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL PROTOTIPO

3.1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo se aborda la caracterización experimental del nuevo desarrollo. A partir de los datos medidos se determinarán las expresiones de la potencia frigorífica, la potencia de generación, la potencia de disipación, el COP térmico y el COP eléctrico frente a la temperatura de producción de agua fría T_E , la temperatura de agua de alimentación del generador T_G y la temperatura del agua de disipación T_{AC} por un lado y frente a la temperatura de producción de agua fría T_E , la temperatura de agua de alimentación del generador T_G , la temperatura del aire T_{AIRE} y la velocidad de giro (revoluciones por minuto) del ventilador por otro. Las razones de proceder de esta forma son:

- Poder comparar el funcionamiento del nuevo prototipo pre-industrial con los resultados ofrecidos por el prototipo de laboratorio del proyecto SOLARFRIO
- Poder generar las tablas de prestaciones y gráficos de funcionamiento que permitan establecer las prestaciones del equipo frente a las condiciones de contorno de los medios exteriores, tanto para el caso de una construcción sin aerotermo como para el caso de un equipo de disipación seca.
- Disponer de correlaciones del comportamiento frente a la temperatura del agua de alimentación del generador y frente a la velocidad del ventilador para poder plantear una estrategia de control sobre la velocidad del mismo que optimice el COP eléctrico de la máquina.

También se validarán los cálculos realizados para el dimensionado del sistema de disipación. Se obtendrá una aproximación del caudal de aire y del caudal de agua trasegado en el aerotermo; midiendo los consumos eléctricos y comparándolos con los datos proporcionados por los fabricantes

3.2. BANCO DE ENSAYOS E INSTRUMENTACIÓN

El prototipo pre-industrial de disipación por aire se ensayó en el banco de ensayos multifuncional del grupo CREVER de la Universidad Rovira i Virgili (Labus 2011).

Ante la inexistencia de una norma específica para este tipo de equipos, el procedimiento de ensayo seguido se basó en lo dispuesto en las normas EN 12309-2:2000 *Acondicionadores de aire y/o bombas de calor de absorción y adsorción que utilizan combustibles gaseosos de consumo calorífico basado en el PCI inferior o igual a 70 kW. Parte 2: uso racional de la energía* y en la norma prEN 14511-3:2011 *Acondicionadores de aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y la refrigeración de locales. Parte 3: método de ensayo*.

En este banco de ensayos, el agua de generación se calienta empleando aceite térmico producido en una caldera de gas natural y mediante un control automático que actúa sobre una válvula de tres vías se impulsa al equipo el caudal de ensayo a la temperatura escogida. Para la medición de la potencia de activación se emplean dos sondas Pt-100 de clase A de inmersión, colocadas a la entrada y salida de la máquina. La precisión de la medida es de ± 0.1 K. El caudal de agua se mide mediante un caudalímetro magnético con una precisión ± 0.5 % del caudal medido.

El banco de ensayos proporciona también la carga térmica al circuito de agua fría conectado al prototipo. La carga térmica se aplica mediante un intercambiador de calor de placas por cuyo circuito exterior se hace pasar agua del circuito de disipación. El control automático del laboratorio regula la carga térmica del circuito de agua fría mediante la apertura o cierre de una válvula de 3 vías en dicho circuito exterior para mantener una temperatura de impulsión constante a la salida del evaporador. Para la medición de la potencia frigorífica se emplean dos sondas Pt-100 de clase A, de inmersión, colocadas a la entrada y salida de la máquina. La precisión de la medida es de ± 0.1 K. El caudal de agua se mide mediante un caudalímetro magnético con una precisión de ± 0.5 % del caudal medido.

La norma de ensayo EN 12309-2:2000 exige una precisión mínima de ± 0.2 K para la medición de las temperaturas y del ± 2 % para el caudal volumétrico. A su vez, la norma prEN 14511-3:2011 más exigente, requiere una precisión mínima de ± 0.15 K para la medición de las temperaturas y del ± 1 % para el caudal volumétrico.

La temperatura seca del aire se controla en la sala climática. Debido a las dimensiones de la misma (3 m x 3 m x 3 m), es preciso colocar deflectores en las rejillas de salida e intentar homogenizar la temperatura del aire alrededor del

prototipo. Tanto la norma EN 12309:2000 como la prEN 14511-3:2011 exigían una distancia mínima de 1 metro a las paredes de la cámara que fue respetada.

En las superficies de entrada de aire al equipo se dispusieron 8 sondas de temperatura de tipo Pt-100 de clase A de precisión ± 0.1 K (las normas requieren ± 0.2 K), midiendo la temperatura de entrada del aire colocadas a menos de 0.25 m de la batería tal y como exige la prEN 14511-3:2011. El valor considerado es la media aritmética de su medida. La temperatura de salida del aire se mide con una sonda Pt-100 de clase A de precisión ± 0.1 K ubicada a la salida del ventilador. No se realizó medición del caudal de aire.

Se miden la temperatura de entrada y salida de agua de disipación a la batería con sondas Pt-100 de clase A de precisión ± 0.1 K dispuestas en contacto con las tuberías del equipo y convenientemente aisladas. No se dispuso ningún caudalímetro en el circuito de agua de disipación interior del equipo.

Los consumos eléctricos se miden con un analizador de redes de precisión ± 0.5 %

La propagación de las incertidumbres de los instrumentos de medida a los valores de las mediciones indirectas de las potencias y COPs se calcula en el ANEXO 1.

3.3. CAMPAÑAS DE ENSAYOS

El prototipo PRE_IND_A_W_1 se instaló en la cámara de ensayos (figura 3-1). La matriz de ensayos de la primera campaña se recoge en la tabla 3-1.



Figura 3-1: Fotografías del prototipo instalado en la cámara climática del banco de ensayos multifuncional del grupo CREVER de la Universidad Rovira i Virgili

Tabla 3-1. Primera campaña ensayos prototipo PRE_IND_A_W 1. Matriz de ensayos.

Matriz de ensayos	
Variable controlada	Rango de medidas
Temperatura de salida de agua fría [°C]	8.0 – 15.0
Temperatura de entrada de agua caliente [°C]	85.0 – 90.0 –95.0
Frecuencia de giro del ventilador [rpm]	600 – 400
Temperatura de aire [°C]	Rango (30.0 , 42.0)
\dot{V}_E [m ³ /h]	3.0
\dot{V}_G [m ³ /h]	3.0
\dot{V}_{AC} [m ³ /h]	- no medido -
\dot{V}_{AIRE} [m ³ /h]	- no medido -
\dot{m}_{sol} [kg/h]	- no medido -

Cada experimento consiste, una vez alcanzadas las condiciones estacionarias, en un registro durante 30 minutos con un periodo de escaneo de 1 segundo. Tanto la norma EN 12309-2:2000 como la prEN 14511-3:2011 exigen que la desviación admisible máxima para el valor medio respecto al valor de consigna sea de ± 0.2 K para las temperaturas de entrada (T_G en este caso) y de ± 0.3 K para las de salida (T_E en este caso). La desviación máxima admisible para cada medición individual debe ser de ± 0.5 K para T_G y ± 0.6 K para T_E . Para los caudales la desviación máxima admisible del valor medio respecto al valor de consigna es de ± 1 %, y de ± 2.5 % para cada medición individual.

La sala climática, de reducidas dimensiones, presentaba dificultades para establecer una consigna precisa de temperatura de aire. Por ello, el procedimiento seguido fue estabilizar el funcionamiento de la máquina para cada temperatura de agua de activación y de agua fría, fijar una apertura en válvula de la UTA de la cámara climática y esperar hasta conseguir una estabilidad de la temperatura del aire de la cámara entre 30 °C y 42 °C. La norma exige una estabilidad para los registros individuales de la temperatura del aire de forma que la desviación del valor medio con el valor de consigna sea inferior a ± 0.5 K. La cámara de ensayos consigue una estabilidad de ± 0.3 K, por lo que se dio por bueno este proceder.

De esta forma cada ensayo lo componen aproximadamente 1800 registros de valores. Se consigue una repetibilidad adecuada, de forma que la incertidumbre de

la media calculada como $u(\bar{y}) = \frac{s_{n-1}}{\sqrt{n}}$ es despreciable frente a la incertidumbre

introducida por los instrumentos de medida (ANEXO 1).

La figura 3-2 muestra las mediciones en un experimento (ensayo 1), que corresponde a una prueba con 15 °C de temperatura de producción de agua fría, 85 °C de temperatura de entrada de agua caliente, 30.1 °C de temperatura de aire y una frecuencia de giro del ventilador de 600 rpm. En la figura, se representan en el eje de ordenadas izquierdo las temperaturas de entrada y salida de agua fría (T_{E1} y T_{E2}) y las temperaturas de entrada y salida de agua caliente al generador (T_{G1} y T_{G2}). En el eje de ordenadas derecho se representan la potencia frigorífica (Q_E) y la potencia térmica del generador (Q_G). También se representan en ese eje los valores de caudales de agua fría (\dot{v}_E) y de agua caliente (\dot{v}_G). Como puede apreciarse, a pesar de conseguirse la estabilidad en el registro de temperaturas y caudales exigida por las normas, las potencias calculadas amplifican las oscilaciones de los valores de temperaturas y caudales.

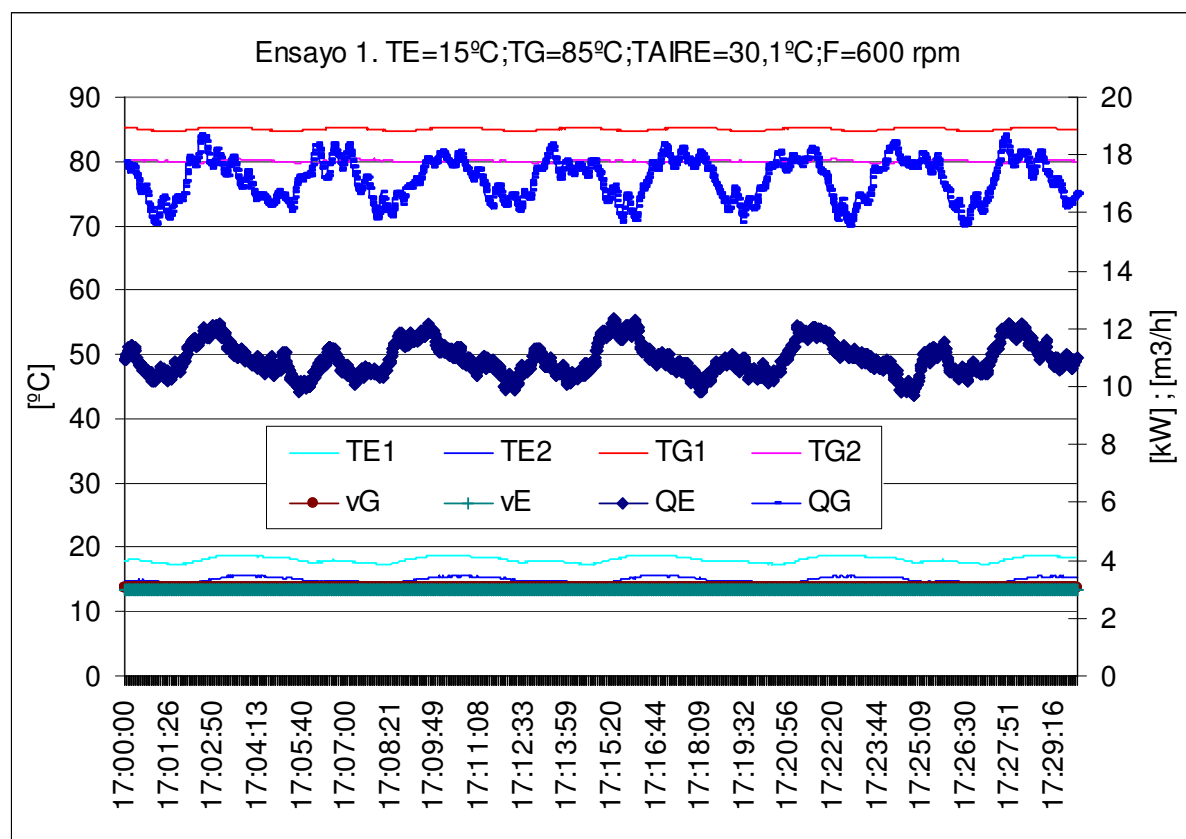


Figura 3-2. Registro de mediciones de Ensayo 1. Prototipo PRE_IND_A_W_1

Tras esta primera campaña de ensayos, se realizó una modificación en el prototipo desmontando el intercambiador de refrigerante. El interés de este experimento se describirá en un capítulo posterior. A este nuevo prototipo se le denominó

PRE_IND_A_W_2. Se aprovechó la nueva campaña de ensayos para realizar pruebas con diferentes velocidades de aire.

Tabla 3-2: Matriz de ensayos para el prototipo PRE_IND_A_W_2 (sin intercambiador de refrigerante)

Matriz de ensayos	
Variable controlada	Rango de medidas
Temperatura de salida de agua fría [°C]	8.0 ; 15.0
Temperatura de entrada de agua caliente [°C]	85.0 ; 90.0 ; 95.0
Frecuencia de giro del ventilador [rpm]	1020 ; 800 ; 600 ; 400
Temperatura de aire [°C]	Rango (30.0 , 42.0)
\dot{V}_E [m ³ /h]	3.0
\dot{V}_G [m ³ /h]	3.0
\dot{V}_{AC} [m ³ /h]	- no medido -
\dot{V}_{AIRE} [m ³ /h]	- no medido -

En el ANEXO 3 se muestran los resultados de estos nuevos ensayos.

La tabla 3-3 muestra las mediciones de consumos eléctricos de los componentes.

Tabla 3-3. Medición de consumos eléctricos

	Potencia eléctrica consumida [W]
Bomba de solución	1100
Bomba de circulación aerotermo	500 (*)
Control	80
Ventilador (0 rpm)	0
Ventilador (400 rpm)	172
Ventilador (600 rpm)	475
Ventilador (800 rpm)	1130
Ventilador (1020 rpm)	2270

(*) El consumo de un equipo de disipación por aire, que incluye el aerotermo, debe incluir este valor de forma íntegra

Los valores de la potencia eléctrica consumida por el ventilador medidos, tabla 3-3, se han correlacionado con la frecuencia de giro del ventilador mediante un polinomio de tercer grado. En la figura 3-3 se muestra la representación gráfica de la potencia eléctrica consumida medida y de la correlación obtenida.

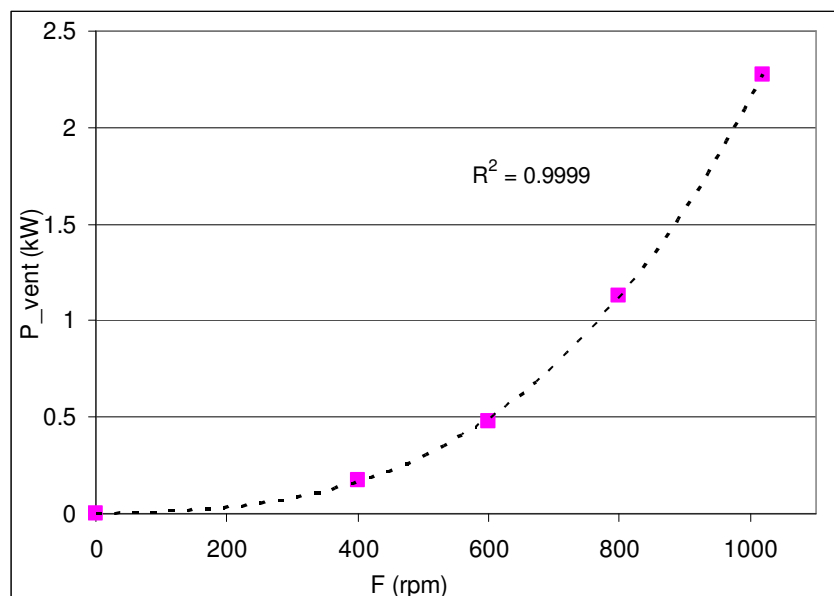


Figura 3-3: Ajuste de la potencia eléctrica consumida por el ventilador en función de la frecuencia de giro (rpm)

La imputación del consumo eléctrico de las bombas de circulación que debe aplicarse al prototipo se calcula de acuerdo a lo indicado en la norma prEN 14511-3:2011, a partir de la medición de las pérdidas de carga en el circuito de agua enfriada, agua caliente de alimentación del generador y agua de disipación entre la entrada y salida de la máquina (ANEXO 2). Los valores de las potencias eléctricas obtenidas se muestran en la tabla 3-4.

Tabla 3-4. Potencias eléctricas de las bombas de circulación de los circuitos externos

Potencias eléctricas de bombeo; prEN 14511-3:2011 (ANEXO 2)					
	\dot{V} [m ³ /s]	ΔP medido [bar]	P_{hydra} [W]	η	P_{bomba} [W]
Circuito evaporador	$0.833 \cdot 10^{-3}$	0.496	41.32	0.24	175
Circuito generador	$0.833 \cdot 10^{-3}$	0.3	25	0.2	125
Circuito absorbedor/condensador	$1.666 \cdot 10^{-3}$	0.3	50	0.25	200 (*)

(*) El consumo de un equipo de disipación por agua debe incluir este valor, sólo la parte del consumo de la bomba de circulación necesaria para vencer las pérdidas de carga por el condensador y por el absorbedor.

La potencia frigorífica se debe minorar en el valor del consumo de la bomba del circuito del evaporador (tabla 3-4). En todo caso, la corrección es inferior a la incertidumbre de la medición.

Por tanto, para un equipo de disipación por agua la potencia eléctrica absorbida a considerar para el cálculo del COP eléctrico será 1100 W (bomba de solución), más

80 W (control), más 175 W (bomba de circulación de agua fría), más 125 W (bomba de circulación de agua caliente), más 200 W (bomba de circulación de agua de disipación), en total 1680 W.

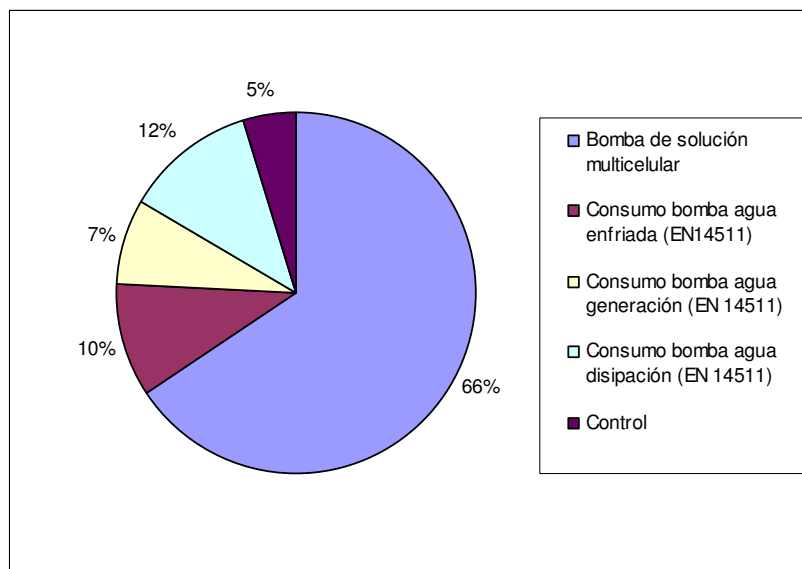


Figura 3-4. Reparto de los consumos eléctricos del prototipo considerando la disipación por agua

Para un equipo de disipación por aire la potencia eléctrica absorbida a considerar para el cálculo del COP eléctrico será 1100 W (bomba de solución), más 80 W (control), más 175 W (bomba de circulación de agua fría), más 125 W (bomba de circulación de agua caliente), más 500 W (bomba de circulación de agua del aerotermo) más el consumo del ventilador, que si se fija la frecuencia de giro en 600 rpm son 475 W, en total 2455 W.

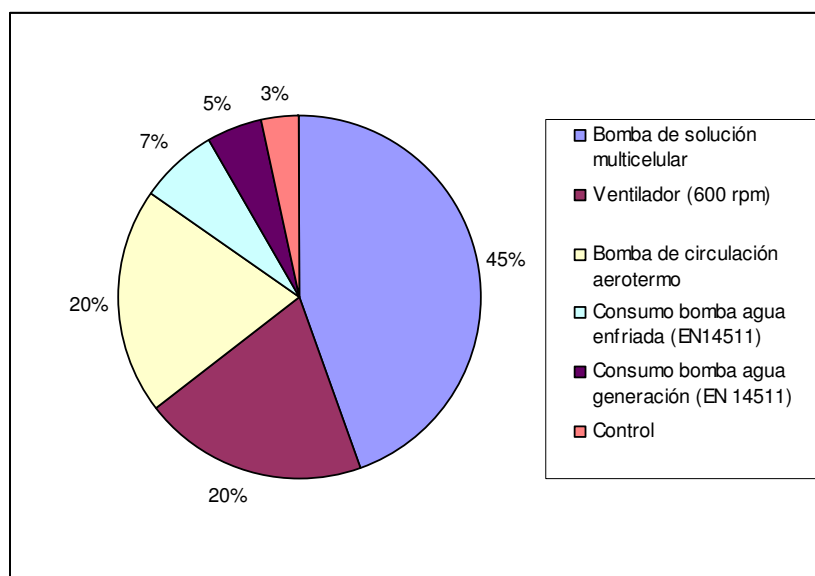
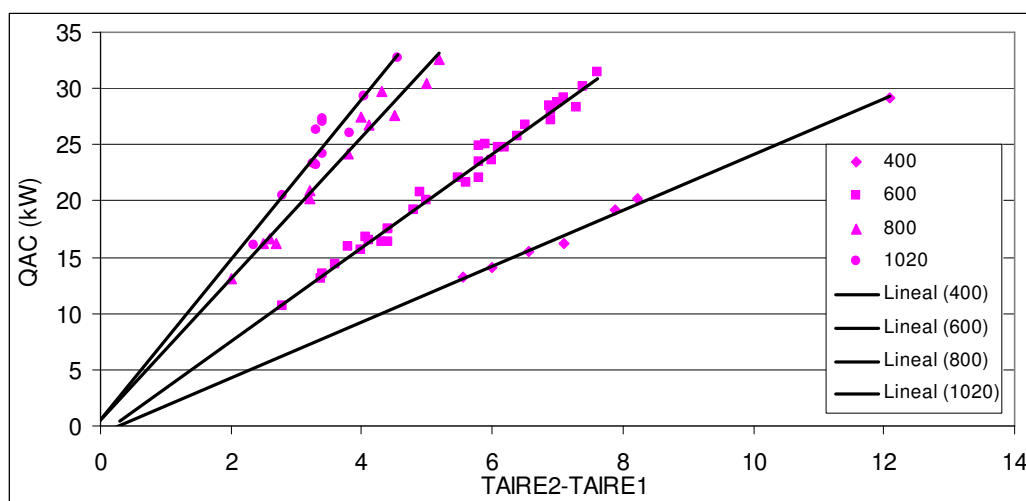


Figura 3-5. Reparto de los consumos eléctricos del prototipo de disipación por aire

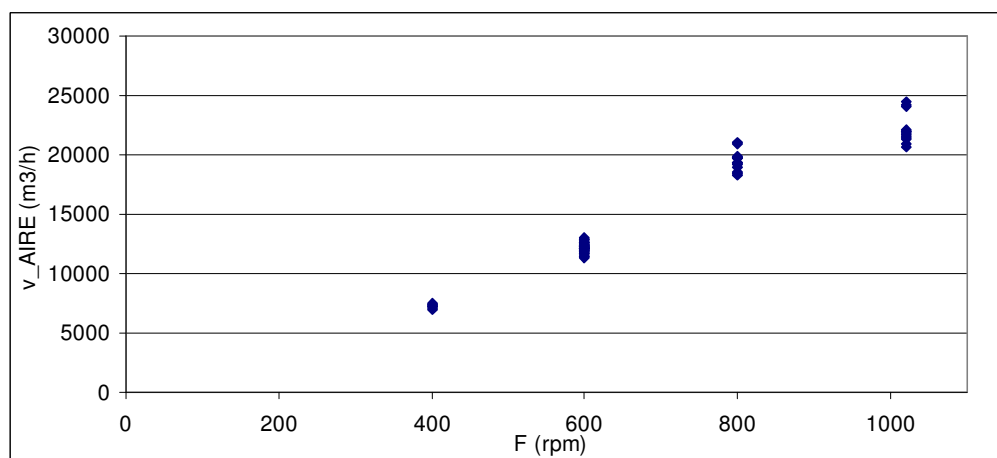
El banco de ensayos no permite la medición del caudal de aire del ventilador. Esto es bastante común en las instalaciones y laboratorios de los fabricantes de equipos de climatización. Por los elevados caudales que se trasiegan, resulta complejo instalar conductos a la salida del ventilador con dispositivos de medida como tubos pitot. Estos ventiladores axiales no ofrecen presión disponible, por lo que se debe de apoyar el conducto de salida con un ventilador adicional, complicando y encareciendo la medición.

La medición aproximada del caudal de aire es por tanto indirecta, a partir de la medición de las temperaturas del aire a la entrada y salida de la máquina y de la medición de la potencia de disipación, obtenida a su vez a partir de la suma de las potencias de evaporación y generación (no considerando el calor aportado por el ventilador). Tras filtrar los puntos de las tablas A3-1 y A3-2 (ANEXO 3) que presentaban desviaciones de caudal de aire superiores al 10 % del valor de caudal medio de cada subconjunto de medidas para cada régimen de giro, la estimación del caudal de aire en función de las revoluciones del ventilador queda determinada con ayuda de las figuras 3-6 (a) y (b). En la Figura 3-6(a) se ha representado gráficamente la potencia térmica del agua de disipación frente al salto de temperaturas del aire en el aerotermo para las diferentes frecuencias de giro ensayadas, así como las correlaciones lineales obtenidas para cada frecuencia. En la Figura 3-6(b), se muestran los valores estimados del caudal de aire frente a la

frecuencia de giro del ventilador. El valor medido para cada frecuencia de giro del ventilador del aerotermo se presenta en la Tabla 3-5 junto con sus incertidumbres.



(a)



(b)

Figura 3-6. Estimación indirecta del caudal de aire en función de la frecuencia de giro del ventilador a partir de las campañas de ensayos

Tabla 3-5. Valores medios estimados del caudal de aire del aerotermo para cada frecuencia de giro del ventilador de las campañas de ensayos

rpm	Caudal de aire medio [m ³ /h]
400	7240 ± 430
600	12175 ± 440
800	19480 ± 1230
1020	22170 ± 1300

En cuanto al caudal de agua que circula por la batería se mide de forma indirecta a partir de las temperaturas de entrada y salida del agua y del valor de la potencia de disipación calculado como la suma de la potencia de generación y evaporación.

Los datos de las campañas de ensayos (tabla A3-1 y tabla A3-2) se filtran hasta quedarse con los puntos que ofrecen un valor del caudal de agua con una desviación respecto al valor medio de todos los ensayos inferior al 10%.

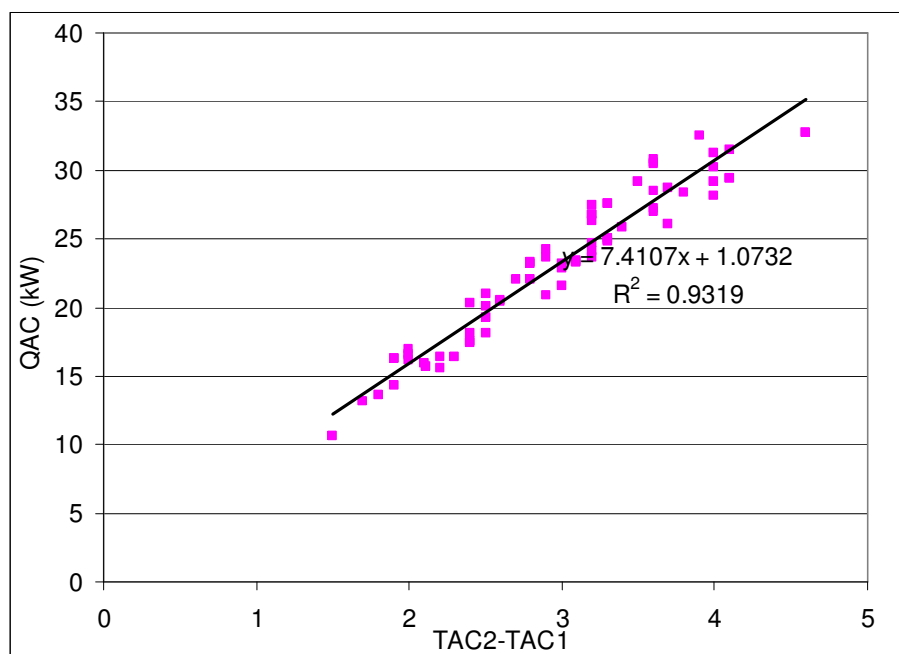


Figura 3-7: Representación de los puntos de ensayo considerados para la estimación del caudal de agua de disipación en el aerotermo

En la Figura 3-7 se ha representado gráficamente la potencia térmica de disipación frente al salto de temperaturas del agua en el aerotermo para todos los puntos ensayados, así como las correlación lineal obtenida.

El valor del caudal de circulación medido de forma indirecta como el valor medio de los ensayos válidos es 6760 ± 320 l/h (6760 ± 4.7 %).

3.4. OBTENCIÓN DE LAS PRESTACIONES DE LA ENFRIADORA

Hellman et al. (1999) proponen la obtención de las dependencias de la capacidad frigorífica y el COP térmico de las enfriadoras de absorción con las temperaturas de los fluidos exteriores mediante expresiones algebraicas lineales, mediante el método de la ecuación característica que tiene su base en el modelo termodinámico del ciclo de absorción. Ello es posible en este tipo de máquinas térmicas ya que sus características de operación están gobernadas por los procesos de transferencia de

calor y transferencia de masa en los intercambiadores (absorbedor, generador, condensador y evaporador) que son componentes no activos al contrario que los compresores en las máquinas de compresión mecánica.

Hellman et al. (1999) validan el método con datos experimentales de una enfriadora de absorción de agua/bromuro de litio. Kühn y Ziegler (2005) y Puig-Arnavat et al. (2010) proponen expresiones similares, obtenidas por regresión lineal múltiple, a partir de datos experimentales de las prestaciones del equipo, en función de las temperaturas de entrada del agua suministrada al generador, de la temperatura del agua de disipación y de la temperatura de impulsión del agua fría producida. Siguiendo a estos autores, a partir de los datos experimentales de la campaña de ensayos se han obtenido las siguientes correlaciones para las potencias térmicas en los circuitos de agua fría, de agua caliente y de agua de disipación:

$$Q_{E\hat{i}} = E_1 \cdot T_{AC} + E_2 \cdot T_E + E_3 \cdot T_G + E_4 \quad (3-1)$$

$$Q_{G\hat{i}} = G_1 \cdot T_{AC} + G_2 \cdot T_E + G_3 \cdot T_G + G_4 \quad (3-2)$$

Siendo T_E la temperatura del agua fría a la salida del evaporador, T_G la temperatura de entrada del agua caliente al generador y T_{AC} la temperatura del agua a la entrada del circuito de disipación.

Y como suma de las dos anteriores:

$$Q_{AC\hat{i}} = A_1 \cdot T_{AC} + A_2 \cdot T_E + A_3 \cdot T_G + A_4 \quad (3-3)$$

Con los datos recogidos en la campaña de ensayos del prototipo PRE_IND_A_W_1 -con intercambiador de refrigerante- recogidos en el ANEXO 3, se obtienen las siguientes correlaciones:

$$Q_{E\hat{i}} = -0.797 \cdot T_{AC} + 0.511 \cdot T_E + 0.332 \cdot T_G + 2.399 \quad (3-4)$$

$$Q_{Ei}(\text{EN14511}) = -0.797 \cdot T_{AC} + 0.511 \cdot T_E + 0.332 \cdot T_G + 2.224 \quad (3-5)$$

La ecuación 3-5 es la correlación para la potencia frigorífica corregida según la norma prEN 14511-3:2011. Esta ecuación difiere de la ecuación 3-4 únicamente en el término independiente y es el resultado de restar a la potencia frigorífica la parte de la potencia eléctrica de la bomba de circulación del circuito de agua fría (tabla 3-4) destinada a vencer las pérdidas de carga del evaporador, tal y como se explica en el ANEXO 2.

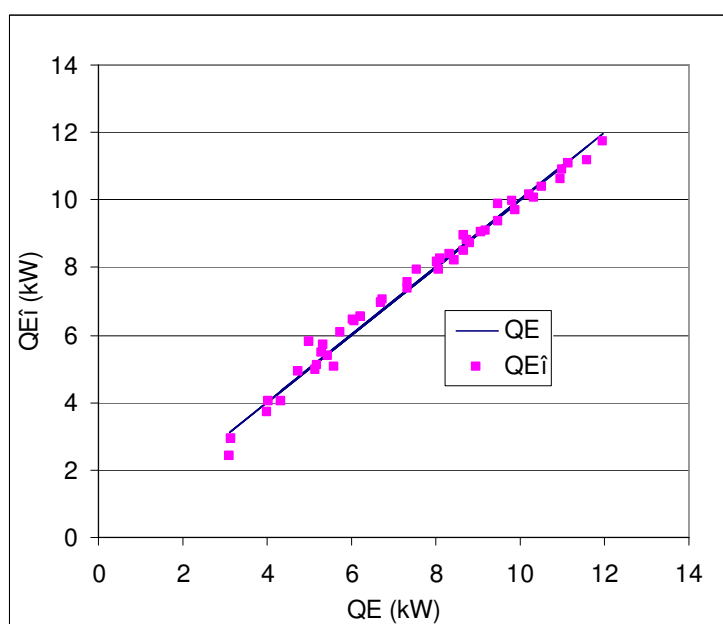


Figura 3-8. Estimación lineal para la potencia frigorífica.

En la figura 3-8 se ha representado los valores de la potencia frigorífica medidos experimentalmente para cada punto de ensayo frente a ellos mismos (recta $Q_E = Q_{Ei}$) y los valores que predice la correlación (Q_{Ei}) para cada condición ensayada. De esta forma, la gráfica ilustra la bondad del ajuste ofrecido por la correlación para cada dato experimental. El coeficiente de correlación del ajuste es del 98.6 %.

Repetiendo un proceso similar para la potencia térmica consumida en el generador, se obtiene la siguiente expresión:

$$Q_{Gi} = -1,054 \cdot T_{AC} + 0,576 \cdot T_E + 0,526 \cdot T_G - 0,039 \quad (3-6)$$

Siendo el coeficiente de correlación del 98.1 %. En la figura 3-9 se muestra una representación grafica del ajuste, mostrando los puntos predichos por la correlación para cada condición ensayada junto con los propios puntos medidos (recta $Q_G = Q_{G_i}$).

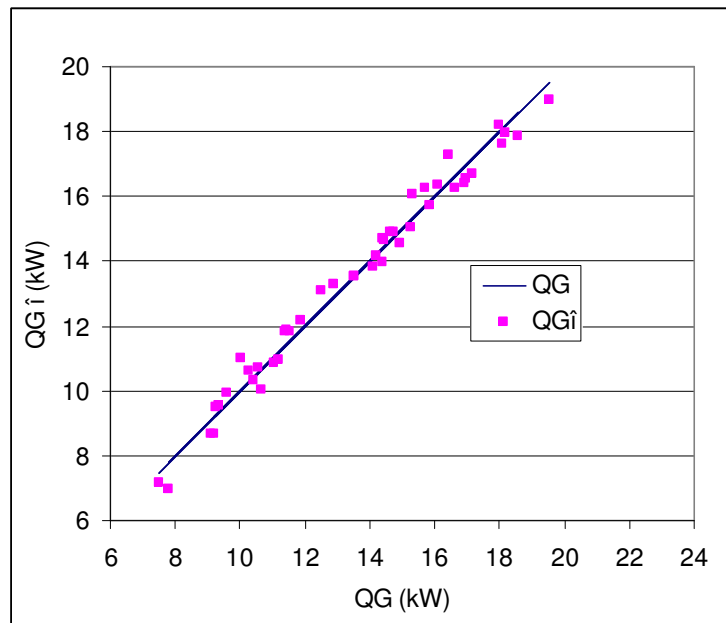


Figura 3-9. Estimación lineal para la potencia de generación

Finalmente, la potencia térmica de disipación (condensación más absorción), puesto que no ha podido medirse directamente, se ha obtenido como suma de las potencias frigorífica y del generador. La correlación obtenida es:

$$Q_{ACi} = -1.851 \cdot T_{AC} + 1.086 \cdot T_E + 0.858 \cdot T_G + 2.361 \quad (3-7)$$

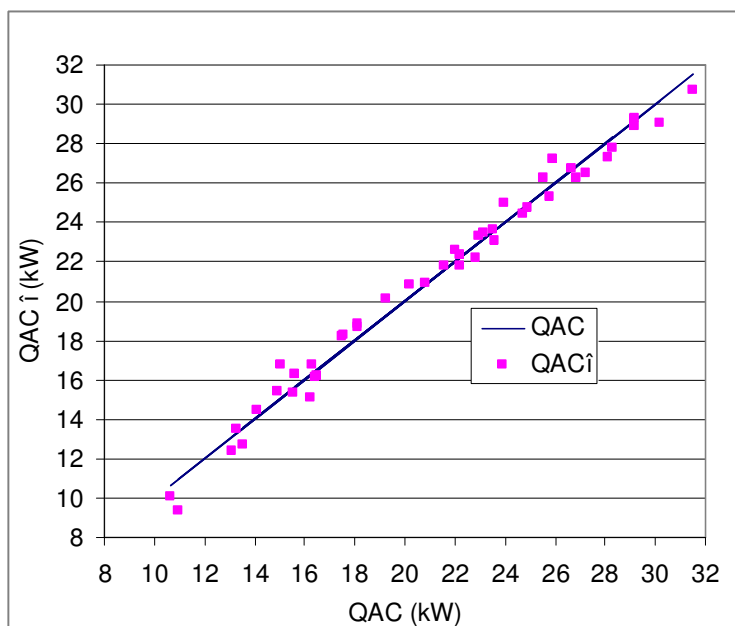


Figura 3-10. Estimació lineal para la potencia de disipación

Siendo el coeficiente de correlación 98.4 %. En la figura 3-10 se representan los valores que para condición ensayada ofrece la correlación $Q_{AC\hat{i}}$, que pueden compararse con los propios valores medidos, representados gráficamente mediante la recta $Q_{AC} = Q_{AC}$.

Los valores de los coeficientes de la ecuación (3-7) son la suma de dichos coeficientes en las ecuaciones (3-4) y (3-6).

La correlación de la potencia frigorífica Q_{Ei} , con 37.5°C de temperatura de entrada de agua de disipación, 90 °C de temperatura de entrada de agua caliente al generador y 15 °C de temperatura de producción de agua fría ofrece un valor de 10.06 kW.

Tabla 3-6. Comparación PROT_LAB2 de SOLARFRIO frente al prototipo pre-Industrial PRE_IND_A_W_1

VALORES NOMINALES FRENTE A LA DISIPACIÓN POR AGUA (VALORES DE CORRELACIONES)		
	PROTOTIPO PROT_LAB_2 SOLARFRIO	PROTOTIPO PRE_IND_A_W_1
T_E [°C]	15.0	15.0
T_G [°C]	90.0	90.0
T_{AC} [°C]	37.5	37.5
\dot{V}_E [m ³ /h]	3.0	3.0
\dot{V}_G [m ³ /h]	3.0	3.0
\dot{V}_{AC} [m ³ /h]	6.0	-
\dot{m}_{sol} [kg/h]	350	-
Q_{Ei} [kW]	10.16	10.06
Q_{Ei} [kW] EN14511	9.99	9.88
Q_{Gi} [kW]	15.27	16.42
Q_{Aci} [kW]	26.12	26.46
COP_{teri}	0.67	0.61
COP_{teri} EN14511	0.65	0.60
P_{elec} [kW]		1.68 (*)
COP_{elec} EN14511		5.88

(*) Se refleja la potencia eléctrica del prototipo suponiendo una disipación por agua, es decir sin incluir el consumo del ventilador, de la bomba de circulación de agua del aerotermostato, pero incluyendo una potencia eléctrica de la bomba de agua de disipación de 200 W tal y como se refleja en la tabla 3-4

En la tabla 3-6 se comparan los valores medidos durante el proyecto SOLARFRIO con los obtenidos ahora con el prototipo pre-industrial. Los valores ofrecidos por las correlaciones ofrecen valores de potencia frigorífica similares en ambos prototipos. Sin embargo la potencia de generación es superior en el equipo pre-industrial, por

encima del valor de incertidumbre lo que puede deberse a que esté circulando un mayor caudal de solución, debido a la reducción de la longitud de las líneas frigoríficas.

Con las correlaciones obtenidas para la capacidad frigorífica y la potencia térmica consumida, pueden generarse las tablas y gráficas de prestaciones que tendría el nuevo desarrollo para el caso de ser comercializado con la versión de disipación por agua, información convencional que se suele incluir en los catálogos técnicos de los fabricantes y que resulta útil a los ingenieros y proyectistas para la selección y comparación de los equipos.

En la figura 3-11 se representa la capacidad frigorífica, corregida conforme a la norma prEN 14511-3:2011 frente a la temperatura de entrada del agua de disipación para unas temperaturas de producción de agua fría de 8 y 18°C y diferentes temperaturas de agua caliente de alimentación al generador. Con 35 °C de temperatura de disipación y 90 °C de temperatura de alimentación al generador, la potencia frigorífica produciendo agua a 18 °C es un 39 % mayor que produciendo agua a 8 °C, lo que indica el mayor potencial de aplicación en instalaciones de climatización con elementos emisores de alta temperatura (p.e. suelo refrescante).

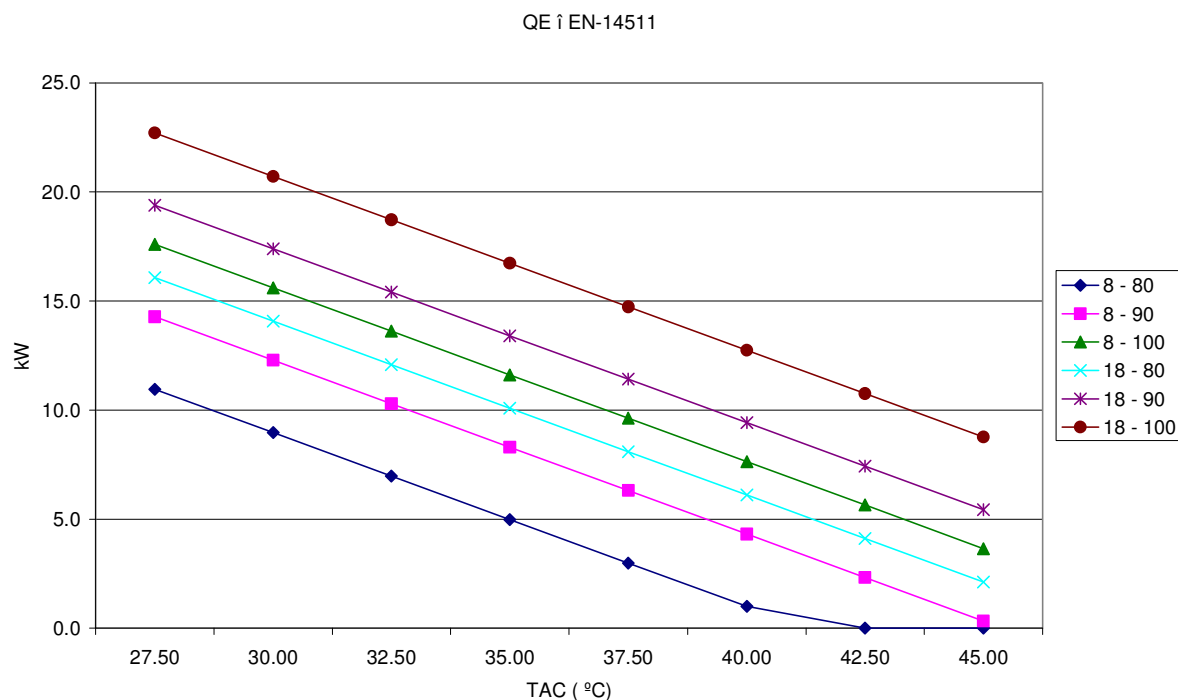


Figura 3-11: Potencia frigorífica ($Q_{E\hat{I}}$ EN14511) frente a la temperatura de entrada de agua de disipación para unas temperaturas de impulsión de agua fría de 18 °C y 8 °C y diferentes temperaturas de entrada de agua caliente al generador.

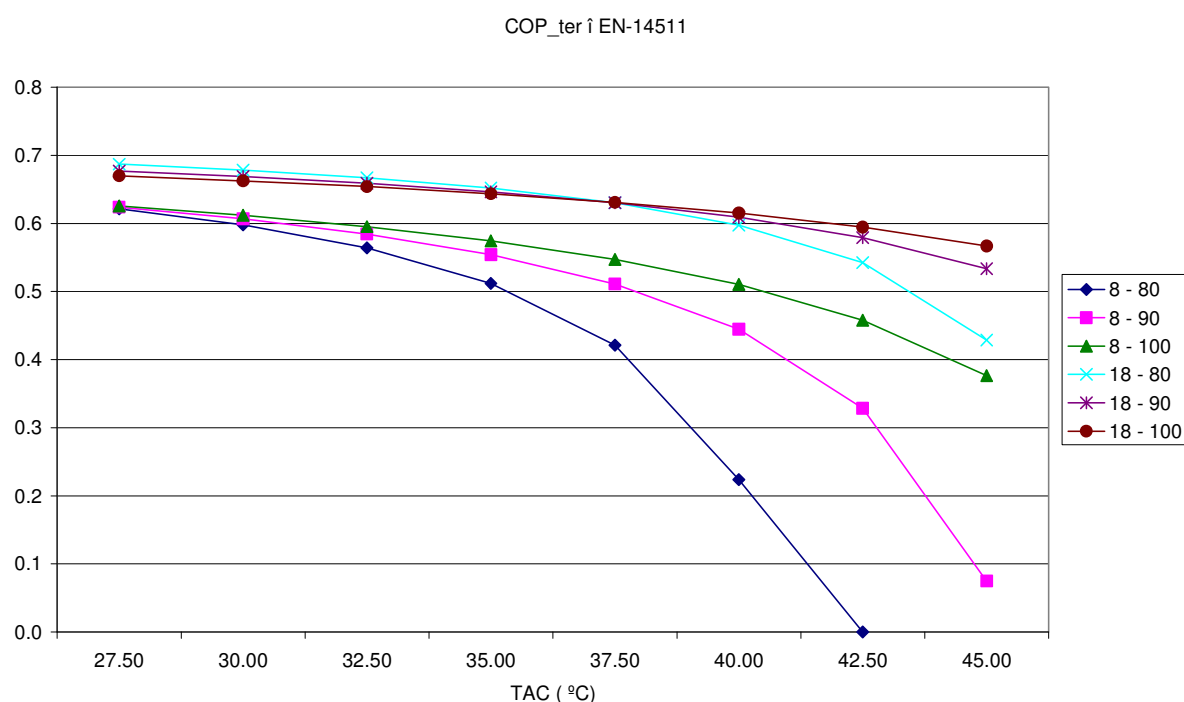


Figura 3-12: COP térmico de un equipo de disipación por agua, frente a la temperatura de entrada de agua de disipación para unas temperaturas de impulsión de agua fría de 18 °C y de 8 °C y diferentes temperaturas de entrada de agua caliente al generador

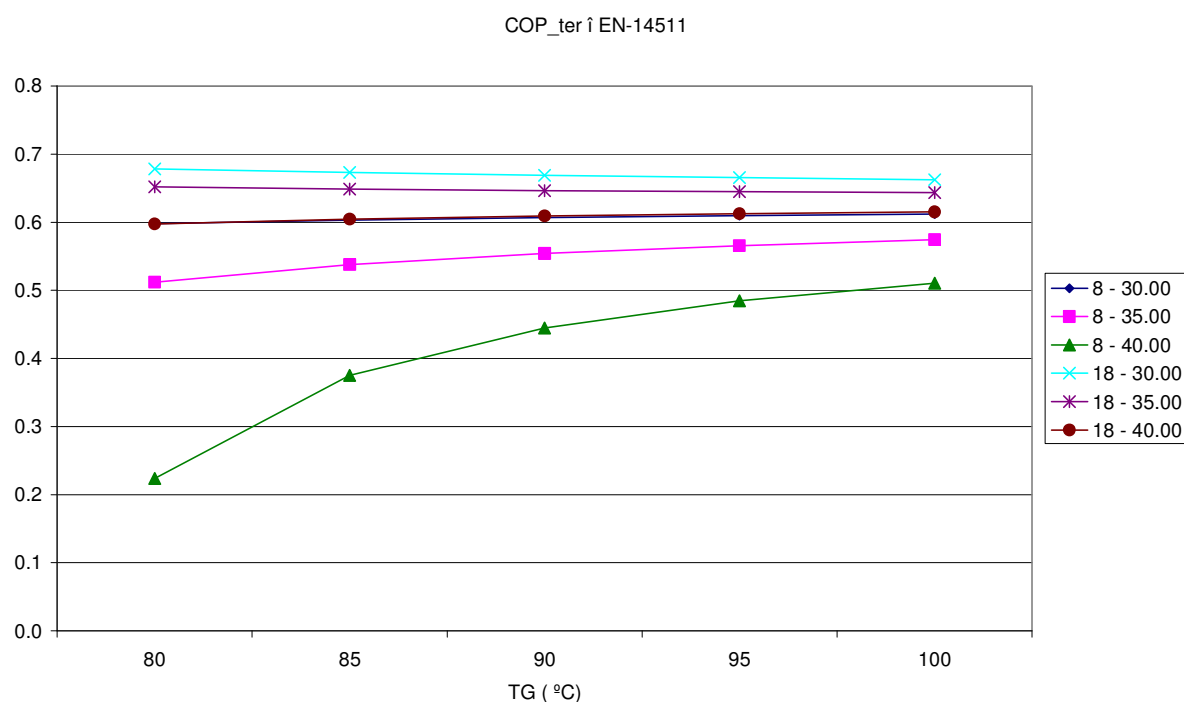


Figura 3-13: COP térmico de un equipo de disipación por agua, frente a la temperatura de entrada de agua caliente al generador para unas temperaturas de impulsión de agua fría de 18 °C y de 8 °C y diferentes temperaturas de entrada de agua de disipación.

En la figura 3-12 se representa el COP térmico, obtenido a partir de la capacidad frigorífica corregida conforme a la norma prEN 14511-3:2011, frente a la temperatura de entrada del agua de disipación y para diferentes temperaturas de agua de alimentación al generador, y viceversa en la figura 3-13. En ambos casos se muestran los valores para unas temperaturas de producción de agua fría de 8 y 18 °C. Puede apreciarse cómo, para temperaturas de producción de agua fría elevadas, por ejemplo 18 °C, típicas de la utilización con suelo refrescante, una vez alcanzada una temperatura de activación suficiente (80 °C) y una vez comenzado el proceso de absorción no tiene interés operar con temperaturas de agua caliente superiores desde el punto de vista de la mejora del COP térmico. En aplicaciones de baja temperatura de producción de agua fría, el COP térmico cae mucho conforme aumenta la temperatura de disipación, siendo necesario para mantenerlo, disponer de elevadas temperaturas de generación.

Fernández-Seara y Vázquez (2001) para un ciclo de absorción de simple efecto de amoniaco / agua operando en condiciones de refrigeración industrial, con temperaturas de evaporación de -15 °C muestran como hay una temperatura de generación que maximiza el COP térmico, de forma que a bajas temperaturas de disipación el COP aumenta al disminuir la temperatura de generación. La razón principal para la existencia de este óptimo en los equipos de amoniaco / agua reside en el hecho que al aumentar la temperatura de generación, para una temperatura de disipación determinada, también aumentan las necesidades de rectificación que penalizan el COP del ciclo. En el equipo de amoniaco / nitrato de litio ensayado también existe, como puede apreciarse con más detalle en la figura 3-14, un óptimo aunque no tan marcado como en los equipos de amoniaco / agua al no haber en este caso rectificación del vapor. En el rango de operación de la enfriadora ensayada en condiciones de climatización, las diferencias son pequeñas y no compensa el extra coste de dotar al equipo de un control de temperatura de generación. Además, el COP eléctrico aumenta al aumentar la temperatura de generación en todas las condiciones de disipación. Como se verá al tratar sobre la regulación del equipo, esto sugiere una estrategia de control sencilla basada en operar siempre con la máxima temperatura de generación disponible.

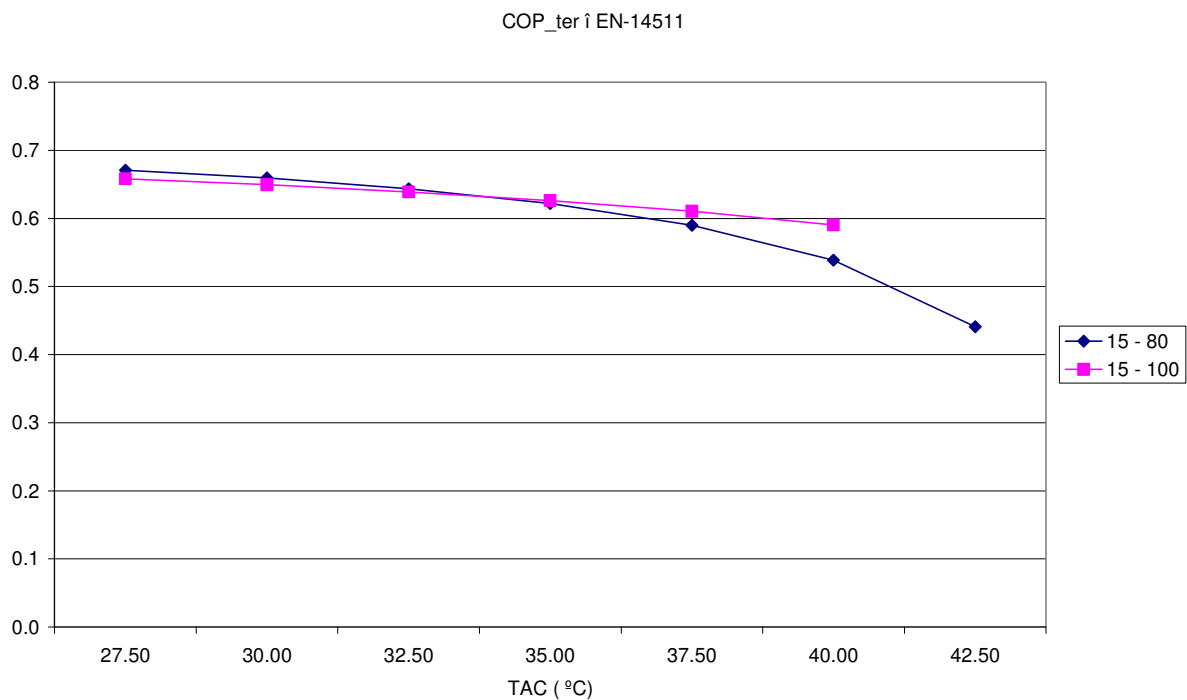


Figura 3-14: COP térmico de un equipo de disipación por agua, frente a la temperatura de entrada de agua de disipación para una temperatura de impulsión de agua fría de 15 °C y diferentes temperaturas de entrada de agua caliente al generador

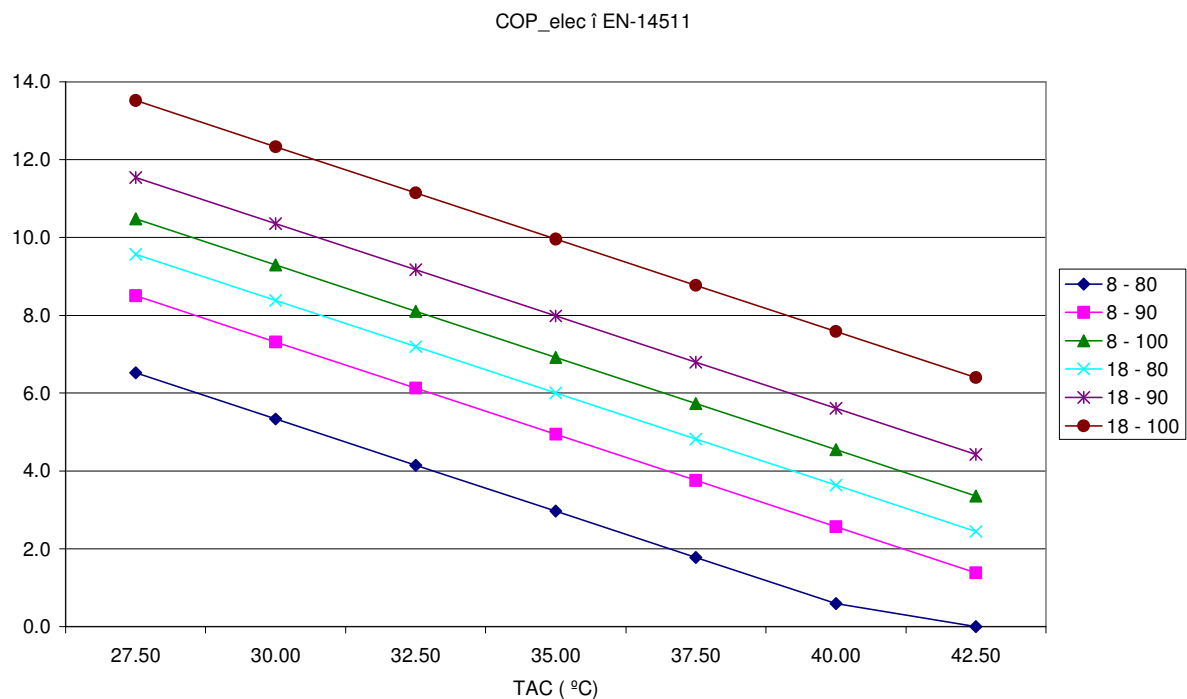


Figura 3-15: COP eléctrico de un equipo de disipación por agua, frente a la temperatura de entrada de agua de disipación para unas temperaturas de impulsión de agua fría de 18 °C y de 8 °C y diferentes temperaturas de entrada de agua caliente al generador

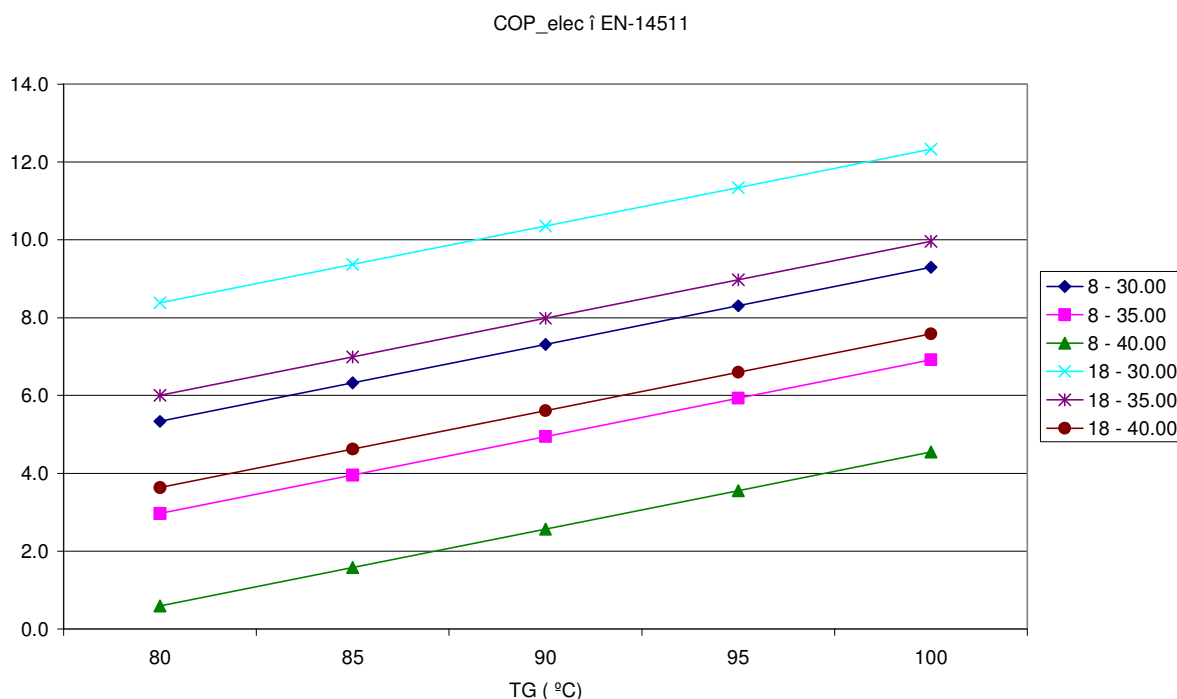


Figura 3-16: COP eléctrico de un equipo de disipación por agua, frente a la temperatura de entrada de agua caliente al generador para unas temperaturas de impulsión de agua fría de 18 °C y de 8 °C y diferentes temperaturas de entrada de agua de disipación.

En la figura 3-15 se muestra la dependencia del COP eléctrico, calculado como cociente de la capacidad frigorífica y la potencia eléctrica absorbida por el equipo suponiendo una disipación por agua (1680 W), frente a la temperatura de entrada de agua de disipación para diferentes temperaturas de agua de alimentación al generador, y viceversa en la figura 3-16. En ambos casos se muestran los valores para unas temperaturas de producción de agua fría de 8 y 18 °C. El COP eléctrico crece siempre, conforme aumenta la temperatura de entrada de agua caliente al generador.

3.5. OBTENCIÓN DE LAS PRESTACIONES DEL PROTOTIPO CON AEROTERMO

En este apartado se aborda la caracterización del nuevo desarrollo frente a la temperatura seca del aire exterior, contra el que se produce la disipación del calor de condensación y absorción en el aerotermo.

Para ello, se va a obtener la dependencia de la temperatura del agua de disipación que se enfría en la batería de tubos aleteada (aerotermino) con la temperatura del aire, la potencia de disipación intercambiada y las revoluciones del ventilador.

En primer lugar se ha realizado un filtrado de la calidad de los experimentos. Para ello se han agrupado las mediciones de las dos campañas de ensayos, (tablas A3-1 y A3-2 del ANEXO 3), según la frecuencia de giro del ventilador, considerando que el coeficiente global de transferencia de calor vendrá determinado por el coeficiente de transferencia de calor en el lado del aire. Se correlacionará entonces la temperatura de entrada de agua de disipación T_{AC} en función de la temperatura del aire T_{AIRE} , la frecuencia de giro del ventilador F y la potencia térmica disipada Q_{AC} , tal y como muestra la ecuación 3-8:

$$T_{AC} = D_1 \cdot T_{AIRE} + D_2 \cdot F + D_3 \cdot Q_{AC} + D_4 \quad (3-8)$$

En la figura 3-17 se resume este proceso, mostrando los puntos de ensayo finalmente considerados válidos, que proporcionan un ajuste con un coeficiente de correlación superior al 99 %.

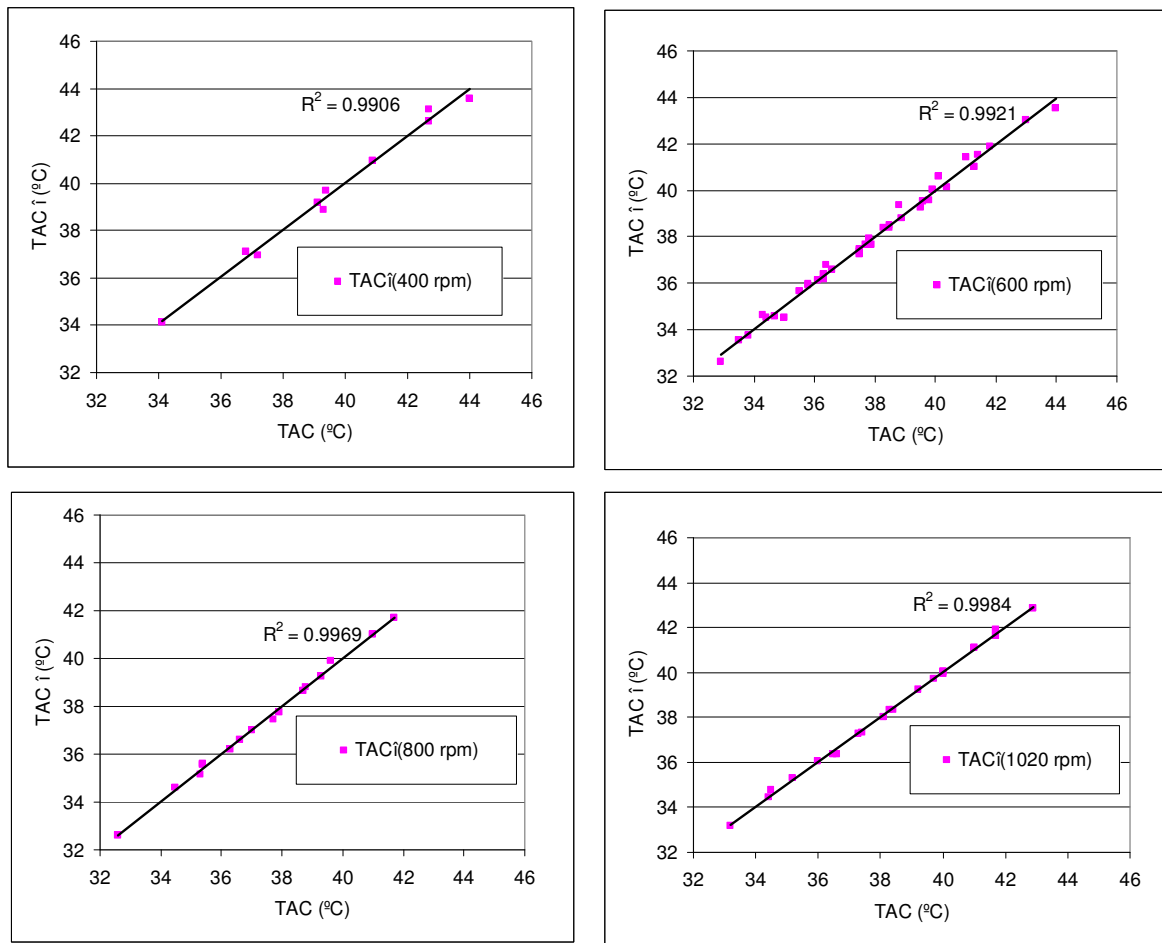


Figura 3-17: Correlaciones de $T_{AC} = T_{AC}(Q_{AC}, T_{AIRE})$ para ensayos a distintas revoluciones tras filtrar los puntos con errores excesivos que perjudican el ajuste.

Finalmente, agrupando de nuevo todos los datos para todas las revoluciones y eliminando de nuevo puntos que perjudican al ajuste se plantea la correlación deseada:

$$T_{AC\ i} = 0.9581 \cdot T_{AIRE} - 0.0053 \cdot F + 0.1027 \cdot Q_{AC} + 5.9417 \quad (3-9)$$

El coeficiente de correlación que se obtiene es del 98 %. En la figura 3-18 se ha representado los valores de la temperatura del agua de disipación, enfriada en el aerotermo, medidos experimentalmente para cada punto de ensayo frente a ellos mismos (recta $T_{AC} = T_{AC}$) y los valores que predice la correlación 3-9 ($T_{AC\ i}$) para cada condición ensayada. De esta forma, la gráfica ilustra la bondad del ajuste ofrecido por la correlación para cada dato experimental.

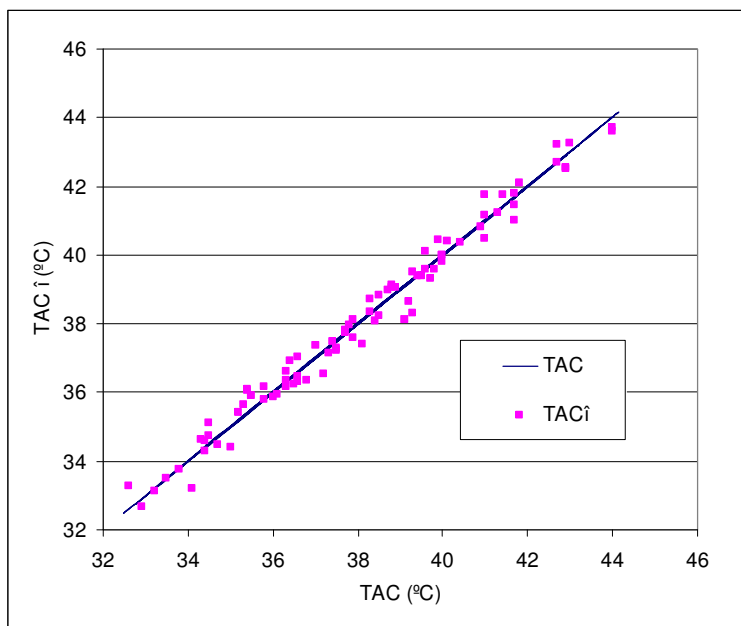


Figura 3-18. Ajuste de correlación. Dependencia de la temperatura del agua de disipación enfriada en el aerotermo, en función de la temperatura del aire exterior, de la frecuencia de giro del ventilador y de la potencia térmica de disipación; $T_{AC} = T_{AC}(T_{AIRE}, F, Q_{AC})$

Es por lo tanto posible expresar la potencia frigorífica, de generación y de disipación, en función de la temperatura de producción de agua fría T_E , la temperatura de agua caliente de alimentación al generador T_G , la temperatura del aire T_{AIRE} y la frecuencia de giro del ventilador F . Combinando las ecuaciones (3-4), (3-6) y (3-7) con la ecuación (3-9), resultan:

$$Q_{Ei} = E_1 D_1 \left(1 + \frac{A_1 D_3}{1 - A_1 D_3} \right) T_{AIRE} + E_1 D_2 \left(1 + \frac{A_1 D_3}{1 - A_1 D_3} \right) r_{pm} + \left(E_2 + \frac{E_1 A_2 D_3}{1 - A_1 D_3} \right) T_E + \left(E_3 + \frac{E_1 A_3 D_3}{1 - A_1 D_3} \right) T_G + \frac{E_1 D_3}{(1 - A_1 D_3)} (A_1 D_4 + A_4) + E_1 D_4 + E_4 \quad (3-10)$$

$$Q_{Gi} = G_1 D_1 \left(1 + \frac{A_1 D_3}{1 - A_1 D_3} \right) T_{AIRE} + G_1 D_2 \left(1 + \frac{A_1 D_3}{1 - A_1 D_3} \right) r_{pm} + \left(G_2 + \frac{G_1 A_2 D_3}{1 - A_1 D_3} \right) T_E + \left(G_3 + \frac{G_1 A_3 D_3}{1 - A_1 D_3} \right) T_G + \frac{G_1 D_3}{(1 - A_1 D_3)} (A_1 D_4 + A_4) + G_1 D_4 + G_4 \quad (3-11)$$

$$Q_{ACi} = \frac{1}{(1 - A_1 D_3)} [A_1 D_1 T_{AIRE} + A_1 D_2 r_{pm} + A_2 T_E + A_3 T_G + A_1 D_4 + A_4] \quad (3-12)$$

Obteniéndose finalmente:

$$Q_{E\hat{i}} = -0,6415 \cdot T_{AIRE} + 0,0035 \cdot F + 0,4360 \cdot T_E + 0,2730 \cdot T_G - 1,7412 \quad (3-13)$$

$$Q_{E\hat{i}} (EN14511) = -0,6415 \cdot T_{AIRE} + 0,0035 \cdot F + 0,4360 \cdot T_E + 0,2730 \cdot T_G - 1,9163 \quad (3-14)$$

$$Q_{G\hat{i}} = -0,8483 \cdot T_{AIRE} + 0,0047 \cdot F + 0,4768 \cdot T_E + 0,4475 \cdot T_G - 5,5139 \quad (3-15)$$

$$Q_{AC\hat{i}} = -1,4898 \cdot T_{AIRE} + 0,0082 \cdot F + 0,9129 \cdot T_E + 0,7206 \cdot T_G - 7,2551 \quad (3-16)$$

La figura 3-19 muestra como varía la capacidad frigorífica al aumentar la frecuencia de giro del ventilador. Está representada para el caso de una temperatura de producción de agua fría de 15 °C, una temperatura de agua caliente de alimentación al generador de 90 °C y una temperatura de aire de 35 °C. Se observa como, al aumentar el caudal de aire por el aerotermo, disminuye la temperatura del agua de disipación enfriada en el mismo, mejorándose la capacidad frigorífica de forma apreciable.

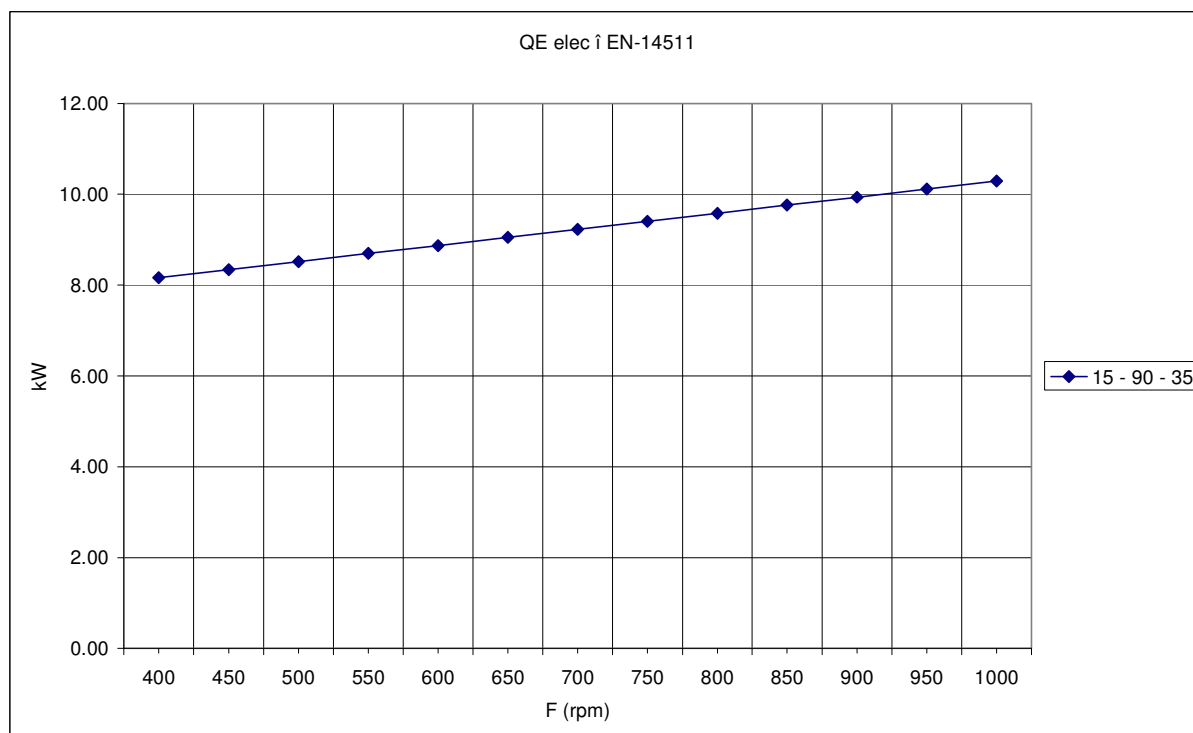


Figura 3-19: Potencia frigorífica frente a la frecuencia de giro del ventilador, para $T_E=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_G=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{AIRE}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$

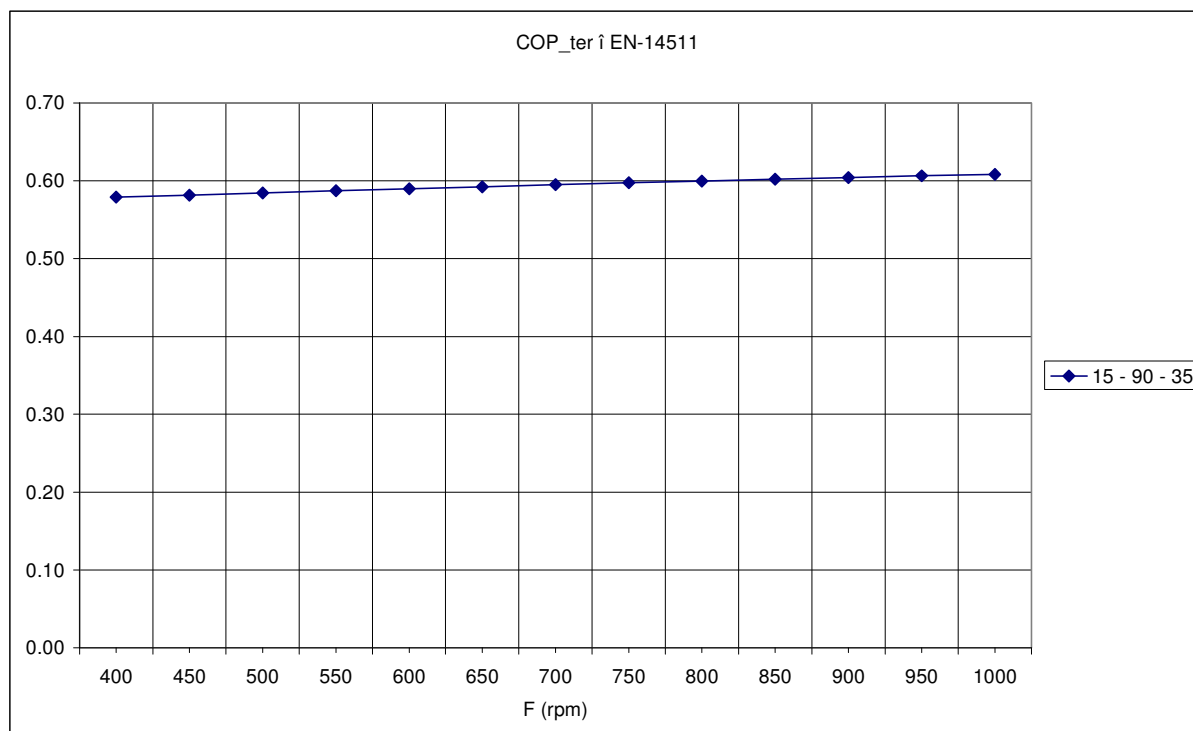


Figura 3-20. COP térmico frente a la frecuencia de giro del ventilador, para $T_E=15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_G=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $T_{\text{AIRE}}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$

La figura 3-20 muestra el COP térmico frente a la frecuencia de giro del ventilador. Está representada para el caso de una temperatura de producción de agua fría de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, una temperatura de agua caliente de alimentación al generador de $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una temperatura de aire de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Conforme se incrementa la frecuencia de giro, el COP térmico sólo aumenta levemente. Esto se debe a que, a la vez que sube la potencia frigorífica, también se incrementa en similar proporción la potencia térmica del generador.

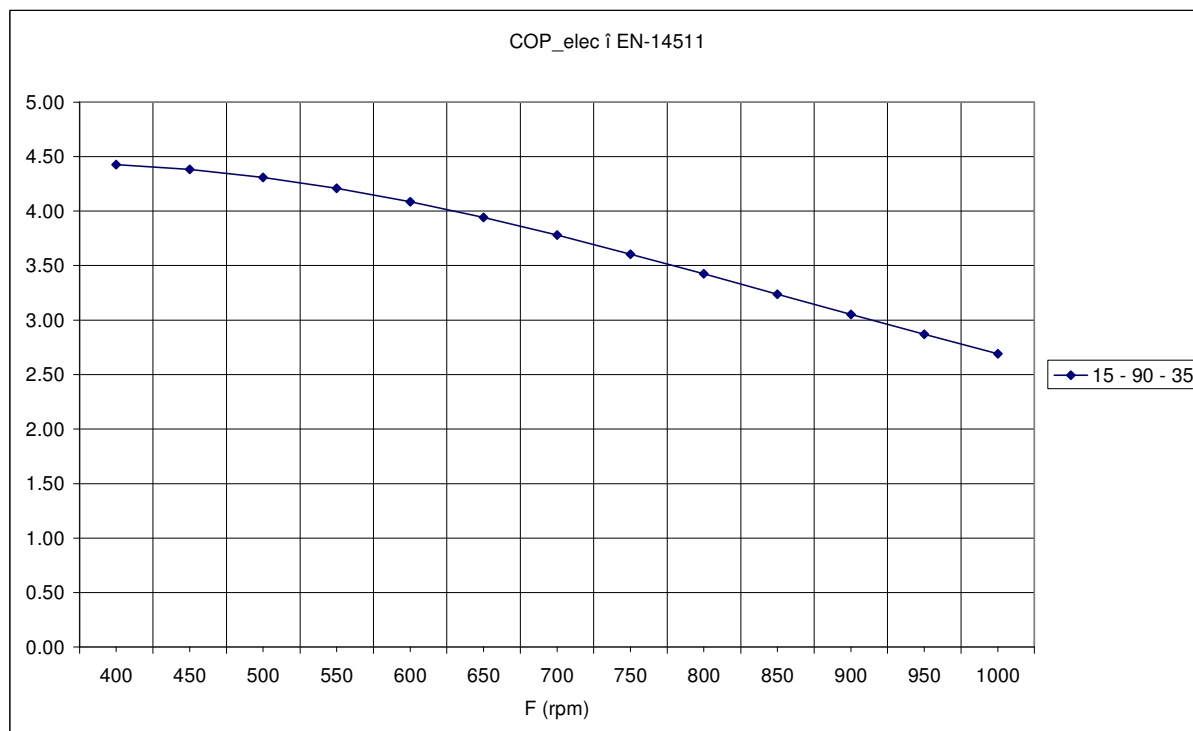


Figura 3-21. COP eléctrico frente a la frecuencia de giro del ventilador, para $T_E=15\text{ }^\circ\text{C}$, $T_G=90\text{ }^\circ\text{C}$ y $T_{AIRE}=35\text{ }^\circ\text{C}$

La figura 3-21 muestra el COP eléctrico frente a la frecuencia de giro del ventilador, para las condiciones seleccionadas como nominales, 35 °C de temperatura de aire exterior, 90 °C de temperatura de agua caliente de entrada al generador y 15 °C de producción de agua fría. Al aumentar la frecuencia de giro, la potencia eléctrica absorbida por el ventilador crece y disminuye el COP eléctrico.

Se muestran a continuación las curvas de capacidad frigorífica, COP térmico y COP eléctrico del prototipo pre-industrial con una frecuencia de giro de 600 rpm.

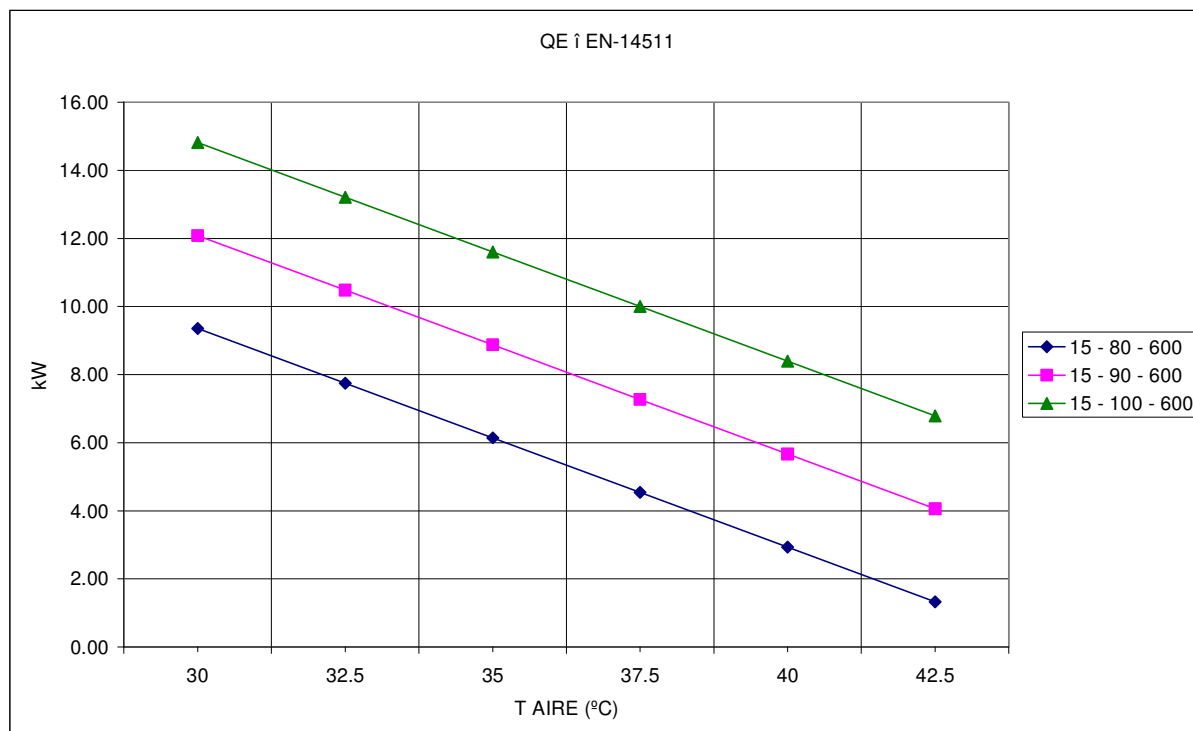


Figura 3-22. Curvas de potencia frigorífica en función de la temperatura de aire exterior, con una frecuencia de giro del ventilador de 600 rpm, para una producción de agua fría de 15°C y diferentes temperaturas de entrada de agua caliente al generador

La figura 3-22 ilustra la capacidad frigorífica, corregida conforme a la norma prEN 14511-3:2011 frente a la temperatura del aire, para 80, 90 y 100 °C de temperatura de entrada de agua caliente al generador, para una temperatura de producción de agua fría de 15 °C y una frecuencia de giro de 600 rpm. Se observa como, con elevadas temperaturas de disipación (temperatura de 40 °C), el equipo es capaz de proporcionar el 64 % de su potencia frigorífica nominal a 35 °C. Esto confirma una de las ventajas de la mezcla amoniaco / nitrato de litio, para el funcionamiento con disipación seca a altas temperaturas de aire, tal y como se manifiesta en la literatura científica.

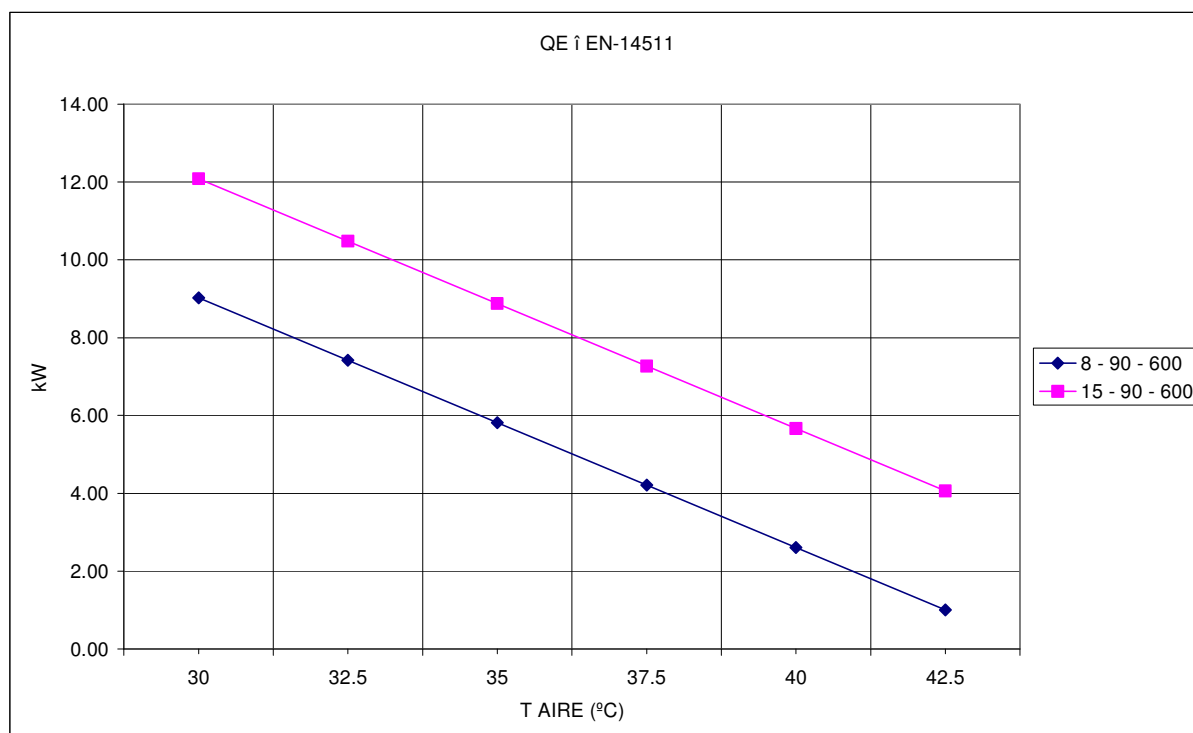


Figura 3-23. Curvas de potencia frigorífica en función de la temperatura de aire exterior, con un frecuencia de giro del ventilador de 600 rpm, temperatura de agua caliente de entrada al generador 90 °C, para una producción de agua fría de 8 °C y 15 °C

En la figura 3-23 se ha representado la capacidad frigorífica frente a la temperatura del aire, con 90 °C de temperatura de entrada de agua al generador, para una frecuencia de giro de 600 rpm y para dos temperaturas diferentes de producción de agua fría, 8 y 15 °C. Se muestra como hay una importante pérdida de potencia frigorífica, de hasta el 34 %, cuando se opera con bajas temperaturas de producción de agua fría. Las soluciones de climatización basadas en unidades terminales de alta temperatura (p.e. suelos refrescantes) serán siempre preferibles.

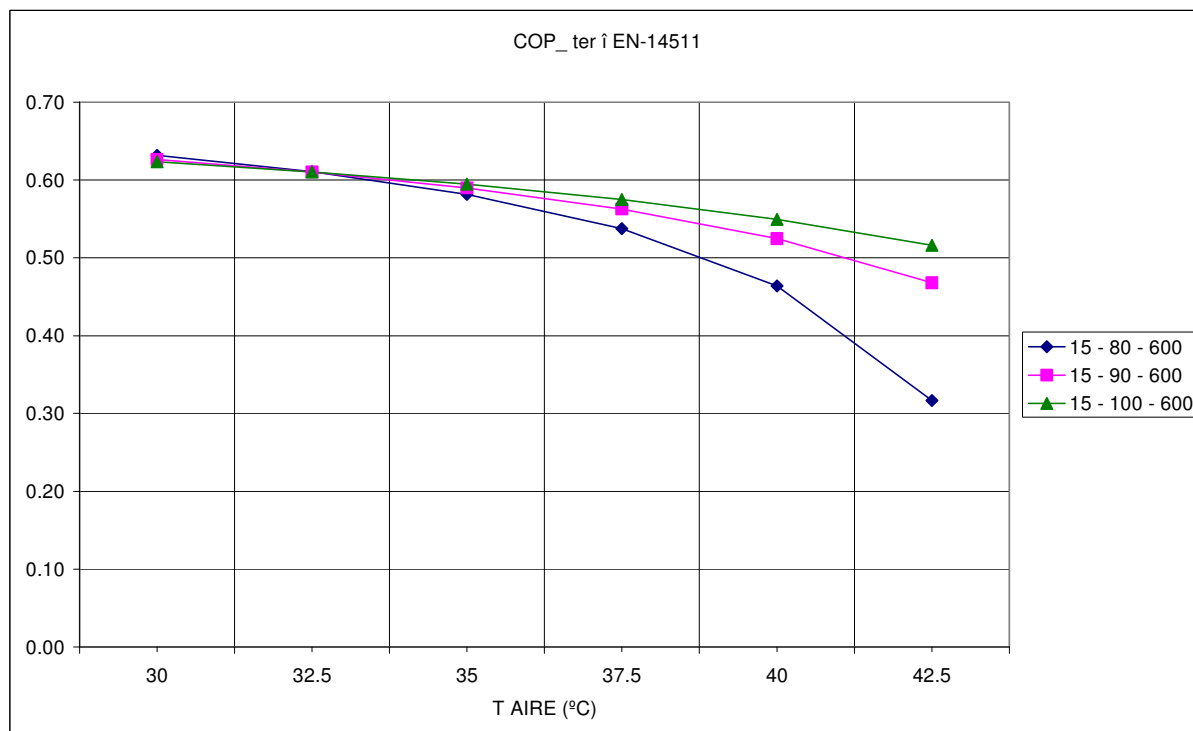


Figura 3-24. Curvas del COP térmico en función de la temperatura de aire exterior, para una producción de agua fría de 15 °C y diferentes temperaturas de entrada de agua caliente al generador

En la figura 3-24 se muestra el COP térmico frente a la temperatura del aire, para una temperatura de producción de agua fría de 15 °C, para una frecuencia de giro nominal de 600 rpm y tres diferentes temperaturas de entrada de agua al generador, 80 , 90 y 100 °C. Se ilustra cómo produciendo agua a 15 °C y con suficiente temperatura de agua caliente, el COP térmico se mantiene relativamente constante, incluso a altas temperaturas de aire exterior. Esta es otra de las conclusiones clásicas de la literatura sobre el par amoniaco / nitrato de litio que lo hacen especialmente recomendable para trabajar con disipación seca. Sin embargo, cuando en las mismas condiciones, se opera el equipo con bajas temperaturas de agua fría (figura 3-25), el COP térmico decrece y es necesario disponer de agua de caliente a mayor temperatura para mantener unos valores adecuados. Así, con 35 °C de aire exterior, sólo a partir de 90 °C de agua de generación se consigue un COP térmico superior a 0.5.

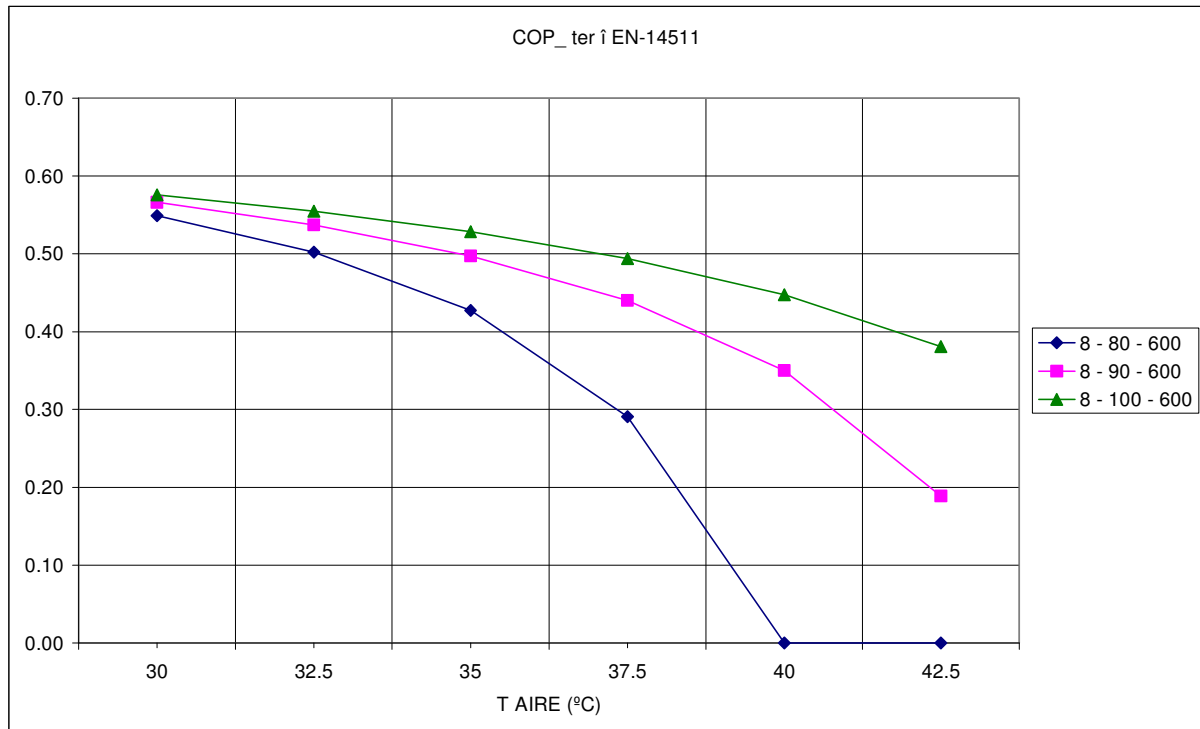


Figura 3-25. Curvas del COP térmico en función de la temperatura de aire exterior, para una producción de agua fría de 8 °C y diferentes temperaturas de entrada de agua caliente al generador

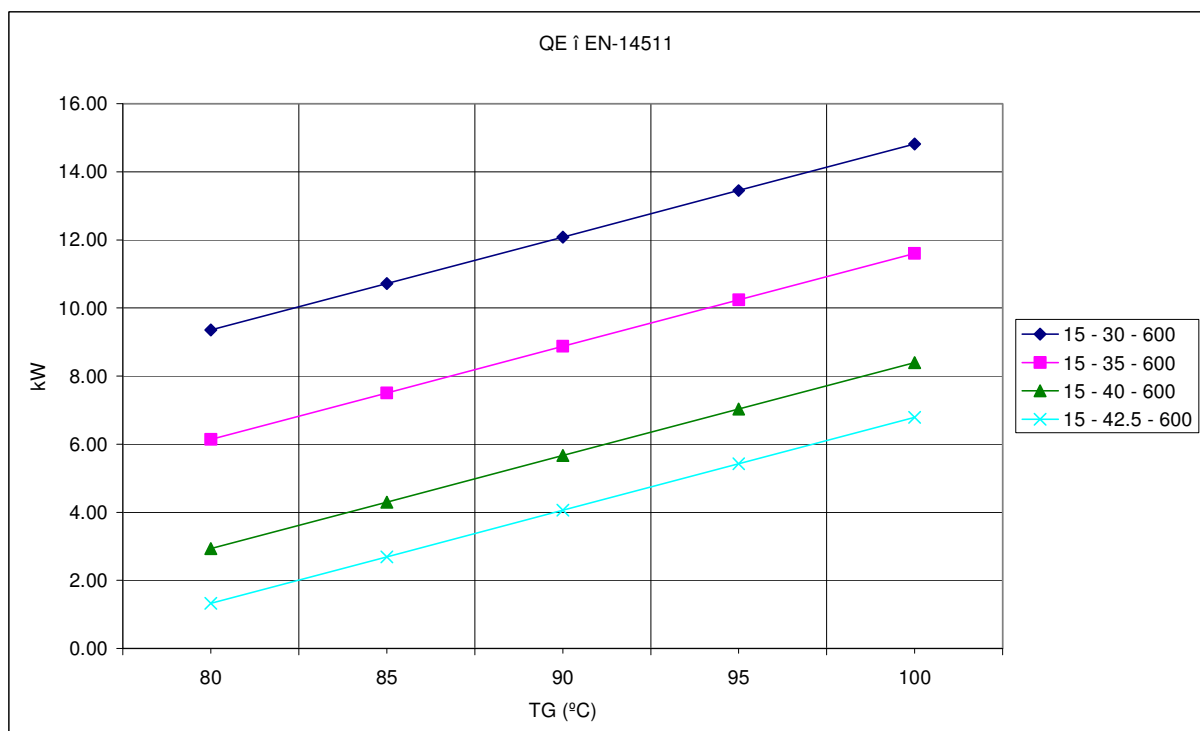


Figura 3-26. Curvas de potencia frigorífica en función de la temperatura de entrada de agua caliente al generador, con frecuencia de giro del ventilador 600 rpm, para una producción de agua fría de 15 °C y diferentes temperaturas de aire exterior

En la figura 3-26 se muestra la influencia que la temperatura de agua caliente de alimentación al generador tiene sobre la capacidad frigorífica. Se ha representado para una frecuencia de giro de 600 rpm, para una temperatura de producción de agua fría de 15 °C y para diferentes temperaturas de aire. Puede apreciarse como, conforme disminuye la temperatura del aire exterior, es necesaria una menor temperatura de agua caliente en el generador para suministrar la misma potencia frigorífica. Esto podría sugerir diseñar un control que conforme el equipo operase a carga parcial, fuese regulando la capacidad frigorífica mediante una reducción de la temperatura de agua caliente. Sin embargo, tal y como se mostrará al tratar el control de la enfriadora, esta estrategia no resulta interesante desde el punto de vista del COP eléctrico.

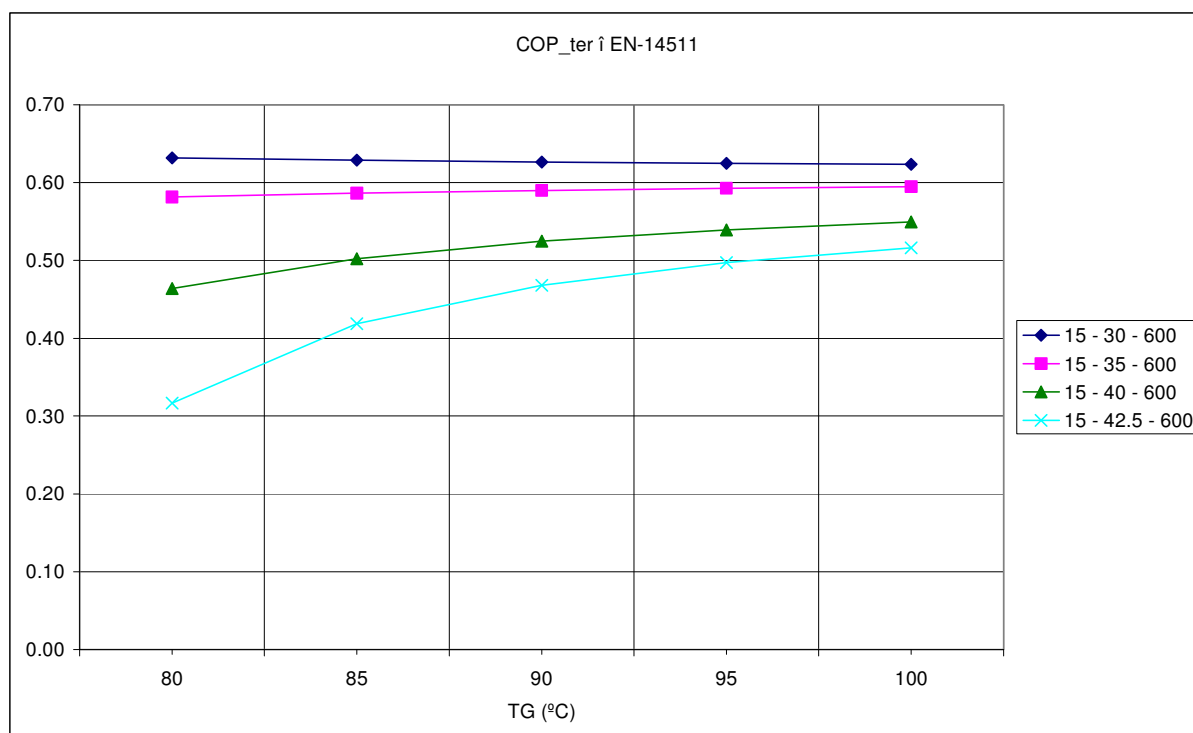


Figura 3-27. Curvas de COP térmico en función de la temperatura de entrada de agua de caliente al generador, con frecuencia de giro de ventilador 600 rpm, para una producción de agua fría de 15 °C y diferentes temperaturas de aire exterior

La figura 3-27 muestra el COP térmico frente a la temperatura de entrada de agua caliente al generador, para una frecuencia de giro del ventilador de 600 rpm, una temperatura de producción de agua fría de 15 °C y diferentes temperaturas de aire. Se aprecia que, para moderadas temperaturas de aire exterior, no existe beneficio

en operar con altas temperaturas de agua de caliente desde el punto de vista del COP térmico. Esta característica hace especialmente adecuado al par amoniaco / nitrato de litio para trabajar en sistemas de climatización solar con colectores solares planos tal y como expone el estado del arte sobre la materia.

Finalmente, se presentan los resultados del prototipo de disipación seca bajo la óptica del COP eléctrico. Las mediciones efectuadas confirman la práctica independencia del consumo de la bomba de solución con la relación de presiones. La variación del consumo eléctrico del prototipo va a depender exclusivamente de la frecuencia de giro del ventilador.

En las figuras 3-28 y 3-29 se muestra el COP eléctrico frente a la frecuencia de giro del ventilador. En ambos casos, se ha representado para una temperatura de agua caliente de 90 °C y diferentes temperaturas de aire. En la figura 3-28 se muestran los valores con 15 °C de producción de agua fría, mientras que en la figura 3-29 se representan los valores para 8 °C. Puede observarse que aparecen máximos del COP eléctrico con la frecuencia de giro del ventilador. Esto apuntará a una estrategia de control basada en operar la enfriadora a la frecuencia de giro que optimiza el COP eléctrico. Esto se discutirá más adelante al tratar sobre el control del prototipo.

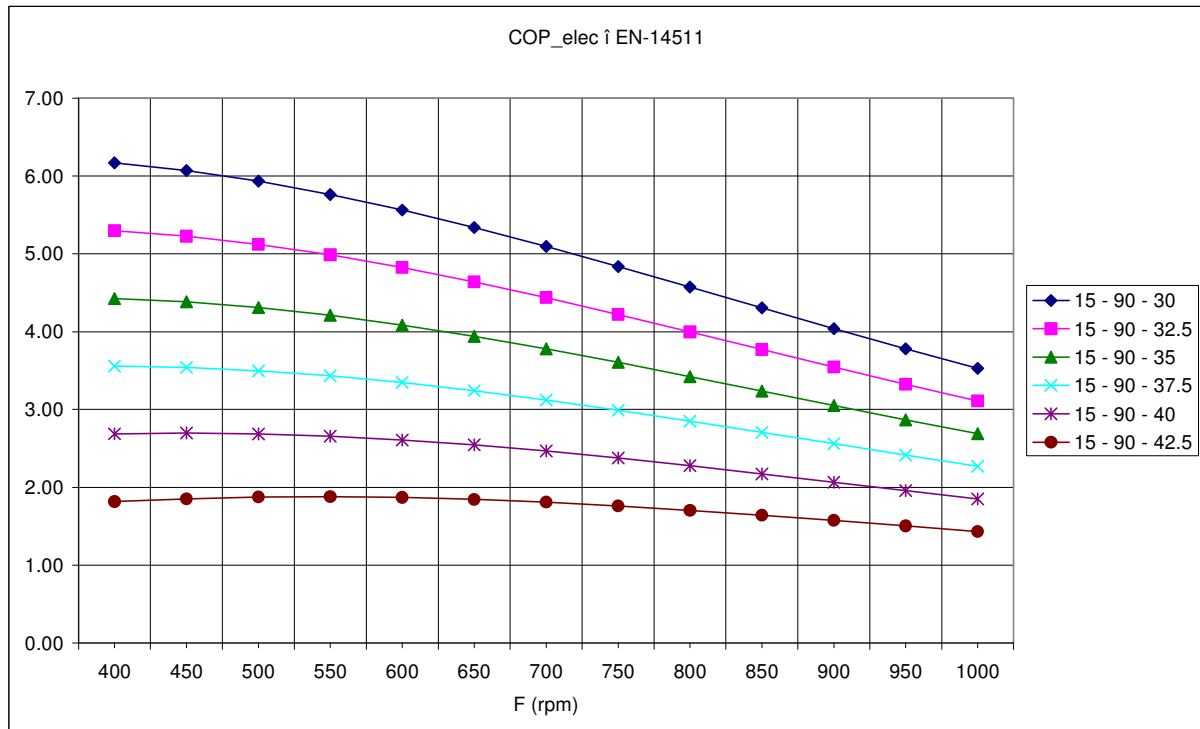


Figura 3-28. Dependencia del COP eléctrico con la frecuencia de giro del ventilador, para una producción de agua fría de 15 °C, 90 °C de temperatura de agua caliente y diferentes temperaturas de aire exterior

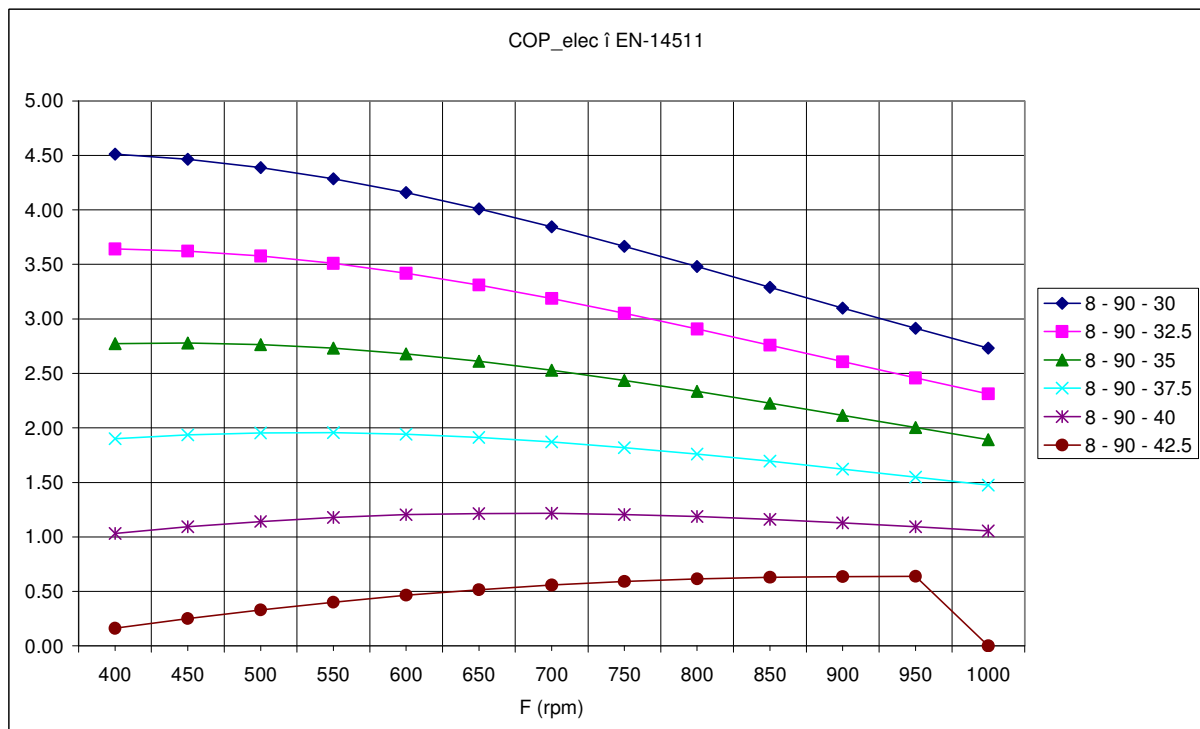


Figura 3-29. Dependencia del COP eléctrico con el régimen de giro del ventilador, para una producción de agua fría de 8°C, 90°C de temperatura de agua de generación, y diferentes temperaturas de aire exterior

3.6. COMPARACIÓN DE LAS PRESTACIONES DEL NUEVO DESARROLLO CON LAS DE UNA ENFRIADORA DE COMPRESIÓN MECÁNICA

3.6.1. COMPARACIÓN CON UNA PLANTA ENFRIADORA AGUA-AGUA

A continuación se comparan las prestaciones (potencia frigorífica y COP eléctrico) del primer prototipo pre-industrial frente a la temperatura de agua de disipación con las de unas enfriadoras de compresión mecánica. En concreto se compara con unas bombas de calor reversibles del fabricante CIAT (www.ciat.com 2012), modelos AGEO 30HT y AGEO 40HT de potencia frigorífica equivalente. Se trata de unas máquinas equipadas con compresor *scroll* de motor eléctrico trifásico y que emplean refrigerante R-410A. Se realiza la comparación para una misma temperatura de producción de agua fría de 15 °C.



Figura 3-30. Bomba de calor agua-agua CIAT AGEO 30HT y 40HT

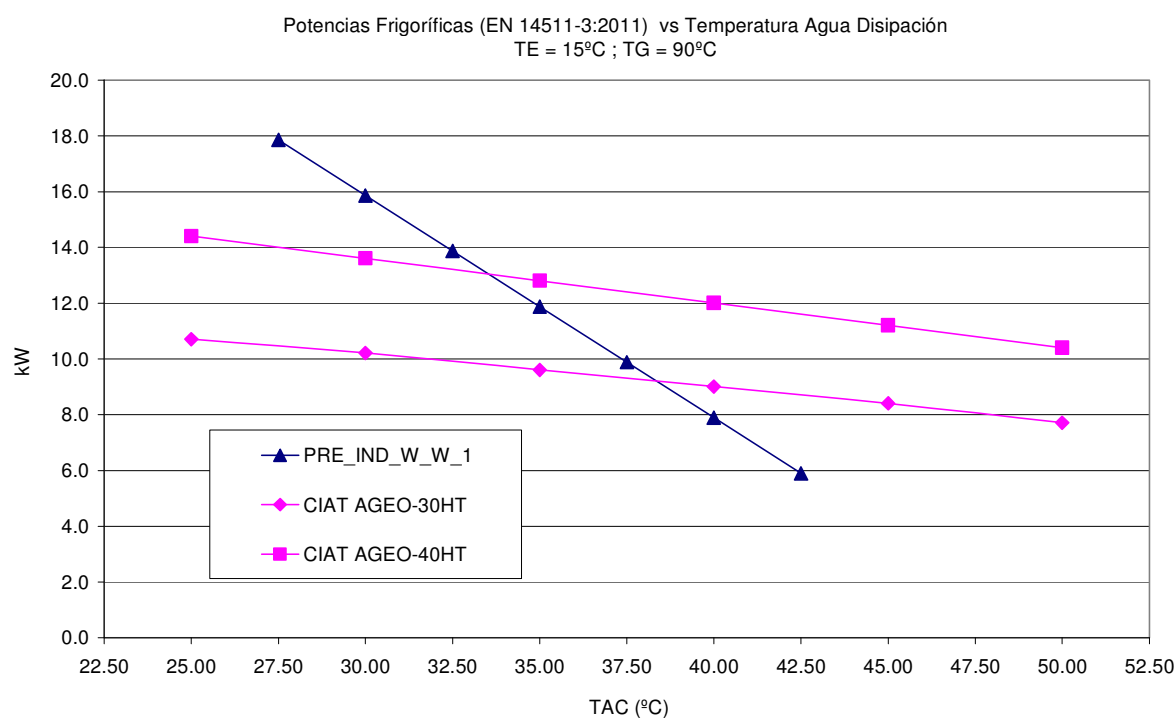


Figura 3-31. Comparación de la potencia frigorífica del prototipo PRE_IND_A_W_1 y la de equipos de compresión mecánica frente a la temperatura de disipación por agua

En la figura 3-31 se han representado gráficamente los valores de la capacidad frigorífica del prototipo obtenidos mediante la ecuación (3-13) frente a la temperatura del agua de disipación. Se han representado para una temperatura de producción de agua fría de 15 °C en todos los casos, tal y como se ha dicho. Para el caso de la enfriadora de absorción se muestran los valores con 90 °C de temperatura de entrada de agua caliente al generador. Como puede apreciarse, aunque en el punto nominal, a 35 °C de temperatura de agua de disipación, las tres máquinas tengan una potencia frigorífica similar, la forma en la que esta varía frente a la temperatura del agua de disipación es muy diferente. Así, para la enfriadora de absorción, la potencia frigorífica varía desde 18 kW a 6 kW en un intervalo de temperaturas mucho menor, de 27 a 42 °C, mientras que para los otros equipos las potencias varían entre 14 y 10 kW en un caso y entre 10.5 y 9.5 kW en el otro para una intervalo de 25 a 50°C. De estos resultados puede apreciarse no sólo la importancia que la temperatura del agua de disipación tiene en la magnitud de la capacidad frigorífica, sino también en la variación de la misma.

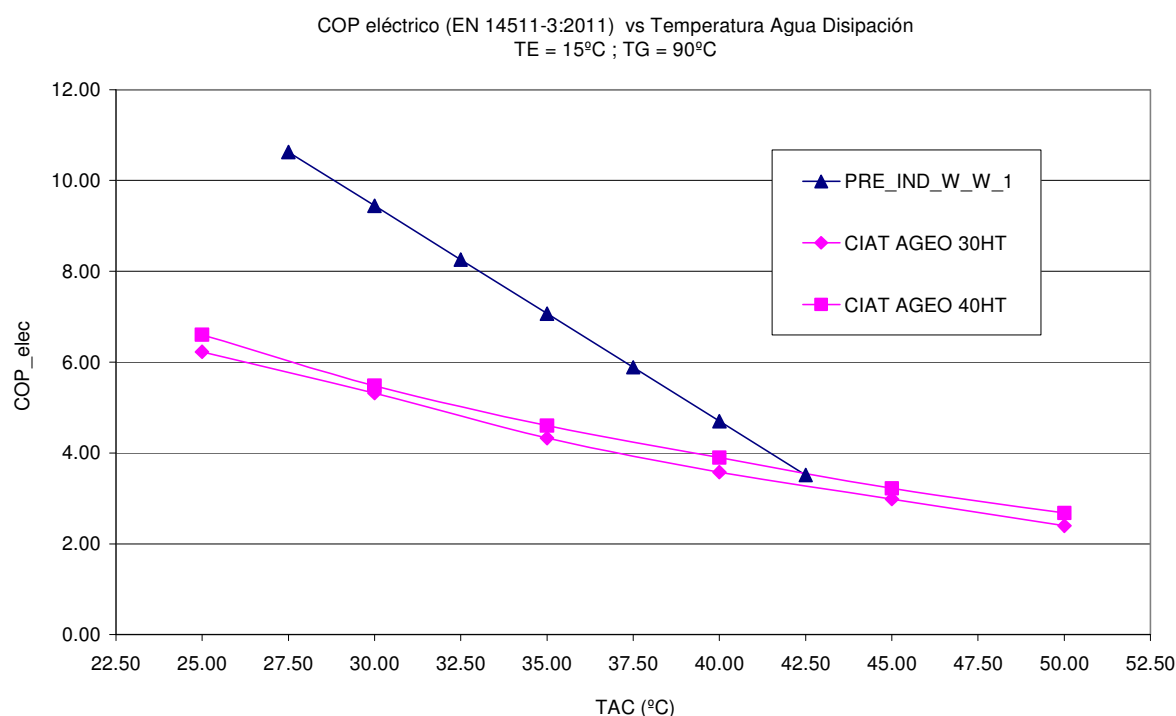


Figura 3-32. Comparación del COP eléctrico del prototipo PRE_IND_A_W_1 y el de equipos de compresión mecánica frente a la temperatura de disipación por agua

En la figura 3-32 se muestra el COP eléctrico frente a la temperatura del agua de disipación. De nuevo, la temperatura de producción de agua fría es 15 °C en todos los casos. Para la enfriadora de absorción se han representado los valores que corresponden a 90 °C de temperatura de entrada de agua caliente al generador. En el caso del equipo de absorción los valores del COP eléctrico están comprendidos entre 11 y 3, mientras que para los equipos de compresión se sitúan entre 6 y 2.5 en intervalos más amplios de la temperatura del agua de disipación.

En todo caso, la comparación directa entre los valores del COP eléctrico entre los dos tipos de equipos, los de compresión mecánica y el de absorción, ha de hacerse aún con cautela. Sería válida en una aplicación en la que el calor de condensación y absorción se enviasen a un foco térmico sin requerir un consumo eléctrico de transporte adicional, por ejemplo disipando contra el agua de una piscina, calentándola, donde para circular el agua por el equipo solo hiciese falta el consumo eléctrico necesario para vencer las pérdidas de carga por los intercambiadores de la máquina. Con otros sistemas de disipación, como un bucle geotérmico o una torre de refrigeración, la mayor potencia de disipación del equipo de absorción exigirá un mayor consumo eléctrico en el sistema de disipación. Hay que tener en cuenta que,

para una misma potencia frigorífica, el caudal del circuito de disipación de la máquina de absorción es el doble que el de una máquina de compresión.

3.6.2. COMPARACIÓN CON UNA ENFRIADORA DE COMPRESIÓN MECÁNICA AIRE-AGUA

Se muestra a continuación la comparativa de prestaciones entre el nuevo desarrollo y enfriadoras de compresión mecánica aire-agua de potencia frigorífica similar. Concretamente se compara con la gama de microplantas enfriadoras AQUALIS del fabricante CIAT de potencia frigorífica equivalente (figura 3-33). Son máquinas de disipación por aire, equipadas con compresor *scroll* y refrigerante R-410A. Los modelos CIAT AQUALIS 28 y AQUALIS 35 equipan compresores monofásicos y el modelo AQUALIS 35HT compresor trifásico; son equipos que han sido comercializados entre los años 2003 y 2009. El modelo AQUALIS-2 35HT con compresor trifásico es una evolución de los anteriores desarrollado por CIAT en 2010. El modelo CIAT AQUALIS INVERTER 33H equipa un compresor *scroll* con control de capacidad DC-INVERTER. Ha sido comercializado entre 2009 y 2011. Los datos ofrecidos para el equipo *inverter* se dan para la frecuencia de trabajo nominal del compresor. Los valores de potencia frigorífica y consumo eléctrico han sido tomados de la documentación técnica del fabricante (www.ciat.com 2012) y corregidos conforme a lo exigido en la prEN 14511-3:2011 (ANEXO 2).



Figura 3-33. Microplantas enfriadoras CIAT AQUALIS. Izquierda: modelos 28, 35 y 35HT. Derecha: modelo inverter 33H

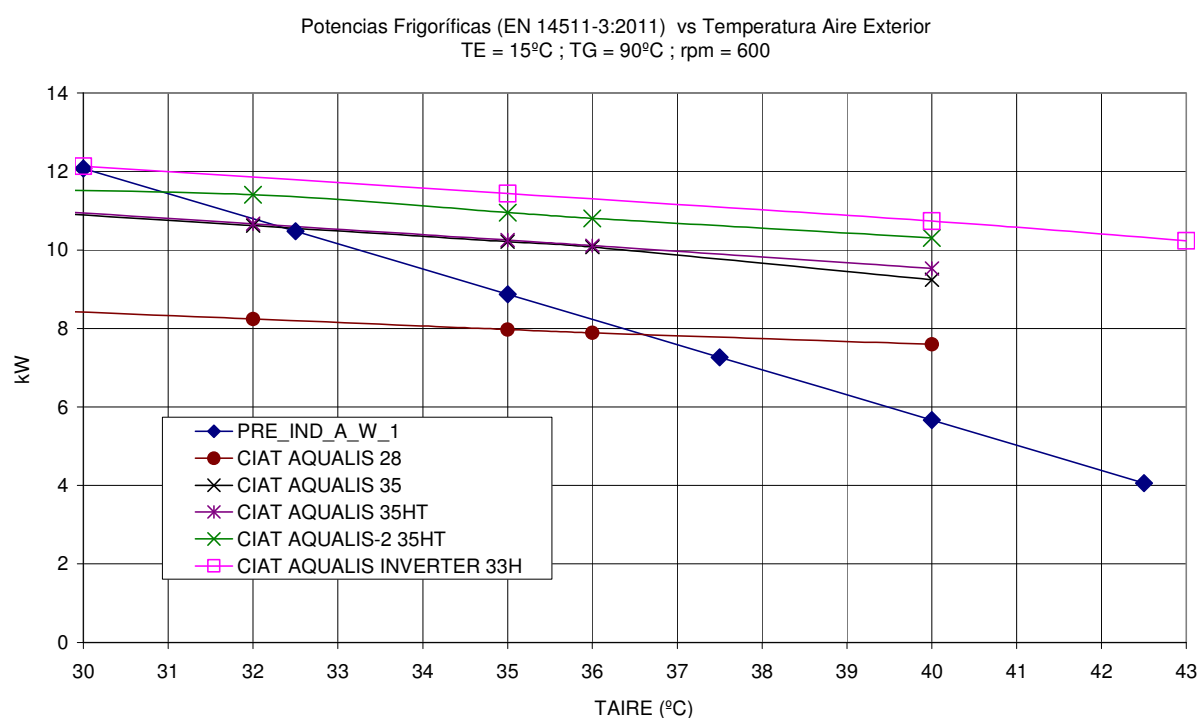


Figura 3-34. Comparación entre la potencia frigorífica del prototipo en condiciones nominales (TE=15 °C;TG=90 °C;F=600 rpm) y la potencia de microplantas enfriadoras CIAT

En la figura 3-34 se muestra la potencia frigorífica frente a la temperatura del aire. En todos los casos la temperatura de producción de agua fría es 15 °C. Para la enfriadora de absorción se representan los valores con 90 °C de temperatura de agua caliente de entrada al generador y frecuencia de giro del ventilador 600 rpm. Como es bien sabido, la capacidad frigorífica del equipo de absorción es más sensible a las altas temperaturas de disipación y así se refleja en dicha figura. Al tratar sobre el control del equipo se propondrá una estrategia basada en incrementar la frecuencia de giro del ventilador que minore este inconveniente en las condiciones de trabajo fuera de diseño, con temperaturas de aire superiores a la nominal. Por otra parte, en instalaciones de climatización esta desventaja puede también resolverse con la ayuda del sistema de apoyo, necesario en todo caso para sistemas de climatización solar.

La figura 3-35 muestra el COP eléctrico de los equipos comparados, frente a la temperatura del aire. En todos los casos la temperatura de producción de agua fría es 15 °C. Para la enfriadora de absorción se representan los valores con 90 °C de temperatura de agua caliente de entrada al generador y frecuencia de giro del ventilador 600 rpm. Puede observarse como en las enfriadoras de compresión

mecánica el COP eléctrico varía entre 4 y 2.2, en un rango entre 30 y 40 °C de temperatura del aire, mientras que para el primer prototipo pre-industrial de absorción desarrollado varía entre 4.9 y 2.2 en el mismo rango. Son valores de COP eléctrico insuficientes. Sólo con bajas temperaturas de disipación, el COP eléctrico de la enfriadora de absorción resulta un 25% superior al de las enfriadoras de compresión mecánica.

Por lo tanto se hace precisa una evolución del equipo con el objetivo de reducir los consumos eléctricos.

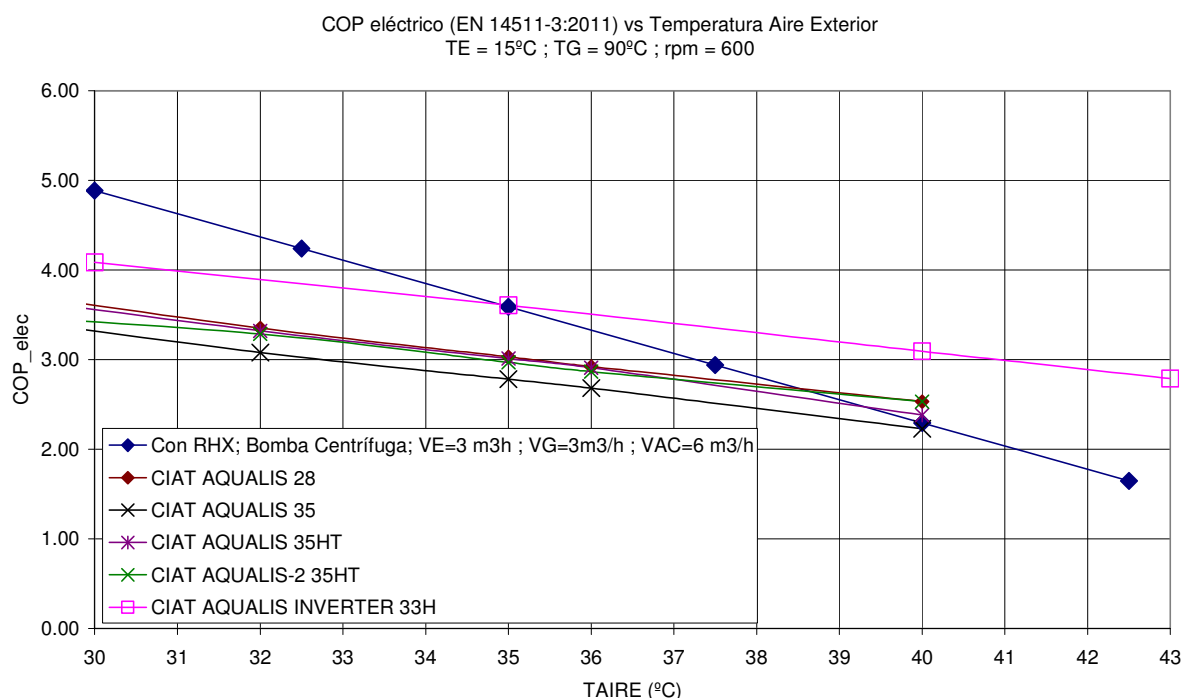


Figura 3-35. Comparación entre la potencia frigorífica del prototipo en condiciones nominales ($TE=15^{\circ}C;TG=90^{\circ}C;rpm=600$) y la potencia de microplantas enfriadoras

3.7. CONCLUSIONES

Con los datos de la primera campaña de ensayos del prototipo PRE_IND_A_W_1 se han obtenido las correlaciones lineales múltiples para las potencias frigorífica (Q_{Ei}), de generación (Q_{Gi}) y de disipación (Q_{ACi}) en función de la temperatura de producción de agua fría (T_E), la temperatura de entrada de agua caliente al generador (T_G) y la temperatura de entrada de agua de disipación (T_{AC}). La

correlación lineal resulta adecuada para la descripción del comportamiento del equipo en los rangos considerados. El valor de la potencia frigorífica ha sido corregido incluyendo la potencia eléctrica de la bomba de circulación de agua fría tal y como indica la norma prEN 14511-3:2011.

Para temperaturas de producción de agua fría elevadas, por ejemplo 18 °C, típicas de la utilización con suelo refrescante, una vez alcanzada una temperatura de activación suficiente (80 °C) y una vez comenzado el proceso de absorción no tiene interés operar con temperaturas de agua caliente superiores desde el punto de vista del COP térmico. Esta es una conclusión descrita en la literatura sobre la ventaja del par amoniaco / nitrato de litio para trabajar en aplicaciones de climatización solar empleando captadores solares plano de baja temperatura. Por el contrario, en aplicaciones de producción de agua fría a menor temperatura (p.e. 8 °C), el COP térmico cae mucho con la temperatura de disipación, siendo necesario para mantenerlo, disponer de temperaturas de agua caliente de entrada al generador más altas.

Empleado los datos de la primera campaña, más un nuevo conjunto de mediciones obtenidas en una segunda campaña de ensayos sobre el prototipo modificado, se ha ajustado una correlación lineal para la temperatura de agua de disipación enfriada en el aerotermo (T_{ACi}) frente a la potencia de disipación (Q_{AC}), la temperatura seca del aire (T_{AIRE}) y la frecuencia de giro del ventilador (F). Esta expresión, combinada con las correlaciones en función de T_{AC} , permite obtener unas nuevas correlaciones de Q_E y Q_G en función de T_E , T_G , T_{AIRE} y F . Finalmente, gracias al ajuste de la potencia absorbida por el ventilador frente a la frecuencia de giro pueden obtenerse los valores del COP térmico y COP eléctrico en función de T_E , T_G , T_{AIRE} y F .

Produciendo agua fría a 15 °C, con agua caliente a la entrada del generador 90 °C, con una frecuencia de giro nominal de 600 rpm y disipando calor contra el aire exterior a 40 °C el equipo es capaz de dar el 64 % de la potencia frigorífica que proporciona con una temperatura de aire de 35 °C.

Produciendo agua fría a 15 °C y con suficiente temperatura de agua caliente, el COP térmico se mantiene relativamente constante incluso a altas temperaturas de aire exterior. Como se ha dicho, estas características del par amoniaco / nitrato de litio lo hace especialmente recomendable para trabajar con disipación seca.

Con agua caliente a la entrada del generador 90 °C, temperatura de aire 35 °C y frecuencia de giro 600 rpm, la potencia frigorífica cuando se produce agua fría a 8 °C es un 34 % inferior a cuando se produce agua a 15 °C. Cuando se opera el equipo con bajas temperaturas de agua fría el COP térmico decrece y es necesario disponer de agua caliente a mayor temperatura. Con 35 °C de aire exterior, sólo a partir de 90 °C de caliente se consigue un COP térmico superior a 0.5.

Se constata que para cada temperatura de producción de agua fría, hay una temperatura de disipación, por debajo de la cual, al disminuir la temperatura de entrada de agua caliente al generador aumenta el COP térmico. Sin embargo, este aspecto no será considerado en el control por ser las diferencias muy pequeñas en los rangos de temperatura de trabajo en aplicaciones de climatización. Por el contrario, el COP eléctrico crece siempre con la temperatura de generación, ya que así lo hace la potencia frigorífica, lo que apunta a intentar operar el equipo siempre con la mayor temperatura de agua caliente a la entrada del generador disponible.

Las mediciones efectuadas confirman la práctica independencia de la potencia eléctrica absorbida por la bomba de solución con la relación de presiones. La única variable que afecta al consumo eléctrico del prototipo es la frecuencia de giro del ventilador. Aparecen óptimos del COP eléctrico a bajas revoluciones. Esto señalará una estrategia de control basada en determinar la frecuencia de giro óptima en cada condición de trabajo que hace interesante el empleo del ventilador de velocidad variable a pesar de su mayor coste.

Al comparar el COP eléctrico del nuevo desarrollo con el de plantas enfriadoras de compresión mecánica de potencia frigorífica equivalente, se constata que resulta escasamente superior. Se hace por tanto, necesaria una fase posterior de mejora de las prestaciones desde la óptica del COP eléctrico que se aborda en el Capítulo 4.

4. MEJORA INDUSTRIAL DEL PROTOTIPO

4.1. INTRODUCCIÓN

La campaña de ensayos realizada con el prototipo PRE_IND_A_W_1 y PRE_IND_A_W_2 sirvió para corroborar las prestaciones conseguidas con el prototipo de laboratorio PROT_LAB_2 SOLARFRIO y además, las más de 300 horas de ensayos sin averías, demostraron la fiabilidad del equipo.

Superada esta etapa del proyecto se plantaba la necesidad de mejorar el equipo atacando los dos problemas ya detectados en el proyecto SOLARFRIO pero que resultaron más evidentes con el desarrollo del prototipo PRE_IND_A_W por la incorporación del aerotermo y el ventilador.

En primer lugar era necesario reducir el consumo eléctrico para obtener valores de COP eléctrico que pudieran, como mínimo, duplicar el valor de 3 que puede alcanzar actualmente con facilidad un equipo de compresión mecánica de vapor enfriado por aire. Para conseguir este objetivo en primer lugar era necesario reducir el consumo del ventilador del aerotermo. Como se discutirá en el apartado de control del equipo, en función de las condiciones de los circuitos externos, se fijará una frecuencia de giro del ventilador para optimizar el COP eléctrico. Sin embargo, estas revoluciones de trabajo óptimas dependen del consumo relativo del ventilador en relación con el consumo total del equipo y el componente con mayor consumo eléctrico del prototipo era la bomba de solución. El rendimiento de esta bomba resultó ser muy bajo, manteniendo un consumo siempre próximo a 1.1 kW eléctricos independientemente de las condiciones de operación del equipo. Por ello, el primer objetivo de mejora planteado en el equipo fue la búsqueda de una alternativa a la bomba centrífuga que redujera el consumo eléctrico sin aumentar más el coste del equipo.

La incorporación del aerotermo y ventilador al prototipo PRE_IND_A_W también supuso un aumento en el coste del equipo aumentado la diferencia del precio por kW de frío producido en comparación con los equipos de compresión mecánica de vapor. Para reducir este problema económico, sin cambiar la tecnología del equipo de absorción basada en la utilización de intercambiadores de placas en todos los

componentes del ciclo, se planteó en primer lugar la eliminación del intercambiador de refrigerante (RHX) y en segundo lugar se propuso la opción ya comentada de cambiar la bomba de solución.

4.2. EVALUACIÓN DEL EFECTO DEL INTERCAMBIADOR DE REFRIGERANTE EN LAS PRESTACIONES DEL EQUIPO

4.2.1. INTRODUCCIÓN

Empleando el modelo termodinámico descrito en el capítulo 2 se ha analizado el efecto del intercambiador de refrigerante en el COP térmico. Según la simulación termodinámica, para las condiciones de diseño ($T_E = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_G = 90 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{AC} = 37.5 \text{ }^\circ\text{C}$) el intercambiador de refrigerante ofrece una mejora del 6 % en el COP térmico.

Siguiendo con el planteamiento que guía esta tesis se pretende comprobar experimentalmente como afecta a la potencia frigorífica y por ende al COP eléctrico la utilización o no de dicho componente.

4.2.2. ENSAYOS PROTOTIPO SIN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE REFRIGERANTE (SUBENFRIADOR/RECALENTADOR)

Las correlaciones, en función de T_E , T_G y T_{AC} , de la potencia frigorífica, la potencia de generación, y la potencia de disipación, del nuevo prototipo modificado tras desmontarle el intercambiador de refrigerante, se obtiene a partir de los ensayos recogidos en la tabla A3-2 del ANEXO 3, descartando los puntos que perjudican el ajuste. Se muestran en las ecuaciones (4-1), (4-2), (4-3) y (4-4),

$$Q_{E1} = -0.8969 \cdot T_{AC} + 0.5581 \cdot T_E + 0.3571 \cdot T_G + 3.8293 \quad (4-1)$$

$$Q_{E1} (\text{EN14511}) = -0.8969 \cdot T_{AC} + 0.5581 \cdot T_E + 0.3571 \cdot T_G + 3.6543 \quad (4-2)$$

La ecuación 4-2 se obtiene restando a la ecuación 4-1 el término de potencia eléctrica absorbida por la bomba de circulación de agua fría recogido en la tabla 3-4.

En la figura 4-1 se representan los valores ofrecidos por la correlación de Q_{Ei} (ecuación 4-1) para cada uno de los puntos ensayados. Se muestran junto a la recta $Q_E=Q_E$ para poder comprobar la bondad del ajuste. El coeficiente de correlación es del 97.5%.

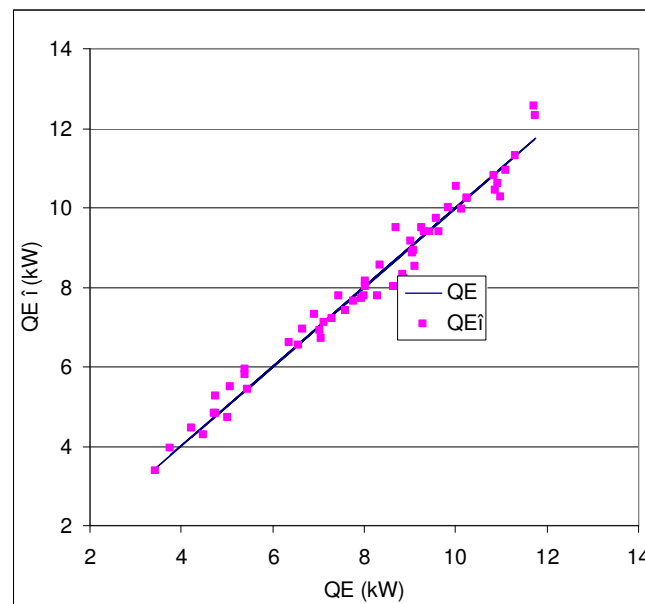


Figura 4-1. Estimación lineal para la potencia frigorífica. Prototipo sin intercambiador de refrigerante

Para el caso de la potencia térmica de generación, la correlación se muestra en la ecuación (4-3). En la figura 4-2 se muestra la bondad del ajuste, representando los valores ofrecidos por la correlación (Q_{Gi}) para cada uno de los puntos ensayados y comparándolos con los valores medidos (recta $Q_G=Q_G$). El coeficiente de correlación es del 96.9 %.

$$Q_{Gi} = -1.2908 \cdot T_{AC} + 0.7245 \cdot T_E + 0.6104 \cdot T_G + 1.7688 \quad (4-3)$$

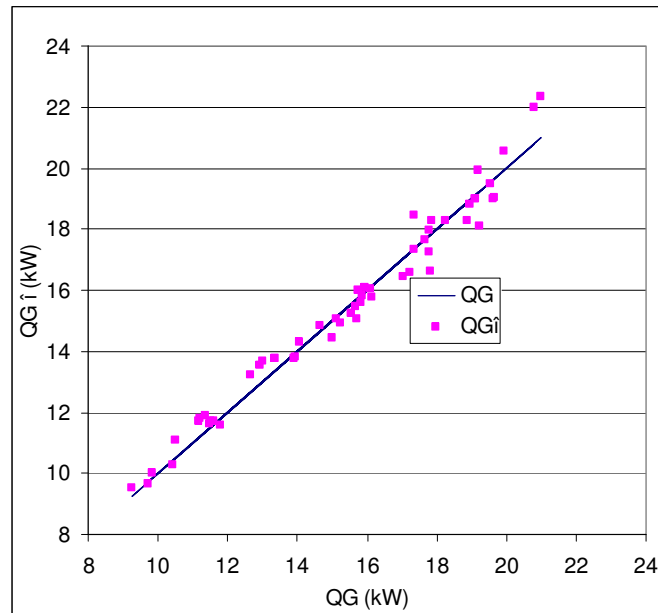


Figura 4-2. Estimación lineal para la potencia de generación. Prototipo sin intercambiador de refrigerante

Finalmente, la potencia de disipación (condensación más absorción), puesto que no ha sido medida de forma directa puede obtenerse a partir de la suma de las anteriores.

$$Q_{AC\hat{i}} = -2.1877 \cdot T_{AC} + 1.2827 \cdot T_E + 0.9675 \cdot T_G + 5.5980 \quad (4-4)$$

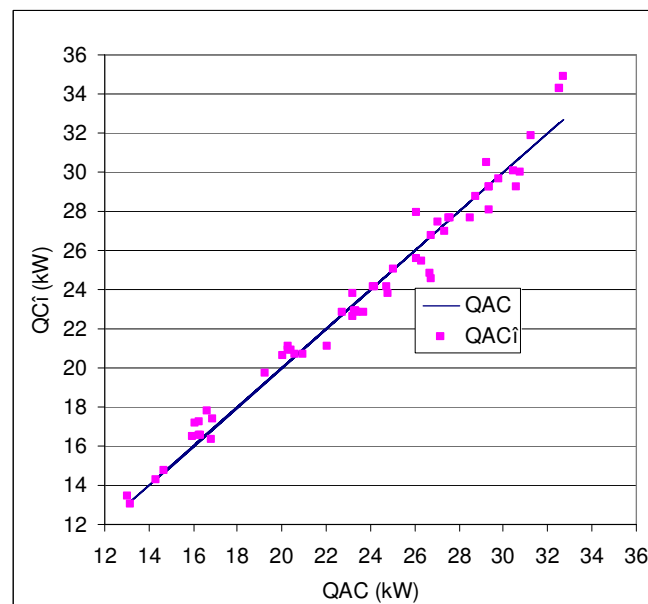


Figura 4-3. Estimación lineal para la potencia de disipación. Prototipo sin intercambiador de refrigerante

Para obtener las correlaciones en función de la temperatura del aire, la temperatura de generación, la temperatura de producción del agua fría y la frecuencia de giro del ventilador se emplea la correlación (3-9) obtenida en el Capítulo 3, que engloba los ensayos que se realizaron con intercambiador de refrigerante en la configuración original (tabla A3-1) y los ensayos obtenidos sin intercambiador de refrigerante (tabla A3-2).

Resultando finalmente las siguientes correlaciones para el prototipo de disipación por aire sin intercambiador de refrigerante (4-5), (4-6), (4-7) y (4-8):

$$Q_{E\hat{i}} = -0,7017 \cdot T_{AIRE} + 0,0039 \cdot F + 0,4616 \cdot T_E + 0,2843 \cdot T_G - 0,9432 \quad (4-5)$$

$$Q_{E\hat{i}} (EN14511) = -0,7017 \cdot T_{AIRE} + 0,0039 \cdot F + 0,4616 \cdot T_E + 0,2843 \cdot T_G - 0,1182 \quad (4-6)$$

$$Q_{G\hat{i}} = -1,010 \cdot T_{AIRE} + 0,0056 \cdot F + 0,5857 \cdot T_E + 0,5056 \cdot T_G - 5,099 \quad (4-7)$$

$$Q_{AC\hat{i}} = -1,7115 \cdot T_{AIRE} + 0,0095 \cdot F + 1,0473 \cdot T_E + 0,7899 \cdot T_G - 6,0425 \quad (4-8)$$

En la figura 4-4 se representa la potencia frigorífica corregida conforme a la norma prEN 14511-3:2011, con intercambiador de refrigerante (correlación 3-5) y la potencia frigorífica sin intercambiador de refrigerante (correlación 4-6) frente a la temperatura del aire, para una temperatura de agua caliente de 95 °C, una frecuencia de giro de 600 rpm y para unas temperaturas de producción de agua fría 8 y 15 °C. Se representan también los valores medidos con sus respectivas incertidumbres. Puede observarse como las potencias frigoríficas sin intercambiador de refrigerante son ligeramente superiores (del orden del 3 %). A pesar de que el intercambiador de calor de refrigerante aumenta el subenfriamiento y por tanto la entalpía de evaporación, el gasto de refrigerante es inferior y la potencia frigorífica es menor con dicho intercambiador. La explicación se halla en que al ser mayor la

temperatura de entrada del refrigerante recalentado al absorbedor, se penaliza la absorción, con lo que se obtiene una solución menos rica a la salida del absorbedor y, para el mismo caudal de solución, en el generador se genera menos vapor de refrigerante. Disminuye la potencia de generación y disminuye el gasto de refrigerante generado y trasegado hasta el evaporador.

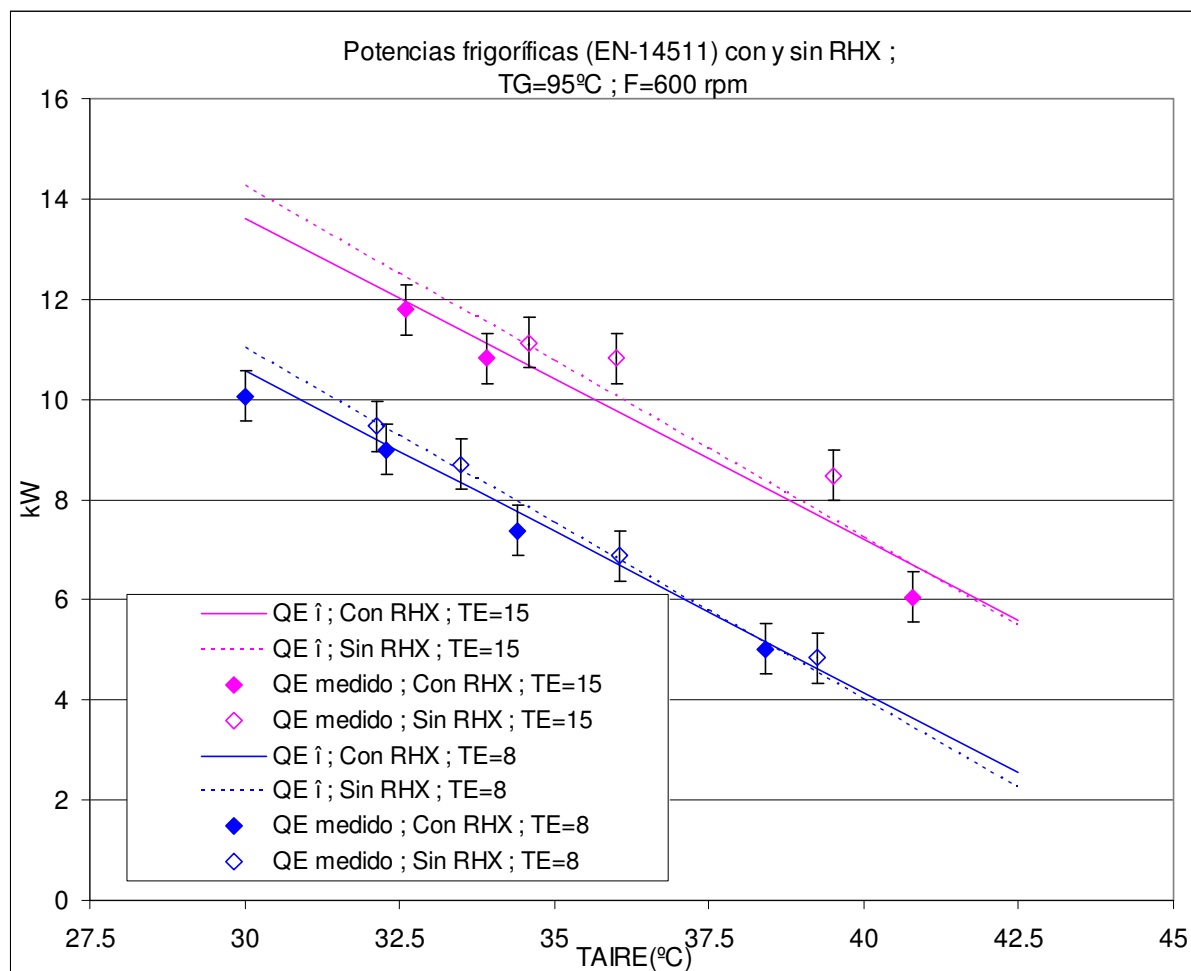


Figura 4-4: Potencia frigorífica en función de la temperatura de aire exterior. Valores con 600 rpm, temperatura de generación 95 °C y temperatura de producción de agua fría de 15 °C y 8 °C. Se representan las dos configuraciones "con" y "sin" intercambiador de calor de refrigerante. Ecuaciones características ($Q_{E\hat{}}$) y valores de mediciones ($Q_{E\text{ medido}}$)

Puede esperarse por tanto una mejora en el COP eléctrico del 3 %. Si bien, conviene señalar que la incertidumbre de la medida de la potencia frigorífica es del 5 % por lo que no puede afirmarse con rotundidad.

4.2.3. CONCLUSIÓN AL APARTADO

Si bien la incertidumbre de la medida no permite una afirmación rotunda, los ensayos muestran una mejora de la potencia frigorífica, y con ella del COP eléctrico del orden del 3 %, especialmente en condiciones nominales y de carga parcial (con temperaturas de disipación por debajo del valor nominal).

Por otra parte, la reducción de un intercambiador de calor, pasar de 6 a 5 unidades, aunque sea el de menor tamaño y costo, supone una reducción del coste de manufactura muy relevante por lo que se propone no utilizarlo.

4.3. CAMBIO DE LA BOMBA DE SOLUCIÓN

4.3.1. INTRODUCCIÓN. REVISIÓN DE ALTERNATIVAS

El prototipo de disipación por aire fue trasladado a una instalación piloto de climatización solar (Zamora et al., 2010c). Para poder realizar nuevos ensayos se construyó un nuevo prototipo pre-industrial de disipación por agua. Este prototipo se construyó con intercambiador de refrigerante y bomba de solución centrífuga multicelular (se le denominó PRE_IND_W_W_1).



Figura 4-5: Prototipo pre-industrial de disipación por agua PRE_IND_W_W_1

Como se ha visto en el capítulo 3 (tabla 3-3) el componente de mayor consumo eléctrico del prototipo es la bomba de circulación de tipo centrífuga multicelular. Se hace precisa una búsqueda de una opción que mejore el COP eléctrico del equipo.

Los fabricantes de máquinas de absorción de amoniaco / agua accionadas por llama directa como ROBUR emplean bombas de membrana (www.robur.it 2012). La cabeza del diafragma, con sus válvulas de retención, se monta sobre el cuerpo de una bomba hidráulica de pistón de aceite estándar. La bomba hidráulica es accionada mediante correa y polea por un motor eléctrico. Son diseños específicos de cada fabricante, que no se encuentran disponibles en el Mercado.

La patente US 6705111 (Rockefeller et al., 2004) describe el funcionamiento de este tipo de bombas de membrana y presenta una innovación en su diseño convencional para poder para operar con bajas presiones de succión en aplicaciones de bomba de calor.

SolarNext AG y PINK han desarrollado para su equipo de absorción de amoniaco / agua Chilli® PSC10 de 10 kW, destinado a aplicaciones de climatización solar, su propia bomba de membrana (Jakob et al., 2008). El consumo eléctrico que han publicado es de 250 W. Labus (2011) ha medido un consumo superior a 500 W para dicho equipo.

Safarik (2003), ensayó y valoró varias alternativas de bombas de solución en un prototipo de máquina de absorción de amoniaco / agua en una aplicación de climatización solar. En primer lugar probó una bomba de engranajes de acoplamiento magnético que evitaba el uso de retenes. Inicialmente la bomba respondió con buen rendimiento aunque en 90 horas tuvo problemas de fiabilidad con un rápido deterioro de las prestaciones. Tras la inspección comprobó importantes daños en los engranajes que achacó a la falta de lubricación por la baja viscosidad de la solución y a un defecto de NPSH al aspirar en condiciones de saturación.

La segunda opción analizada por Safarik fue una bomba de diafragma y pistón comercial. No pudo conseguir un funcionamiento estable y llegó a medir golpes de ariete que alcanzaron incluso presiones de 25 bar.

Finalmente, Safarik empleó una bomba centrífuga multicelular. El equipo resultó robusto y fiable. Sin embargo, se detectó una alta sensibilidad a los cambios de las presiones de aspiración (presión de evaporación) e impulsión (presión de condensación), haciendo funcionar a la máquina de absorción de forma inestable, con ciclos continuos de subida y bajada de caudal de solución, que este autor trató de solucionar empleando un variador de velocidad y un control PID. El rendimiento eléctrico de esta bomba centrífuga multicelular resultó muy bajo, por lo que concluyó que tampoco era la solución adecuada.

El interés de mejorar el COP eléctrico de los equipos de absorción promueve toda una línea de investigación sobre bombas de solución accionadas térmicamente. Para el caso de los equipos de amoníaco / agua, Zotter et al. (2011) han realizado recientemente un análisis termodinámico de 3 posibles tecnologías, la de accionamiento aprovechando el trabajo de expansión del refrigerante y de la solución pobre, la tecnología de bomba de flotador que se aprovecha de la columna gravitatoria y la de bomba de pistón accionada por la presión del vapor generado. Todas tienen implicación en el COP térmico, aunque pequeña, y según estos autores requieren aún de mayor investigación, antes de poder pasar al terreno aplicado.

4.3.2. SUSTITUCIÓN DE LA BOMBA DE SOLUCIÓN

La selección de la bomba de solución debía cumplir los siguientes requisitos: proporcionar un caudal entre 300 y 500 kg/h de solución, proporcionar un incremento de presión de hasta 15 bar, tener un bajo NPSH requerido, materiales de construcción compatibles con la solución y, por supuesto, ser económica. Se seleccionó un nuevo tipo de bomba volumétrica rotativa de paletas. Esta idea ya había sido sugerida por Safarik (2003) para equipos de absorción de amoníaco / agua, como una posible opción de menor costo y alto rendimiento, aunque este autor no llegó a probarla.

TIPO	Rotativa de paletas
MATERIAL CUERPO HIDRÁULICO	Acero inoxidable
MATERIAL PALETAS	Grafito
Nº ETAPAS	
VELOCIDAD	1450 rpm
ALTURA MÁXIMA	16 bar
ALTURA NOMINAL	
CAUDAL MÁXIMO	450 l/h
POTENCIA	0.25 kW
PESO DE LA BOMBA	1.1 kg



Figura 4-6: Bomba rotativa de paletas

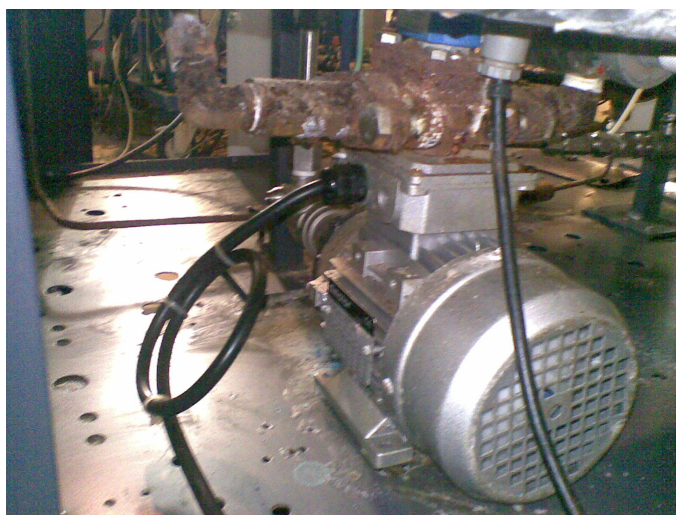


Figura 4-7: Bomba de paletas instalada en el prototipo de disipación por agua y accionada por un motor eléctrico

En el prototipo PRE_IND_W_W_1 se substituyo la bomba centrífuga multicelular por la nueva bomba de paletas y se programó una nueva campaña de pruebas según la matriz de ensayos recogida en la tabla 4-1. Al nuevo prototipo modificado con la bomba rotativa se le denominó PRE_IND_W_W_2.

Tabla 4-1: Matriz de ensayos para el prototipo PRE_IND_W_W_2 con bomba de paletas

Matriz de ensayos	
Temperatura de salida de agua fría (°C)	8.4 – 15.4
Temperatura de entrada de agua de activación (°C)	85.0 – 90.0 – 95.0
Temperatura de agua de disipación (°C)	(30.0 , 40.0)

Los puntos válidos de la campaña de ensayos se recogen en la tabla A3-3 del ANEXO 3.

El consumo eléctrico medido de la bomba de paletas es de 300 W.

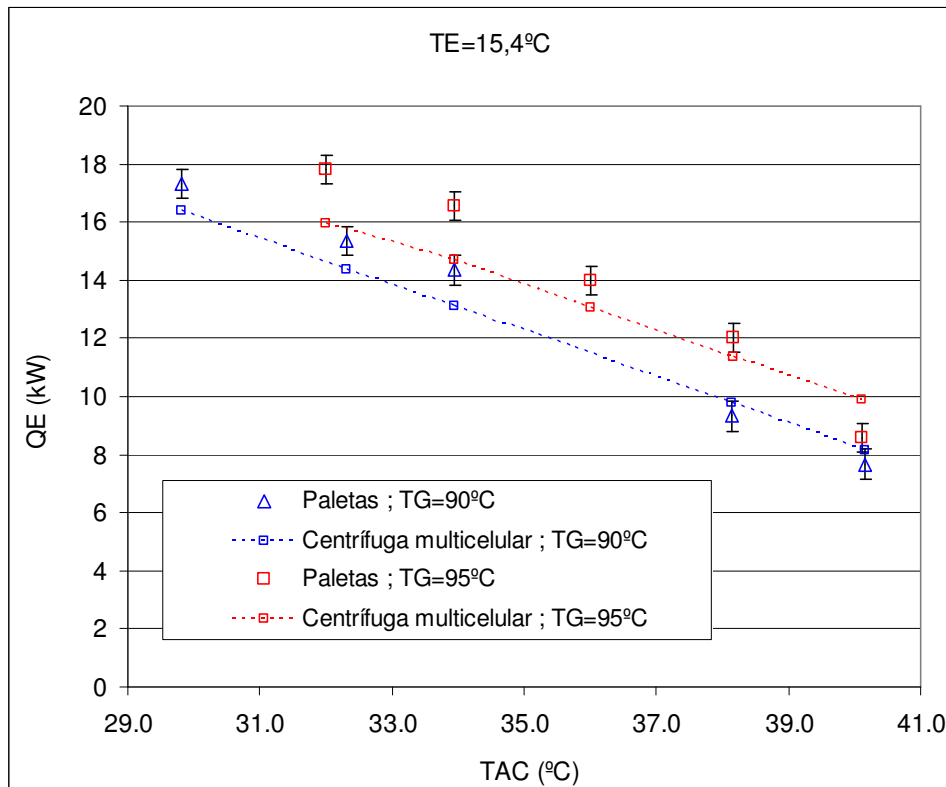


Figura 4-8: Comparación de la potencia frigorífica del prototipo de disipación por agua PRE_IND_W_W con la nueva bomba de paletas y la obtenida con la bomba centrífuga multicelular para temperaturas de generación de 90 y 95 °C y temperatura de producción de agua fría de 15.4°C

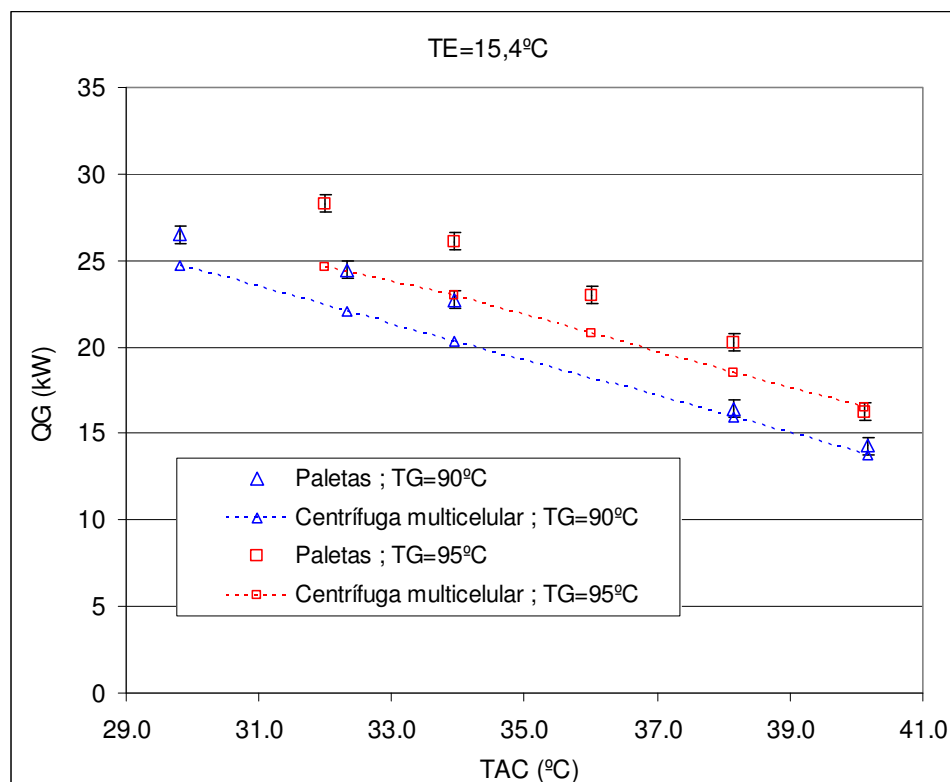


Figura 4-9: Comparación de la potencia de generación del prototipo de disipación por agua PRE_IND_W_W con la nueva bomba de paletas y la obtenida con la bomba centrífuga multicelular para temperaturas de generación de 90 y 95 °C y temperatura de producción de agua fría de 15.4°C.

En las figuras 4-8 y 4-9 se representan la potencia frigorífica y la potencia de generación, respectivamente, frente a la temperatura de entrada del agua de disipación de los puntos ensayados con la nueva bomba de paletas. En ambos casos los puntos mostrados corresponden a ensayos con una temperatura de producción de agua fría de 15.4 °C y temperatura de entrada de agua caliente al generador de 90 y 95 °C. Se muestran también en dichas figuras, mediante líneas discontinuas, los valores proporcionados por las correlaciones (3-4) y (3-6) obtenidas para la bomba centrífuga multicelular. Se puede comprobar que para bajas temperaturas de disipación, los valores medidos con la nueva bomba rotativa de paletas eran superiores a los proporcionados por las correlaciones ajustadas en el anterior prototipo con la bomba centrífuga multicelular. En estas condiciones, cuando el incremento de presión que debe proporcionar la bomba es menor, la nueva bomba de paletas daba un caudal superior que la bomba centrífuga lo cual permitía aumentar la potencia frigoríficas.

Los siguientes puntos ensayados con temperaturas de producción de agua fría de 8.4 °C (figuras 4-10 y 4-11) coinciden con bajos niveles de temperatura de disipación, si bien ahora se quedan por debajo de los valores de las correlaciones obtenidas con la bomba centrífuga multicelular para altas temperaturas de disipación. Al aumentar el ΔP del equipo se reduce el caudal de solución y con ello la potencia frigorífica. Los resultados indican que la bomba centrífuga multicelular proporciona un caudal más constante. Éste es un factor importante a considerar en el control de la máquina puesto que si la bomba no proporciona un caudal constante se debe diseñar un sistema de expansión que se adapte a estos cambios de caudal.

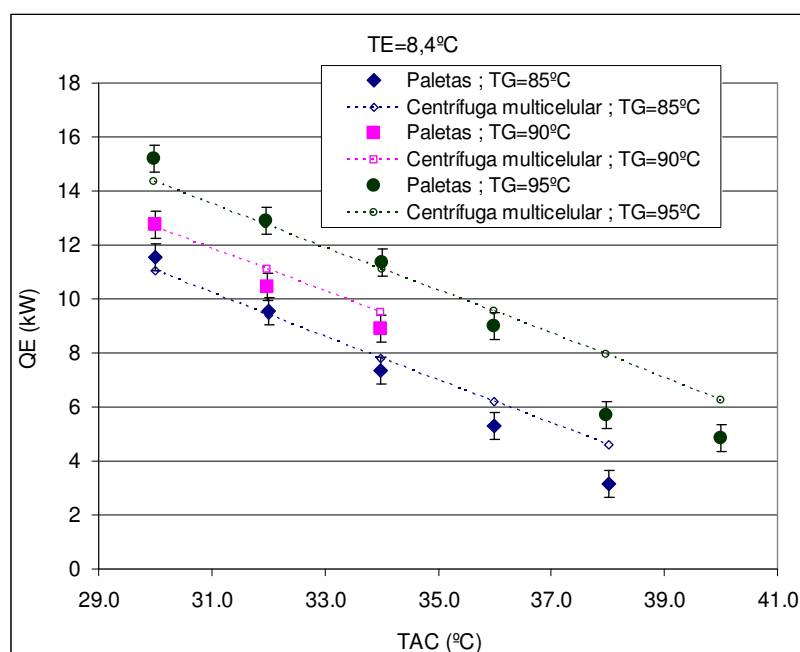


Figura 4-10: Comparación de la potencia frigorífica del prototipo de disipación por agua PRE_IND_W_W con la nueva bomba de paletas y la obtenida con la bomba centrífuga multicelular para temperaturas de generación de 85, 90 y 95 °C y temperatura de producción de agua fría de 8.4°C

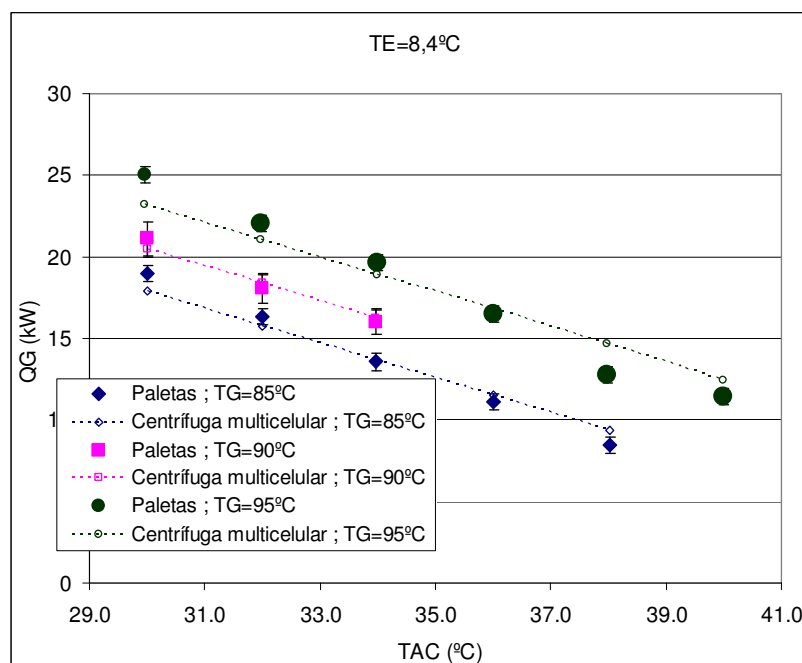


Figura 4-11: Comparación de la potencia de generación del prototipo de disipación por agua PRE_IND_W_W con la nueva bomba de paletas y la obtenida con la bomba centrífuga multicelular para temperaturas de entrada de agua caliente de 85, 90 y 95 °C y temperatura de producción de agua fría de 8.4°C

La figura 4-12 muestra el COP térmico frente a la temperatura de entrada de agua de disipación, para una temperatura de producción de agua fría de 8.4 °C y una temperatura de entrada de agua caliente de 90 °C. Se representan los puntos medidos en estas condiciones con la nueva bomba de paletas, y el COP térmico obtenido al dividir las correlaciones calculadas con la bomba centrífuga multicelular (correlaciones 3-4 y 3-6). Las diferencias no son significativas e inferiores a la incertidumbre de la medida por lo que no puede extraerse ninguna conclusión.

Las figuras 4-13 muestra la gran ventaja en términos de COP eléctrico que ofrece la nueva bomba rotativa de paletas gracias a que tiene un consumo 3.7 veces inferior. En dicha figura se han graficado los valores de los ensayos del COP eléctrico obtenido con la capacidad frigorífica corregida conforme a la norma prEN 14511-3:2011 frente a la temperatura del agua de disipación, para una temperatura de producción de agua fría de 8.4 °C y para temperaturas de entrada de agua caliente al generador de 85 y 90 °C.

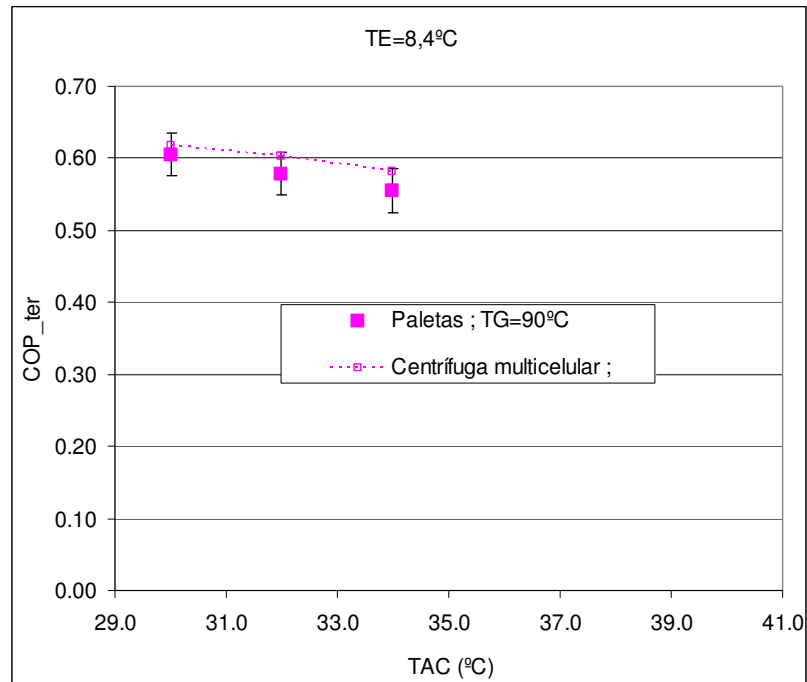


Figura 4-12: Comparación del COP térmico del prototipo de disipación por agua PRE_IND_W_W con la nueva bomba de paletas y el obtenido con la bomba centrífuga multicelular para temperaturas de entrada de agua caliente de 90 °C y temperatura de producción de agua fría de 8.4 °C

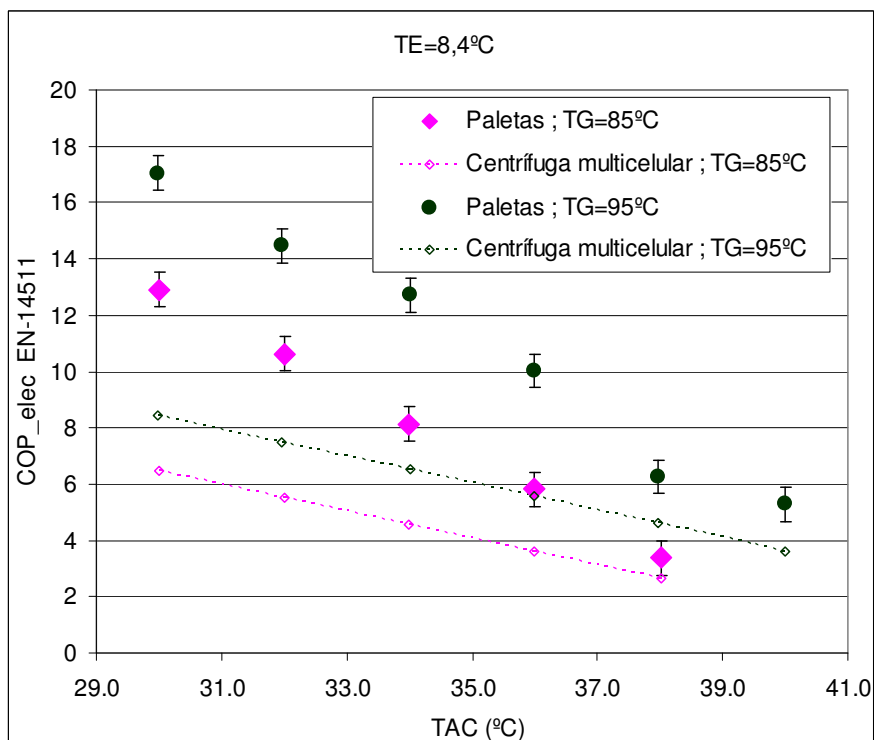


Figura 4-13: Comparación del COP eléctrico del prototipo de disipación por agua PRE_IND_W_W con la nueva bomba rotativa de paletas y el obtenido con la bomba centrífuga multicelular para temperaturas de agua caliente de 85 y 95 °C y temperatura de producción de agua fría de 8.4°C

4.3.3. CONCLUSIÓN AL APARTADO

La bomba centrífuga multicelular empleada inicialmente presentaba un bajo rendimiento. Las alternativas empleadas en las máquinas de absorción de amoniaco / agua identificadas en la revisión efectuada son de tipo membrana accionadas hidráulicamente y de superior eficiencia. Todas resultan soluciones diseñadas ad-hoc por los fabricantes lo que imposibilitaba su empleo en el presente desarrollo.

Se identificó una gama de bombas rotativas de paletas con coste competitivo y bajo consumo eléctrico. Se construyó un nuevo prototipo de disipación por agua en el que se instaló la nueva bomba. Su consumo eléctrico es 3.7 veces inferior y su coste 3 veces menor. Durante toda la nueva campaña de ensayos el dispositivo ofreció una adecuada fiabilidad por lo que fue seleccionado como componente definitivo del nuevo desarrollo.

4.4. ESTUDIO DEL CAUDAL DE LOS CIRCUITOS DE AGUA

4.4.1. IMPORTANCIA DE LOS CONSUMOS DE BOMBEO

Las simulaciones realizadas durante las primeras etapas del proyecto SOLARFRIO condujeron a la selección de unos caudales de agua fría, de agua caliente en el generador y de agua de disipación, que luego se emplearon durante los ensayos de los prototipos iniciales de laboratorio. Los valores de COP térmico conseguido validaron la selección inicial y dichos caudales fueron adoptados como nominales para el diseño de los prototipos pre-industriales.

La mejora del COP eléctrico exige, no obstante la comprobación y búsqueda de otros posibles puntos de funcionamiento que impliquen menos potencias eléctricas absorbidas en las bombas de circulación.

4.4.2. PÉRDIDAS DE CARGA EN LOS INTERCAMBIADORES

Para estimar el consumo eléctrico de las bombas de los circuitos externos se llevo a cabo una campaña de ensayos con el prototipo de disipación por agua PRE_IND_W_W_2 con la bomba rotativa de paletas. En la tabla 4.2 se indican los

ensayos realizados y las potencias de bombeo. La Norma prEN 14511-3:2001 indica la fórmula a emplear para calcular el rendimiento de la bomba.

Tabla 4-2: Ensayos de diferentes caudales de bombas de circulación

Potencias eléctricas de bombeo; prEN 14511-3:2011 (ANEXO 2)						
	\dot{V} [m ³ /h]	Temperatura (°C)	ΔP medido [bar]	P_{hydra} (W)	η	P_{bomba} [W]
Evaporador	1.0	12.6	0.059	1.64	0.08	19
	2.0	12.6	0.231	12.83	0.16	79
	3.0	12.4	0.496	41.32	0.24	175
	3.75	12.5	0.765	79.69	0.29	274
Absorbedor Condensador	2.0	35	0.026	1.44	0.08	18
	4.0	34.9	0.094	10.44	0.15	69
	5.0	36.7	0.123	17.08	0.18	96
	6.0	35	0.3	50.00	0.25	200
	8.0	35.2	0.492	109.33	0.32	340
Generador	1.0	89.3	0.01	0.28	0.05	6
	2.0	89.5	0.097	5.39	0.12	44
	3.0	90	0.3	25.00	0.20	125
	4.0	89.8	0.515	57.22	0.26	219

Las mediciones de pérdida de carga de los circuitos de agua se comparan con los valores proporcionados por el fabricante de los intercambiadores de placas. En las figuras 4-14, 4-15 y 4-16 se representan los valores de la caída de presión entre la entrada y salida de los circuitos externos de la máquina frente a diferentes caudales de agua. Se han representado los valores medidos junto a una curva de ajuste polinómica de grado dos y los valores obtenidos con el programa del fabricante de los intercambiadores. En las figuras 4-14 y 4-15 se el ajuste de las mediciones para el evaporador y para el generador, respectivamente. Puede apreciarse como las diferencias con los datos del fabricante aumentan hasta valores del 13 %, que se atribuyen a la importancia creciente de las pérdidas de carga de los tramos de tuberías internas de la máquina.

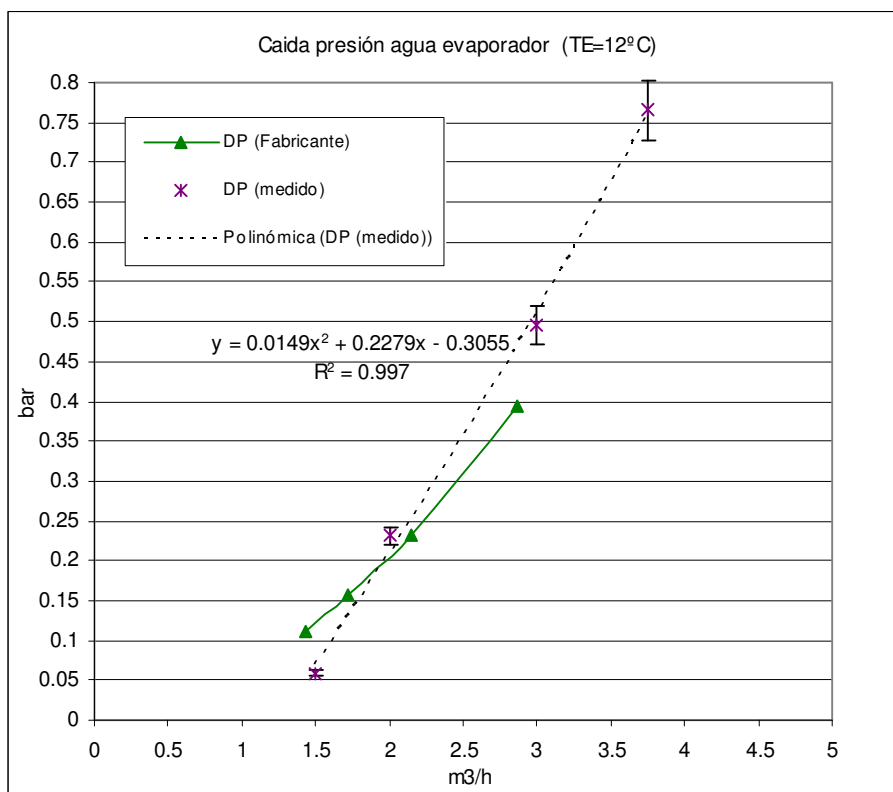


Figura 4-14: Comparación de la pérdida de carga medida entre la entrada y salida del circuito de agua fría y el valor de pérdida de carga en el evaporador ofrecido por el software de selección de SWEP SSP G7

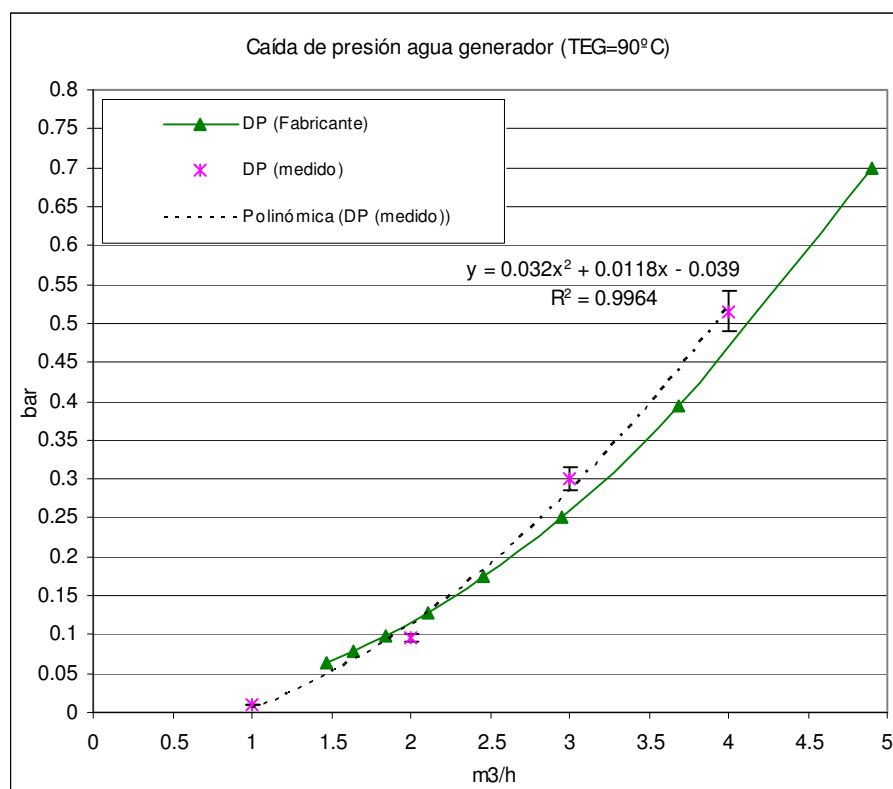


Figura 4-15: Comparación de la pérdida de carga medida entre la entrada y salida del circuito de agua de generación y el valor de pérdida de carga en el generador ofrecido por el software de selección de SWEP SSP G7

Para el caso del circuito de agua de disipación (figura 4-16), el condensador y el absorbedor están montados en paralelo. Los datos de caudal del condensador y del absorbedor, ofrecidos por el programa del fabricante para cada presión, se suman para obtener la curva altura caudal resultante del montaje en paralelo.

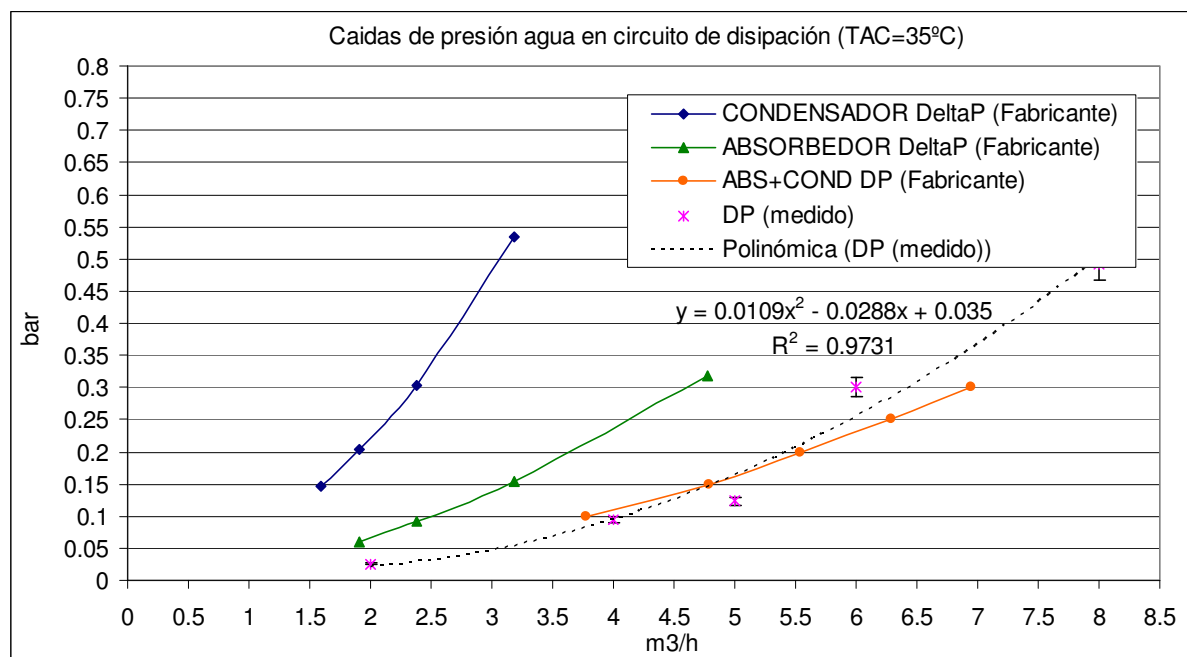


Figura 4-16: Comparación de la pérdida de carga, medida entre la entrada y salida del circuito de agua de disipación, y el valor de la suma de las pérdida de carga del absorbedor y del condensador conectados en paralelo

4.4.3. ENSAYOS CON DIFERENTES CAUDALES DE AGUA

En este apartado se presenta los resultados obtenidos de potencia de frío y potencia térmica en el generador, medidos en la máquina al variar los caudales de los circuitos externos. Las mediciones realizadas se recogen en la tabla A3-4 del ANEXO 3. Para analizar el efecto de la variación de estos caudales externos sobre el COP eléctrico de la máquina se siguió la norma prEN 14511-3: 2011 que establece la forma de computar los consumos eléctricos que se deben de imputar a los equipos que no incorporan bombas de agua en los circuitos interiores y exteriores como es el caso de los prototipos desarrollados en este trabajo. Dicha norma está recogida en el Anexo 2.

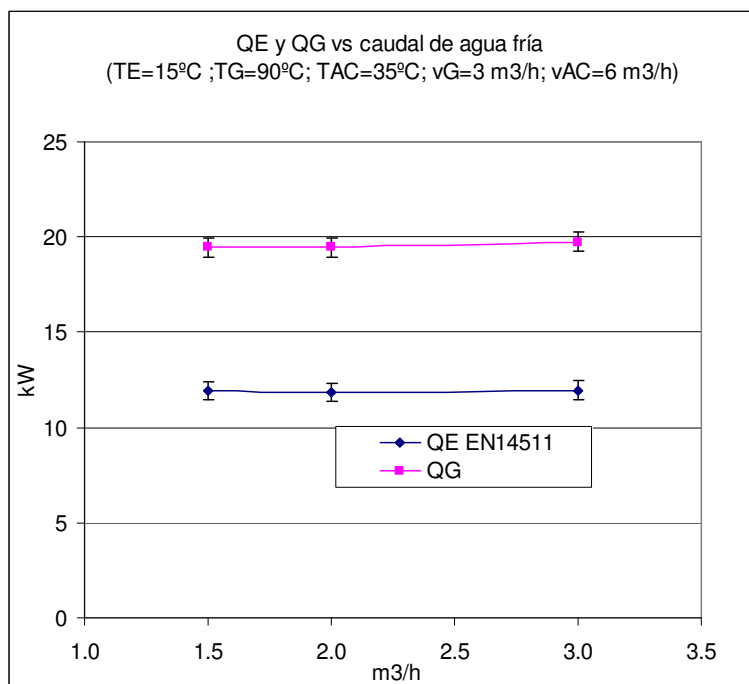


Figura 4-17: Potencia frigorífica y potencia térmica en el generador para distintos caudales de agua fría

En figura 4-17 se representan los puntos de potencia frigorífica y potencia térmica de generación, frente al caudal de agua fría, medidos con 15 °C de temperatura de producción de agua fría, 90 °C de temperatura de agua caliente y 35 °C de temperatura de agua de disipación. En ella se muestra que la influencia en la potencia frigorífica del caudal de agua es muy pequeña.

En la figura 4-18 se muestran el COP térmico y el COP eléctrico frente al caudal de agua fría en las mismas condiciones. Como puede verse, el COP eléctrico mejora hasta un 17.7 % al pasar de 3 m³/h a 1.5 m³/h en el caudal del evaporador gracias a la bajada del consumo eléctrico de la bomba de agua fría.

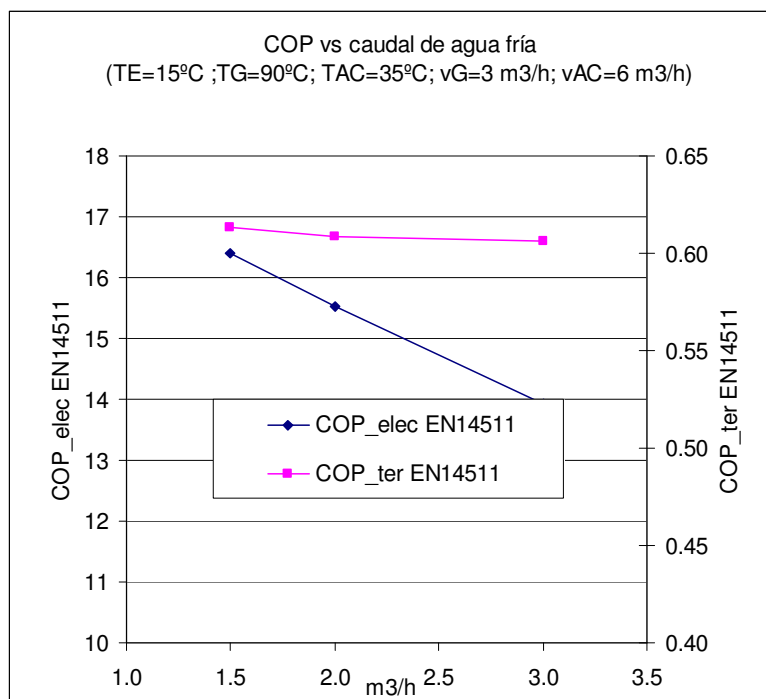


Figura 4-18: COP eléctrico y COP térmico para distintos caudales de agua fría

En la figura 4-19 muestran la potencia frigorífica y la potencia térmica en el generador frente al caudal de agua caliente en el generador. En los rangos analizados la potencia frigorífica no varía más que la propia incertidumbre de las medidas.

En la figura 4-20 se muestra el COP térmico y el COP eléctrico frente al caudal de agua caliente en el generador. Se obtiene un máximo en el COP eléctrico para un caudal de agua de generación de 2 m³/h. El salto de temperatura que experimenta el agua caliente con 3 m³/h es del orden de 4.1 K mientras que para 2 m³/h es de 6.6 K. La correspondiente disminución de la potencia de generación que arrastrará a la baja a la potencia frigorífica es pequeña y se compensa con el menor consumo eléctrico lo que mejora el COP eléctrico un 7%. Para valores inferiores de caudal de agua de generación, 1.5 m³/h, la potencia frigorífica disminuye más que lo que baja el consumo eléctrico y se reduce el COP eléctrico.

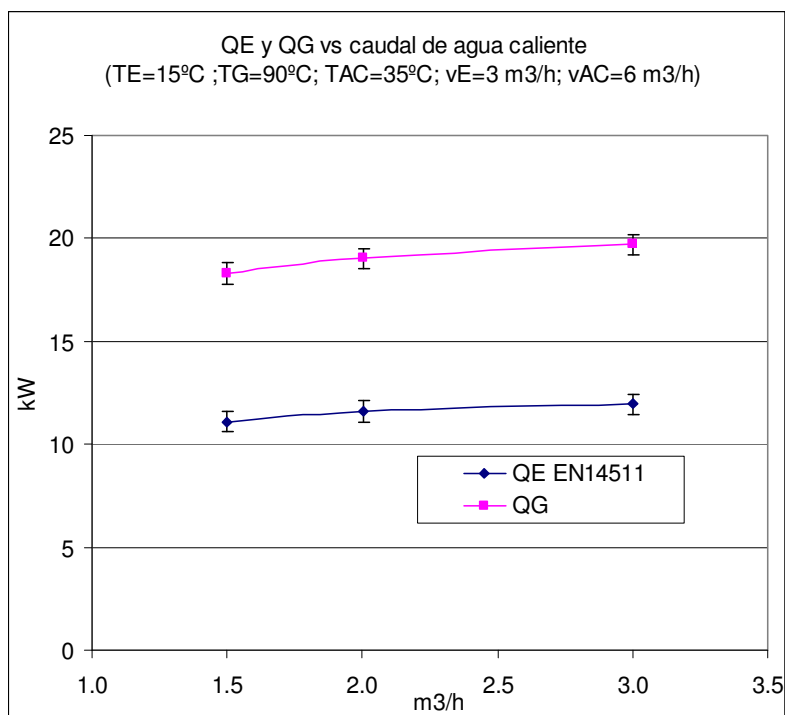


Figura 4-19: Potencia frigorífica y potencia de generación para distintos caudales de agua caliente de alimentación al generador

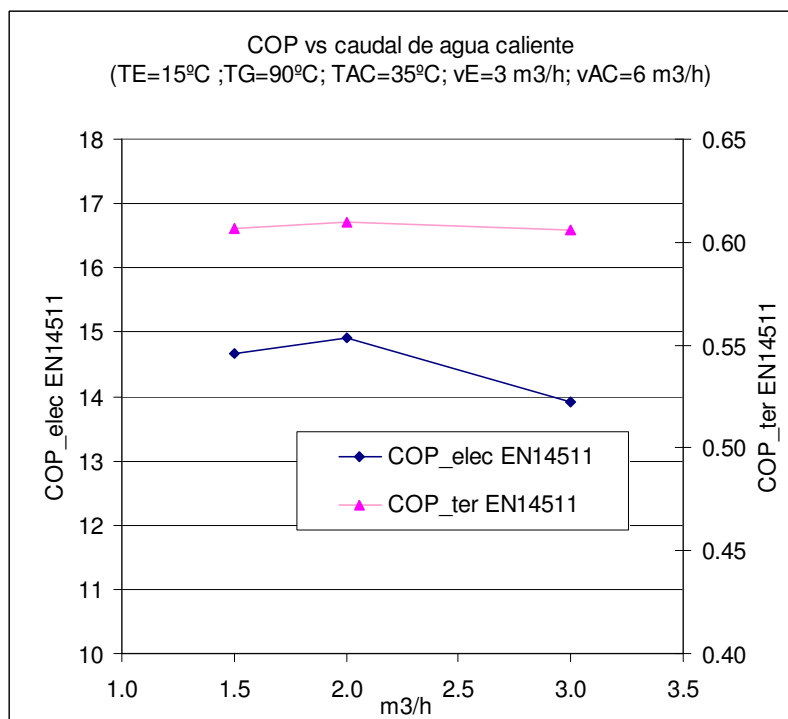


Figura 4-20: COP eléctrico y térmico para distintos caudales de agua caliente de alimentación al generador

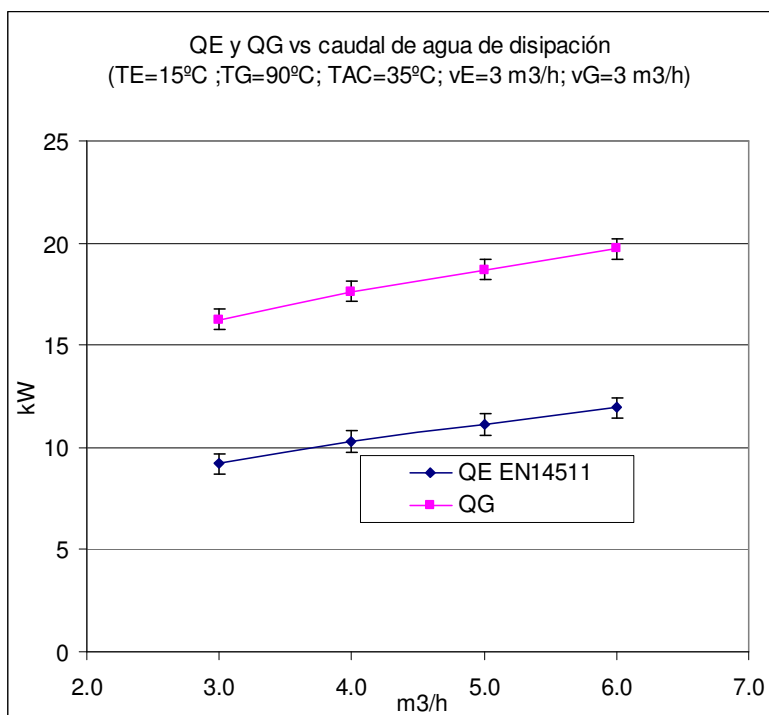


Figura 4-21: Potencia frigorífica y potencia de generación para distintos caudales de agua de disipación

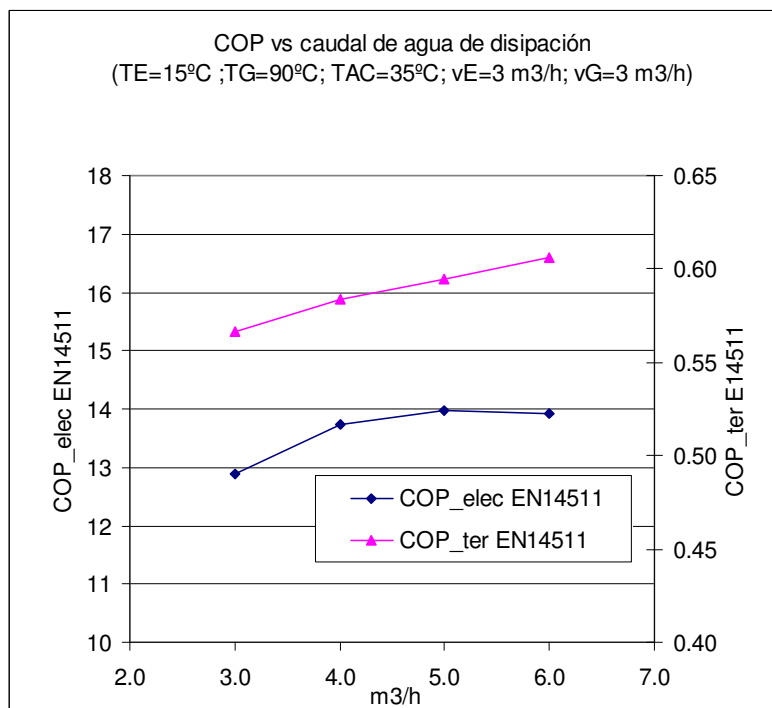


Figura 4-22: COP eléctrico y térmico para distintos caudales de agua de disipación

En la figura 4-22 se muestra la potencia frigorífica y la potencia de generación frente al caudal de agua de disipación. Como se observa sí aparece una significativa

degradación de la potencia frigorífica al reducirse el caudal de agua de disipación, lo que no permite conseguir una apreciable mejora de COP eléctrico al reducir dicho caudal (figura 4-23). La explicación puede encontrarse en una inadecuada distribución del caudal de agua de disipación entre el condensador y el absorbedor. En la figura 4-16 se aprecia la mayor pérdida de carga en el intercambiador de placas del condensador lo que indica que cuando circulan en total 6 m³/h de agua de disipación, el reparto es del orden de 4 m³/h para el absorbedor y 2 m³/h para el condensador, muy inferior a los 3 m³/h con los que fue diseñado. En consecuencia el condensador de placas está operando en un régimen donde el caudal tiene un peso importante en la transferencia de calor y no admite mayores reducciones. En la figura 4-24, en la que se ha representado la presión de condensación y el ΔT que experimenta el agua de disipación en el condensador y en el absorbedor, todos ellos frente al caudal de agua de disipación, se muestra cómo se produce un salto significativo en la presión de condensación al pasar de 5 a 4 m³/h lo que explica las caídas de las prestaciones señaladas. Esto se corrobora además con los valores del ΔT de agua entre la entrada y la salida del condensador. Por el contrario, en el absorbedor el aumento del ΔT es lineal con el caudal, lo que indica que no hay un deterioro aún significativo en el proceso de absorción.

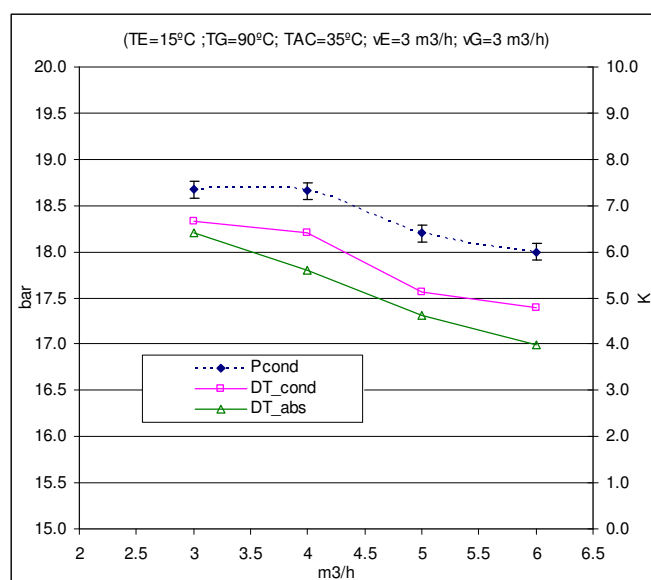


Figura 4-23: Influencia del caudal de agua de disipación en la presión de condensación y en el ΔT de agua en el condensador y en el absorbedor.

(Los valores de temperatura de agua a la salida del absorbedor y del condensador, junto a la presión de condensación son tomados por la instrumentación interna propia del control del prototipo)

Por lo tanto, para el caso del caudal de agua de disipación, aunque se consigue un máximo en el COP eléctrico para $5 \text{ m}^3/\text{h}$, no se constata diferencia significativa respecto a $6 \text{ m}^3/\text{h}$.

4.4.4. CONCLUSIONES DEL APARTADO

Puede mejorarse sustancialmente el COP eléctrico hasta un 17.7 % si se reduce el caudal de agua fría de $3 \text{ m}^3/\text{h}$ a $1.5 \text{ m}^3/\text{h}$. Este nuevo valor conduce a saltos de temperatura del orden de 5 K para la potencia frigorífica nominal, un valor más que contrastado en la práctica de diseño de evaporadores de placas.

Se obtiene un máximo en el COP eléctrico para un caudal de agua de generación de $2 \text{ m}^3/\text{h}$, mejorándose en un 7 % frente al valor obtenido con $3 \text{ m}^3/\text{h}$.

No se consigue una mejora sustancial al reducir el caudal de agua de disipación, aunque se constata la existencia del óptimo, como no podía ser de otra forma. El motivo es que el condensador ya trabaja con un régimen de caudal en el límite del deterioro de la transferencia de calor. Para optimizar el consumo de bombeo de agua de circulación se propone analizar la posibilidad de separar ambos circuitos, de forma que el consumo eléctrico necesario para la circulación de agua por el absorbedor no se vea penalizado por el hecho de trabajar con una caída de presión impuesta en el circuito de disipación del condensador. Esto conllevará duplicar la bomba de circulación y separar en dos el circuito del aerotermo. Esta medida permitiría comprobar si es posible emplear caudales inferiores de agua en el absorbedor.

4.5. CONCLUSIONES DEL PROCESO DE MEJORA

La supresión del intercambiador de refrigerante, el montaje de la nueva bomba de paletas y la reducción de los caudales de agua del circuito de agua fría y del circuito del generador ofrecen las mejoras de COP eléctrico que se muestran en la figuras 4-24 para el caso de un equipo de disipación por agua.

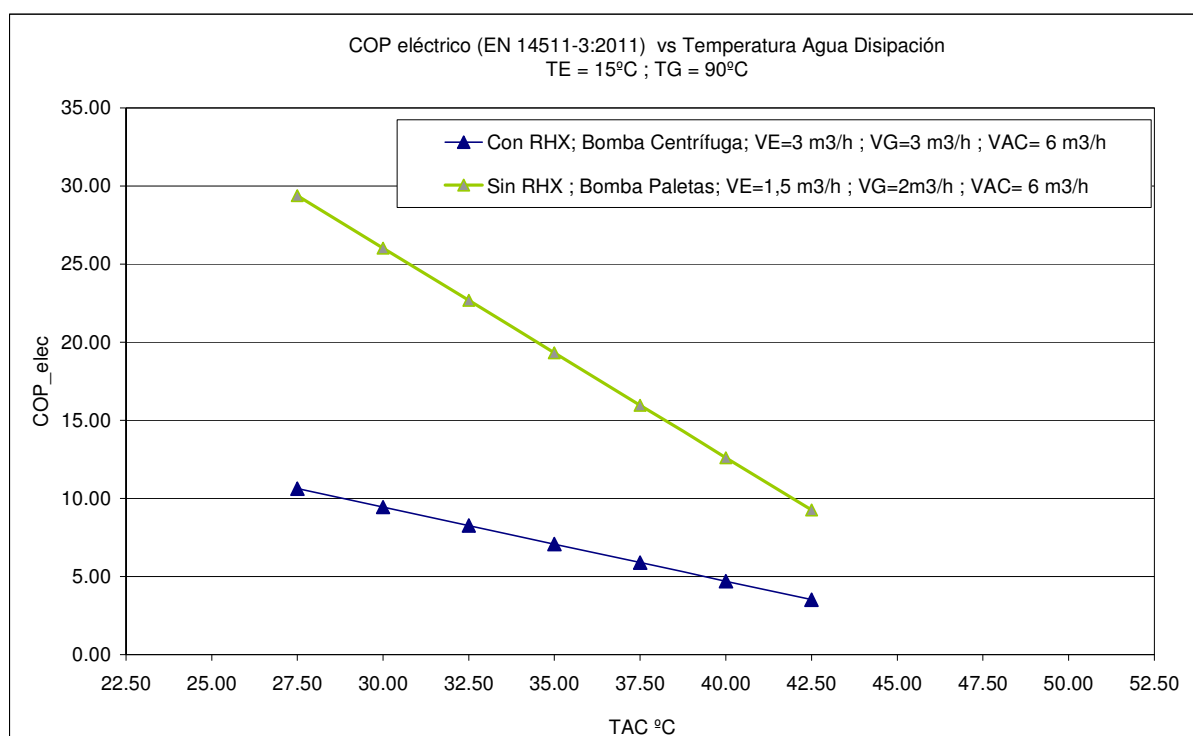


Figura 4-24: Comparativa del COP eléctrico frente a la temperatura del agua de disipación para los prototipos PRE_IND_A_W_1 y PRE_IND_A_W_2 mejorado sin intercambiador de refrigerante, con la bomba de paletas y caudales de agua reducidos en el evaporador y generador

La figura 4-24 muestra como el COP eléctrico del nuevo desarrollo tras los cambios efectuados, con 35 °C de temperatura de agua de disipación, ha pasado de 7 a 18.

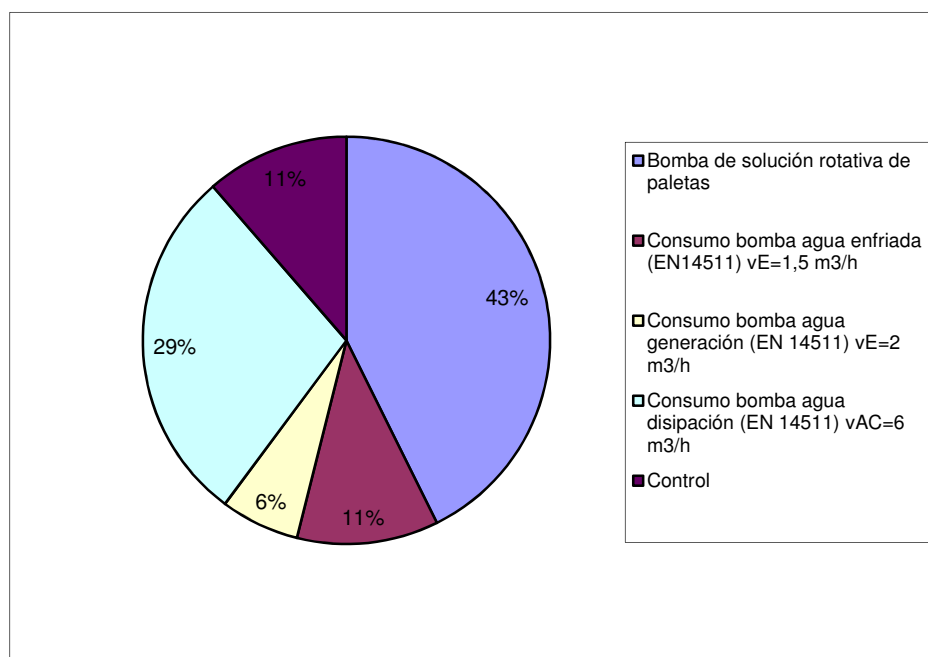


Figura 4-25: Reparto de consumos eléctricos en el prototipo de disipación por agua mejorado

En la figura 4-25 se ilustra cómo queda el reparto del consumo eléctrico en el prototipo de disipación por agua. Resulta evidente que aún se puede avanzar en la reducción del consumo de la bomba de disipación. Ya se ha apuntado que la clave puede estar en separar los circuitos del condensador y del absorbedor.

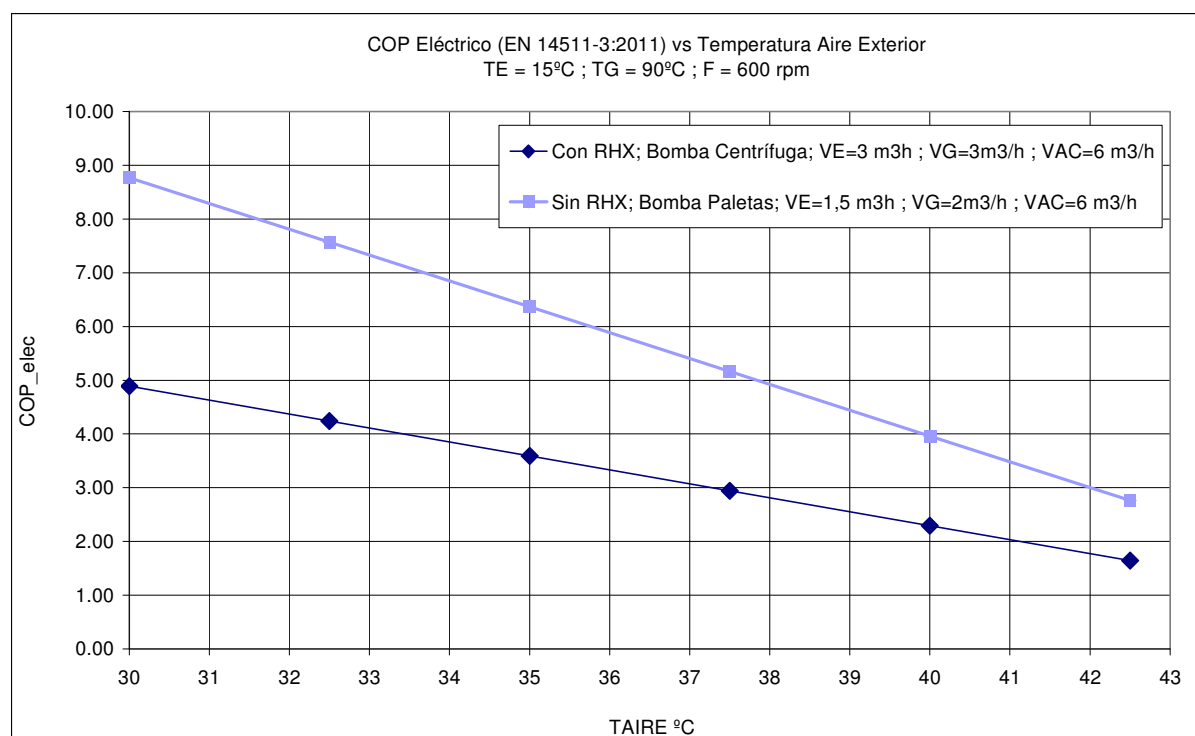


Figura 4-26: Comparativa del COP eléctrico frente a la temperatura del aire exterior para los prototipos PRE_IND_A_W_1 y PRE_IND_A_W_2 mejorado sin intercambiador de refrigerante, con la bomba de paletas y caudales de agua reducidos en el evaporador y generador

En la figura 4-26 se muestra el resultado del proceso de mejora del prototipo de disipación por aire. En este caso se ha conseguido aumentar el COP eléctrico, a 35 °C de temperatura de aire exterior, un 77 %. En el reparto de consumos (figura 4-27) tiene ahora mucha importancia el sistema de disipación (ventilador+bomba de agua de aerotermo) que juntos suman el 69 %. Ya se indicó en el capítulo 2 la posibilidad de emplear unas filas de la batería para hacer la condensación directa frente al aire. Esto permitiría reducir el caudal de aire y la parte de bombeo de agua destinada a refrigerar la condensación gracias a las menores irreversibilidades de la transferencia.

En cuanto a efectuar la absorción en los tubos de la batería y disipar el calor directamente al aire, es como también se indicó, una temática para futuros trabajos a nuestro juicio de máximo interés para mejorar las prestaciones del equipo.

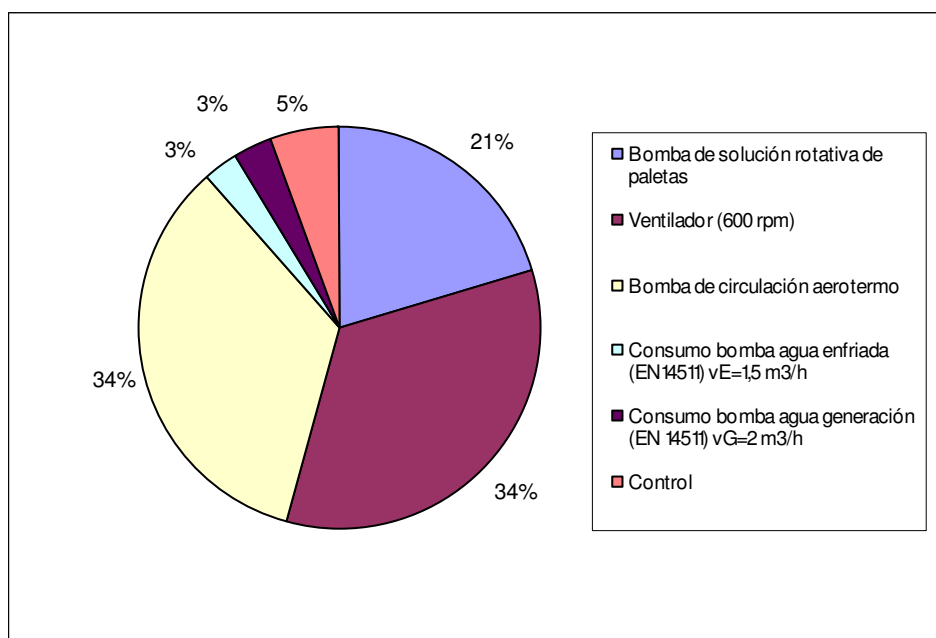


Figura 4-27: Reparto de consumos eléctricos en el prototipo de disipación por aire mejorado

5. CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL DEL COMPORTAMIENTO A CARGA PARCIAL

5.1. INTRODUCCIÓN

Uno de los objetivos de la investigación propuesta es la caracterización del comportamiento del nuevo desarrollo a carga frigorífica parcial. A la luz de la literatura científica abierta, se trata de la primera máquina de absorción de simple efecto, que emplea el par amoniaco y nitrato-Litio, en la que se utilizan solamente intercambiadores de calor de placas, y tiene por lo tanto, una dinámica de comportamiento nueva.

Habitualmente, la puesta a régimen en los equipos de absorción es mucho más lenta que en los equipos de compresión mecánica, cuya dinámica está dominada por el compresor. El mayor tamaño de los intercambiadores de las máquinas de absorción comerciales, en comparación con los de los equipos de compresión mecánica de vapor, hace que los equipos de absorción presenten una mayor inercia y no se pueda emplear un control sencillo de la capacidad frigorífica de tipo todo/nada. Sin embargo, el equipo desarrollado, al construirse íntegramente con intercambiadores de placas con muy poca masa y, por lo tanto, poca inercia térmica, abría nuevas posibilidades de control a analizar.

Existen referencias del estudio del control y de las prestaciones en régimen transitorio de equipos de absorción de pequeña potencia desde hace más de 30 años.

Lazzarin (1980) estudia las prestaciones en régimen estacionario y en régimen transitorio de dos equipos de agua / bromuro de litio de 4.5 kW y 25 kW de la marca YAZAKI. Sugiere, como un método de control adecuado, la variación del caudal de agua por el generador para regular la potencia frigorífica. Mientras que la reducción del caudal conduce a una reducción de la capacidad frigorífica lo contrario no es cierto. La razón es que un exceso de refrigerante generado excede la capacidad del condensador y del absorbedor. Los equipos analizados disponen de un sencillo control todo/nada que ese autor describe como ineficiente. Los tiempos de puesta a régimen alcanzan los 30 minutos. Hasta que la energía proporcionada en el

generador consigue que se produzca la primera ebullición y el comienzo de la absorción, no se está produciendo efecto frigorífico, por lo que una parada prolongada justo tras un arranque, puede hacer perder toda la energía empleada.

Lazzarin analiza los resultados a carga parcial al 25 %, 50 % y 75 %. Detecta como el COP térmico se ve muy penalizado. Así por ejemplo para un ensayo al 50 % con un ciclo de funcionamiento a la hora (30' de marcha y 30' de parada), la potencia frigorífica se reduce efectivamente alrededor del 60 % pero el COP acumulado baja hasta un 36 % lo que es una inadmisibles penalización a carga parcial.

Lazzarin propone un doble control del caudal de agua por el generador mediante una válvula de 3 vías, que modula el caudal en situaciones de baja carga, y una segunda válvula de 3 vías, que realiza la mezcla con el agua de retorno del equipo, consiguiendo alimentar la generación con una temperatura variable que puede ser superior a la nominal cuando la carga térmica aumenta. Finalmente, anticipa que la alternativa más sencilla a este control, en instalaciones de climatización solar, pasa por una acumulación en frío que permita almacenar siempre que haya energía solar disponible independientemente de la carga.

Un aspecto formal interesante del su trabajo, es el empleo del concepto de COP acumulado. Para cada instante de la evolución transitoria del ensayo, el COP acumulado es una medida de la eficiencia en términos energéticos (energía frigorífica proporcionada entre energía aportada en el generador) hasta ese momento.

Didion y Radermacher (1984) realizan un estudio experimental del comportamiento a carga parcial de una enfriadora de absorción de 10 kW, por un lado, y de una bomba de calor de absorción de 15.5 kW por otro. Ambas con el par amoniaco / agua, activadas mediante quemador de gas, y refrigeradas mediante batería seca. En primer lugar analizan las prestaciones en régimen estacionario. Una de las conclusiones más importantes para el caso de la enfriadora, es la fuerte caída de la capacidad frigorífica al aumentar la temperatura de condensación/absorción. Los equipos disponen de control todo/nada, por lo que los ensayos a carga parcial se efectúan mediante ciclados. Formalmente, la técnica de análisis de datos es la de representación de la curva de COP frente al factor de carga parcial (fcp). Para un valor de carga parcial del 20 %, el COP es el 74 % del nominal. Las explicaciones de

esta pérdida de prestaciones, están directamente relacionadas con la tecnología del ciclo de absorción empleado. En el caso de los equipos analizados por Didion y Radermacher (1984), el absorbedor es del tipo de película descendente, y resulta el componente limitante durante el periodo de puesta a régimen en cada semiciclo de marcha. Por su parte, el generador acumula la solución débil y durante el semiciclo de parada esta migra de vuelta al absorbedor, que se queda inundado, retrasando la transferencia de calor y de masa cuando sucede un nuevo semiciclo de marcha. Además, aparece un efecto *heat-pipe* entre las zonas a alta temperatura y baja temperatura, que altera la situación de los fluidos durante los semiciclos de parada. Estos autores proponen la incorporación de válvulas de corte, que aislen la migración del refrigerante del condensador al evaporador, y de solución del generador al absorbedor. Con esta medida consiguen que al 20 % de carga parcial el COP sea el 89 % del nominal.

La norma ANSI/ARI 560-2000 *Absorption Water Chilling and Water Heating Packages* desarrolla un procedimiento para el ensayo a carga parcial de enfriadoras de absorción refrigeradas por agua, de simple efecto, operadas por vapor o agua caliente, y enfriadoras de doble efecto, también refrigeradas por agua, operadas por vapor, agua caliente o llama directa. Está específicamente destinada a máquinas que emplean el par agua / bromuro de litio. El método propuesto es el cálculo del valor a carga parcial integrado, *Integrated Part-Load Value (IPLV)*, bien conocido y usado en el campo de los equipos de compresión mecánica (ANSI/ARI 550/590-2003 *Performance rating of water-chilling Packages Using The Vapor Compression Cycle*), o en su versión europea el procedimiento seguido por EUROVENT (www.eurovent-certification.com 2012) para la determinación del *European Seasonal Energy Efficiency Ratio (ESSER)* y la propuesta de norma prEN 14825:2011 *Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling – Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance*.

En este capítulo, se revisarán en primer lugar, estas normas de ensayo y las formulaciones que se están proponiendo por la comunidad científica para la determinación del mismo, en aplicaciones de climatización solar con enfriadoras de absorción.

Para poder evaluar el comportamiento de una máquina como la desarrollada, en un sistema de climatización cualquiera, y en cualquier condición de funcionamiento, es precisa su curva de comportamiento a carga parcial, con la que, mediante simulación energética, se podrá determinar el consumo del mismo. Es por ello, que también se describirá el procedimiento experimental seguido para obtener la curva de comportamiento a carga parcial, del prototipo de amoníaco / nitrato de litio de disipación por agua, y la comparación de la misma con los resultados clásicos de la literatura científica en equipos de absorción de agua / amoníaco.

5.2. NORMAS DE ENSAYO DE EQUIPOS DE CLIMATIZACIÓN A CARGA PARCIAL

La norma ANSI/ARI 560-2000 plantea la medición del COP térmico de refrigeración del equipo de absorción, en distintas condiciones de carga parcial, para, a partir de estos valores, mediante una suma ponderada, determinar el valor del IPLV. Los coeficientes de ponderación se toman de estudios realizados por ASHRAE y DOE de valores medios de edificios típicos en 29 ciudades norteamericanas. El método de ensayo, no propone una separación de variables entre la dependencia con las condiciones de temperatura, y las condiciones de carga parcial, sino que plantea ensayos con todas ellas acopladas.

Tabla 5-1: Condiciones de ensayo a carga parcial según ANSI/ARI 560-2000

	FACTOR DE CARGA PARCIAL fcp	TEMPERATURA DE ENTRADA/SALIDA DEL AGUA DE REFRIGERACIÓN T_{AC} (°C)	TEMPERATURA DE SALIDA/ENTRADA DE AGUA FRÍA T_E (°C)	TEMPERATURA DE ENTRADA/SALIDA DE AGUA DE ACTIVACIÓN T_G (°C)
A	100 %	29.4 / ^a	6.7 / ^b	^c
B	75 %	25.3 / ^a	6.7 / ^b	^c
C	50 %	21.1 / a	6.7 / ^b	^c
D	25 %	21.1 / a	6.7 / ^b	^c
	0 %	21.1 / ^a	6.7 / ^b	^c

^a : la temperatura de salida será la que se obtenga para un caudal de agua de refrigeración de 0.065 l/s por kW

^b : la temperatura de entrada será la que se obtenga para un caudal de agua fría de 0.043 l/s por kW

^c : valores de fabricante para proporcionar las condiciones de potencia parcial

El método de ensayo establece que, se someterá al equipo a un régimen de trabajo con las condiciones de temperatura de agua de refrigeración y de agua fría fijas, (con las correspondientes tolerancias también especificadas), y se actuará sobre el control de potencia del equipo, normalmente sobre la temperatura de activación, para proporcionar un ΔT de agua fría, correspondiente al 100 %, 75 %, 50 %, 25 % del ΔT nominal. Esta condición, se mantendrá estable durante un tiempo, en el que se registrarán los datos, obteniéndose los valores medios de potencia frigorífica y potencia de generación, calculando el COP térmico como el cociente de ambos, para cada una de las condiciones A, B, C y D.

$$\text{IPLV} = 0.01 \cdot \text{EER}_{100\%} (\text{A}) + 0.42 \cdot \text{EER}_{75\%} (\text{B}) + 0.45 \cdot \text{EER}_{50\%} (\text{C}) + 0.12 \cdot \text{EER}_{25\%} (\text{D})^1$$

(5-1)

A nivel europeo, para las enfriadoras de compresión mecánica, existe el procedimiento establecido por EUROVENT en sus programas de certificación, para la determinación del ESEER. Para el caso de las enfriadoras agua-agua, los ensayos se harán en las condiciones siguientes:

Tabla 5-2: Condiciones de ensayo a carga parcial según EUROVENT para enfriadoras de compresión mecánica del tipo agua-agua

	FACTOR DE CARGA PARCIAL fcp	TEMPERATURA DE ENTRADA/SALIDA DEL AGUA DE REFRIGERACIÓN	TEMPERATURA DE SALIDA/ENTRADA DE AGUA FRÍA
		T _{AC} [°C]	T _E [°C]
A	100 %	30 / 35	7 / 12
B	75 %	26 / ^a	7 / ^b
C	50 %	22 / ^a	7 / ^b
D	25 %	18 / ^a	7 / ^b

^a : La temperatura de salida para el condensador será la que resulte con el caudal nominal

^b : La temperatura de salida para el evaporador será la que resulte con el caudal nominal

¹ Se ha mantenido la terminología de EER, empleada en la norma, para referirse al COP de la enfriadora

$$\text{ESEER} = 0.03 \cdot \text{EER}_{100\%} (\text{A}) + 0.42 \cdot \text{EER}_{75\%} (\text{B}) + 0.45 \cdot \text{EER}_{50\%} (\text{C}) + 0.12 \cdot \text{EER}_{25\%} (\text{D}) \quad (5-2)$$

En la actualidad, está en fase de votación tras largos años de discusión y redacción, el proyecto de norma sobre ensayos a carga parcial, de equipos de compresión mecánica de vapor, prEN 14825:2011 *Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling-testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance*. El método de determinación del *Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER)*, se formula en esta norma de forma más compleja y elaborada que en sus anteriores versiones. Las principales novedades y precisiones que introduce esta norma frente a la americana y al procedimiento de EUROVENT son:

1. El nivel exacto de carga parcial dependerá de la temperatura de diseño del aire exterior –normalmente 35 °C– (tabla 5-3)
2. Se ofrecen tres condiciones de temperatura de agua de refrigeración, para disipación con torre, para intercambio geotérmico, y para disipación seca –*dry cooler*– (tabla 5-3)
3. Se ofrecen dos condiciones de temperatura de producción de agua fría, para uso de fancoils, y para aplicación de suelo radiante (tabla 5-3)
4. El SEER se calcula (ecuación 5-3) como el cociente de una demanda energética de refrigeración máxima de referencia – D_{ref} [kWh]–, entre el consumo asociado a la producción de esa energía frigorífica cuando el equipo están en marcha (SEER_{ON}) más el consumo auxiliar, durante los periodos de apagado y *stand-by* – E_{OFF} [kWh]–.

$$\text{SEER} = \frac{D_{\text{ref}}}{\frac{D_{\text{ref}}}{\text{SEER}_{\text{ON}}} + E_{\text{OFF}}} \quad (5-3)$$

5. El SEER_{ON} no se calcula ahora como una suma ponderada del valor de EER a cada carga parcial, sino como el cociente de la demanda energética entre el consumo, calculados de forma estimada por un método de *bin hours*,

referenciadas a una temporada meteorológica tipo, en el que la demanda energética para cada *bin* se obtiene (ecuación 5-4) a partir de una carga térmica $P_E(T_j)$, supuesta dependiente, mediante una ley lineal, de la temperatura del aire exterior.

6. Los consumos, para cada una de las temperaturas del método *bin hours*, se calculan (ecuación 5-4), a partir del $EER(T_j)$ a cada temperatura, que, a su vez, se obtiene por interpolación de los valores de EER a carga parcial, en las condiciones A, B, C y D de la tabla 5-3.

$$SEER_{ON} = \frac{\sum_i h_j \cdot P_E(T_j)}{\sum_i h_i \cdot \left(\frac{P_E(T_j)}{EER(T_j)} \right)} \quad (5-4)$$

siendo h_j la frecuencia de cada *bin*

Tabla 5-3: Condiciones de ensayo a carga parcial según prEN 14825:2011

		Factor carga parcial fcp	Intercambiador exterior			Intercambiador interior		
			Aplicación con torre de refrigeración T ^{as} entrada/salida agua °C	Aplicación geotérmica T ^{as} entrada/salida agua °C	Aplicación disipación seca T ^{as} entrada/salida agua °C	Aplicación de fancoil T ^{as} entrada/salida agua °C		Aplicación suelo radiante T ^{as} entrada/salida agua °C
						Salida fija °C	Salida variable °C	
A	(35-16)/ (T _{designc} -16)	100	30 / 35	10 / 15	50 / 45	12 / 7	12 / 7	23 / 18
B	(30-16)/ (T _{designc} -16)	74	26 / ^a	10 / ^a	45 / ^a	^a / 7	^a / 8.5	^a / 18
C	(25-16)/ (T _{designc} -16)	47	22 / ^a	10 / ^a	40 / ^a	^a / 7	^a / 10	^a / 18
D	(20-16)/ (T _{designc} -16)	21	18 / ^a	10 / ^a	35 / ^a	^a / 7	^a / 11.5	^a / 18

^a : El caudal de agua será el determinado en el ensayo "A" para unidades de caudal fijo o el determinado con un delta T de 5 K para unidades de caudal de agua variable

Como puede apreciarse, en la tabla 5-3 se están asumiendo unas temperaturas de disipación ligadas de forma fija a la temperatura exterior. Así para la disipación seca se asume siempre un salto de temperatura de 15 K, para la disipación por torre entre 5 y 2 K, y para la disipación geotérmica entre 25 y 10 K. Dichos, valores, en nuestra opinión, no están suficientemente referenciados. Además, la ligazón del nivel de carga parcial, a las condiciones ambientales exteriores, denota una influencia en la

formulación de la norma, de las aplicaciones de calefacción. En el caso de las aplicaciones de refrigeración en edificios con altas cargas internas (i.e. aplicaciones comerciales), no está siempre justificada.

La aplicación del método propuesto en el proyecto de norma prEN 14825:2011, para la determinación del SEER medio estacional a los equipos de absorción, está siendo recientemente considerada por los expertos que trabajan sobre los equipos de absorción, en aplicaciones de climatización solar; Nuñez et al. (2011) han propuesto un método similar al de la norma de equipos de compresión mecánica para equipos de absorción. Además del SEER eléctrico propone análogamente la determinación del SEER térmico.

$$\text{SEER}_{\text{ON,ter}} = \frac{\sum_i h_j \cdot P_E(T_j)}{\sum_i h_i \cdot \left(\frac{P_E(T_j)}{\text{EER}_{\text{ter}}(T_j)} \right)} \quad \text{SEER}_{\text{ON,elec}} = \frac{\sum_i h_j \cdot P_E(T_j)}{\sum_i h_i \cdot \left(\frac{P_E(T_j)}{\text{EER}_{\text{elec}}(T_j)} \right)} \quad (5-5)$$

Nuñez et al. (2011) señalan que la formulación es especialmente indicada cuando se trata de máquinas activadas por fuentes de calor de potencia y temperatura constante, (calor residual, enfriadoras de absorción activadas por gas, etc.), pues en este caso, la dependencia del SEER estacional se establece únicamente con el nivel de carga parcial en el foco frío y con el nivel de la temperatura de disipación (directamente ligado con la temperatura exterior).

El trabajo de Nuñez et al. (2011) surge de las reflexiones mantenidas en los foros *SHC Task 38* de la *IEA*, y en el recientemente concluido *ANNEX 34 "Thermally Driven Heat Pumps for Heating and Cooling"*, que tendrá su continuación en el nuevo foro *IEA SHC Task 48 "Quality Assurance and Support Measures for Solar Cooling"*.

En los sistemas de climatización solar, su propuesta se enfrenta a la dificultad de que, a la hora de evaluar un SEER térmico estacional, la fuente de energía es intermitente, y variable con las condiciones ambientales. Proponen para la consideración de las diferentes condiciones de radiación solar, el uso de unas *bin-hours* de ganancias solares. Los cálculos se harán, por lo tanto, para cada

temperatura (T_i) y para cada nivel de radiación (G_j), determinando la disponibilidad de energía solar en cada combinación de *bins* (T_i, G_j).

5.3. CURVAS DE DEPENDENCIA DEL COP CON EL FACTOR DE CARGA PARCIAL EN ENFRIADORAS REFRIGERADAS POR AGUA

Tanto en actividades de investigación en nuevos sistemas térmicos, como en evaluaciones de demandas energéticas, y para la obtención de la calificación conjunta de edificios y sistemas, obligada por las Directivas de Eficiencia Energética, se precisa de las denominadas curvas de comportamiento a carga parcial de los equipos.

A la hora de incorporar dichas curvas de comportamiento, en los programas habituales de simulación energética de equipos de climatización, la comunidad científica tiene admitida la separación de variables, entre las condiciones de contorno (temperaturas) contra las que trabajan los equipos, y el factor de carga parcial que experimenta la demanda térmica del edificio. Así, para el caso de las enfriadoras de absorción puede en principio proponerse la siguiente formulación para el COP térmico o eléctrico:

$$\text{COP}_{\text{ter}}(T_{\text{AC}}, T_{\text{E}}, T_{\text{G}}, \text{fcp}) = \text{COP}_{\text{ter}}(T_{\text{AC}}, T_{\text{E}}, T_{\text{G}})|_{100\%} \cdot \text{COP}_{\text{ter}}(\text{fcp}) \quad (5-6)$$

$$\text{COP}_{\text{ter}}(T_{\text{AC}}, T_{\text{E}}, T_{\text{G}}, \text{fcp}) = \text{COP}_{\text{terN}} \cdot \frac{\text{COP}_{\text{ter}}(T_{\text{AC}}, T_{\text{E}}, T_{\text{G}})|_{\text{fcp}=100\%}}{\text{COP}_{\text{terN}}} \cdot \text{COP}_{\text{ter}}(\text{fcp}) \quad (5-7)$$

De tal forma, que el COP se pueda expresar, como el producto del COP nominal por dos funciones adimensionales, f y g , que dependan exclusivamente de las condiciones de contorno una, y del grado de carga parcial la otra:

$$\text{COP}_{\text{ter}}(T_{\text{AC}}, T_{\text{E}}, T_{\text{G}}, \text{fcp}) = \text{COP}_{\text{terN}} \cdot f(T_{\text{AC}}, T_{\text{E}}, T_{\text{G}}) \cdot g(\text{fcp}) \quad (5-8)$$

O bien, la expresión equivalente denominada curva de degradación del COP a carga parcial:

$$\frac{\text{COP}_{\text{ter}}(T_{\text{AC}}, T_{\text{E}}, T_{\text{G}}, \text{fcp})}{\text{COP}_{\text{ter}}(T_{\text{AC}}, T_{\text{E}}, T_{\text{G}})|_{\text{fcp}=100\%}} = g(\text{fcp}) \quad (5-9)$$

Las expresiones (5-6), (5-7), (5-8) y (5-9), se pueden igualmente formular para el COP eléctrico.

La expresión (5-9) ofrece un método para la obtención de la curva $g=g(\text{fcp})$ de los equipos de climatización a partir de los datos de IPLV o ESEER, medidos según las normas, o publicados por los fabricantes, para el caso de equipos comerciales. Basta con dividir el COP en cada una de las condiciones de carga parcial A, B, C y D (numerador) por el COP del equipo al cien por cien de carga, para las distintas temperaturas (denominador). Dato este último comúnmente publicado por los fabricantes de los equipos comerciales en las tablas y ábacos de prestaciones de sus catálogos técnicos.

En las normas de ensayo a carga parcial, está implícitamente formulada la curva de degradación del COP a carga parcial para el caso de las máquinas con control todo/nada, o enfriadoras con etapas de potencia mínima, que no lleguen a los valores de parcialización indicados, y que por tanto tiene que operar ciclando para satisfacer la demanda parcial solicitada. Así, en el caso de la norma ANSI/ARI 560-2000, para los equipos de absorción de agua-bromuro de litio, a los que va dirigida, la norma indica que se emplee una corrección del COP conocida como degradación por ciclado. La corrección es la siguiente (ecuación 5-10):

$$\frac{\text{COP}_{\text{ter}}(T_{\text{AC}}, T_{\text{E}}, T_{\text{G}}, \text{fcp})}{\text{COP}_{\text{ter}}(T_{\text{AC}}, T_{\text{E}}, T_{\text{G}})|_{\text{fcp}=100\%}} = \frac{1}{1.13 - 0.13 \cdot \text{fcp}} \quad (5-10)$$

En el caso de los equipos de compresión mecánica, el procedimiento de EUROVENT propone la utilización de un coeficiente de degradación por ciclado (C_c) para la potencia absorbida. C_c es igual a uno menos la potencia eléctrica absorbida mínima, dividida por la potencia eléctrica absorbida nominal. Normalmente está asociado al consumo del sistema de control u otros dispositivos, que permanecen encendidos incluso cuando el factor de carga parcial es cero. Su interpretación matemática se explica con la figura 5-1. En esta figura se representa en el eje de abscisas el factor de carga parcial y en el eje de ordenadas los valores adimensionales de la potencia frigorífica y la potencia absorbida, referenciados a sus valores nominales. Así C_c , es uno menos la ordenada en el origen de la curva de potencia absorbida adimensional. También se representa el valor del COP referenciado al COP nominal obtenido como cociente de la potencia frigorífica adimensional entre la potencia absorbida adimensional.

El borrador de la norma prEN 14825:2011 ha profundizado más en este aspecto, estableciendo diferentes formulaciones, para la determinación de la degradación del COP con la carga parcial. En el caso de los equipos de compresión mecánica del tipo Aire-Agua (A-W) y Agua-Agua (W-W), la corrección es la misma que la empleada por EUROVENT (ecuación 5-11), si bien, se establece un método para la medición del coeficiente C_c . En primer lugar se considera que en estos equipos, la degradación por ciclado ocasionada por la ecualización de presiones, cada vez que la unidad para y arranca, es despreciable, y que la única fuente de degradación son los consumos eléctricos de reposo, que se medirán durante una parada de 10 minutos. En caso de no realizarse medición, se ha de tomar un valor $C_c=0.9$ (figura 5-2).

Para los equipos de compresión mecánica Aire-Aire (A-A) y Agua-Aire (W-A), la norma prEN 14825:2011, adopta una formulación basada en una expresión lineal (ecuación 5-12). El coeficiente de degradación se denomina entonces C_d y se corresponde con la pendiente de la recta de degradación. En la figura 5-1 se representa gráficamente para mejor comprensión. En la norma, se señala, que en estas máquinas, el origen de la degradación es la ecualización de presiones entre la descarga y la aspiración del compresor, que se produce tras cada parada. La norma indica, que de no medirse, C_d se ha de tomar 0.25 por defecto (ver figura 5-2).

$$\frac{\text{COP}(T_{AC}, T_E, T_G, fcp)}{\text{COP}(T_{AC}, T_E, T_G)|_{100\%}} = \frac{fcp}{(1 - Cc) + Cc \cdot fcp} \quad (5-11)$$

$$\frac{\text{COP}(T_{AC}, T_E, T_G, fcp)}{\text{COP}(T_{AC}, T_E, T_G)|_{100\%}} = 1 - Cd \cdot (1 - fcp) \quad (5-12)$$

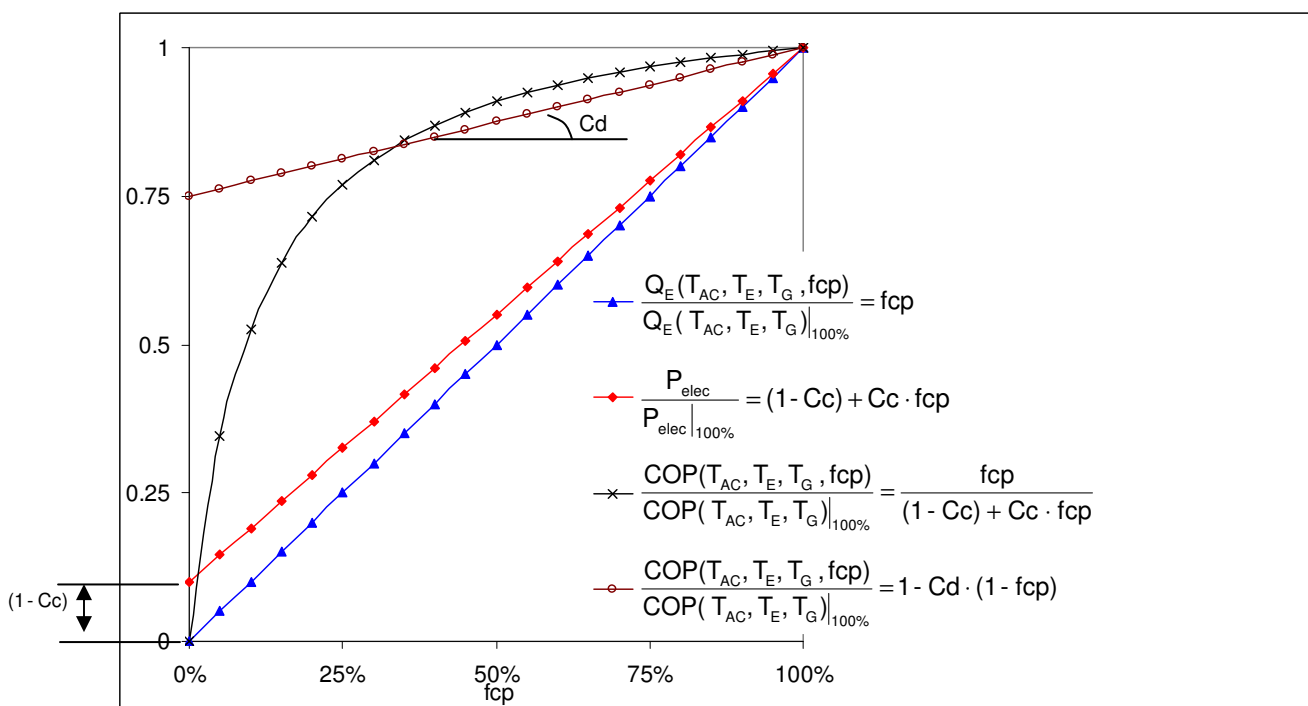


Figura 5-1. Representación gráfica de las curvas de degradación por ciclado del COP

Todas estas formulaciones, parten de trabajos clásicos realizados en los años 90 del siglo XX por investigadores ligados al *Department Of Energy –DOE–* norteamericano (Henderson et al., 1999).

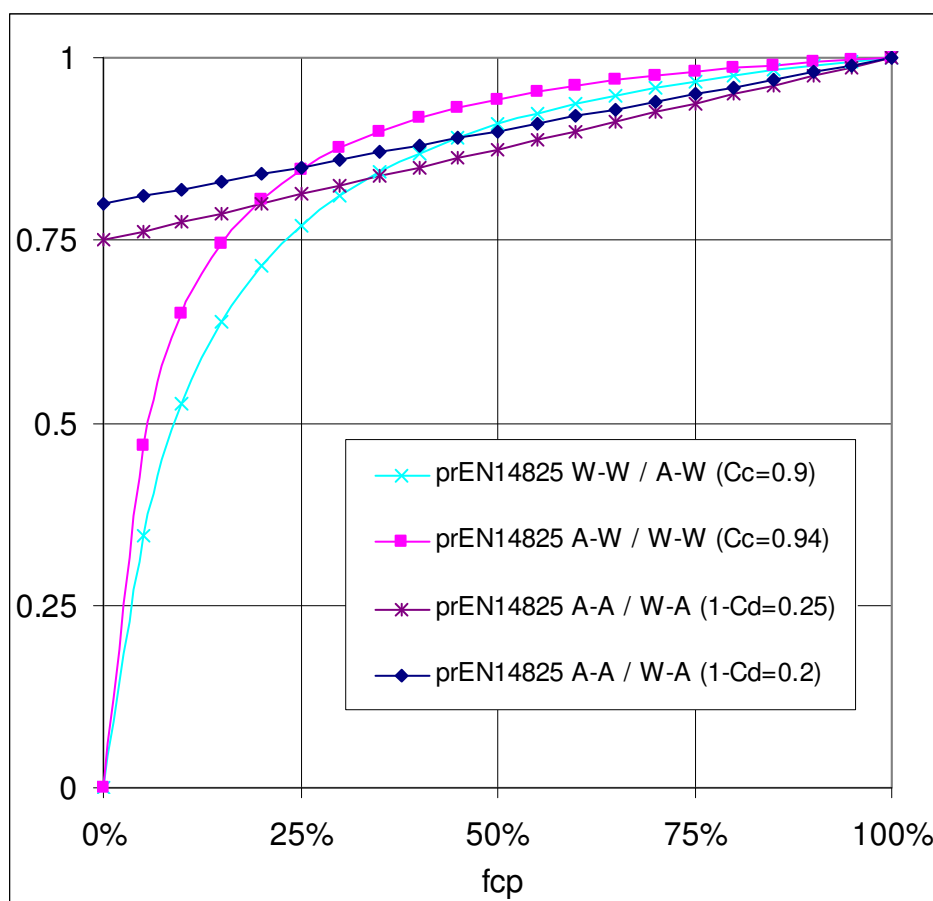


Figura 5-1. Degradación por ciclado adoptada de forma general en las normas de ensayo de equipos de compresión mecánica y la degradación adoptada por la ANSI/ARI-560 para enfriadores de absorción de agua / bromuro de litio

5.4. APARATO EXPERIMENTAL

El último borrador de la norma prEN 14825:2011 deja sólo para los equipos Aire-Agua y Agua-Agua, de capacidad variable, la obligatoriedad de realizar ensayos de funcionamiento a carga parcial, y sugiere en un anexo, un método de ensayo de cargas parciales (figura 5-3) basado en aportar la carga térmica mediante una resistencia eléctrica variable. Este método también se proponía en los anteriores borradores para los equipos de control todo/nada, aunque ahora estos son exonerados de tal ensayo. La medición se basará en estos casos, en la integración de la energía frigorífica, y la energía consumida, a lo largo de un número completo de ciclos estabilizados.

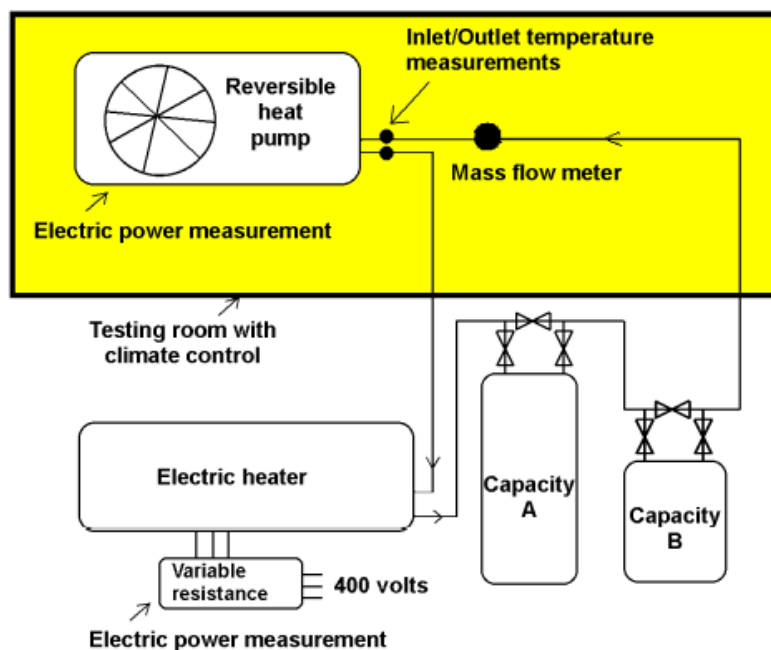


Figura 5-3: Esquema de ensayo de cargas para realizar ensayos de carga parcial propuesto en la norma prEN 14825:2011.

En la presente tesis, se ha diseñado un banco de ensayos para realizar los ensayos a carga parcial. Se muestra en la figura 5-4 un esquema del mismo.

Los periodos de marcha / paro que aparecen en un ensayo de este tipo, dependen de la inercia térmica del lazo de agua que simula la instalación receptora, es decir el sistema de climatización del edificio que recibiría el agua enfriada. En el banco de ensayos preparado, esta inercia se introduce mediante un depósito de agua (figura 5-5). El volumen de inercia diseñado es de 150 litros, que supone un valor de 15 l/kW, dato que se encuentra en el rango habitual de las instalaciones de climatización. El depósito de inercia se aísla para disminuir las ganancias de calor.

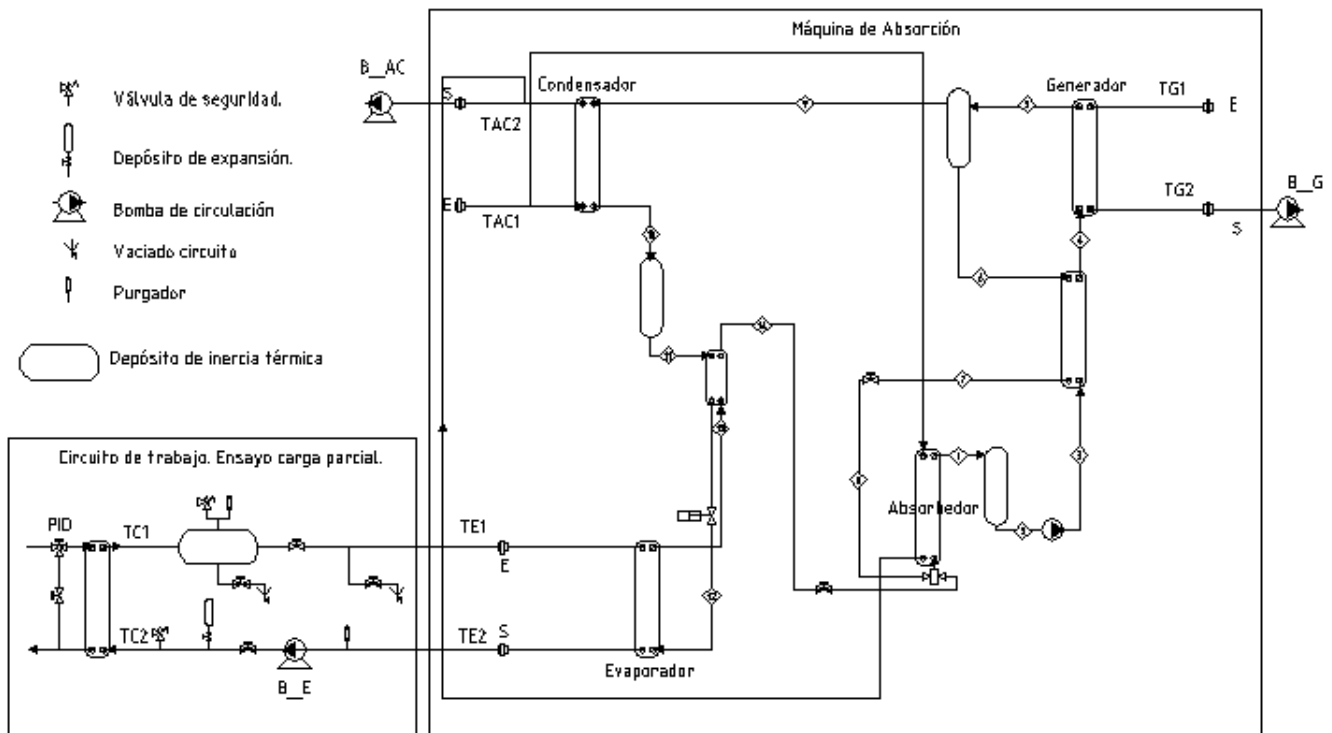


Figura 5-4: Esquema del circuito para realizar ensayos de carga parcial empleado en la presente tesis. El control PID impone el salto de temperaturas $T_{C1} - T_{C2}$ para simular la carga térmica sobre la enfriadora



Figura 5-5: Depósito de inercia montado en el circuito de agua fría

Para aportar las cargas térmicas parciales en el banco de ensayos, se empleará un intercambiador de placas en el circuito de agua fría. Mediante una válvula de by-pass controlada con un control PID, se ajustará el salto de temperaturas $\Delta T_C = T_{C1} - T_{C2}$ (ver figura 5-4) que simula la carga térmica variable. Diferirá del salto térmico en el equipo $\Delta T_E = T_{E1} - T_{E2}$, por las ganancias de calor en el depósito de inercia.

En lo que respecta a las incertidumbres admisibles y al cómputo de las potencias eléctricas de las bombas de circulación de agua, se sigue lo dispuesto en la norma de ensayos de equipos de compresión mecánica prEN 14511-3:2011.

El procedimiento de ensayo será el siguiente:

- 1) Se fijan los caudales según la tabla 5-4
- 2) El prototipo de disipación por agua no incluye ninguna bomba de circulación. Conforme a lo indicado en la norma prEN 14511-3:2011 se miden las presiones a la entrada y salida de todos los circuitos de agua para registrar la caída de presión. Con estos saltos de presiones hay que hacer las correcciones en la potencia eléctrica absorbida por las bomba de circulación de agua y en la potencia frigorífica, según la norma prEN 14511-3:2011 (ANEXO 2)
- 3) Se establece el valor de consigna de temperatura de salida en el control de la máquina de absorción (T_{E2})
- 4) Se establece una frecuencia de escaneo de 5 segundos en el analizador de datos del banco de ensayos
- 5) Se fijan los niveles de temperatura a la entrada del circuito de generación y del circuito de condensación, empleando los propios controles de la sala de máquinas de laboratorio. Se fijan los valores $T_{G1} = 90$ °C y $T_{AC1} = 35$ °C (tabla 5-4)
- 6) Se pone en marcha el equipo de absorción
- 7) Se realiza un ensayo de capacidad máxima para determinar el salto de temperaturas a plena carga que proporciona el equipo ($\Delta T_{E_fcp=100\%}$) y el salto de temperaturas que hay que imponer en la entrada y salida del intercambiador de placas donde se aplica la carga ($\Delta T_{C_fcp=100\%}$).

8) Se ajusta en el control PID los diferentes saltos de temperatura ΔT_C para imponer los distintos niveles de carga:

$$75 \% : \Delta T_C = T_{C1} - T_{C2} = 0.75 \cdot \Delta T_{C_fcp=100\%}$$

$$50 \% : \Delta T_C = T_{C1} - T_{C2} = 0.50 \cdot \Delta T_{C_fcp=100\%}$$

$$25 \% : \Delta T_C = T_{C1} - T_{C2} = 0.25 \cdot \Delta T_{C_fcp=100\%}$$

9) Se registran las temperaturas T_{C1} , T_{C2} , T_{E1} , T_{E2} , y se monitorizan los ciclos de funcionamiento

10) Se registra el consumo eléctrico

11) Una vez que se alcance un funcionamiento estacionario, se seleccionan al menos un ciclo completo de funcionamiento estable. Se integra la energía frigorífica y la energía de aportada en el generador

12) El COP térmico y el COP eléctrico, para cada nivel de carga parcial, se calculan como cociente de la energía frigorífica entre la energía aportada en el generador y la energía eléctrica absorbida, respectivamente

Tabla 5-4. Matriz de ensayos a carga parcial

	FACTOR DE CARGA PARCIAL, fcp	TEMPERATURA DE ENTRADA/SALIDA DEL AGUA DE DISIPACIÓN T_{AC} [°C]	SALTO TEMPERATURA CARGA TÉRMICA ΔT_C [°C]	CONSIGNA DE AGUA FRÍA / BANDA T_E [°C]	TEMPERATURA DE ENTRADA/SALIDA DE AGUA DE GENERACIÓN T_G [°C]
A	100 %	35 / ^a	$\Delta T_{C_100\%}$ ^b	18 / 5	90 / ^c
B	75 %	35 / ^a	$\Delta T_{C_100\%} * 0.75$	18 / 5	90 / ^c
C	50 %	35 / ^a	$\Delta T_{C_100\%} * 0.5$	18 / 5	90 / ^c
D	25 %	35 / ^a	$\Delta T_{C_100\%} * 0.25$	18 / 5	90 / ^c
	0 %	35 / ^a	0	18 / 5	90 / ^c

^a $\dot{V}_{AC} = 6 \text{ m}^3/\text{h}$

^b $\dot{V}_E = 2 \text{ m}^3/\text{h}$. Con este caudal, se mide y obtiene $\Delta T_{C_100\%}$

^c $\dot{V}_G = 3 \text{ m}^3/\text{h}$

Se decidió emplear como caudal de agua fría $2 \text{ m}^3/\text{h}$, con objeto de aumentar el salto de temperaturas (ΔT_E) y poder disponer de mayor certidumbre en los valores de las

medidas de la temperatura de impulsión y retorno con los que calcular la potencia frigorífica a bajos niveles de carga, cuando el salto de temperatura se reduce. Este valor es similar al propuesto en la norma ANSI/ARI 560/2000.

Previamente se realiza un ensayo de capacidad máxima en condiciones estables al 100 % de carga, para determinar las prestaciones con ese nuevo caudal de 2 m³/h. Además, puesto que en condiciones de carga parcial, la temperatura de impulsión oscila, se debe de hacer ese ensayo, manteniendo una temperatura de impulsión igual a la media de la oscilación de la temperatura. De esta forma, puede compararse el resultado con el que ofrecería un equipo de capacidad variable y control de temperatura de impulsión constante, pues así, en ambos casos el agua enfriada se suministraría a los elementos terminales a la misma temperatura media. Esto se explica mejor con la figura 5-6. A mayor abundamiento, cabe recordarse, que cuando en un equipo con regulación de capacidad todo/nada, se realiza el control sobre la temperatura de impulsión, la banda de oscilación de la misma es la suma del ΔT que proporciona el equipo, más la banda de oscilación de la temperatura de retorno. En este caso se toma 18 °C como consigna de temperatura de impulsión y una banda de 5 K. La temperatura de impulsión media será por tanto 15.5 °C (figura 5-6).

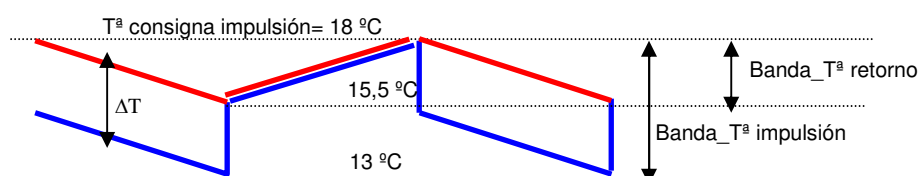


Figura 5-6: Esquema de la oscilación de las temperaturas de impulsión y retorno en un control todo/nada basado en establecer una consigna y una banda de temperatura de impulsión

5.5. CAMPAÑA DE ENSAYOS

5.5.1. ENSAYO A 100 % DE CARGA PARCIAL

El ensayo de capacidad máxima se realiza según el método habitual de operación del banco de ensayos, cuyo sistema de control regula la carga térmica manteniendo una temperatura de impulsión de agua fría constante. En la tabla 5-5 se resumen las mediciones efectuadas. Puede apreciarse como el ΔT a la entrada de la enfriadora es 0.1 K superior al ΔT que hay que imponer en la carga para conseguir un funcionamiento estable. Así mismo, la potencia frigorífica, 10.1 kW, es superior a la carga térmica que hay que imponer en el intercambiador de placas, 9.7 kW. La diferencia se debe a las ganancias de calor que se producen en el depósito.

Tabla 5-5. Resultados ensayo a plena carga.

ENSAYO A PLENA CARGA	
$T_{E2} = 15.5 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{G1} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_{AC1} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$	
$\dot{V}_E = 2 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_G = 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_{AC} = 6 \text{ m}^3/\text{h}$	
(VALORES MEDIDOS PROMEDIOS)	
$\Delta T_{E_{100\%}} = T_{E1} - T_{E2}$	4.3 K
$\Delta T_{C_{100\%}} = T_{C2} - T_{C1}$	4.2 K
CARGA FRIGORÍFICA	9.7 kW
POTENCIA FRIGORÍFICA MEDIDA	10.1 kW
POTENCIA GENERACIÓN MEDIDA	16.6 kW
POTENCIA ELECTRICA MEDIDA	380 W ²
COP_{ter}	0.61
COP_{elec}	26.58
CONSUMO BOMBA AGUA FRÍA (EN 14511)	79 W
CONSUMO BOMBA AGUA GENERACIÓN (EN 14511)	125 W
CONSUMO BOMBA AGUA DISIPACIÓN (EN 14511)	200 W
POTENCIA FRIGORÍFICA (EN 14511)	9.9 kW
POTENCIA ELECTRICA (EN 14511)	784 W
COP_{ter} (EN14511)	0.60
COP_{elec} (EN14511)	12.63

² Se verifica durante este experimento que el consumo eléctrico medido del prototipo de disipación por agua es el de la nueva bomba de paletas, 300 W, más el del control, 80 W.

La tabla 5-5 muestra la importancia que en el COP eléctrico tiene el considerar o no los consumos de las bombas de circulación de los circuitos externos.

En la figura 5-7 se representa gráficamente el registro temporal de mediciones durante el ensayo a carga máxima. En el eje de ordenadas izquierdo se representan los valores de temperaturas de entrada y salida de agua fría (T_{E1} y T_{E2}), de entrada de agua caliente al generador (T_{G1}) y de entrada de agua de disipación (T_{AC1}). Puede observarse la estabilidad de temperaturas conseguida. En el eje de ordenadas derecho se muestra el valor de la potencia frigorífica (Q_E).

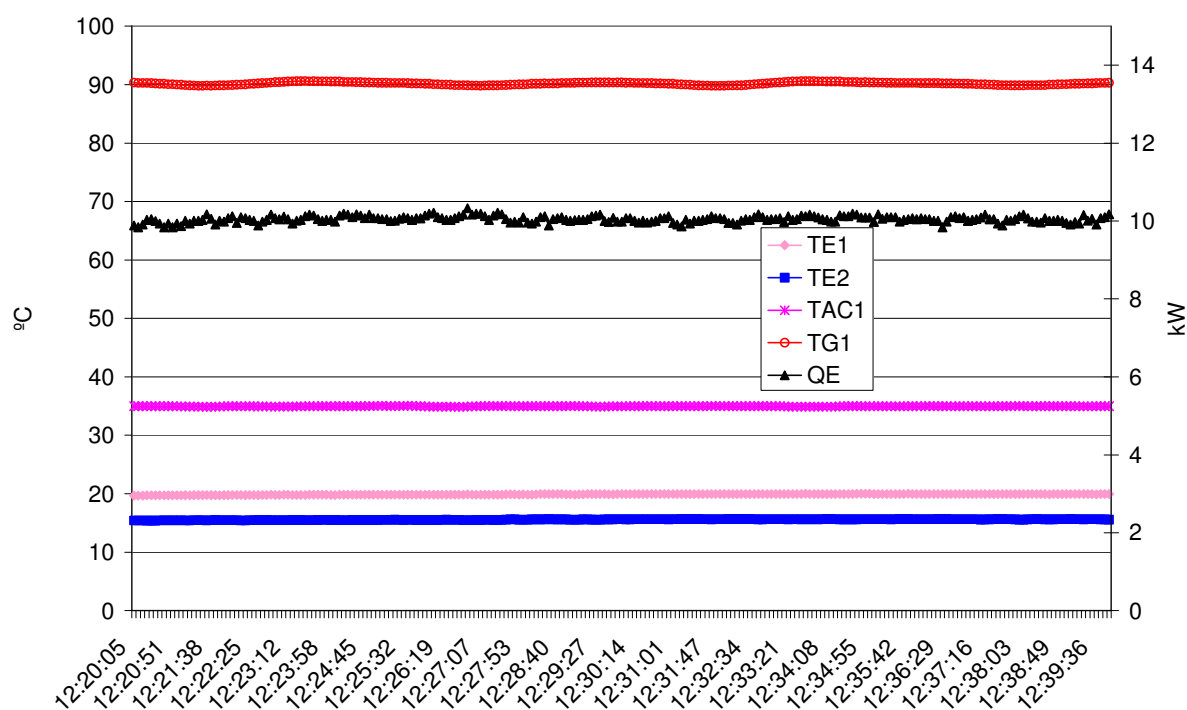


Figura 5-7: Registro de 20 minutos estable para la obtención de los valores con $f_{cp} = 100\%$

5.5.2. ENSAYO A 75 % DE CARGA PARCIAL

Tras estabilizar las temperaturas, se procede a modificar la potencia de la carga frigorífica en el banco de ensayos. Para ello, mediante el control PID, se impone un salto de temperaturas: $T_{C1} - T_{C2} = 0.75 \cdot \Delta T_{C_{100\%}} = 3.1$ K.

Se pone en marcha el equipo y se deja que opere de forma autónoma. Aunque la enfriadora no lleva las bombas de circulación incorporadas, en su cuadro eléctrico hay 3 relés, que activados por la propia regulación electrónica de la máquina ponen

en marcha y detienen las bombas de los circuitos externos (B_E , B_G y B_{AC} de la figura 5-4).

La regulación electrónica pone en marcha la bomba de circulación de agua fría (B_E) desde que se pulsa el botón de marcha en el equipo, siguiendo el principio de control típico de las plantas enfriadoras. Las bombas de circulación de agua de generación (B_G) y de agua de disipación (B_{AC}), sólo se activan durante los semiciclos de producción frigorífica, cuando la absorción está en marcha.

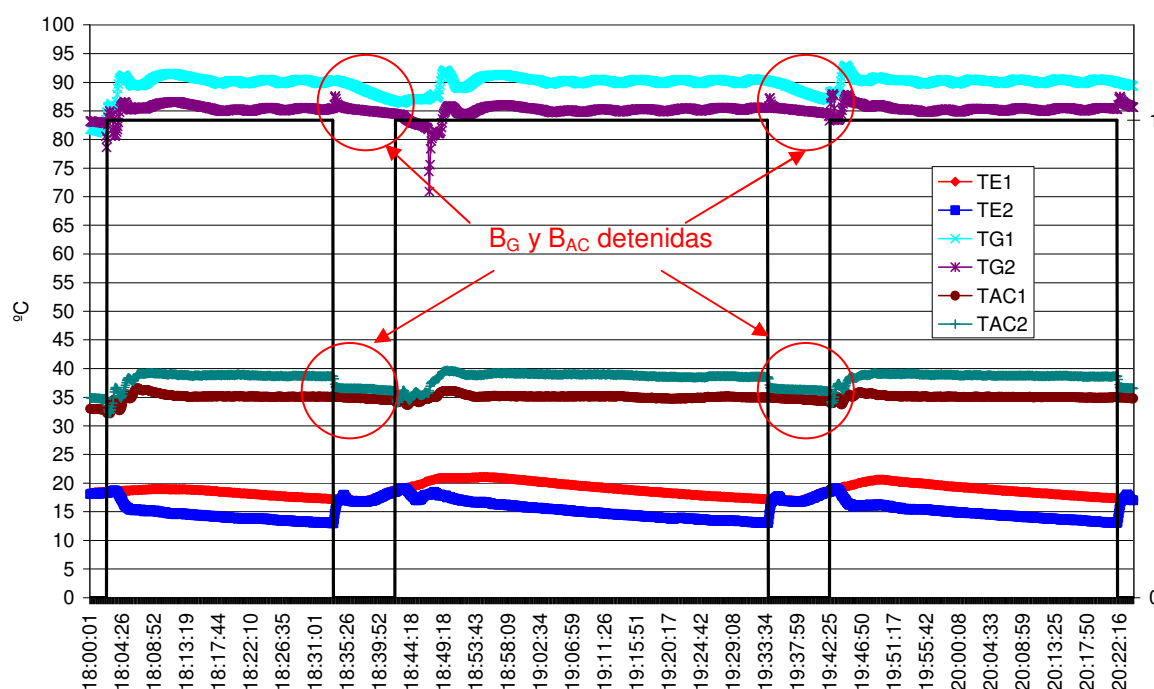


Figura 5-8: Registro de temperaturas de entrada y salida de agua fría, de agua de generación y de agua de disipación durante 3 ciclos al 75 % de carga. Para mayor claridad se resaltan sobre el gráfico los semiperiodos de marcha y paro. El tercer ciclo es ya estable

En la figura 5-8 se grafica el registro de temperaturas de entrada y salida de los circuitos externos de la enfriadora. Se dibuja también para mayor claridad los periodos de marcha del proceso de absorción. También se han señalado las evoluciones del registro de temperaturas de agua a la entrada y salida del generador (T_{G1} y T_{G2}) y a la entrada y salida del circuito de disipación (T_{AC1} y T_{AC2}). Al detenerse las bombas de ambos circuitos, las sondas registran la evolución libre de dichas temperaturas que tienden a igualarse por la transmisión de calor entre los fluidos estancados de los intercambiadores.

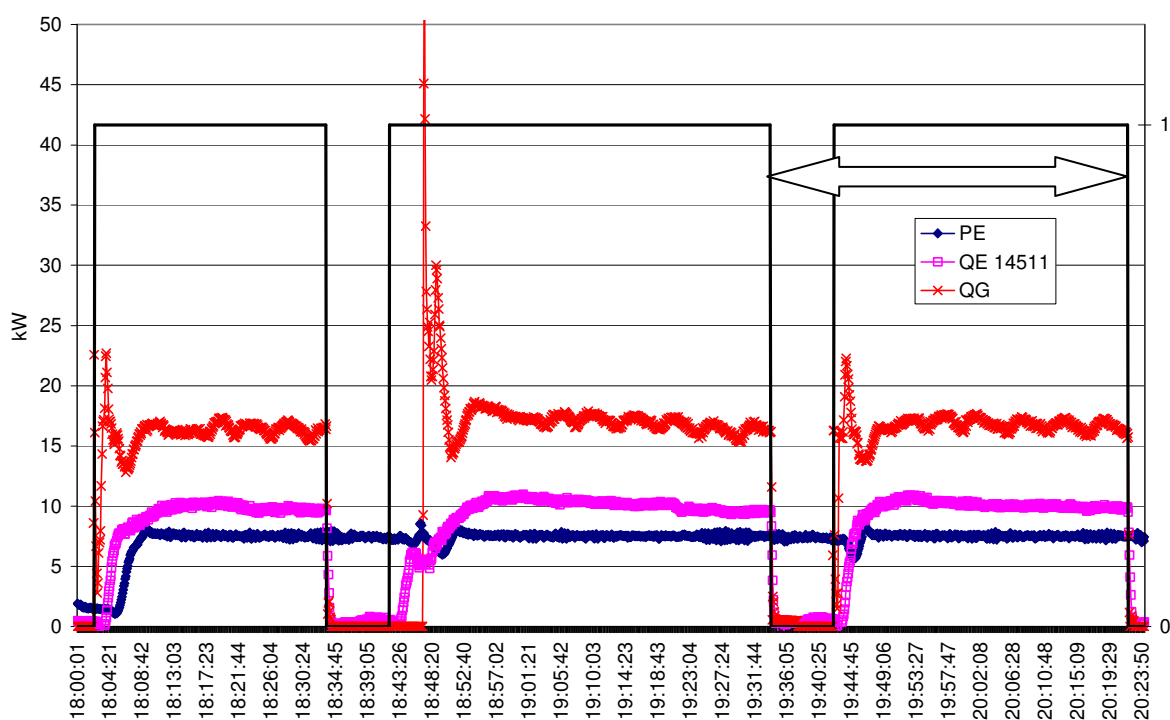


Figura 5-9: Carga térmica, potencia frigorífica y potencia de generación durante 3 ciclos al 75 % de carga. Para mayor claridad se resaltan sobre el gráfico los semiperiodos de marcha y paro. El tercer ciclo es ya estable

En la figura 5-9 se muestran los valores de la carga térmica (P_E), la capacidad frigorífica (Q_E) y la potencia térmica en el generador (Q_G). De la observación de los datos registrados, se concluye que sólo el tercer ciclo ofrece unas condiciones suficientemente estables (en la figura está señalado con una flecha blanca), por lo que sólo en ese período de tiempo se integrarán las potencias para obtener la energía frigorífica y el consumo energético.

Tal y como se ha indicado, la bomba de circulación de agua fría está en marcha durante toda la operación, por lo que su consumo eléctrico, corregido según la EN 14511-3:2011 debe de computarse en todo el periodo. Por el contrario, el consumo de las bombas de circulación de agua de generación y de agua de disipación, sólo se integran durante los semiciclos de marcha del proceso de absorción.

Tabla 5-6. Resultado ciclo de ensayo a 75 % de carga parcial

ENSAYO A 75 %	
$T_{E2} = 15.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{G1} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{AC1} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
$\dot{V}_E = 2 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_G = 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_{AC} = 6 \text{ m}^3/\text{h}$	
MEDICIÓN EN 1 PERÍODO COMPLETO ESTABLE	
CONTROL PID DE LA CARGA	
$T_{C2}-T_{C1}$ (VALOR PROMEDIO)	3.2 $^{\circ}\text{C}$
CARGA FRIGORÍFICA (VALOR PROMEDIO)	7.5 kW
T_{E2} (VALOR PROMEDIO)	15.3 $^{\circ}\text{C}$
ENERGÍA FRIGORÍFICA APORTADA POR EQUIPO	6.39 kWh
ENERGÍA DE GENERACIÓN	10.94 kWh
CONSUMO ELÉCTRICO MEDIDO EQUIPO	0.25 kWh
ENERGÍA FRIGORÍFICA (EN 14511)	6.33 kWh
CONSUMO ELÉCTRICO (EN 14511)	0.53 kWh
FACTOR DE CARGA PARCIAL (EN MÁQUINA)	80 %
$\text{COP}_{\text{ter}}(80 \%)$	0.58
$\text{COP}_{\text{elec}}(80 \%)$	25.56
$\text{COP}_{\text{ter}}(80 \%)$ (EN 14511)	0.58
$\text{COP}_{\text{elec}}(80 \%)$ (EN 14511)	11.94

En la tabla 5-6 se resumen los datos del ensayo. El factor de carga parcial sobre la máquina, que es con el que realmente trabaja el equipo, es del 80 %, siendo superior necesariamente al que se impone con el control del banco de ensayos en el intercambiador de placas, que es del 75 %. La diferencia se explica por el efecto de las ganancias térmicas del depósito de inercia.

5.5.3. ENSAYO A 50 % DE CARGA PARCIAL

Para realizar este ensayo, se impone un salto de temperaturas mediante el control PID y el intercambiador de placas igual a: $T_{C1} - T_{C2} = 0.50 \cdot \Delta T_{C_{100\%}} = 2.2 \text{ K}$

Se registraron tres ciclos de funcionamiento estables que se muestran en la figura 5-10. En ella se han graficado las temperaturas de entrada (T_{E1}) y salida (T_{E2}) de la enfriadora y se han dibujado los semiperiodos de marcha (ON) de la enfriadora de absorción para mejor comprensión. Los ciclos estables se señalan en la figura mediante una flecha blanca.

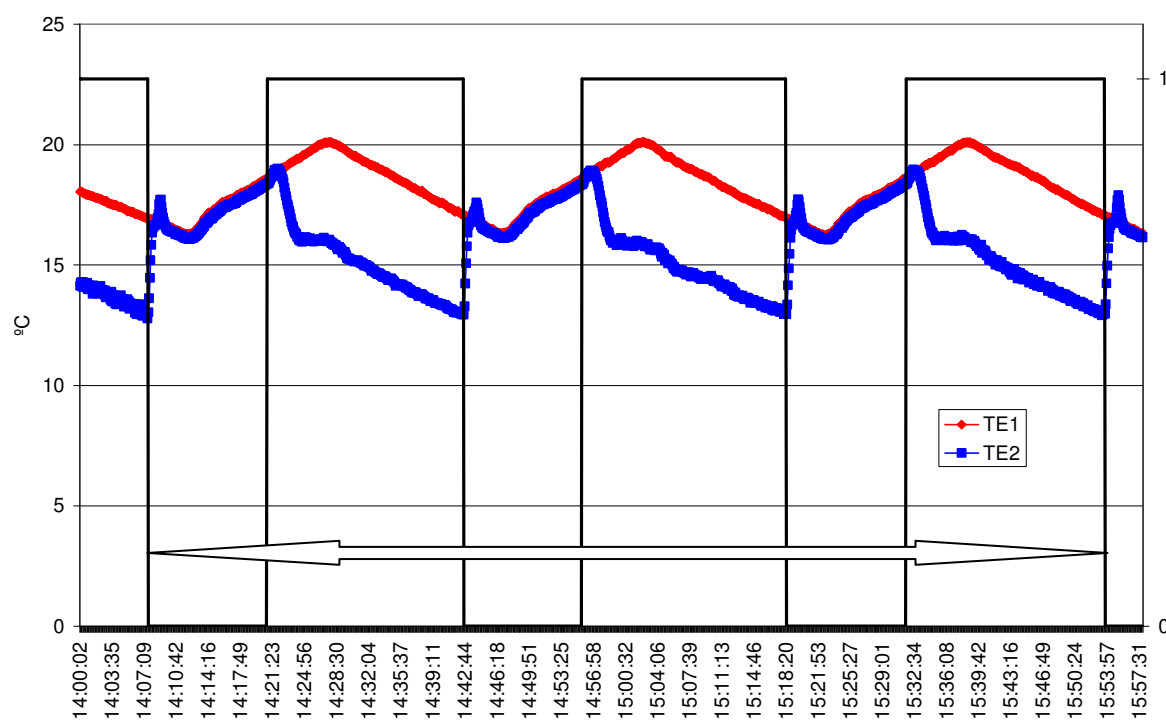


Figura 5-10: Registro de temperaturas de entrada y salida de agua fría durante 3 ciclos al 50 % de carga. Para mayor claridad se resaltan sobre el gráfico los semiperiodos de marcha y paro

En la figura 5-11 se muestra el registro de los valores de la carga térmica (P_E), la potencia frigorífica (Q_E) y la potencia térmica del generador (Q_G). Puede apreciarse como, mientras la carga térmica es constante y aproximadamente igual a 5 kW, la potencia frigorífica es prácticamente cero durante cada semiciclo de parada y vale entorno a 10 kW en cada semiciclo de marcha. Es así mismo destacable, la rapidez en la puesta a régimen del equipo tras cada nuevo arranque.

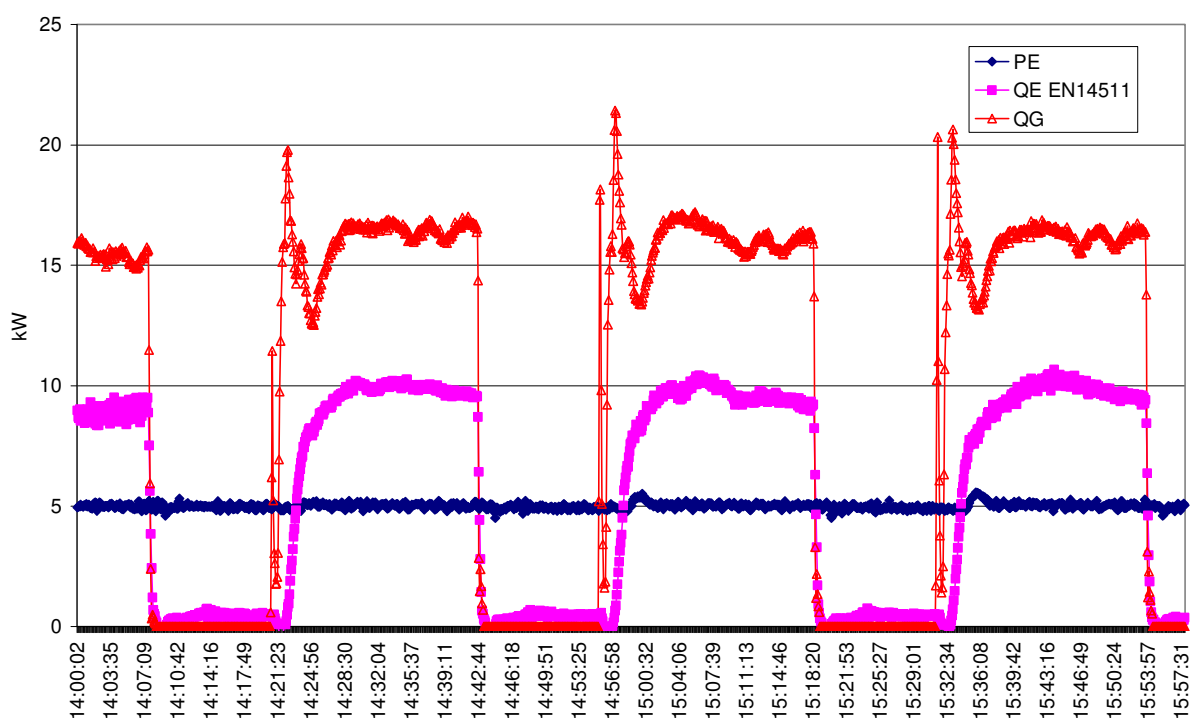


Figura 5-11: Carga térmica, potencia frigorífica y potencia de generación durante 3 ciclos al 50% de carga

En la tabla 5-7 se resumen los datos del ensayo. En este caso también se constata la diferencia entre el factor de carga parcial en máquina, con el que realmente trabaja el equipo que es del 55 %, frente al 50% impuesto con el control del banco de ensayos en el intercambiador de placas donde se aplica la carga térmica.

Tabla 5-7. Resultado ciclo de ensayo a 50 % de carga parcial

ENSAYO A 50 %	
$T_{E2}=15.5\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{G1}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{AC1}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$	
$\dot{V}_E = 2\text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_G = 3\text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_{AC} = 6\text{ m}^3/\text{h}$	
MEDICIÓN EN 3 PERÍODOS COMPLETOS ESTABLES	
CONTROL PID DE LA CARGA	
$T_{C2}-T_{C1}$ (VALOR PROMEDIO)	2.2 K
CARGA FRIGORÍFICA (VALOR PROMEDIO)	5.0 KW
T_{E2} (VALOR PROMEDIO)	16 °C
ENERGÍA FRIGORÍFICA APORTADA POR EQUIPO	9.87 kWh
ENERGÍA DE GENERACIÓN	17.61 kWh
CONSUMO ELÉCTRICO MEDIDO EQUIPO	0.44 kWh
ENERGÍA FRIGORÍFICA (EN 14511)	9.73 kWh
CONSUMO ELÉCTRICO (EN 14511)	0.95 kWh
FACTOR DE CARGA PARCIAL (EN MÁQUINA)	55 %
$\text{COP}_{\text{ter}}(55\%)$	0.56
$\text{COP}_{\text{elec}}(55\%)$	22.43
$\text{COP}_{\text{ter}}(55\%)$ (EN 14511)	0.55
$\text{COP}_{\text{elec}}(55\%)$ (EN 14511)	10.24

5.5.4. ENSAYO A 25 % DE CARGA PARCIAL

En este ensayo se impone un salto de temperaturas: $T_{C1} - T_{C2} = 0.25 \cdot \Delta T_{C_100\%} = 1.1\text{ K}$.

Se registran dos ciclos de funcionamiento estables que se señalan en la figura 5-12 mediante una flecha para mayor claridad.

En la tabla 5-8 se resumen los resultados del ensayo. En este caso, el factor de carga parcial real con el que ha operado el equipo ha sido del 30%.

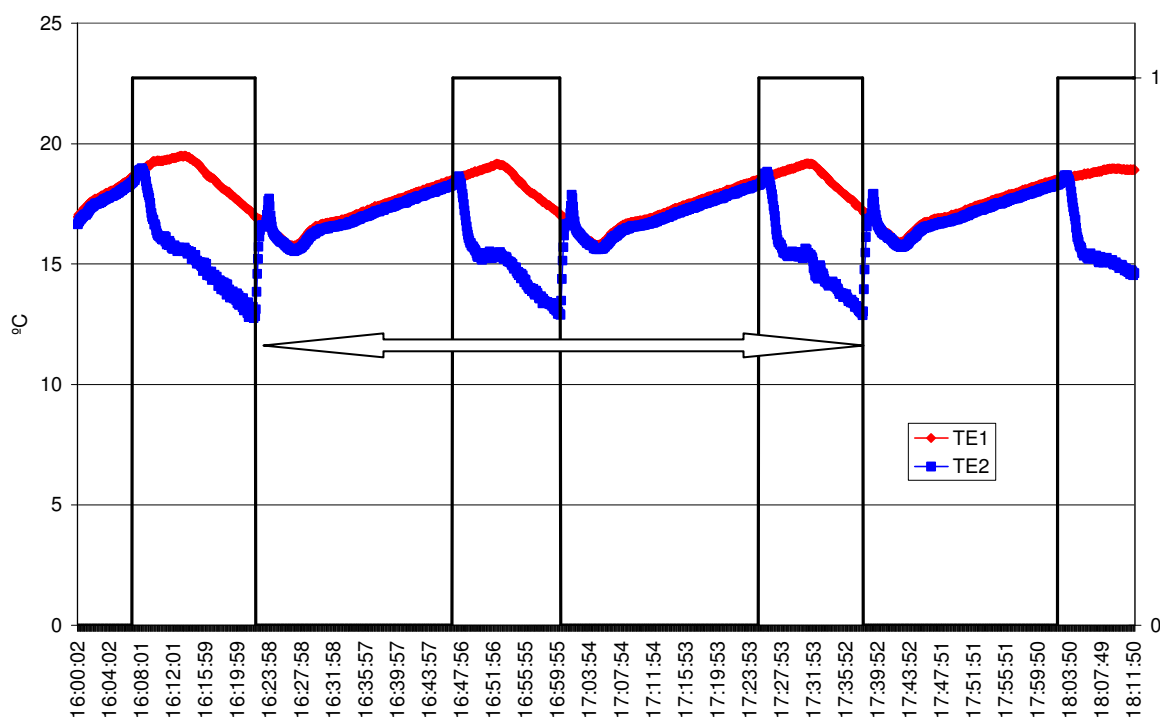


Figura 5-12: Registro de temperaturas de entrada y salida de agua fría durante 2 ciclos al 25 % de carga. Para mayor claridad se resaltan sobre el gráfico los semiperiodos de marcha y paro.

Tabla 5-8. Resultado ciclo de ensayo a 25 % de carga parcial

ENSAYO A 25 %	
$T_{E2} = 15.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{G1} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{AC1} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\dot{v}_E = 2 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{v}_G = 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{v}_{AC} = 6 \text{ m}^3/\text{h}$ Medición en 2 periodos completos estables	
CONTROL PID DE LA CARGA	
$T_{C2}-T_{C1}$ (VALOR PROMEDIO)	1.1 $^{\circ}\text{C}$
CARGA FRIGORÍFICA (VALOR PROMEDIO)	3.1 kW
T_{E2} (VALOR PROMEDIO)	16.3 $^{\circ}\text{C}$
ENERGÍA FRIGORÍFICA APORTADA POR EQUIPO	3.85 kWh
ENERGÍA DE GENERACIÓN	7.04 kWh
CONSUMO ELÉCTRICO MEDIDO EQUIPO	0.18 kWh
ENERGÍA FRIGORÍFICA (EN 14511)	3.75 kWh
CONSUMO ELÉCTRICO (EN 14511)	0.43 kWh
FACTOR DE CARGA PARCIAL (EN MÁQUINA)	30 %

ENSAYO A 25 %	
$T_{E2} = 15.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{G1} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{AC1} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
$\dot{V}_E = 2 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_G = 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_{AC} = 6 \text{ m}^3/\text{h}$	
Medición en 2 períodos completos estables	
$EER_{ter}(30 \%)$	0.55
$EER_{elec}(30 \%)$	21.39
$EER_{ter}(30 \%)$ (EN 14511)	0.53
$EER_{elec}(30 \%)$ (EN 14511)	8.72

5.5.5. ENSAYO A 100 % CON TE 8.5 °C

Apoyándose en la hipótesis de separación de variables se planteó repetir los ensayos a carga parcial con diferentes temperaturas de funcionamiento y comprobar así la independencia de la curva de degradación del COP con el factor de carga parcial (fcp) de las temperaturas de los focos térmicos.

Se intentó escoger un punto de trabajo, con un valor del COP térmico sensiblemente diferente al de la campaña anterior. Se descartó ensayar con una temperatura de entrada de agua caliente al generador diferente, pues como se ha mostrado en el capítulo 3, para el par amoniaco / nitrato de litio, influye poco en el COP térmico en el rango considerado (80 °C ,100 °C). Se intentó ajustar una temperatura de agua fría baja, y una temperatura de disipación lo más alta posible, sin embargo, durante la época en que se realizaron las pruebas, no fue posible hacer trabajar el banco de ensayos en esas condiciones. Finalmente se optó por realizar nuevos ensayos con 90 °C, 35 °C y 8.5 °C.

Tras estabilizar el funcionamiento de la enfriadora se realiza un registro de datos durante 30 minutos. En la tabla 5-9 se muestran los datos del ensayo, obtenidos como valores promedios durante esos 30 minutos. En este caso, el ΔT en el circuito de agua fría a la entrada y salida de la enfriadora es 0.2 K superior al que se impone en el intercambiador de placas. La potencia frigorífica proporcionada por la enfriadora es 7.5 kW mientras que la carga térmica impuesta en el intercambiador de placas es 6.9 kW. La diferencia es de 0.6 kW superior en este caso a la del ensayo con 15.5 °C, debido a las mayores ganancias de calor que se experimentan ahora en el depósito por operar con una temperatura de agua fría más baja.

Tabla 5-9. Resultados ensayo a plena carga con temperatura de agua fría 8.5 °C.

ENSAYO A PLENA CARGA	
$T_{E2} = 8.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{G1} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{AC1} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
$\dot{V}_E = 2 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_G = 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_{AC} = 6 \text{ m}^3/\text{h}$	
(VALORES MEDIDOS PROMEDIOS)	
$\Delta T_{E_100\%} = T_{E1} - T_{E2}$	3.2 K
$\Delta T_{C_100\%} = T_{C2} - T_{C1}$	3.0 K
CARGA FRIGORÍFICA	6.9 kW
POTENCIA FRIGORÍFICA MEDIDA	7.5 kW
POTENCIA GENERACIÓN MEDIDA	13.4 kW
POTENCIA ELECTRICA MEDIDA	380 kW
COP_{ter}	0.56
COP_{elec}	19.74
CONSUMO BOMBA AGUA FRÍA (EN 14511)	79 W
CONSUMO BOMBA AGUA GENERACIÓN (EN 14511)	125 W
CONSUMO BOMBA AGUA DISIPACIÓN (EN 14511)	200 W
POTENCIA FRIGORÍFICA (EN 14511)	7.4 kW
POTENCIA ELECTRICA (EN 14511)	784 W
COP_{ter} (EN14511)	0.55
COP_{elec} (EN14511)	9.44

5.5.6. ENSAYO A 50 % CON TE 8.5 °C

Una vez realizado el ensayo a plena capacidad, y determinado el salto de temperatura en la carga térmica $\Delta T_{C_100\%} = 3 \text{ K}$, que compensa la capacidad máxima de la enfriadora, se impone un salto de temperaturas en la carga: $\Delta T_C = T_{C1} - T_{C2} = 0.50 \cdot \Delta T_{C_100\%} = 1.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

En este caso, se registraron tres ciclos de funcionamiento estables. Los resultados del ensayo se resumen en la tabla 5-10. El factor de carga parcial real, con el que ha operado el equipo ha sido del 57%. Mientras que en los ensayos con temperatura de impulsión de agua fría de 15.5 °C la diferencia entre el factor de carga parcial impuesto con la carga térmica y el del equipo era del 5 %, en este ensayo ha subido a un 7%. Esto, como se ha dicho, se debe a la mayor ganancia de calor que se produce ahora en el depósito de inercia.

Tabla 5-10. Resultado ciclo de ensayo a 50 % carga

ENSAYO A 50 %	
$T_{E2} = 8.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{G1} = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $T_{AC1} = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$	
$\dot{V}_E = 2 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_G = 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $\dot{V}_{AC} = 6 \text{ m}^3/\text{h}$	
MEDICIÓN EN 3 PERÍODOS COMPLETOS ESTABLES	
CONTROL PID DE LA CARGA	
$T_{C2}-T_{C1}$ (VALOR PROMEDIO)	1.5 $^{\circ}\text{C}$
CARGA FRIGORÍFICA (VALOR PROMEDIO)	3.5 kW
T_{E2} (VALOR PROMEDIO)	8.5 $^{\circ}\text{C}$
ENERGÍA FRIGORÍFICA APORTADA POR EQUIPO	10.16 kWh
ENERGÍA DE GENERACIÓN	19.29 kWh
CONSUMO ELÉCTRICO MEDIDO EQUIPO	0.55 kWh
ENERGÍA FRIGORÍFICA (EN 14511)	9.97 kWh
CONSUMO ELÉCTRICO (EN 14511)	1.18 kWh
FACTOR DE CARGA PARCIAL (EN MÁQUINA)	57 %
$\text{COP}_{\text{ter}}(57\%)$	0.53
$\text{COP}_{\text{elec}}(57\%)$	18.47
$\text{COP}_{\text{ter}}(57\%)$ (EN 14511)	0.52
$\text{COP}_{\text{elec}}(57\%)$ (EN 14511)	8.45

En la figura 5-13 se muestra el registro de las temperaturas de entrada y salida de agua fría. Se ha señalado con una flecha blanca los tres ciclos estables en los que se ha realizado la integración de las potencias frigoríficas, de generación y eléctricas.

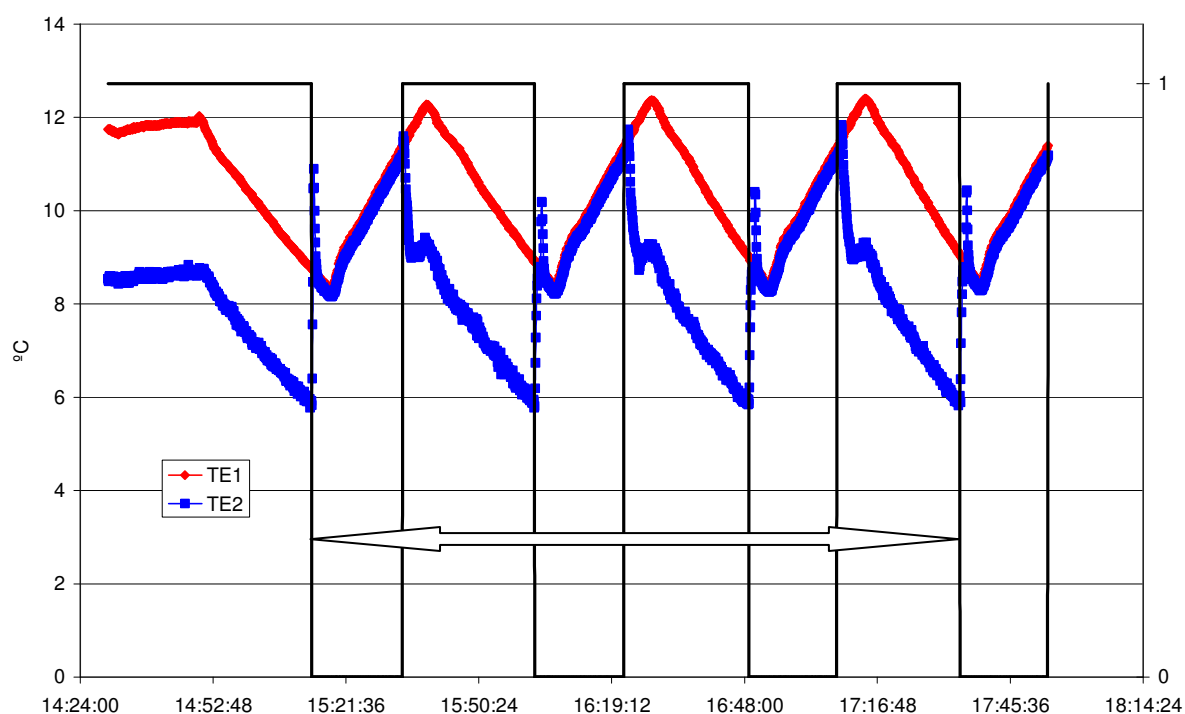


Figura 5-13: Grabación de temperaturas de entrada y salida de agua fría durante 3 ciclos al 50 % de carga con producción de agua refrigerada a 8.5 °C. Para mayor claridad se resaltan sobre el gráfico los semiperiodos de marcha y paro.

5.5.7. CURVA DE CARGA PARCIAL

En las tablas 5-11 y 5-12 se resumen los valores de COP térmicos y COP eléctricos medidos en los ensayos a carga parcial. Se recuerda que el COP térmico y el COP eléctrico, para cada nivel de carga parcial, se calculan como cociente de la energía frigorífica entre la energía aportada en el generador y la energía eléctrica absorbida, respectivamente. En dichas tablas se incluye el valor de la curva de degradación $g=g(f_{cp})$ (ecuación 5-9), obtenida dividiendo cada valor de COP entre el valor para $f_{cp} = 100\%$. Es importante señalar, que los valores de COP recogidos en las tablas 5-11 y 5-12 se han calculado a partir de la potencia frigorífica corregida y a partir de las potencias eléctricas absorbidas conforme a la norma prEN 14511:3-2011

TABLA 5-11. Resumen puntos a carga parcial con $TE = 15.5^{\circ}\text{C}$ (prEN-14511-3:2011)

$T_{E2} = 15.5^{\circ}\text{C}$; $T_{G1} = 90^{\circ}\text{C}$; $T_{AC1} = 35^{\circ}\text{C}$ $\dot{v}_E = 2\text{m}^3/\text{h}$; $\dot{v}_G = 3\text{m}^3/\text{h}$; $\dot{v}_{AC} = 6\text{m}^3/\text{h}$				
fcp	COP_{ter}	$g_{\text{ter}}(\text{fcp})$	COP_{elec}	$g_{\text{elec}}(\text{fcp})$
100	0.60	1	12.63	1
80	0.58	0.97	11.94	0.95
55	0.55	0.92	10.24	0.81
30	0.53	0.88	8.72	0.69

TABLA 5-12. Resumen puntos a carga parcial con $TE = 8.5^{\circ}\text{C}$ (prEN-14511-3:2001)

$T_{E2} = 8.5^{\circ}\text{C}$; $T_{G1} = 90^{\circ}\text{C}$; $T_{AC1} = 35^{\circ}\text{C}$ $\dot{v}_E = 2\text{m}^3/\text{h}$; $\dot{v}_G = 3\text{m}^3/\text{h}$; $\dot{v}_{AC} = 6\text{m}^3/\text{h}$				
fcp	COP_{ter}	$g_{\text{ter}}(\text{fcp})$	COP_{elec}	$g_{\text{elec}}(\text{fcp})$
100	0.55	1	9.44	1
57	0.52	0.95	8.45	0.90

La figura 5-14 muestra los valores de la degradación del COP térmico frente al factor de carga parcial obtenidos en la campaña de ensayos y la comparación con los valores obtenidos por Didion y Radermacher (1984) para un equipo de similar potencia de amoníaco / agua. La máquina ensayada por estos autores era de disipación por aire, con un ciclo de simple efecto, modificado mediante la adición de un absorbedor-intercambiador de solución intermedio (ciclo AHX) y un absorbedor de baja temperatura enfriado por aire.

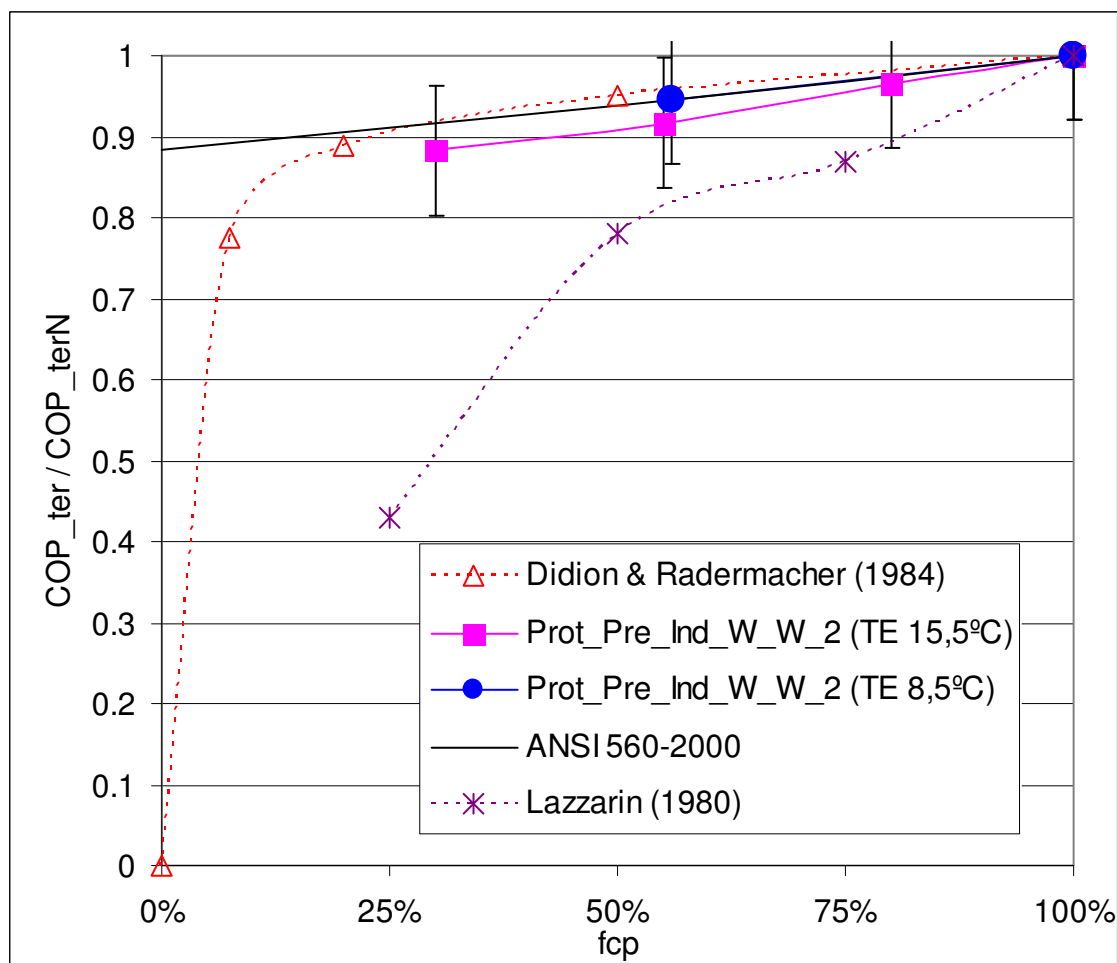


Figura 5-14: Curva de dependencia del COP térmico con el factor de carga parcial

Los resultados, similares, deben ser tomados con cautela dado que las diferencias encontradas se encuentran por debajo del nivel de incertidumbre de la medida. El equipo desarrollado presenta un ligero peor comportamiento, que puede explicarse primero, por la mayor viscosidad de la solución amoniaco / nitrato de litio, que introduce mayores pérdidas de inercia en cada nuevo ciclo de funcionamiento y puesta en marcha de la bomba de solución; segundo, la disipación por aire del equipo ensayado por Didion y Radermacher (1984), permite una mejora a carga parcial, ya que, mientras en el prototipo de disipación por agua, en cada ciclo de parada, la bomba de agua de disipación se detiene, en el caso de la máquina de disipación por aire, la batería, que en el ensayo de esos autores actúa como absorbedor y condensador, continua intercambiando calor por convección natural con el aire, disminuyendo la temperaturas de absorción / condensación para el nuevo arranque. En este sentido, aunque no ha podido comprobarse experimentalmente, se puede concluir, que para el prototipo de disipación por aire,

cabría esperarse una curva de comportamiento a carga parcial sensiblemente mejor que la obtenida, con los ensayos para el prototipo de disipación por agua.

En la figura 5-14 se muestra también los resultados de Lazzarin (1980) obtenidos con un equipo de agua / bromuro de litio de simple efecto, equipado con bomba de solución "térmica". Ya indicaba este autor, el pobre comportamiento a carga parcial de este tipo de máquinas. Se presenta también el valor de la corrección por degradación a carga parcial propuesto en la norma ANSI/ARI 560-2000 (ecuación 5-10), para equipos de agua / bromuro de litio, que a la luz de trabajos como el de Lazzarin (1980), parece excesivamente benévolo. Mientras tanto, queda probada la similitud del comportamiento a carga parcial del equipo de amoniaco / agua ensayado por Didion y Radermacher (1984), con el comportamiento de la máquina de amoniaco / nitrato de litio, construida íntegramente con intercambiadores de placas, desarrollada en esta tesis.

Para determinar la curva de degradación del COP eléctrico a carga parcial se adopta la formulación de la ecuación (5-11) de forma análoga a como se hace en las enfriadoras de compresión mecánica de vapor; el prototipo está equipado con una válvula antirretorno en el circuito de solución pobre, una válvula solenoide en el circuito de solución rica, y una válvula de expansión electrónica en el circuito de refrigerante, por lo que en cada semiciclo de parada, la parte de alta presión queda aislada de la parte de baja presión, no produciéndose una equalización de presiones. Para determinar el coeficiente de degradación C_c , se evalúa el consumo eléctrico del equipo durante el semiciclo de parada. En esa condición sólo existe el consumo del control (80 W) más el consumo asociado a la bomba de circulación de agua fría (79 W), en total 159 W. Durante el semiciclo de marcha el consumo es 784 W (300 W de la bomba de solución, más 80 W del control, más 79 W asociados a la bomba de agua fría, más 125 W asociados a la bomba de generación y más 200 W asociados a la bomba de disipación). C_c es por tanto $1-159/780=0.80$.

El valor de C_c , ajustado mediante el método de mínimos cuadrados, con los puntos medidos en la campaña de ensayos (tablas 5-11 y 5-12), resulta $C_c=0.7985$, prácticamente 0.8, corroborando la hipótesis planteada.

La ecuación (5-11) adopta el valor particular para el nuevo desarrollo:

$$\frac{\text{COP}(T_{AC}, T_E, T_G, \text{fcp})}{\text{COP}(T_{AC}, T_E, T_G)_{100\%}} = \frac{\text{fcp}}{(1-0.8) + 0.8 \cdot \text{fcp}} \quad (5-13)$$

En la figura 5-15 se muestra la curva de degradación del COP eléctrico.

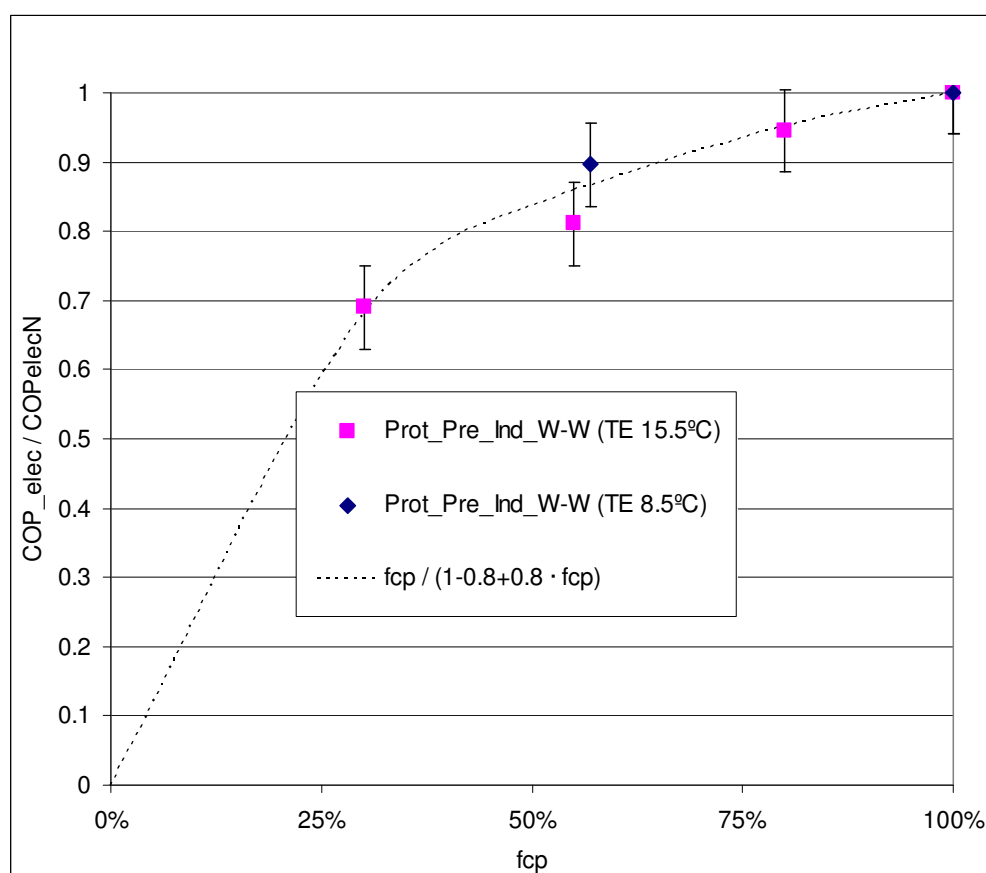


Figura 5-15: Curva de dependencia del COP eléctrico con el factor de carga parcial

5.6. CONCLUSIONES A LA CARACTERIZACIÓN A CARGA PARCIAL

Se ha caracterizado el nuevo desarrollo en funcionamiento a carga parcial con una regulación todo/nada, y comparado con los resultados ofrecidos por la literatura, para equipos de absorción de pequeña potencia.

El método empleado se ha basado en una combinación de las normas existentes para ensayos de máquinas de absorción de agua / bromuro de litio norteamericanas, y la metodología propuesta por la norma europea prEN 14825:2011 de equipos de compresión mecánica. Si bien, siguiendo el criterio de separación de variables, se ha caracterizado el funcionamiento del equipo frente a las variaciones de la demanda térmica (factor de carga parcial), para unas condiciones de temperatura de producción de agua fría, de disipación y de entrada de agua caliente al generador constantes. Para ello, se ha preparado una instalación de ensayo consistente en un circuito cerrado de agua, con un volumen de inercia donde aplicar las cargas térmicas variables.

La curva de degradación del COP térmico, presenta un ligero peor comportamiento que la obtenida por Didion y Radermacher (1984) para un equipo de absorción de amoniaco / agua con disipación por aire. Esto se puede explicar primero por la mayor viscosidad de la solución amoniaco / nitrato de litio, que introduce mayores pérdidas de inercia en cada nuevo ciclo de funcionamiento y puesta en marcha de la bomba de solución; y segundo, porque la disipación por aire permite una mejora a carga parcial, ya que en cada semiciclo de parada la batería continua disipando calor por convección natural.

En cuanto al COP eléctrico, los experimentos confirman que la curva a carga parcial puede obtenerse a partir del consumo eléctrico residual del equipo durante los semiciclos de parada, aplicando la ecuación descrita en la literatura y en las normas para las enfriadoras de compresión mecánica de vapor. Esto es debido, a que el diseño incluye medidas que evitan la migración de refrigerante y de solución pobre, evitando la ecualización de presiones.

6. CONTROL DEL EQUIPO

6.1. INTRODUCCIÓN

En la literatura abierta se pueden encontrar diversos trabajos que discuten las opciones de control de las máquinas de absorción. Una extensa y detallada recopilación de estos trabajos ha sido presentada recientemente por Labus (2011).

Por otro lado, en el caso de enfriadoras de absorción de pequeña potencia (especialmente en unidades de hasta 15 kW de capacidad frigorífica), el reducido tamaño y la posibilidad de utilizar intercambiadores de calor compactos, reduce significativamente la carga de solución y por consiguiente el efecto de la inercia térmica. La respuesta de estas enfriadoras a los cambios de las condiciones de entrada de los circuitos externos, es mucho más rápida en comparación con las enfriadoras de gran capacidad. El control de estas enfriadoras se puede realizar de varias maneras, pero los resultados de varios estudios, así como mejores prácticas, recomiendan las siguientes posibles estrategias. La primera opción es el método convencional mediante el ajuste de la temperatura de entrada de agua caliente con el fin de controlar la temperatura de salida de agua enfriada. El segundo método consiste en controlar la temperatura de entrada del agua de disipación para mantener la temperatura del agua fría en condiciones de carga parcial cuando la temperatura del agua caliente es constante. El ajuste puede realizarse mediante el control de la velocidad del ventilador de la torre de refrigeración o del aerotermo. El tercero y, quizás el método óptimo, es una combinación de estrategias de control del agua caliente y del agua de refrigeración. La cuarta opción sería el control de la enfriadora de absorción mediante el ajuste de los caudales del agua de calentamiento o de refrigeración pero la utilización de esta opción de control resulta ser de limitada aplicación por el estrecho intervalo de caudales que permiten las especificaciones de diseño del fabricante. Finalmente, como estos sistemas de control siempre aumentan el coste de instalación de la enfriadora de absorción, para equipos de pequeña potencia muchas veces se opta por una estrategia de control simple todo/nada, Lazzarin (2006).

El diseño y tamaño de todo el sistema es otro parámetro importante para establecer la estrategia de control de las pequeñas enfriadoras de absorción, con el fin de

conseguir una alta eficiencia y un coste competitivo. Especial cuidado se ha tener con el consumo eléctrico de los equipos auxiliares (bombas y ventiladores). A veces, cuando la demanda de refrigeración es muy baja y la máquina de absorción funciona a carga parcial, el consumo eléctrico de estos dispositivos puede reducir significativamente el COP eléctrico. En ese caso una estrategia de control todo/nada puede ser la opción correcta a fin de aumentar la eficiencia global.

6.2. CONTROL DE LA CAPACIDAD FRIGORÍFICA MEDIANTE LA REGULACIÓN DE LA TEMPERATURA DE GENERACIÓN

El esquema de control comúnmente aceptado para los equipos de absorción, activados por agua caliente, incluye una válvula de 3 vías a la entrada del circuito de generación. Es el esquema de control conocido como de temperatura de generación constante. Se emplea, en configuraciones de climatización solar con caldera como sistema auxiliar, que sirve para apoyar energéticamente el lazo de agua de caliente, normalmente contra el depósito de alta temperatura (figura 6-1). Ha sido analizado en profundidad por Kohlenbach (2006) con un equipo de absorción de simple efecto de Agua y Bromuro de Litio de 10 kW, de la firma Phönix SonnenWärme AG.

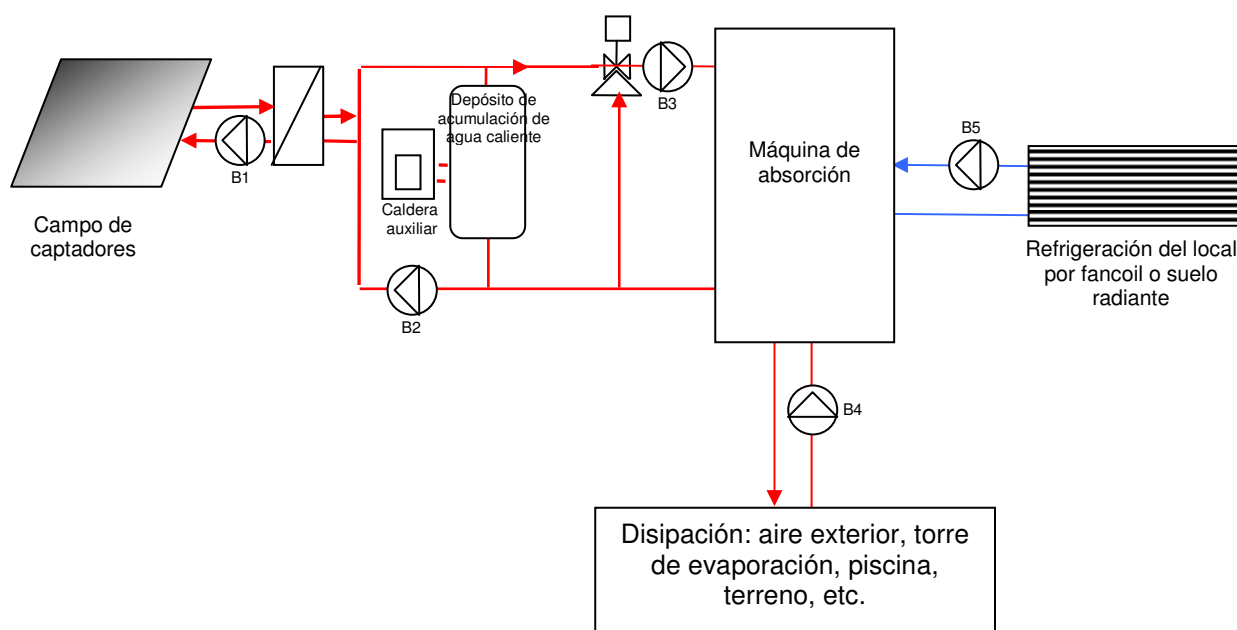


Figura 6-1. Ejemplo de esquema de frío solar con tanque de almacenamiento de agua caliente, apoyo con caldera de gas y válvula de 3 vías para el control de la temperatura de agua de generación

El sistema analizado por Kohlenbach permite el acoplamiento directo entre el campo de captadores y el equipo de absorción, haciendo un *bypass* al depósito. Esta es una estrategia que permite los arranques tempranos por la mañana.

Las diferentes estrategias de control para la optimización de la fracción solar y de la cobertura solar no son objeto de esta tesis, y han sido ampliamente discutidas en la literatura: (Henning, 2004), (Kohlenbach, 2006), (Pietruschka, 2010); así, no se entrará en la discusión sobre el control del accionamiento de las bombas de primario y secundario solar, (B1 y B2 en la figura 6-1), de la temperatura del campo de captación, el piranómetro de medición de radiación, y las temperaturas de la parte superior y de la parte inferior, del depósito de alta temperatura, así como el empleo de caudal variable, o no, en las bombas. Kohlenbach (2006) concluye, tras un análisis por simulación, que la mejora en el consumo eléctrico de diferentes estrategias de control para las bombas B1, B2 y B3 redundaba en un 6%, al mismo tiempo, que indica como infructuosa la búsqueda de la misma conclusión mediante la experimentación, al no encontrar en ese caso diferencias significativas en su campaña de ensayos.

Pietruschka (2010), analiza mediante simulación, el sistema de climatización solar con un equipo de absorción de EAW WEGRACAL SE 15, de 15kW de agua / bromuro de litio. El sistema analizado incluye tanto almacenamiento de agua caliente como de agua fría. El apoyo energético se efectúa en la parte de alta temperatura del circuito mediante caldera. Al analizar la influencia, en las prestaciones del sistema del control, de la temperatura de generación, concluye que si en situaciones de carga parcial se deja oscilar ésta, sin forzar el funcionamiento de la caldera para conseguir los 85 °C de activación nominales, dejando que el equipo produzca potencia frigorífica desde la mínima temperatura de generación, (a partir de 70 °C), se obtienen valores superiores de cobertura solar, ya que los paneles solares trabajan con mejor rendimiento.

Los análisis realizados por estos autores se basan, como se ha dicho, en sistemas de climatización solar con equipos de absorción apoyados en alta temperatura, es decir, mediante una caldera que mantiene la temperatura del lazo de agua de generación. La conclusión de estos autores ha sido que es interesante, en condiciones de carga parcial, en la que no hace falta toda la capacidad frigorífica,

dejar operar el equipo a la máxima temperatura que el sistema de captación sea capaz de conseguir aunque sea baja, pues las peores condiciones de COP térmico se ven compensadas con mejores fracciones solares.

No entran estos autores, en cómo debe ser el control, en el caso de que en situaciones de carga parcial, el sistema solar sí sea capaz de proporcionar temperaturas superiores a la nominal. Se supone que en este caso debería operar el control de la válvula de 3 vías limitando la temperatura de entrada de agua al generador.

Este control de la potencia térmica para regular la capacidad frigorífica se puede realizar de dos formas; bien suministrando potencia de generación de manera ininterrumpida, controlando la apertura y cierre de la válvula de 3 vías de manera continua y, mediante mezcla, alimentando al generador a una temperatura inferior a la de almacenamiento. O bien, regulando la capacidad frigorífica aportada mediante sucesivos arranques y paradas, operando en cada caso con la máxima temperatura de entrada de agua caliente disponible. La figura 6-2 ilustra ambos esquemas de control:

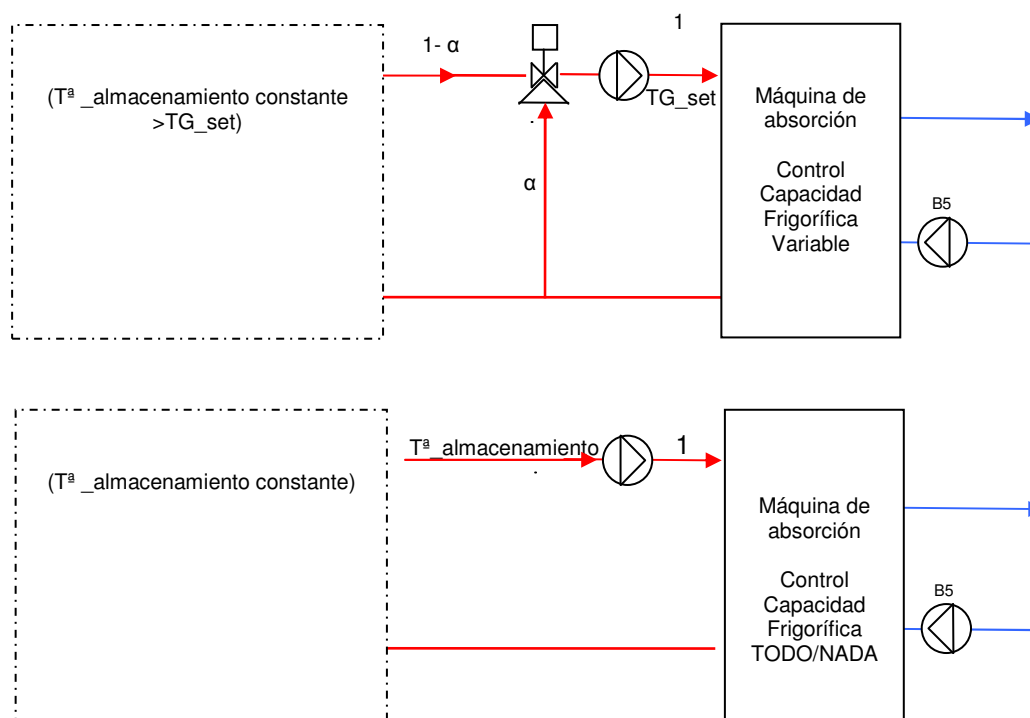


Figura 6-2. Esquema de control de capacidad frigorífica a carga parcial con válvula de 3 vías para el control de la temperatura de agua de generación o mediante control todo/nada

Es pertinente la reflexión sobre cuál de los dos métodos de control de la capacidad frigorífica de la enfriadora de absorción, presenta un mejor COP eléctrico.

Un control de capacidad frigorífica variable, mantendrá en marcha la máquina (su bomba de solución) y las bombas de los circuitos de generación, disipación y evaporación (B3, B4 y B5 en la figura 6-1) de forma ininterrumpida, controlando la temperatura de producción de agua fría T_E . Para esta finalidad, el control basado en modificar la temperatura de entrada de agua caliente al generador, consigue adaptarse a la carga parcial reduciendo la generación de vapor de refrigerante, con lo que se aumenta la concentración de la solución pobre que vuelve al absorbedor, se reduce entonces la capacidad de absorción del mismo, y por tanto el flujo de vapor por el evaporador, disminuyendo así la capacidad frigorífica.

El consumo eléctrico de la bomba de solución es prácticamente constante para todo el rango de trabajo, independiente de la relación de presiones (a diferencia de lo que ocurre con el del compresor en las enfriadoras de compresión mecánica de vapor). Igualmente es constante, el consumo de las bombas de los circuitos de agua externos.

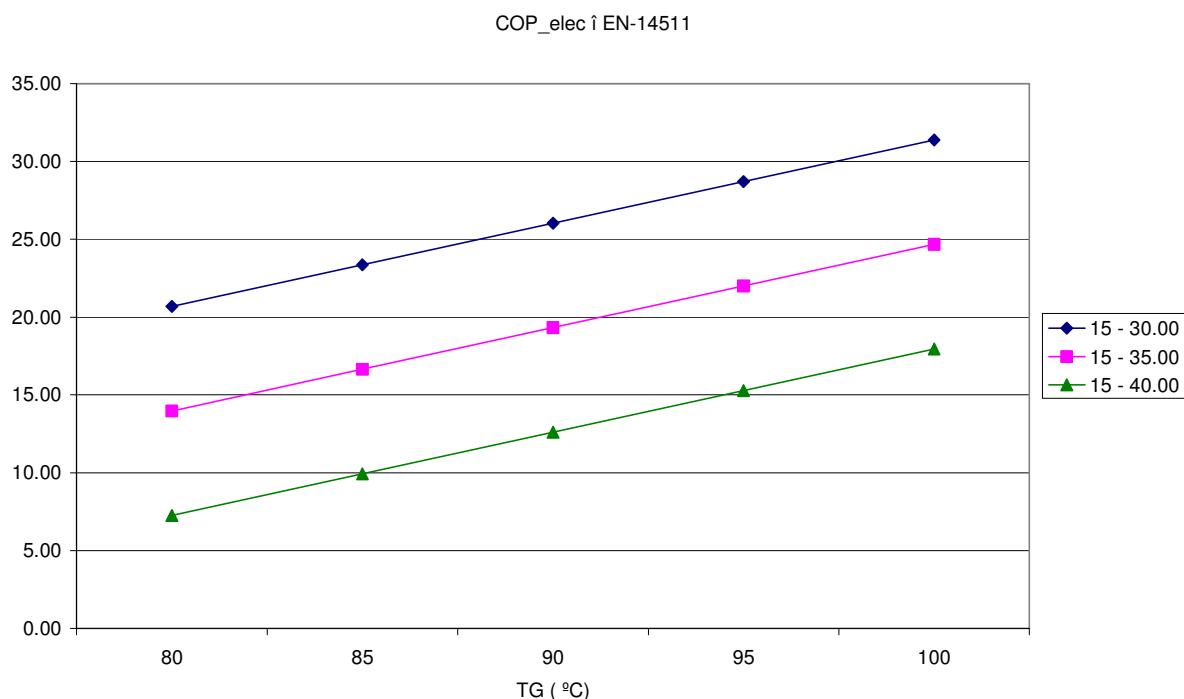


Figura 6-3. Variación del COP eléctrico al regular la capacidad frigorífica modificando la temperatura de generación. ($T_E=15$ °C; $T_{AG}=30, 35, 40$ °C).
(Bomba de paletas; Sin RHX; $v_E=1.5$ m³/h; $v_G= 2$ m³/h; $v_{AC}= 6$ m³/h)

En la figura 6-3 se aprecia la variación del COP eléctrico al modificar la temperatura de entrada de agua caliente al generación, para regular la capacidad frigorífica. Se ha representado para una temperatura de producción de agua fría de 15 °C y diversas temperaturas de agua de disipación. Al ser la potencia eléctrica absorbida prácticamente constante, las rectas son proporcionales a la propia capacidad frigorífica.

Si se representa el COP eléctrico, dividido por el COP eléctrico nominal, frente al factor de carga parcial, es decir frente a la capacidad frigorífica dividida por la capacidad frigorífica nominal, todos los puntos de todas las curvas de la figura 6-3, para todas las condiciones, recaen sobre la misma recta $y=fcp$ (figura 6-4), como por otra parte, se deduce fácilmente en la ecuación (6-1).

$$\frac{\text{COP}_{\text{elec}}(T_{AC}, T_E, T_G, fcp)}{\text{COP}_{\text{elec}}(T_{ACN}, T_{EN}, T_{GN})|_{100\%}} = \frac{\frac{Q_E(T_{AC}, T_E, T_G, fcp)}{P_{\text{elec}}}}{Q_E(T_{ACN}, T_{EN}, T_{GN})|_{100\%}} = \frac{Q_E(T_{AC}, T_E, T_G, fcp)}{Q_E(T_{ACN}, T_{EN}, T_{GN})|_{100\%}} = fcp \quad (6-1)$$

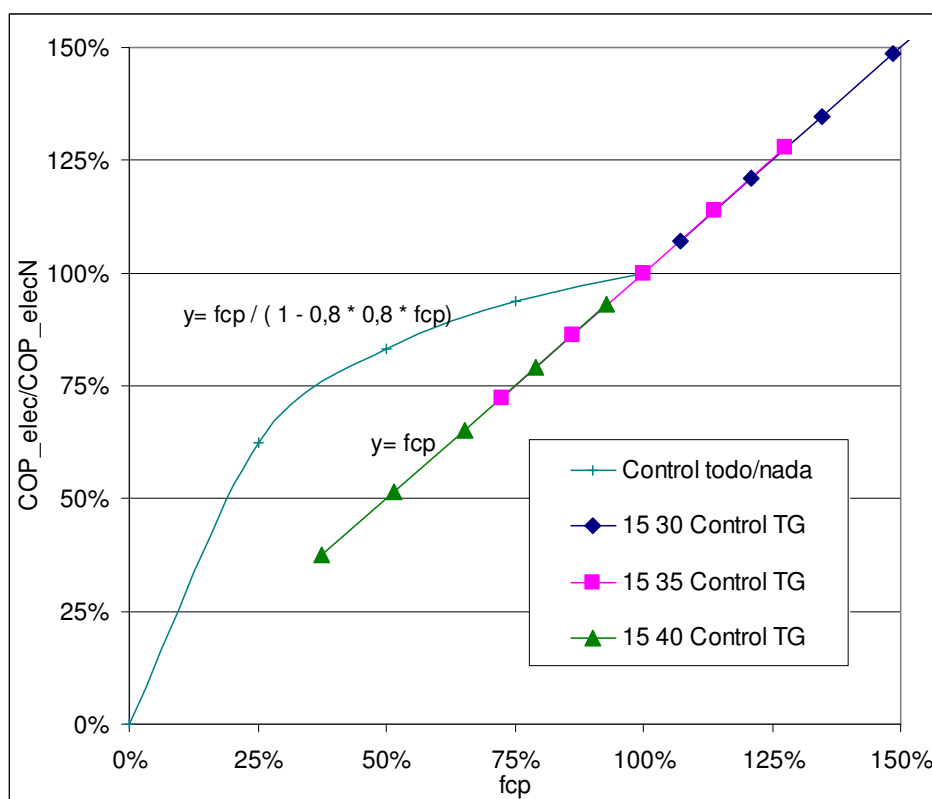


Figura 6-4. COP eléctrico a carga parcial. Control todo/nada y control con regulación de TG

En la figura 6-4 también se ha reproducido de nuevo la curva de degradación del COP eléctrico obtenida en el capítulo 5 (ecuación 5-13). Como se puede observar, en funcionamiento a carga parcial ($f_{cp} < 100\%$), resulta mucho más interesante operar con un control todo/nada que reducir la temperatura de entrada de agua caliente al generador T_G . Para situaciones de alta carga, superior al 100 % de la nominal, la figura 6-4 también ilustra cómo, cuanto mayor sea la temperatura de generación, mayor será el COP eléctrico, por lo que interesará siempre, operar con la mayor temperatura de generación disponible.

La mejora que supone un control todo/nada será, tanto mejor, cuanto menor sea la degradación por ciclado. El equipo de amoniaco / nitrato de litio, desarrollado en esta tesis y construido íntegramente con intercambiadores de placas, presenta, como se ha expuesto, un comportamiento dinámico, ágil, con tiempos de puesta a régimen cortos, y comparables a los de una máquina de compresión mecánica.

En los equipos de agua / bromuro de litio comerciales, las superiores inercias de los componentes (absorbedor-evaporador), y generador, aconsejan tradicionalmente evitar las paradas y arranques que deterioran el COP térmico. No están disponibles los datos de operación a carga parcial de los modelos comerciales. Ya se ha mostrado que trabajos tan fundamentales, como el de Lazzarin (1980) ya mostraban tiempos de puestas a régimen de 30 minutos e importantes deterioros del comportamiento por ciclado.

Debe por tanto concluirse que, al menos en equipos de absorción con tecnologías de intercambiadores de calor y masa de baja inercia, como los de amoniaco / nitrato de litio desarrollados en esta tesis, no es en ningún caso recomendable controlar la capacidad frigorífica mediante una reducción de la temperatura de generación por debajo del valor nominal. El equipo deberá ser operado con la temperatura de agua caliente de entrada al generador máxima disponible, limitada por un valor de seguridad. Cuando se alcance la demanda frigorífica el equipo ciclará todo/nada, deteniéndose el suministro de agua caliente, el sistema de disipación y el proceso de absorción (bomba de solución).

Al detenerse la bomba, también se cierra la circulación de refrigerante y la circulación de solución pobre, aislándose las zonas de alta y baja presión. Esta

consideración evita la migración de refrigerante, como ya fue publicado por Didion y Radermacher (1984).

6.3. CONTROL DE LA CAPACIDAD FRIGORÍFICA MEDIANTE LA REGULACIÓN DE LA CAPACIDAD DE DISIPACIÓN

Recientes investigaciones realizadas sobre la optimización del control de equipos de absorción de pequeña potencia de agua / bromuro de litio, apuntan hacia estrategias basadas en el control de la temperatura de disipación como una alternativa viable.

Kühn y Ziegler (2005) realizan un trabajo experimental sobre el equipo de 10 kW PHONIX de la firma SonnenWärme AG, desarrollado junto a ZAE Bayern y Technical University of Berlin. Ajustan, con los datos medidos, la dependencia lineal de la potencia frigorífica de la planta enfriadora con una función de temperatura característica adaptada, frente a la expresión originalmente propuesta por Hellman et al. (1999).

$$\Delta\Delta t = t_G - (1+R) \cdot t_{AC} + R \cdot t_E \quad (6-2)$$

$$\Delta\Delta t = t_G - A \cdot t_{AC} + E \cdot t_E \quad \text{Kühn y Ziegler(2005)}$$

La expresión obtenida para la función característica adaptada es finalmente:

$$\Delta\Delta t' = t_G - 2,5 \cdot t_{AC} + 1,8 \cdot t_E \quad (6-3)$$

$$\dot{Q}_E = 0,32 \cdot \Delta\Delta t' + 0,9 \quad \text{Kühn y Ziegler (2005)}$$

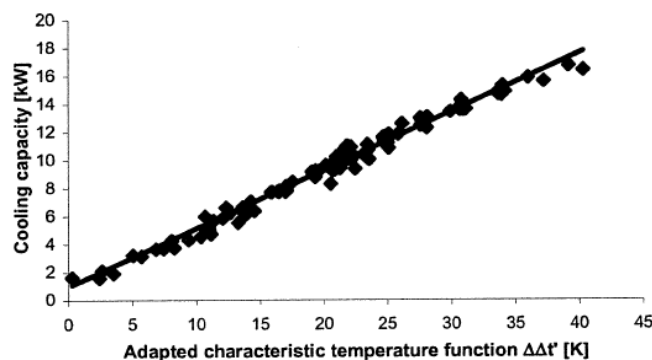


Figura 6-5: Función característica adaptada. Fuente: Kühn y Ziegler 2005

Que como se aprecia en la figura, es suficientemente exacta para ser usada en el control de la enfriadora. En efecto, la potencia frigorífica permanece constante si lo hace la función de temperatura característica. Un control que mida dos de las tres temperaturas puede actuar sobre la tercera para mantener un valor constante de $\Delta\Delta t$ y controlar así la potencia frigorífica.

En (Clauß et al., 2007b) a partir de estos planteamientos se propone para el equipo PHONIX, dado un valor de la temperatura de producción de agua fría T_E , en función de la temperatura de generación disponible T_G , actuar sobre el ventilador de la torre de refrigeración para obtener en cada caso la temperatura de refrigeración T_{AC} que permite mantener la potencia frigorífica. Ensayan este control sobre una instalación experimental, en la que haciendo variar la temperatura de entrada de agua al generador, dejan que el control actúe variando la temperatura de agua de disipación y mantenga la temperatura de impulsión de agua fría y la capacidad frigorífica. Clauß et al. (2007b), señalan que esta estrategia permite, en casos de baja disponibilidad de temperatura de agua caliente, aumentar la capacidad frigorífica, aumentando la capacidad de disipación (bajando la consigna de la temperatura de disipación mediante un aumento de las revoluciones del ventilador de la torre) y en situaciones contrarias, con exceso de temperatura de agua caliente, permite reducir la velocidad del ventilador, aumentando la temperatura de disipación, mejorando el COP eléctrico.

Una conclusión similar, ya la recoge otro miembro del mismo equipo de investigación en su trabajo sobre la optimización de la máquina PHONIX (Kohlenbach 2006), pero apuntando una recomendación muy interesante. Indica este autor que la práctica habitual en los sistemas de climatización de dimensionar el equipo para las cargas puntas, a costa de luego operar con un sistema sobredimensionado la mayor parte del tiempo, puede, para el caso de los sistemas de climatización solar con equipos de absorción, limitarse al sobredimensionamiento de la torre de refrigeración, que lógicamente, supone una menor inversión inicial que incrementar el tamaño de todo el sistema (campo de captadores solares, máquina, etc.). Se trabajará así, la mayor parte del tiempo, con temperatura de disipación alta, con una condensación flotante que siga a la temperatura exterior, ahorrando consumo eléctrico, y en condiciones de máxima demanda frigorífica, se aumentará la velocidad del ventilador de la torre, intentando reducir la temperatura de condensación.

Este mismo principio ha inspirado el diseño de la selección de la batería de disipación seca y del ventilador descritos en el capítulo 2 de esta tesis, si bien aquí, los condicionantes de alto coste de un producto fabricado con materias primas nobles como el intercambiador de tubos de cobre y aluminio, recomendaron una opción intermedia de tamaño de batería, y un ventilador de mayor caudal como opción técnico económica más óptima a nuestro juicio.

Pietruschka (2010), al analizar y comparar por simulación, un sistema de climatización solar con disipación seca mediante aerotermo externo, con control de la temperatura de agua mediante válvula de 3 vías, y velocidad de ventilador fija frente a la opción de control de velocidad de ventilador variable adaptada a la capacidad frigorífica, obtiene un COP eléctrico anual de 4 en el primer caso frente a 8 en el segundo. De todas formas, ya aclara este autor, que el simple control de la temperatura del agua de disipación en estos sistemas no tiene mucha utilidad, por cuanto sólo permite reducir la capacidad de disipación para prevenir muy bajas temperaturas de producción de agua fría en situaciones de carga parcial y no debe usarse, si no es ligado a un control de la velocidad del ventilador variable que mejora el COP eléctrico.

Los trabajos realizados por los investigadores citados han sido realizados todos sobre equipos de agua / bromuro de Litio, con unos intercambiadores de calor, generadores y absorbedores de tecnología diferente a los que emplea la máquina de absorción de amoniaco y nitrato de litio sujeto del presente trabajo. Es pertinente la reflexión sobre el interés y la aplicación que puedan tener estas técnicas de control, que sin duda encarecen el equipo, sobre el nuevo desarrollo.

Las campañas de ensayos llevadas a cabo sobre el prototipo de disipación por aire se han realizado con un ventilador electrónicamente conmutado de frecuencia de giro variable. Tal y como se mostró en los capítulos anteriores, el COP eléctrico presenta un óptimo a unas determinadas revoluciones. Si bien, como no puede ser de otra forma, el valor de ese óptimo depende de la relevancia que el consumo eléctrico del ventilador tenga en el total del consumo del equipo.

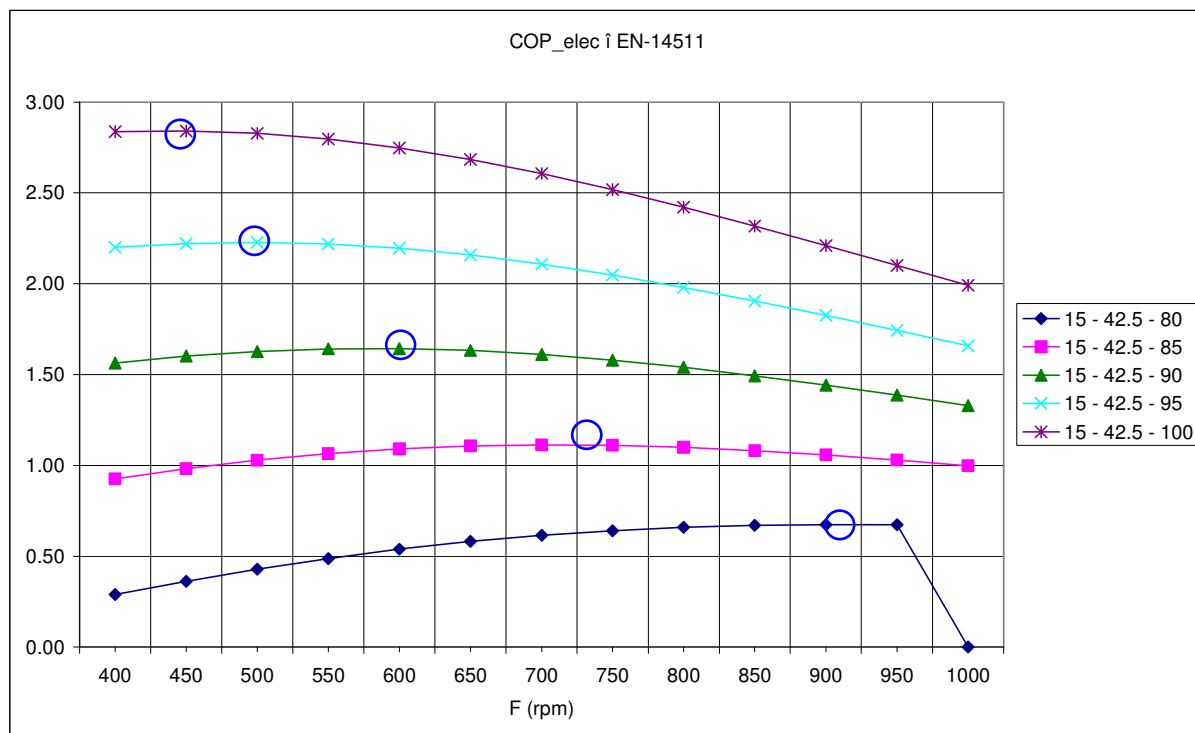


Figura 6-6: Frecuencias de giro del ventilador óptimas en el prototipo de disipación por aire equipado con la bomba centrífuga multicelular (PRE_IND_A_W_1; Con RHX; $v_E=3 \text{ m}^3/\text{h}$; $v_G= 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $v_{AC}= 6 \text{ m}^3/\text{h}$)

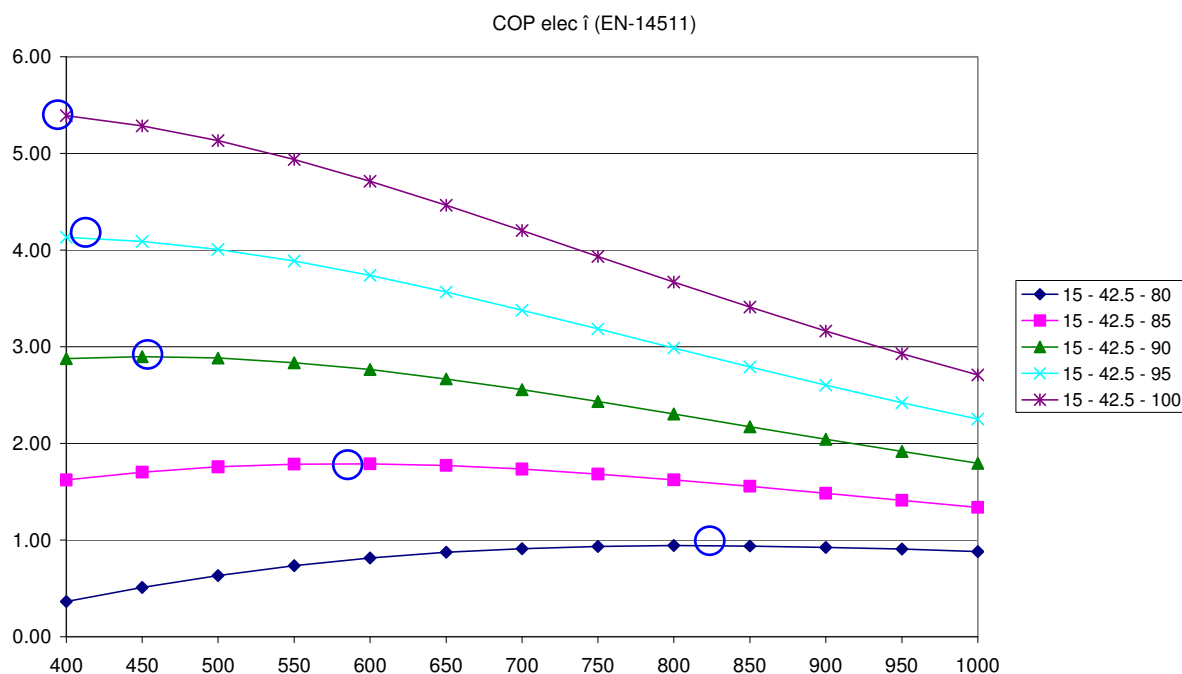


Figura 6-7: Frecuencias de giro óptimas en el prototipo de disipación por aire equipado con la bomba rotativa de paletas. (PRE_IND_A_W_2; Sin RHX; $v_E=1.5 \text{ m}^3/\text{h}$; $v_G= 2 \text{ m}^3/\text{h}$; $v_{AC}= 6 \text{ m}^3/\text{h}$)

En las figuras 6-7 y 6-8 se muestra el valor del COP eléctrico frente a la frecuencia de giro del ventilador para el equipo dotado de bomba de solución centrífuga multicelular y bomba rotativa de paletas, respectivamente. Los valores representados corresponden a puntos con una temperatura de producción de agua fría de 15 °C, una temperatura de aire de 42.5 °C y diferentes temperaturas de entrada de agua caliente. Como puede observarse al comparar las figuras 6-6 y 6-7, la gran reducción del término fijo de consumo eléctrico que supone la nueva bomba de solución de paletas, junto al correspondiente incremento relativo que ahora supone el consumo del ventilador, conducen a un traslación del valor de las revoluciones óptimas hacia la izquierda, hacia valores de frecuencia de giro inferiores a las 400 rpm, que es el mínimo ensayado.

Para explicar mejor este punto, se presentan en la figura 6-8, las curvas típicas adimensionales de la potencia frigorífica y del consumo eléctrico (eje de ordenadas izquierdo) y del COP eléctrico (eje de ordenadas derecho), frente a la frecuencia de giro adimensional del ventilador, para un equipo de absorción de amoniaco / nitrato de litio de pequeña potencia con disipación seca, como el desarrollado en esta tesis. La figura 6-8-izquierda) muestra la gran dependencia de la capacidad frigorífica con la velocidad del ventilador, en definitiva con la temperatura de disipación. En esa figura, la potencia eléctrica absorbida corresponde a un equipo con el término del consumo eléctrico fijo de la bomba de solución elevado (bomba centrífuga multicelular). La existencia del óptimo en el COP eléctrico (cociente de ambas curvas), la origina matemáticamente la fuerte pendiente de la curva de potencia frigorífica y la también elevada ordenada en el origen de la potencia eléctrica absorbida. Por el contrario, en la figura 6-7-derecha), se muestra el mismo equipo, pero con el consumo eléctrico fijo de la bomba de solución muy reducido (bomba rotativa de paletas). En este caso, el COP eléctrico es mucho mayor, pero se sitúa en una frecuencia de giro inferior, casi en las revoluciones mínimas.

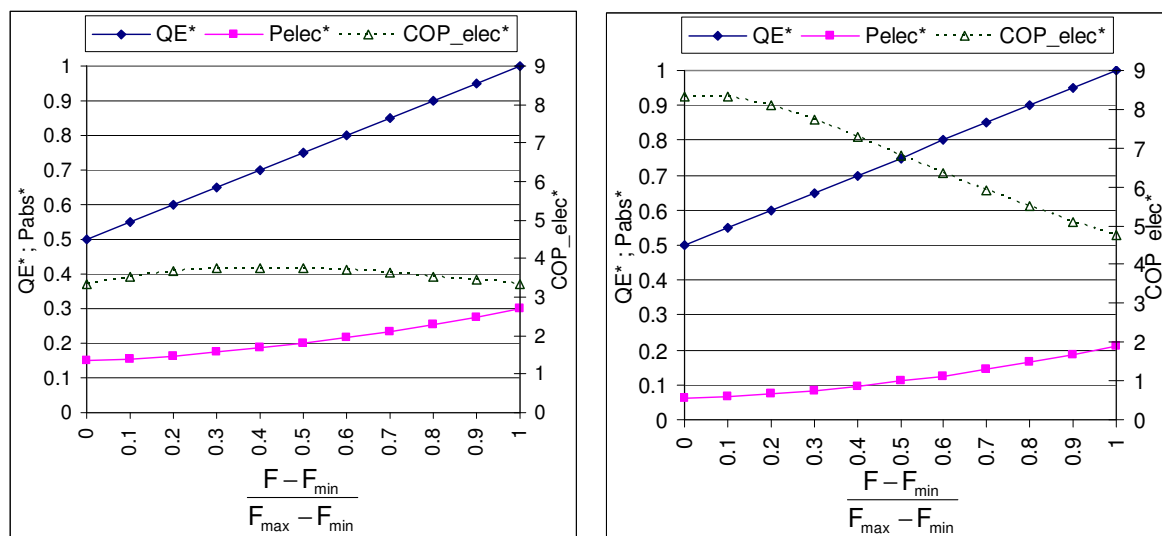


Figura 6-8: Curvas típicas adimensionales de la potencia frigorífica, potencia eléctrica absorbida y iCOP eléctrico en función de la velocidad de giro del ventilador adimensional para un equipo de absorción de amoniaco / nitrato de litio de disipación por aire con una bomba de solución de consumo elevado (izquierda) y de consumo reducido (derecha)

La estrategia de control para la velocidad del ventilador adoptada es la siguiente. En primer lugar se intentará operar siempre el equipo con la velocidad que maximiza el COP eléctrico.

Es posible deducir de forma sencilla la expresión analítica de las revoluciones óptimas del ventilador, a partir de la correlación de la potencia frigorífica, en función de la temperatura de producción de agua fría T_E , de la temperatura de entrada de agua al generación T_G , de la del aire exterior T_{AIRE} y de la frecuencia de giro del ventilador F , ajustada experimentalmente en el capítulo 3 (ecuación 6-4), y de una ecuación para el consumo eléctrico en función de la frecuencia de giro.

$$Q_E = e_1 \cdot F + e_2 \cdot T_{AIRE} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5 \quad (6-4)$$

La expresión de la potencia eléctrica del equipo puede simplificarse asumiendo que la potencia de la bomba de solución, de las bombas de circulación y del control son constantes, y que sólo el consumo del ventilador depende de la frecuencia de giro:

$$P_{elec} = P_{sol} + P_{bombaE} + P_{bombaG} + P_{bombaAC} + P_{control} + P_{vent}(F) \quad (6-5)$$

Aunque en todo este trabajo se ha ajustado la potencia del ventilador según una expresión polinómica de grado tres, para frecuencias de giro superiores a 400 rpm, es suficientemente ajustada un polinomio de grado dos (ver ecuación 6-6 y figura 6-9).

$$P_{\text{vent}} = p_1 \cdot F^2 + p_2 \cdot F + p_3 \quad (6-6)$$

De donde:

$$P_{\text{elec}} = p_1 \cdot F^2 + p_2 \cdot F + p_3^* \quad (6-7)$$

Siendo:

$$p_3^* = P_{\text{sol}} + P_{\text{bombaE}} + P_{\text{bombaG}} + P_{\text{bombaAC}} + P_{\text{control}} + p_3 \quad (6-8)$$

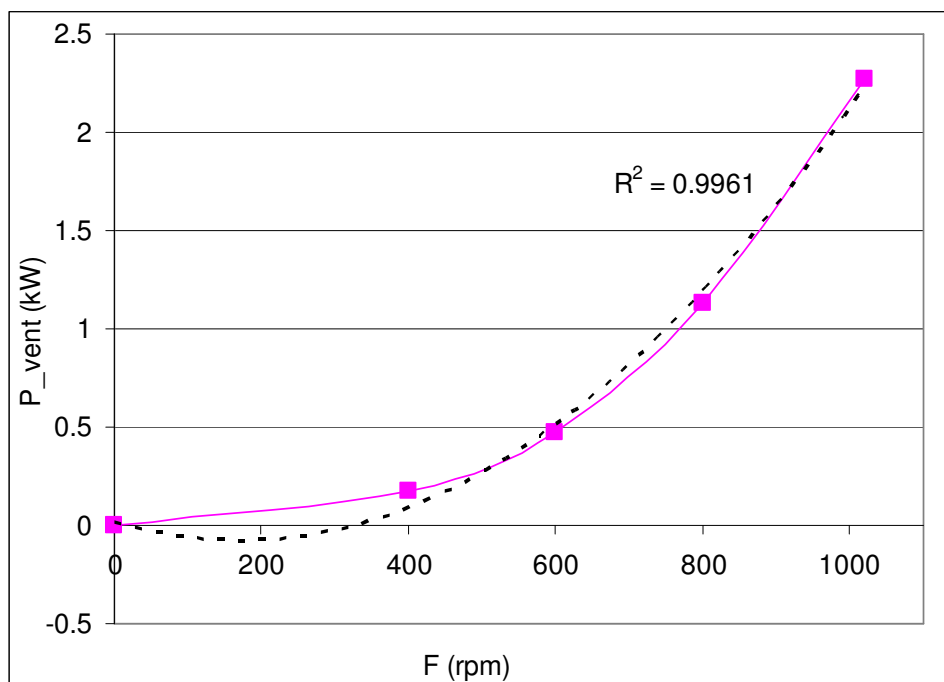


Figura 6-9: ajuste cuadrático de la potencia del ventilador, válido para rpm > 400

El COP eléctrico resulta finalmente:

$$\text{COP}_{\text{elec}} = \frac{Q_E}{P_{\text{elec}}} = \frac{e_1 \cdot F + e_2 \cdot T_{\text{AIRE}} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5}{p_1 \cdot F^2 + p_2 \cdot F + p_3^*} \quad \forall \text{rpm} > 400 \quad (6-9)$$

El máximo del COP eléctrico se encuentra en:

$$\frac{\partial \text{COP}_{\text{elec}}}{\partial F} = 0 \quad (6-10)$$

La expresión anterior conduce a una ecuación cuadrática cuya solución es la raíz positiva de:

$$F_{\text{opt}} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (6-11)$$

$$a = -e_1 \cdot p_1$$

$$b = -2 \cdot p_1 (e_2 \cdot T_{\text{AIRE}} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5)$$

$$c = e_1 \cdot p_3^* - p_2 \cdot (e_2 \cdot T_{\text{AIRE}} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5)$$

Dicha expresión se programa en el control del equipo. Así, para cada terna de condiciones de temperatura en cada instante (T_E , T_G , T_{AIRE}) se puede evaluar la frecuencia de giro óptima. Debe entenderse que, T_E , es la temperatura de consigna de agua fría, no el valor instantáneo de la misma.

Además, en el control del equipo se programarán unas revoluciones mínimas y máximas como parámetros de forma que:

$$\text{Si } F_{\text{opt}} < F_{\text{min}} \Rightarrow F_{\text{opt}} = F_{\text{min}}$$

$$\text{Si } F_{\text{opt}} > F_{\text{max}} \Rightarrow F_{\text{opt}} = F_{\text{max}}$$

En todo momento, la temperatura de agua para generación será la máxima disponible, siempre claro está, por encima de un valor mínimo necesario para

comenzar el proceso de absorción, y siempre por debajo de un límite máximo establecido como parámetro de seguridad.

Si en unas determinadas condiciones de trabajo, girando el ventilador a la frecuencia de giro óptima, la potencia frigorífica que proporciona el equipo es mayor que la demanda térmica, las temperaturas de retorno e impulsión de agua enfriada irán disminuyendo. Cuando la temperatura de impulsión sea la de consigna, el equipo se detendrá, comenzando a operar ciclando todo/nada. Si por el contrario no se satisface la demanda frigorífica, produciéndose agua a temperatura superior a la de consigna de impulsión de agua fría, la velocidad de giro aumentará, regulada por un control proporcional integral sobre el error entre la temperatura de impulsión de agua fría producida realmente y su consigna.

Esta estrategia planteada para el equipo de disipación por aire, sería igualmente programable en un equipo de disipación por agua, en la que esta fuese a su vez, refrigerada mediante torre de refrigeración. Sería en este caso necesario caracterizar la potencia eléctrica absorbida por la torre frente a la frecuencia de giro del ventilador, y disponer de la correlación de la potencia frigorífica frente a la temperatura húmeda del aire exterior.

6.4. CURVAS DE FUNCIONAMIENTO A CARGA PARCIAL CONSIDERANDO EL CONTROL DE LAS REVOLUCIONES ÓPTIMAS

Con un control como el descrito en el apartado anterior, el funcionamiento del equipo a diferentes grados de carga, va a depender de la frecuencia de giro del ventilador que en cada caso el control establezca como necesaria, y esta, va a estar calculada en función de las condiciones de operación.

Se describe a continuación, la forma de obtener unas expresiones analíticas para las curvas de degradación del COP eléctrico en función del factor de carga parcial deducidas experimentalmente en el capítulo 5 y que tienen en cuenta la regulación del equipo.

El factor de carga parcial con el que opera el equipo en unas condiciones dadas es:

$$fcp = \frac{Q_E(T_{AIRE}, T_E, T_G, F)}{Q_{EN}} = \frac{e_1 \cdot F + e_2 \cdot T_{AIRE} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5}{Q_{EN}} \quad (6-12)$$

Y por tanto:

$$fcp_{opt} = \frac{Q_E(T_{AIRE}, T_E, T_G, F_{opt})}{Q_{EN}} = \frac{e_1 \cdot F_{opt} + e_2 \cdot T_{AIRE} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5}{Q_{EN}} \quad (6-13)$$

Como se ha dicho, si en unas determinadas condiciones de trabajo, girando el ventilador a la frecuencia óptima, la potencia frigorífica que proporciona el equipo es mayor que la demanda, las temperaturas de retorno e impulsión de agua enfriada irán disminuyendo. Esto significa que realmente, en esas circunstancias, el factor de carga parcial es inferior al factor de carga parcial óptimo. Al alcanzarse la temperatura de consigna, la máquina operará ciclando todo/nada. La curva de degradación del COP eléctrico a carga parcial, con ese funcionamiento también sigue la expresión (5-13), obtenida experimentalmente en el capítulo 5, pero referenciada en este caso, a la condición de COP y de carga parcial óptimos en los que el equipo ha comenzado a operar ciclando:

$$\begin{aligned} \frac{COP_{elec}(fcp)}{COP_{elecN}} &= \frac{\frac{COP_{elec}(fcp_{opt})}{COP_{elecN}} \cdot \frac{fcp}{fcp_{opt}}}{(1-0.8) + 0.8 \cdot \frac{fcp}{fcp_{opt}}} = \frac{\frac{Q_E(T_{AC}, T_E, T_G, fcp_{opt})}{P_{elec}(F_{opt})} \cdot \frac{P_{elecN}}{Q_{EN}} \cdot \frac{fcp}{fcp_{opt}}}{(1-0.8) + 0.8 \cdot \frac{fcp}{fcp_{opt}}} = \\ &= \frac{fcp_{opt} \cdot \frac{P_{elecN}}{P_{elec}(F_{opt})} \cdot \frac{fcp}{fcp_{opt}}}{(1-0.8) + 0.8 \cdot \frac{fcp}{fcp_{opt}}} = \frac{\frac{P_{elecN}}{P_{elec}(F_{opt})} \cdot fcp}{(1-0.8) + 0.8 \cdot \frac{fcp}{fcp_{opt}}} \quad \forall fcp < fcp_{opt} \end{aligned} \quad (6-14)$$

Para grado de carga parcial superior, el control del equipo comienza a aumentar las revoluciones, aumentando la potencia frigorífica. La frecuencia de giro depende pues del grado de carga parcial; de (6-12) se sigue que:

$$F = \frac{Q_{EN}}{e_1} \cdot fcp - (e_2 \cdot T_{AIRE} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5) \quad (6-15)$$

$$\begin{aligned} \frac{COP_{elec}(fcp)}{COP_{elecN}} &= \frac{\frac{Q_E(T_{AIRE}, T_E, T_G, F)}{P_{elec}(F)}}{\frac{Q_{EN}}{P_{elecN}}} = \frac{\frac{Q_{EN} \cdot fcp}{P_{elec}(F)}}{\frac{Q_{EN}}{P_{elecN}}} = \frac{P_{elecN} \cdot fcp}{P_{elec}(F)} = \frac{P_{elecN} \cdot fcp}{p_1 \cdot F^2 + p_2 \cdot F + p_3} = \\ &= \frac{P_{elecN} \cdot fcp}{p_1 \cdot \left[\frac{Q_{EN}}{e_1} \cdot fcp - (e_2 \cdot T_{AIRE} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5) \right]^2 + p_2 \cdot \left[\frac{Q_{EN}}{e_1} \cdot fcp - (e_2 \cdot T_{AIRE} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5) \right] + p_3} \quad \forall fcp > fcp_{opt} \end{aligned} \quad (6-16)$$

Resumiendo:

$$\frac{COP_{elec}(fcp)}{COP_{elecN}} = \frac{\frac{P_{elecN}}{P_{elec}(F_{opt})} fcp}{(1-0.8) + 0.8 \cdot \frac{fcp}{fcp_{opt}}} \quad \forall fcp < fcp_{opt}$$

$$\frac{COP_{elec}(fcp)}{COP_{elecN}} = \frac{P_{elecN} \cdot fcp}{p_1 \cdot \left[\frac{Q_{EN}}{e_1} \cdot fcp - (e_2 \cdot T_{AIRE} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5) \right]^2 + p_2 \cdot \left[\frac{Q_{EN}}{e_1} \cdot fcp - (e_2 \cdot T_{AIRE} + e_3 \cdot T_E + e_4 \cdot T_G + e_5) \right] + p_3^*} \quad \forall fcp > fcp_{opt}$$

Las expresiones analíticas de estas curvas pueden ser así implementadas en programas de simulación energética. Su representación gráfica, se muestra en las figuras 6-9 y 6-10. En el eje de abscisas se lee el valor del factor de carga parcial, en el eje de ordenadas el COP eléctrico frente al COP eléctrico nominal (degradación del COP). En la figura 6-9 se representan las curvas de degradación para 15 °C de producción de agua fría y 35 °C de temperatura de aire. Si por ejemplo, la temperatura de entrada de agua caliente disponible es 90 °C (curva destacada en negro), para valores de carga parcial inferiores al valor óptimo la curva de degradación sigue la expresión de la ecuación 6-14. En esas circunstancias, el equipo estaría operando todo/nada, girando el ventilador a la frecuencia de giro óptima que corresponde a esos valores de temperatura (15 °C, 35 °C y 90 °C). Si por el contrario, el factor de carga parcial es superior al óptimo, la frecuencia de giro aumentará, la curva de degradación del COP eléctrico seguirá la parte descendente de la curva destacada en negro, cuya formulación es la ecuación 6-16.

En la figura 6-10 se grafican las ecuaciones para un valor de temperatura de producción de agua fría de 8 °C y 40 °C de temperatura de aire. Se puede observar como en este caso, ninguna de las curvas alcanza el valor de 1. Lo que indica que esas condiciones no se llega al valor nominal de rendimiento, como cabía esperarse. También se ve que las curvas no alcanzan valores de factor de carga parcial superiores al 100%, lo que también señala que para estas temperaturas tampoco se alcanza la potencia frigorífica nominal.

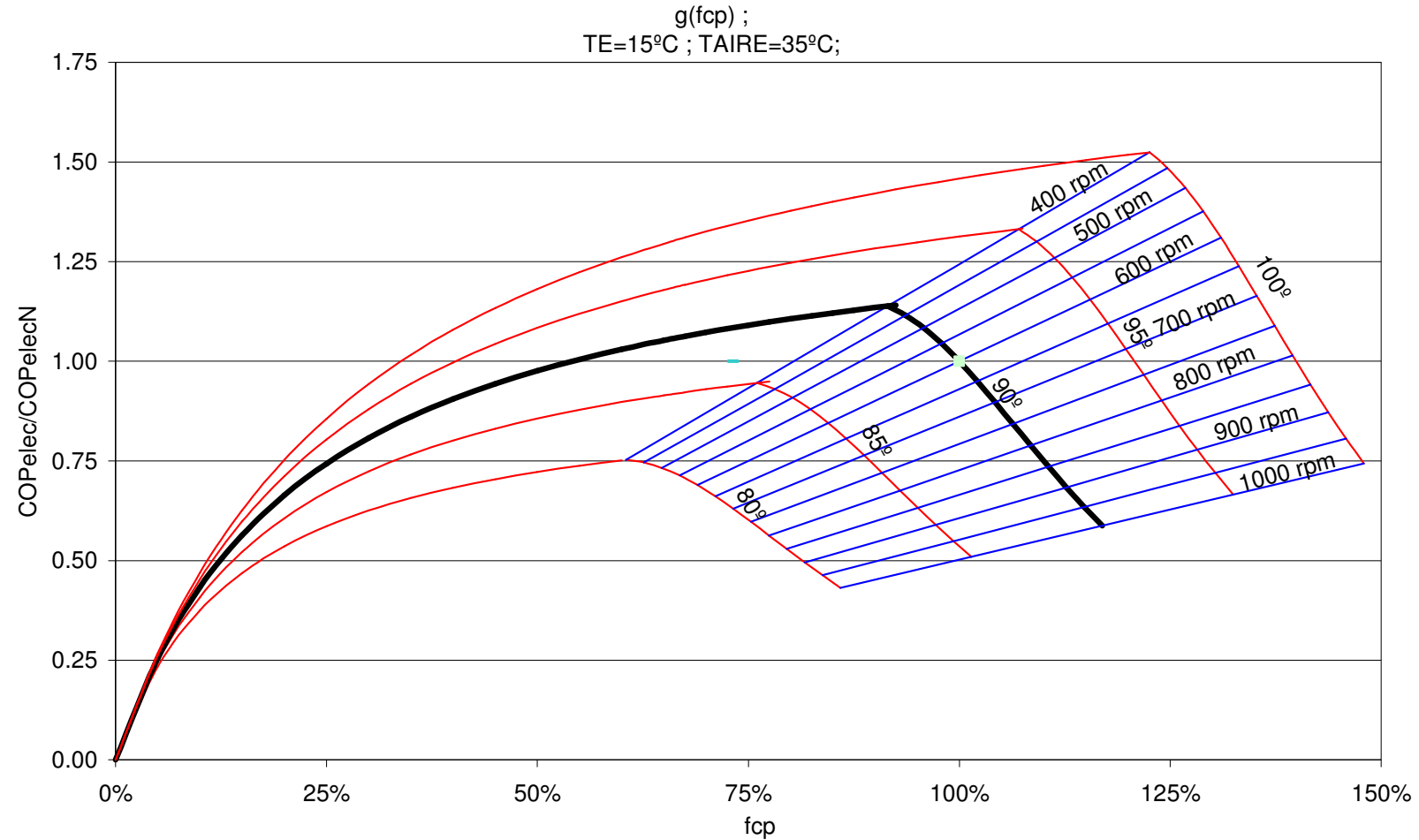


Figura 6-9: Curvas de dependència del COP elèctric amb el factor de càrrega parcial per al prototip de dissipació per aire, sense intercanviador de refrigerant i bomba centrífuga de paletas. $T_E=15\text{ }^\circ\text{C}$; $T_{AIRE}=35\text{ }^\circ\text{C}$; se destaca –en color negre–, a modo de ejemplo, la curva de comportamiento a carga parcial debida al control del equipo cuando la temperatura de agua de generación disponible fuese $90\text{ }^\circ\text{C}$

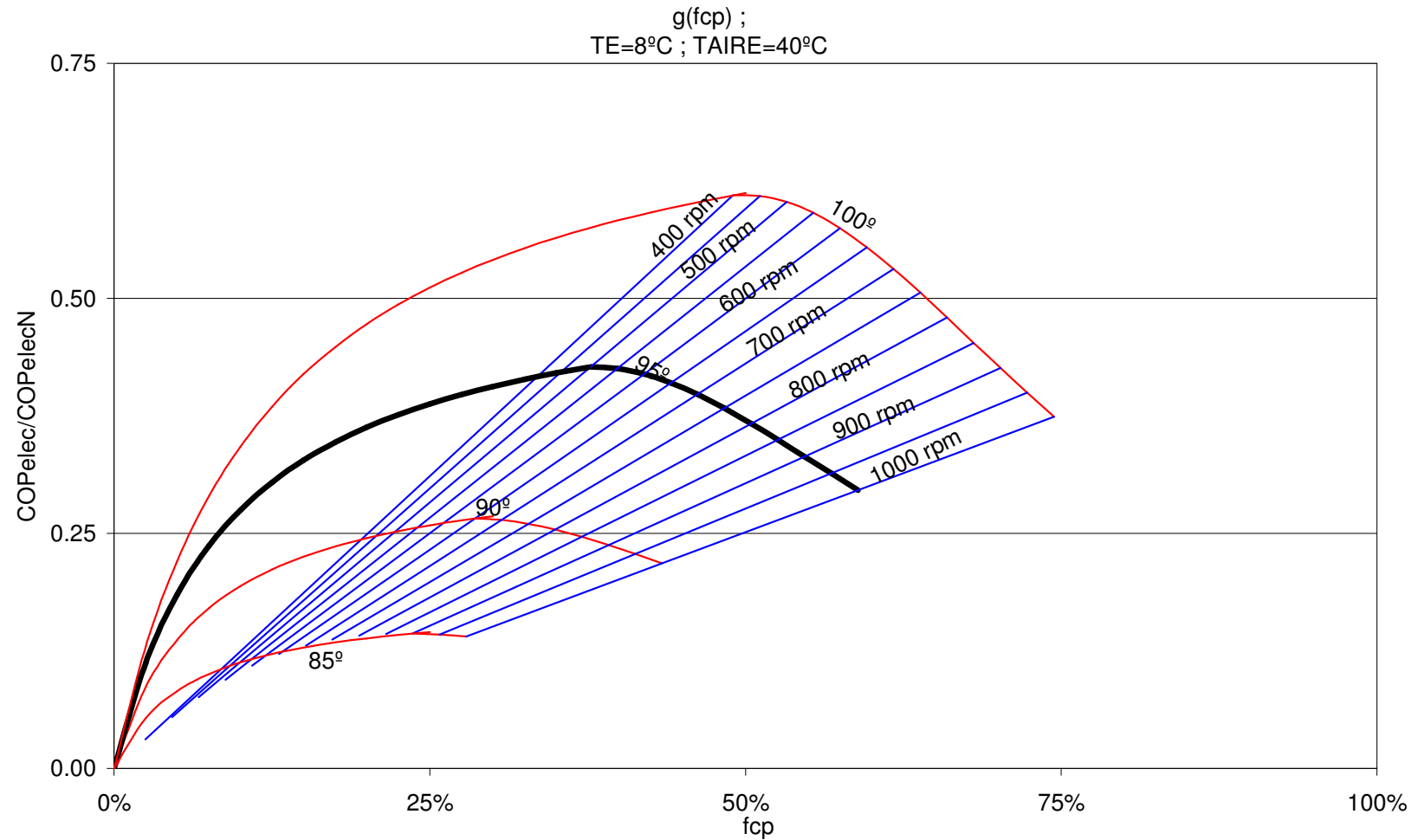


Figura 6-10: Curvas de dependencia del COP eléctrico con el factor de carga parcial para el prototipo de disipación por aire, sin intercambiador de refrigerante y bomba de paletas. $T_E=8\text{ }^\circ\text{C}$; $T_{AIRE}=40\text{ }^\circ\text{C}$; se destaca, –en color negro–, a modo de ejemplo, la curva de comportamiento a carga parcial que seguiría el control del equipo cuando la temperatura de agua de generación disponible fuese $95\text{ }^\circ\text{C}$.

6.5. CONCLUSIONES

En este capítulo se ha expuesto como no es conveniente realizar una regulación de la capacidad frigorífica del equipo a carga parcial, actuando sobre la temperatura de entrada del agua al generador. Esta técnica, que puede tener sentido en otras tecnologías de absorción que presenten elevados deterioros de funcionamiento por paradas y arranques, ofrece peor COP eléctrico que el sencillo control todo/nada, ya que mantener siempre en marcha la bomba de solución, supone un consumo eléctrico constante, prácticamente invariable con la relación de presiones.

Cuando se instala un ventilador de velocidad variable, es posible determinar una frecuencia de giro que maximiza el COP eléctrico para unas condiciones de operación dadas (T_E , T_G y T_{AIRE}). De esa forma, la regulación electrónica del equipo, a partir de la lectura de T_G y T_{AIRE} y del valor de consigna de T_E , calculará la velocidad de giro óptima. Si en esas condiciones, el equipo está solicitado a carga parcial, al detectarse que se ha alcanzado la demanda (se llega a la temperatura de consigna de impulsión de agua enfriada), el equipo funcionará ciclando todo/nada. Si por el contrario no se satisface la demanda frigorífica, la velocidad de giro aumentará, aumentando la capacidad frigorífica, a costa, claro está de un mayor consumo eléctrico.

Finalmente se ha aportado un método para obtener las expresiones analíticas de las curvas de degradación del COP eléctrico en función del factor de carga parcial, deducidas experimentalmente en el capítulo 5 y que tienen en cuenta la regulación del equipo desarrollada en este capítulo 6. De esta forma, resultará sencilla su implementación en modelos de cálculo y programas de simulación energética de edificios y sistemas de climatización.

7. CONCLUSIONES

En la presente tesis se ha abordado el desarrollo, la caracterización experimental, la mejora del COP eléctrico, la investigación sobre el comportamiento a carga parcial y el desarrollo de un control automático, de una nueva máquina de absorción de simple efecto, de amoniaco / nitrato de litio, y disipación de calor por aire, construida íntegramente con intercambiadores de calor de placas.

El trabajo surge como continuación a un proyecto de investigación y desarrollo llevado a cabo entre el grupo CREVER de la Universidad Rovira i Virgili y la empresa CIATESA.

Para abordar el diseño de la nueva máquina, se ha realizado un modelo termodinámico del ciclo de simple efecto. A partir de los valores de temperaturas y de las potencias térmicas obtenidas con el mismo, se pueden dimensionar y seleccionar los componentes frigoríficos de mejor relación costo / eficiencia con los que se han construido dos prototipos pre-industriales, uno de disipación por aire, y otro de disipación por agua.

Se ha optado por un sistema de disipación por aire indirecto, basado en el empleo de un aerotermo (re-cooler) que disipará todo el calor del agua de refrigeración del condensador y del absorbedor. Se consigue de esta forma reducir al mínimo la carga de refrigerante al emplear un condensador de placas soldadas en vez de realizar la condensación directa en batería de tubos aleteados. Con este diseño puede emplearse una batería de tubos de cobre y aletas de aluminio, a día de hoy más competitiva en precio que las baterías de acero.

La primera campaña de ensayos del prototipo ha permitido obtener las correlaciones lineales múltiples de las potencias frigorífica y de generación, con las que se ha podido calcular el COP térmico en función de la temperatura de producción de agua fría, la temperatura de entrada de agua de generación, y la temperatura de entrada de agua de disipación. La correlación lineal resulta adecuada para la descripción del comportamiento del equipo en los rangos considerados.

Ante la ausencia de una norma de ensayo específica para este tipo de equipos, se ha propuesto corregir los valores de las potencias frigoríficas y de las potencias eléctricas de las bombas de circulación, siguiendo la formulación recogida en la norma de equipos de compresión mecánica prEN 14511-3:2011.

Para temperaturas de producción de agua fría elevadas, por ejemplo 18 °C, típicas de la utilización con suelo refrescante, una vez alcanzada una temperatura de activación suficiente (80 °C) y una vez comenzado el proceso de absorción, no tiene interés operar con temperaturas de agua caliente superiores desde el punto de vista del COP térmico. Esta es una conclusión descrita en la literatura sobre la ventaja del par amoniaco / nitrato de litio para trabajar en aplicaciones de climatización solar, empleando captadores solares planos de baja temperatura. En aplicaciones con producción de agua a temperatura más baja (p.e. fancoils), el COP térmico cae mucho con la temperatura de disipación, siendo necesario para mantenerlo, disponer de mayores temperaturas de generación (95 a 100 °C).

Para el caso del prototipo de disipación por aire, se ha ajustado una correlación lineal de la potencia frigorífica y de la potencia de generación con la temperatura de producción de agua fría, la temperatura de generación, la temperatura del aire y la frecuencia de giro del ventilador. Caracterizándose también el consumo eléctrico, y por ende, el COP eléctrico, frente a la frecuencia de giro del ventilador.

Produciendo agua fría a 15 °C, con agua de generación a 90 °C y disipando calor contra el aire exterior a 40 °C el equipo es capaz de dar el 64 % de su potencia frigorífica nominal a 35 °C. Impulsando agua fría a esta temperatura y con suficiente temperatura de generación, el COP térmico se mantiene relativamente constante incluso a altas temperaturas de aire exterior. Como se ha dicho, estas características del par amoniaco / nitrato de litio lo hace especialmente recomendable para trabajar con disipación seca.

La potencia frigorífica, cuando se produce agua fría a 8 °C, es un 34 % inferior a cuando se produce agua a 15 °C.

El COP eléctrico crece siempre con la temperatura de generación, ya que así lo hace la potencia frigorífica, lo que apunta hacia el diseño de una estrategia de

control, que deje operar el equipo con la mayor temperatura de generación disponible.

La variación del consumo eléctrico del prototipo va a depender exclusivamente de la frecuencia de giro del ventilador. Aparecen óptimos del COP eléctrico a bajas frecuencias de giro. Esto señalará una estrategia de control basada en determinar la frecuencia óptima en cada condición de trabajo, que hace interesante el empleo del ventilador de velocidad variable a pesar de su mayor coste.

Al comparar el COP eléctrico del nuevo desarrollo con el de plantas enfriadoras de compresión mecánica, de potencia frigorífica equivalente, se constata que resulta escasamente superior para la diferencia de coste. Es por ello que se han abordado unos estudios conducentes a la mejora de dicho COP eléctrico, asociados a una reducción de los costes de algunos componentes.

En primer lugar, se ha analizado el interés de instalar el intercambiador de refrigerante. Tras desmontar este componente, se ha podido comprobar, aunque la incertidumbre de la medida no permite una afirmación rotunda, una mejora de la potencia frigorífica, y con ella del COP eléctrico del orden del 3 %. La reducción de un intercambiador de calor, pasar de 6 a 5 unidades, aunque sea el de menor tamaño, supone una reducción del coste de fabricación muy relevante por lo que se propone no utilizarlo.

La bomba centrífuga multicelular, empleada inicialmente, presenta un bajo rendimiento, además de un alto precio. Tras revisar las alternativas empleadas en las máquinas de absorción de amoníaco / agua, se descartaron las bombas de membrana y se identificó una gama de bombas rotativas de paletas con coste muy competitivo y bajo consumo eléctrico. Se modificó el prototipo de disipación por agua instalándole la nueva bomba. Su consumo eléctrico es 3.7 veces inferior y su coste 3 veces menor. Durante toda la nueva campaña de ensayos, la bomba mostró una adecuada fiabilidad por lo que fue seleccionada como componente definitivo del nuevo desarrollo.

Finalmente, se ha comprobado experimentalmente, cómo puede mejorarse sustancialmente el COP eléctrico hasta un 17.7% si se reduce el caudal de agua fría de 3 m³/h (valor inicialmente empleado durante la fase de investigación previa) a 1.5

m^3/h . También se obtiene un máximo en el COP eléctrico para un caudal de agua de generación a $2 \text{ m}^3/\text{h}$, mejorándose en un 7% frente al valor inicialmente empleado de $3 \text{ m}^3/\text{h}$. Por el contrario, no se consigue una mejora sustancial al reducir el caudal de agua de disipación, aunque se constata la existencia de un óptimo, como no podía ser de otra forma. El motivo es que el condensador ya trabaja con un régimen de caudal en el límite del deterioro de la transferencia de calor.

Se ha caracterizado el nuevo desarrollo en funcionamiento a carga parcial con una regulación todo/nada, y comparado con los resultados ofrecidos por la literatura, para equipos de absorción de pequeña potencia.

La curva de degradación del COP térmico, presenta un ligero peor comportamiento que la obtenida por Didion y Radermacher (1984) para un equipo de absorción de amoniaco / agua con disipación por aire. Esto se puede explicar primero por la mayor viscosidad de la solución amoniaco / nitrato de litio, que introduce mayores pérdidas de inercia en cada nuevo ciclo de funcionamiento y puesta en marcha de la bomba de solución; y segundo, porque la disipación por aire del equipo ensayado por esos autores permitía una mejora a carga parcial, ya que en cada semiciclo de parada la batería continuaba disipando calor por convección natural.

En cuanto al COP eléctrico, los experimentos confirman que su curva de degradación a carga parcial puede obtenerse a partir del consumo eléctrico residual del equipo durante los semiciclos de parada, aplicando la ecuación descrita en la literatura y en las normas para las enfriadoras de compresión mecánica. Esto es debido, a que el diseño incluye medidas que evitan la migración de refrigerante y de solución pobre, evitando la equalización de presiones. Para el prototipo ensayado el coeficiente de degradación ha resultado $C_c=0.8$.

Se ha aportado, que no es conveniente realizar una regulación de la capacidad frigorífica del equipo a carga parcial, actuando sobre la temperatura de agua caliente de entrada al generador. Esta técnica, que puede tener sentido en otras tecnologías de absorción que presenten elevados deterioros de funcionamiento por paradas y arranques, ofrece peor COP eléctrico que el sencillo control todo/nada, en el equipo desarrollado.

El control planteado para el nuevo desarrollo se basa en determinar una frecuencia de giro del ventilador que maximiza el COP eléctrico para unas condiciones de operación dadas. Si en esas condiciones, el equipo está solicitado a carga parcial, al detectarse que se ha alcanzado la demanda el equipo funcionará ciclando todo/nada. Si por el contrario no se satisface la demanda frigorífica, la velocidad de giro aumentará, aumentando la capacidad frigorífica, a costa, claro está de un mayor consumo eléctrico.

Finalmente se ha aportado un método para obtener las expresiones analíticas de las curvas de degradación del COP eléctrico en función del factor de carga parcial. Estas expresiones permitirán su sencilla implementación en modelos de cálculo y programas de simulación energética de edificios y sistemas de climatización.

8. REFERENCIAS

AGGARWAL M.K., AGARWAL R.S., (1986). *Thermodynamic properties of lithium nitrate-ammonia and mixtures*. Energy Research, Vol. 10 pp. 59-68

AMARIS C., VALLÈS M., BOUROUIS M., CORONAS A., (2011). *Experimental analysis on heat and mass transfer processes in a tubular bubble absorber with ammonia/lithium nitrate for absorption chillers*. Proceedings of the 21ST National & 10TH ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference. December 27-30, 2011, IIT Madras, India

ANEZERIS O.N., PAPAZOGLU I. A., (2004). *Fast Markovian method for dynamic safety analysis of process plants*. Journal of Loss Prevention in the Process Industries 17 (2004) 1-8, doi:10.1016/j.jlp.2003.08.006

ARZOZ D., VENEGAS M., RODRIGUEZ P., (2002). *Solar absorption refrigeration cycle using LiNO₃-NH₃ solution and flat plate collectors*. ISHPC '02, Proc. Of the Int. Sorption Heat Pump Conf. Shanghai, China, September 24-27, 2002

BOUROUIS M., CORONAS A., VALLES M., ZAMORA M., (2009). *Enfriadora de agua por absorción tipo aire-agua o agua-agua de amoniaco y nitrato de litio*. Patente de invención. P200930758. 29/09/2009, PCT/ES2010/070608

BOJANOWSKI W. (1985). *Some serious safety problems using ammonia. Operational experience and recommendations*. International Journal of Refrigeration 1985 Vol. 8 N^o1, January

CEREZO J., (2006). *Estudio del proceso de absorción con amoniaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*. Ph.D. Thesis of the University Rovira i Virgili

CLAUß V., KÜHN A., ZIEGLER F., (2007a). *Field Testing of Compact 10 kW Water/LiBr Absorption Chiller*. Second International Conference of Solar Air-Conditioning. Tarragona. ISBN: 978-3-934681-64-3

CLAUß V., KÜHN A., ZIEGLER F., (2007b). *A new control strategy for solar driven absorption chiller*. SK SONNENKLIMA GmbH. Second International Conference of Solar Air-Conditioning. Tarragona. ISBN: 978-3-934681-64-3

CORBERÁN J. M., MARTÍNEZ I., GONZÁLVEZ J., (2008). *Charge Optimisation of a Reversible Water-to-Water Propane Heat Pump*. International Journal of Refrigeration. Volume 31, Issue 4, June 2008, Pages 716-726. Special issue: Refrigeration with Ammonia and Hydrocarbons

CORBERÁN J. M., ZAMORA M. (2007). *Ground Couple Hydrocarbons Heat Pump for Building Air Conditioning*. SHERHPA Sustainable Heat and Energy Research for Heat Pump Applications. Project nº.:COLL-CT-2004-500229. Final Workshop Brussels 13/11/2007. <http://www.greth.fr/upload/jt131107/Sherhpa-Corberan-Coupled%20HP-2.pdf> 2012)

CUENCA Y., VALLÈS M., VERNET A., (2011). Thermal conductivity of ammonia-lithium nitrate. International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC'11), Padua, Italy April 2011. IIR. Refrigeration Science and Technology Proceedings ISBN 978-2-913149-87-8

DIDION D., RADERMACHER R., (1984). Part-Load performance characteristics of residential absorption chillers and heat pumps. International Journal of Refrigeration. Vol. 7 N°. 6. November 1984

FERNÁNDEZ-SEARA J., VÁZQUEZ M., (2001). *Study and control of the optimal generation temperature in NH₃-H₂O absorption refrigeration systems*. Applied Thermal Engineering, vol.21, pp.343-357, 2001.

GESELLSCHAFT FÜR TRANSFORMATOREN G.M.B.H, (1935). *Improvements in or relating to Absorption Refrigerating Processes*. Patent Specification. Application Date: April 25, 1934, N°. 12491/32. Accepted: Oct. 17, 1935. (<http://www.epo.org/searching/free/espacenet.html> 2009)

GONZALEZ-GIL A, IZQUIERDO M., MARCOS J.D., PALACIOS E., (2011). *Experimental evaluation of a direct air-cooled lithium bromide-water absorption prototype for solar air conditioning*. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 3358-3368

HAGEN H., STYHR H.J., (1994). *Ammonia tank rupture*. Journal of Loss Prevention in the Process Industries (1994), Vol. 7, N°31

HAUKÂS, H. T. (2011). *Safe Use of Ammonia as a Refrigerant in Urban Areas*. Ammonia Refrigeration Technology, Ohrid, Macedonia, April 2011. IIR. Refrigeration Science and Technology Proceedings ISBN 978-2-913149-85-4

HEARD C.L., AYALA R., (2003). *Carbon and Stainless Steel in Solutions of Lithium Nitrate in Ammonia at Moderate Temperatures*. Materials and Corrosion 54, (609-611)

HELLMAN H.M., SCHWEIGLER C., ZIEGLER F., (1999). *The Characteristic Equation of Absorption Chillers*. International Sorption Heat Pump Conference 1999. München, 169-172

HENDERSON H., YUANG Y. J., PARKER D., (1999). *Residential equipment part load curves for use in DOE-2*. Assistant Secretary for Energy Efficiency and Renewable Energy, Office of Building Technology, State and Community Programs, Office of Building Systems of the U.S. Department of Energy under Contract No. DE-AC03-76SF00098

HENNING H. M., (2004). *Solar Assisted Air-Conditioning in Buildings. A Handbook for Planners*. Springer Verlag/Wien, ISBN 3-211-00647-8

HENNING H.M., (2011). *Solar Position Paper*. IEA Task 38 Solar Air-Conditioning and Refrigeration. (<https://www.iea-shc.org/publications/downloads/IEA-SHC-Solar-Cooling-Position-Paper.pdf> Octubre 2011)

INFANTE FERREIRA C. A., (1984). *Thermodynamic and physical property data equations for ammonia-lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate*. Solar Energy, Vol. 32(2), 231-236

IZQUIERDO M., MARTÍN E., PALACIOS M.E., (2010). *Absorber and absorber-evaporator assembly for absorption machines and lithium bromide-water absorption machines that integrate said absorber and absorber-evaporator assembly*. Patente de invención PCT WO2010/000571A2. EP2133636A1

JAKOB U., SPIEGEL K., PINK W., (2008). *Development and experimental investigation of a novel 10 kW ammonia/water absorption chiller - Chillii® Psc - for air-conditioning and refrigeration systems*. 9th International IEA Heat Pump Conference, 20 – 22 May 2008, Zürich, Switzerland

KIM D. S., INFANTE FERREIRA C. A., (2009). *Air-cooled LiBr–water absorption chillers for solar air conditioning in extremely hot weathers*. Energy Conversion and Management 50 (2009) 1018–1025

KIM D.S., MACHIELSEN C.H.M., (2002). *Evaluation of air-cooled solar absorption cooling systems*. ISHPC '02, Proc. Of the Int. Sorption Heat Pump Conf. Shanghai, China, September 24-27, 2002

KLEIN, S.A. (2007). *Engineering Equation Solver (1992-2007). V8.017-3D*

KLETZ, T., (1991). *Ammonia incidents*. Journal of Loss Prevention in the Process Industries (1991), Vol. 4, April

KOHLNBACH P., (2006). *Solar cooling with absorption chillers: Control strategies and transient chiller performance*. Ph D Thesis Technical University Berlin

KOHLNBACH P., ZIEGLER F., (2007). *A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part I: The model*. International Journal of Refrigeration (2007), doi:10.1016/J.ijrefrig.2007.06.009

KOHLNBACH P., ZIEGLER F., (2007). *A dynamic simulation model for transient absorption chiller performance. Part II: Numerical results and experimental verification*. International Journal of Refrigeration (2007), doi:10.1016/J.ijrefrig.2007.06.010

KÜHN A., ZIEGLER F., (2005). *Operational results of a 10kW absorption chiller and adaptation of the characteristic equation*. In: Proc. First Int. Conference Solar Air Conditioning, Bad-Staffelstein

LABUS J. (2011). *Modelling of small capacity absorption chillers driven by solar thermal energy or waste heat*. Ph.D. Thesis of the University Rovira i Virgili

LAZZARIN R. (1980). *Steady and transient behaviour of LiBr absorption chillers of low capacity*. International Journal of Refrigeration. Vol. 3 N° 4. July 1980

LAZZARIN R., GASPARELLA A., ROMAGNONI P., (1996). *Experimental report on the reliability of ammonia-water absorption chillers*. International Journal of Refrigeration. Vol. 19, No. 4, pp. 247-256, 1996

LAZZARIN R., (2006). *Solar cooling plants: How to arrange solar collectors, absorption chillers and the load*. 61st ATI National Congress- International Session "Solar Heating and Cooling"

LIBOTEAN S., SALAVERA D., VALLES M., ESTEVE X., CORONAS A., (2007). *Vapour-Liquid Equilibrium of Ammonia+Lithium Nitrate+Water and Ammonia+Lithium Nitrate Solutions from (293.15 to 353.15)K*; J. Chem. Eng. Data Vol 52, 1050-1055

LIBOTEAN S., MARTÍN A., SALAVERA D., VALLES M., ESTEVE X., CORONAS A., (2008). *Densities, Viscosities, and Heat Capacities of Ammonia + Lithium Nitrate and Ammonia + Lithium Nitrate + Water Solutions between (293.15 and 353.15) K*. J. Chem. Eng. Data Vol 53 (10), 2383–2388

LORENTZEN G., (1988). *Ammonia: an excellent alternative*. International Journal of Refrigeration 1988 Vol. 11 July

LORENTZEN G., (1994). *The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament*. International Journal of Refrigeration 1995 Vol. 18 N° 3

LLAMAS U., BEST R., BUJEDO L.A., MELOGRANO P., VELÁZQUEZ N., PILTATOWSKY I., (2011). *First Experimental Results of a Solar Driven Ammonia-Lithium Nitrate Cooling System*. 4th International Conference Solar Air-Conditioning. Larnaka, Cyprus, October 2011. ISBN 978-3-941785-48-9

MASTELLONE M.L., PONTE M., ARENA U., (2003). *Design of mitigation systems for indoor and outdoor ammonia releases*. Journal of Loss Prevention in the Process Industries 16 (2003) 93-101

MARCOS J.D., (2008). *Prototipo de máquina de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire. Simulación, optimización y resultados experimentales*. Ph D THESIS, Universidad Carlos III de Madrid

NUÑEZ T., MALENKOVIC I., MUGNIER D., DÖLL J., SCHOSSIG P., (2011). *Proposal for a performance calculation and evaluation procedure for solar cooling applications*. 4th International Conference Solar Air-Conditioning. Larnaka, Cyprus, October 2011. ISBN 978-3-941785-48-9

ORONEL C. (2010). *Estudio experimental de los procesos de absorción y generación de las mezclas NH₃/LiNO₃ y NH₃/(LiNO₃+H₂O) en intercambiadores de*

placas para equipos de refrigeración solar por absorción. Ph.D. Thesis of the University Rovira i Virgili

PALM B. (2008). *Ammonia in low capacity refrigeration and heat pump systems*. International Journal of Refrigeration (2008), doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.12.006

PAPAZOGLU I.A., NIVOLIANITOU Z., ANEZIRIS O., CHRISTOU M., (1992). *Probabilistic safety analysis in chemical installations*. Journal of Loss Prevention in the Process Industries 1992, Vol. 5, N°3

PAPAZOGLU I.A., ANEZIRIS O., (1999). *On the quantification of the effects of organizational and management factors in chemical installations*. Reliability Engineering & System Safety 63 (1999) 33-45

PAPAZOGLU I.A., BELLAMY L.J., HALE A.R., ANEZIRIS O., ALE B.J.M., POST J.G., OH J.I.H., (2003). *I-Risk: development of an integrated technical and management risk methodology for chemical installations*. Journal of Loss Prevention in the Process Industries 16 (2003) 575-591, doi:10.1016/j.jlp.2003.08.008

PEARSON A., (2008a). *Stress corrosion cracking in refrigeration systems*. International Journal of Refrigeration (2008), doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.11.015

PEARSON A. (2008b). *Refrigeration with ammonia*. International Journal of Refrigeration (2008), doi:10.1016/j.irefrig.2007.11.011

PIETRUSCHKA D. (2010). *Model based control optimization of renewable energy based HVAC systems –solar driven absorption and open desiccant evaporative cooling-*. Ph D Thesis Institute of Energy and Sustainable Development De Montfort University Leicester & University of Applied Sciences Stuttgart

PUIG-ARNAVAT M., LOPEZ-VILLADA J., BRUNO J.C., CORONAS A., (2010). *Analysis and parameter identification for characteristic equations of single- and double-effect absorption chillers by means of multivariable regression*. International Journal of Refrigeration 33 (2010) 70-48

ROCKENFELLER U., SARKISIAN P., DOOLEY W.T., (2004). *Ammonia-Water Absorption System with Plunger-Driven Diaphragm Solution Pump*. United States Patent US 6705111-B1

SAFARIK M., (2003). *Solare Klimakälteerzeugung – Technologie, Erprobung und Simulation*. PhD Thesis Universität Magdeburg

SAFARIK M., RICHTER L., CARSTEN T., OTTO M., (2007). *Experiences with a 15 kW absorption chiller in solar cooling installations*. Second International Conference of Solar Air-Conditioning. Tarragona. ISBN: 978-3-934681-64-3

SWEET D., VERNON P., FANG J.C.F., (1999). *An overview of the Registry of Toxic Effects of Chemical Substances (RTECS): Critical information on chemical hazards*. Chemical Health & Safety, November/December 1999

SUN D.W., (1998). *Comparison of the performances of NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃, and NH₃-NaSCN absorption refrigeration systems*. Ener. Convers. Mgmt. Vol. 39, Nº 5/6. pp. 357-358

TABOAS F. (2006). *Estudio del proceso de ebullición forzada de la mezcla amoníaco/agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*. Ph.D. Thesis of the University Rovira i Virgili

TILLNER-ROTH, HARMS-WATZENBERG, AND BAEHR, (1993). *Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak*. DKV-Tagungsbericht 20:167-181, 1993.

VENEGAS M., RODRÍGUEZ P., LECUONA A., IZQUIERDO M., (2005). *Spray absorbers in absorption systems using lithium nitrate-ammonia solution*. International Journal of Refrigeration. 28 (2005) 554e564

VENTAS R., LECUONA A., LEGRAND M., RODRIGUEZ-HIDALGO M.C., (2010). *On the recirculation of ammonia-lithium nitrate in adiabatic absorber for chillers*, Applied Thermal Engineering. 39 (2010) 2770e2777

WEBSTER G.J. (2011). *Designing Ammonia Systems for Maintenance and Safety*. Ammonia Refrigeration Technology, Ohrid, Macedonia, April 2011. IIR. Refrigeration Science and Technology Proceedings ISBN 978-2-913149-85-4

ZACARIAS A., VENEGAS M., VENTAS R., LEUCONA A., (2011). *Experimental assessment of ammonia adiabatic absorption into ammonia-lithium nitrate solution using a flat fan nozzle*. Applied Thermal Engineering 31 (2011) 3569-3579

ZAMORA M., BOUROUIS M., VALLES M., CORONAS A., (2011a). *A new ammonia/lithium nitrate absorption chiller for solar cooling applications*. Ammonia

Refrigeration Technology, Ohrid, Macedonia, April 2011. IIR. Refrigeration Science and Technology Proceedings ISBN 978-2-913149-85-4

ZAMORA M., BOUROUIS M., VALLES M., CORONAS A., (2011b). *Development of a small capacity air-cooled ammonia/lithium nitrate absorption chiller -first cooling capacity and COP measurements-*. International Sorption Heat Pump Conference (ISHPC'11), Padua, Italy April 2011. IIR. Refrigeration Science and Technology Proceedings ISBN 978-2-913149-87-8

ZAMORA M., MOLERO N., CEJUDO J. M., CORONAS A., (2011c). *Solar cooling and heating system using a new ammonia/lithium nitrate absorption chiller for residential sector*. 4th International Conference Solar Air-Conditioning. Larnaka, Cyprus, October 2011. ISBN 978-3-941785-48-9

ZOTTER G., MOSER H., RIEBERER R., (2011). *Thermodynamic analysis of different concepts for "thermally driven" solution pumps suitable for ammonia/water absorption heat pumping systems*. International Congress of Refrigeration 2011, August 21 - 26 - Prague, Czech Republic

ANEXO 1. DETERMINACIÓN DE INCERTIDUMBRES DE MEDIDA

Para simplificar el tratamiento de los datos de todas las campañas de ensayos se asumieron unas propiedades del agua y del aire constantes. Teniendo en cuenta los intervalos reales de temperatura ensayados, esta asunción introduce unos errores en los valores adoptados que se tendrán en cuenta en la determinación de las incertidumbres de las potencias térmicas:

	DENSIDAD	Cp
AGUA (8 °C; P=2 bar)	1000 ± 1.3 kg·m ⁻³	4.19 ± 0.008 kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
AGUA (83 °C; P=2 bar)	970 ± 8.6 kg·m ⁻³	4.20 ± 0.01 kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
AGUA (40 °C; P=2 bar)	992 ± 2.5 kg·m ⁻³	4.182 ± 0.002 kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹
AIRE (25 °C; P=1.013 bar)	1.18 ± 0.07 kg·m ⁻³	1.005 ± 0.001 kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹

La propagación de las incertidumbres de los instrumentos de medida y de las propiedades de los fluidos se calcula según el método propuesto por la Nota Técnica 1297 del NIST (Taylor B.N. and Kuyatt, C. E., *Guideline for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results*, National Institute for Standards and Technology, Technical Note 1297, 1994), con la ayuda del software EES (Klein, 2007) que la incorpora.

POTENCIA FRIGORÍFICA

$Q_E = \dot{V}_E \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{E1} - T_{E2})$		
$Q_E = 10.48 \pm 0.49 \text{ kW}$	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$C_p = 4.19 \pm 0.008 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	2.5	0.16 %
$\rho = 1000 \pm 1.3 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	0.01048	0.08 %
$T_{E1} = 18 \pm 0.1 \text{ K}$	3.492	49.3 %
$T_{E2} = 15 \pm 0.1 \text{ K}$	-3.492	49.3 %
$\dot{V}_E = 3 \pm 0.015 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	3.492	1.11 %

La incertidumbre para la potencia frigorífica resulta ± 0.5 kW. Por tanto, sólo para valores iguales o mayores al valor nominal del equipo (10 kW), se han podido ofrecer resultados con una incertidumbre inferior al 5 % para esta magnitud como exigen las normas EN 12309-2:2000 y EN 14511-3:2011 empleadas.

POTENCIA DE GENERACIÓN

$Q_G = \dot{V}_G \cdot \rho \cdot C_p \cdot (T_{G1} - T_{G2})$		
$Q_G = 16.98 \pm 0.51$ kW	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$C_p = 4.20 \pm 0.01$ kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹	4.042	0.62 %
$\rho = 970 \pm 8.6$ kg·m ⁻³	0.0175	8.64 %
$T_{E1} = 95 \pm 0.1$ K	3.395	43.99 %
$T_{E2} = 90 \pm 0.1$ K	-3.395	43.99 %
$\dot{V}_E = 3 \pm 0.015$ m ³ ·h ⁻¹	5.658	2.75 %

Para el caso de la potencia de generación, la incertidumbre obtenida es de ± 0.5 kW. En el intervalo de valores ensayados se consigue medir con una incertidumbre entre el 3 % y el 5 % conforme a las normas empleadas.

MEDICIÓN INDIRECTA DE LA POTENCIA DE ABSORCIÓN+CONDENSACIÓN EN PROTOTIPO DE DISIPACIÓN SECA

$Q_{AC} = Q_E + Q_G$		
$Q_{AC} = 27.45 \pm 0.71$ kW	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$Q_E = 10.48 \pm 0.49$ kW	1	48.35 %
$Q_G = 16.98 \pm 0.51$ kW	1	51.65 %

COP TÉRMICO

$COP_{ter} = \frac{Q_E}{Q_G}$		
$COP_{ter} = 0.62 \pm 0.03$	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$Q_E = 10.48 \pm 0.49$ kW	0.05891	71.09 %
$Q_G = 16.98 \pm 0.51$ kW	-0.03635	28.91 %

COP TÉRMICO REFERENCIADO AL NOMINAL

$\text{COP}^* = \frac{\text{COP}_{\text{ter}}}{\text{COP}_{\text{terN}}}$		
$\text{COP}^* = 0.94 \pm 0.08$	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$\text{COP}_{\text{ter}} = 0.58 \pm 0.03$	-1.509	46.67 %
$\text{COP}_{\text{terN}} = 0.62 \pm 0.03$	1.6133	53.33 %

COP ELÉCTRICO

$\text{COP}_{\text{elec}} = \frac{Q_E}{P_{\text{elec}}}$		
$\text{COP}_{\text{elec}} = 11.9 \pm 0.6$	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$Q_E = 10.48 \pm 0.49 \text{ kW}$	1.136	98.89 %
$P_{\text{elec}} = 0.88 \pm 0.0044 \text{ kW}$	-13.53	1.11 %

COP ELÉCTRICO REFERENCIADO AL NOMINAL

$\text{COP}_{\text{elec}}^* = \frac{\text{COP}_{\text{elec}}}{\text{COP}_{\text{elecN}}}$		
$\text{COP}_{\text{elec}}^* = 0.92 \pm 0.06$	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$\text{COP}_{\text{elec}} = 11.9 \pm 0.6$	0.07692	54.41 %
$\text{COP}_{\text{elec}} = 13 \pm 0.6$	-0.07041	45.59 %

CAUDAL DE AIRE

400 rpm		
$\dot{V}_{\text{AIRE}} = \frac{Q_{\text{AC}}}{\rho \cdot C_p \cdot (T_{\text{AIRE2}} - T_{\text{AIRE1}})}$	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$C_p = 1.005 \pm 0.001 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	-6796	0.03 %
$Q_{\text{AC}} = 18 \pm 0.7 \text{ kW}$	380	0.39 %
$\rho = 1.18 \pm 0.07 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	-5788	91.46 %
$T_{\text{AIRE1}} = 35 \pm 0.1 \text{ K}$	854	4.06 %
$T_{\text{AIRE2}} = 43 \pm 0.1 \text{ K}$	-2854	4.06 %
Incertidumbre instrumentos (U_m)		$U_m = \pm 424 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Incertidumbre repetibilidad $n=7$	$\bar{V}_{\text{AIRE}} = 7239 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ $S_{n-1} = 175 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	$\frac{S_{n-1}}{\sqrt{n}} = \pm 66 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Incertidumbre total	$\sqrt{U_m^2 + \left(\frac{S_{n-1}}{\sqrt{n}}\right)^2} = \pm 429 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} (\sim \pm 5.9\%)$	

600 rpm		
$\dot{V}_{\text{AIRE}} = \frac{Q_{\text{AC}}}{\rho \cdot C_p \cdot (T_{\text{AIRE2}} - T_{\text{AIRE1}})}$	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$C_p = 1.005 \pm 0.001 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	-12686	0.02 %
$Q_{\text{AC}} = 21 \pm 0.7 \text{ kW}$	607	0.26 %
$\rho = 1.18 \pm 0.07 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	-10805	81.25 %
$T_{\text{AIRE1}} = 35 \pm 0.1 \text{ K}$	2250	9.24 %
$T_{\text{AIRE2}} = 40 \pm 0.1 \text{ K}$	-2250	9.24 %
Incertidumbre instrumentos (Um)		$U_m = \pm 839 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
Incertidumbre repetibilidad n=34	$\bar{V}_{\text{AIRE}} = 12175 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ $S_{n-1} = 414 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	$\frac{S_{n-1}}{\sqrt{n}} = \pm 71 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
Incertidumbre total	$\sqrt{U_m^2 + \left(\frac{S_{n-1}}{\sqrt{n}}\right)^2} = \pm 442 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1} (\pm 3.6\%)$	

800 rpm		
$\dot{V}_{\text{AIRE}} = \frac{Q_{\text{AC}}}{\rho \cdot C_p \cdot (T_{\text{AIRE2}} - T_{\text{AIRE1}})}$	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$C_p = 1.005 \pm 0.001 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	-17368	0.02 %
$Q_{\text{AC}} = 23 \pm 0.7 \text{ kW}$	759	0.19 %
$\rho = 1.18 \pm 0.07 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	-14792	73.63 %
$T_{\text{AIRE1}} = 35 \pm 0.1 \text{ K}$	4364	13.08 %
$T_{\text{AIRE2}} = 39 \pm 0.1 \text{ K}$	-4364	13.08 %
Incertidumbre instrumentos (Um)		$U_m = \pm 1207 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
Incertidumbre repetibilidad n=13	$\bar{V}_{\text{AIRE}} = 19478 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ $S_{n-1} = 828 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	$\frac{S_{n-1}}{\sqrt{n}} = \pm 230 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
Incertidumbre total	$\sqrt{U_m^2 + \left(\frac{S_{n-1}}{\sqrt{n}}\right)^2} = \pm 1229 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1} (\pm 6.3\%)$	

1020 rpm		
$\dot{V}_{\text{AIRE}} = \frac{Q_{\text{AC}}}{\rho \cdot C_p \cdot (T_{\text{AIRE2}} - T_{\text{AIRE1}})}$	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$C_p = 1.005 \pm 0.001 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$	-17368	0.02 %
$Q_{\text{AC}} = 23 \pm 0.7 \text{ kW}$	759	0.19 %
$\rho = 1.18 \pm 0.07 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$	-14792	73.63 %
$T_{\text{AIRE1}} = 35 \pm 0.1 \text{ K}$	4364	13.08 %
$T_{\text{AIRE2}} = 39 \pm 0.1 \text{ K}$	-4364	13.08 %
Incertidumbre instrumentos (Um)		$U_m = \pm 1918 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
Incertidumbre repetibilidad n=13	$\bar{V}_{\text{AIRE}} = 22168 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ $S_{n-1} = 1248 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$	$\frac{S_{n-1}}{\sqrt{n}} = \pm 346 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$
Incertidumbre total	$\sqrt{U_m^2 + \left(\frac{S_{n-1}}{\sqrt{n}}\right)^2} = \pm 1295 \text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1} (\pm 5.8\%)$	

CAUDAL DE AGUA DE DISIPACIÓN DEL CIRCUITO DEL AEROTERMO

$\dot{V}_{AC} = \frac{Q_{AC}}{\rho \cdot C_p \cdot (T_{AC2} - T_{AC1})}$	Derivada Parcial $\frac{\partial F}{\partial x_i}$	% de incertidumbre
$C_p = 4.182 \pm 0.002 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	-1591	0.01 %
$Q_{AC} = 23 \pm 0.7 \text{ kW}$	289.3	0.41 %
$\rho = 992 \pm 2.5 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$	-6.707	0.28 %
$T_{AC1} = 37.5 \pm 0.1 \text{ K}$	2218	49.65%
$T_{AC2} = 40.5 \pm 0.1 \text{ K}$	-2218	49.65%
Incertidumbre instrumentos (U_m)		$U_m = \pm 315 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$
Incertidumbre repetibilidad $n=70$	$\bar{V}_{AC} = 6757 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$ $S_{n-1} = 410 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$	$\frac{S_{n-1}}{\sqrt{n}} = \pm 49 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1}$
Incertidumbre total	$\sqrt{U_m^2 + \left(\frac{S_{n-1}}{\sqrt{n}}\right)^2} = \pm 319 \text{ l} \cdot \text{h}^{-1} (\pm 4.7\%)$	

ANEXO 2. CORRECCIÓN DEL CONSUMO ELÉCTRICO Y DE LA POTENCIA FRIGORÍFICA DEBIDA AL CONSUMO DE LAS BOMBAS DE CIRCULACIÓN

La norma prEN 14511-3:2011 establece la forma de computar los consumos eléctricos que se deben de imputar a los equipos que no incorporan bombas de agua en los circuitos interiores y exteriores como es el caso de los prototipos desarrollados en este trabajo.

El consumo eléctrico del equipo deberá incrementarse en:

$$P_{\text{bomba}} = \frac{\dot{q} \cdot \Delta p_i}{\eta}$$

siendo:

\dot{q} caudal

Δp_i pérdida presión evaporador

η rendimiento de la bomba

El rendimiento, se calcula para bombas de menos de 500 W según:

$$\eta = 0.0721 \cdot P_{\text{hydra}}^{0.3183}$$

siendo

$$P_{\text{hydra}} : \text{potencia hidraulica medida de la bomba } P_{\text{hydra}} = \dot{q} \cdot \Delta p_i$$

El valor de P_{bomba} es la parte del consumo destinada a vencer las pérdidas de carga del intercambiador.

Se propone en esta tesis aplicar dicha corrección al consumo de la bomba de circulación de agua fría y de la bomba de circulación de agua de disipación, análogamente a como se hace en los equipos de compresión mecánica, pero además, se adopta en este trabajo el criterio de aplicarla también al circuito de agua caliente de alimentación del generador, en el entendimiento de que cuando se trata de caracterizar una enfriadora de absorción, y sobre todo para poder ser comparada con otros equipos, sólo los consumos achacables al diseño propio de la máquina (de sus propios intercambiadores de calor) deben ser computados.

La norma prEN 14511-3:2011 establece también que la potencia frigorífica, para el caso de equipos que no incorporen la bomba de circulación de agua fría deberá

minorarse en el valor del consumo eléctrico de la misma determinado anteriormente. Esta corrección se interpreta como que la parte del trabajo de la bomba de circulación que se emplea para vencer las pérdidas de carga acabará convertida en calor, minorando la potencia efectiva de la enfriadora.

A la hora de comparar las prestaciones de los prototipos con equipos comerciales de compresión mecánica se han expresado las prestaciones de estos siguiendo igualmente la prEN 14511-3:2011. Las enfriadoras CIAT AQUALIS descritas en el capítulo 3 incorporan la bomba de circulación interior; la norma prEN 14511-3:2011 establece también como corregir su consumo y su potencia frigorífica. Así, se indica que el consumo eléctrico de estas máquinas será minorado por la parte de trabajo de las bombas dedicada a proporcionar presión disponible:

$$P_{\text{bomba}} = \frac{\dot{q} \cdot \Delta p_e}{\eta}$$

siendo

\dot{q} caudal

Δp_e presión disponible

η rendimiento de la bomba

El rendimiento, se calcula para bombas de menos de 500 W según:

$$\eta = 0.0721 \cdot P_{\text{hydra}}^{0.3183}$$

siendo

P_{hydra} : potencia hidráulica medida de la bomba $P_{\text{hydra}} = \dot{q} \cdot \Delta p_e$

La potencia frigorífica se tiene en este caso que incrementar en ese valor.

ANEXO 3. RESUMEN DE ENSAYOS

Tabla A3-1. Primera campaña ensayos prototipo PRE_IND_A_W_1. Resultados de experimentos. Valores Promedios

Ensayo	T _{AIRE1}	T _{AIRE2}	T _{AC1}	T _{AC2}	T _{E1}	T _{E2}	T _{G1}	T _{G2}	\dot{V}_E	\dot{V}_G	Q _E	Q _E EN14511	Q _G	F (rpm)
1	30.1	37.0	34.7	38.7	18.1	15.0	85.0	80.0	3.05	3.00	10.95	10.78	17.14	600
2	32.2	38.4	36.3	39.6	17.7	15.0	85.0	80.6	3.02	3.03	9.49	9.32	15.2	600
3	34.2	39.8	37.7	40.7	17.3	15.0	85.0	81.1	3.04	3.02	8.09	7.92	13.5	600
4	37.5	41.8	40.4	42.6	16.6	15.0	85.0	81.9	3.04	3.02	5.76	5.58	10.6	600
5	30.0	37.3	35.0	38.8	10.9	8.0	95.0	89.7	3	3.04	10.2	10.06	18.1	600
6	32.3	38.7	36.3	39.7	10.6	8.0	95.0	90.1	3.01	3.02	9.17	8.99	16.6	600
7	34.4	40.2	37.8	40.6	10.2	8.0	95.0	90.8	3.01	3.02	7.55	7.37	14.5	600
8	38.4	42.8	41.3	43.6	9.5	8.0	95.0	91.7	3.01	3.02	5.19	5.01	11.2	600
9	32.6	40.2	37.5	41.6	18.4	15.0	95.0	89.3	3.02	3.02	12	11.80	19.5	600
10	33.9	41.0	38.5	42.5	18.1	15.0	95.0	89.7	3.05	3.02	11	10.82	18.2	600
11	40.8	45.7	44.0	46.4	16.8	15.0	95.0	91.5	3.02	3.02	6.23	6.05	11.9	600
12	31.4	38.8	36.1	40.1	18.3	15.0	90.0	84.6	3	3.01	11.6	11.43	18.6	600
13	33.1	40.0	37.5	41.1	18.0	15.0	90.0	85.0	3	3.01	10.3	10.16	16.9	600
14	36.0	42.2	39.8	42.8	17.4	15.0	90.0	85.8	3	3.02	8.44	8.27	14.4	600
15	40.6	44.6	43.0	45.1	16.5	15.0	90.0	87.0	3.02	3.01	5.35	5.17	10.3	600
16	29.2	35.8	33.5	33.1	10.8	8.0	90.0	85.0	3	2.99	9.9	9.73	16.9	600
17	30.6	36.4	34.3	37.6	10.6	8.0	90.0	85.4	2.97	3.04	9.06	8.89	15.8	600
18	33.4	38.3	36.4	39.3	10.1	8.0	90.0	86.1	2.96	3.03	7.32	7.14	13.5	600
19	36.1	40.2	38.9	40.9	9.6	8.0	90.0	86.9	2.98	3.09	5.43	5.26	11	600
20	39.0	42.4	41.0	42.7	9.1	8.0	90.0	87.3	3.05	3.03	4	3.83	9.1	600
21	30.5	36.1	33.6	36.6	10.3	8.0	85.0	80.9	3.04	3.02	8.08	7.90	14.1	600
22	32.7	37.1	35.5	37.9	9.7	8.0	85.0	81.7	3.05	3.02	6.07	5.90	11.4	600
23	34.6	38.5	36.3	38.2	9.4	8.0	85.0	82.2	2.99	3.11	5.02	4.84	10	600
24	38.2	41.0	39.9	41.4	8.9	8.0	85.0	82.8	2.98	3.12	3.17	2.99	7.48	600
25	28.0	36.0	35.1	38.4	10.4	8.0	90.0	85.8	3.02	3.06	8.35	8.17	14.6	400
26	31.3	39.2	36.8	39.8	9.9	8.0	90.0	86.4	3.03	3.06	6.73	6.56	12.5	400
27	34.9	41.5	39.4	41.6	9.5	8.0	90.0	87.0	3.03	3.06	5.15	4.97	10.4	400
28	37.1	44.3	42.6	44.9	8.9	8.0	90.0	87.8	3.03	3.06	3.12	2.94	7.81	400
29	28.7	34.7	32.9	36.1	10.5	8.0	85.0	80.6	3.02	3.02	8.66	8.48	14.9	600
30	30.5	36.1	33.3	36.6	10.3	8.0	85.0	80.9	3.03	3.04	8.03	7.85	14.2	600
31	32.7	37.1	35.5	37.9	9.7	8.0	85.0	81.7	3.03	3.04	6.02	5.85	11.5	600
32	36.2	39.6	38.5	40.3	9.2	8.0	85.0	82.3	3.03	3.04	4.34	4.17	9.21	600
33	25.9	35.3	32.6	36.0	10.5	8.0	85.0	80.7	3.02	3	8.81	8.64	14.7	400
34	28.5	36.7	34.1	37.0	10.1	8.0	85.0	81.2	3.02	3	7.33	7.16	12.9	400
35	32.4	39.5	37.2	39.9	9.6	8.0	85.0	81.9	3.03	3	5.59	5.41	10.7	400
36	27.5	38.3	35.0	38.8	18.0	15.0	85.0	80.3	3.01	3.02	10.5	10.36	16.1	400

Ensayo	T _{AIRE1}	T _{AIRE2}	T _{AC1}	T _{AC2}	T _{E1}	T _{E2}	T _{G1}	T _{G2}	\dot{V}_E	\dot{V}_G	Q _E	Q _E EN14511	Q _G	F (rpm)
37	34.0	39.3	39.3	41.8	16.9	15.0	85.0	81.6	3.01	3	6.71	6.54	11.4	400
38	37.0	42.7	40.9	43.1	16.1	14.6	85.0	82.2	3.01	3.01	5.3	5.13	9.61	400
39	30.0	42.1	38.3	42.5	18.2	15.0	95.0	89.7	3.03	2.99	11.2	10.99	18	400
40	28.9	38.5	35.3	39.0	10.7	8.0	95.0	90.2	3.02	3	9.49	9.32	16.4	400
41	29.6	39.2	36.5	40.0	10.5	8.0	95.0	90.5	3.02	3	8.67	8.49	15.3	400
42	39.2	44.7	42.7	44.8	9.1	8.0	95.0	92.3	3.03	3	4.05	3.88	9.23	400
43	30.5	41.0	37.6	41.2	17.8	15.0	90.0	85.4	3.02	3.01	9.8	9.63	15.7	400
44	32.5	42.0	39.1	42.4	17.5	15.0	90.0	85.8	3.01	3.02	8.75	8.58	14.4	400
45	40.0	46.0	44.0	46.1	16.4	15.0	90.0	87.2	2.99	3.01	4.75	4.58	9.33	400

**Tabla A3-2. Campaña de ensayos prototipo Aire-Agua sin intercambiador de refrigerante
(PRE_IND_A_W_2)**

Ensayo	T _{AIRE1}	T _{AIRE2}	T _{AC1}	T _{AC2}	T _{E1}	T _{E2}	TE1	TG2	\dot{V}_E	\dot{V}_G	QE	Q _E EN14511	QG	F (rpm)
1	31.2	34.5	36.4	33.2	7.99	85.00	10.57	79.89	3.01	2.98	9.04	8.865	17.25	1020
2	32.7	35.4	37.3	34.4	8.01	85.00	10.27	80.38	3.03	3.00	7.99	7.815	15.69	1020
3	36.9	38.7	39.8	38.1	7.99	85.00	9.19	81.94	3.04	3.01	4.23	4.055	10.42	1020
4	30.1	34.2	35.8	32.6	7.99	85.00	10.68	79.93	3.01	3.02	9.43	9.255	17.34	800
5	32.4	35.7	37.3	34.5	8.00	85.01	10.27	80.55	3.01	3.02	7.95	7.775	15.24	800
6	33.6	36.8	37.9	35.4	8.05	85.01	10.02	81.11	3.07	3.16	7.03	6.855	13.93	800
7	35.5	38	38.9	37	8.03	85.02	9.45	81.91	3.07	3.17	5.08	4.905	11.16	800
8	37.5	39.5	40.2	38.7	8.02	85.00	9.07	82.42	3.07	3.17	3.77	3.595	9.26	800
9	29.7	35.8	37	33.8	8.00	85.00	10.55	80.59	2.98	3.18	8.84	8.665	15.88	600
10	30.7	36.5	37.5	34.4	8.00	85.01	10.35	80.58	3.03	3.02	8.29	8.115	15.13	600
11	32.8	37.6	38.3	35.8	7.99	84.99	9.85	81.29	3.04	3.02	6.57	6.395	12.66	600
12	36	39.6	40.2	38.3	8.00	85.00	9.27	82.12	3.04	3.02	4.48	4.305	9.85	600
13	32.8	36.2	38.1	34.5	8.00	89.99	10.65	84.90	3.00	3.00	9.25	9.075	17.78	1020
14	34.3	37.7	39.2	36	7.99	90.00	10.29	85.38	3.00	3.00	8.02	7.845	16.11	1020
15	38.06	40.4	41.2	39.2	8.00	89.99	9.36	86.74	3.00	3.00	4.76	4.585	11.35	1020
16	34.48	38.3	40.2	36.5	8.00	95.00	10.50	90.05	3.00	3.00	8.71	8.535	17.35	1020
17	36.7	40	41.4	38.4	8.00	95.01	10.13	90.52	3.00	3.00	7.45	7.275	15.74	1020
18	38.3	41.1	42.3	39.7	7.99	95.01	9.81	90.98	3.00	3.00	6.35	6.175	14.08	1020
19	40.48	43	43.5	41.7	7.99	95.01	9.34	91.69	3.00	3.00	4.72	4.545	11.58	1020
20	42.4	44.4	44.6	43.3	7.99	95.00	8.97	92.21	3.00	3.00	3.43	3.255	9.74	1020
21	32.3	34.1	38.8	35.3	7.99	94.95	10.85	89.26	3.01	2.98	10.02	9.845	19.2	800
22	33.9	38.4	39.9	36.6	7.99	95.00	10.65	89.58	3.01	2.97	9.33	9.155	18.25	800
23	36.5	38.2	41.6	38.8	8.01	95.01	10.17	90.45	3.01	3.04	7.59	7.415	15.67	800
24	40.1	42.8	43.6	41.7	8.00	94.98	9.35	91.61	3.01	3.03	4.76	4.585	11.52	800
25	32.13	39	40.2	36.6	8.00	94.97	10.76	89.57	3.00	3.00	9.64	9.465	18.86	600
26	33.48	40	41.1	37.9	8.00	95.00	10.54	89.89	3.00	3.00	8.88	8.705	17.83	600
27	36.06	41.54	42.3	39.6	8.00	94.99	10.02	90.69	3.00	3.00	7.05	6.875	15.01	600
28	39.24	43.3	44.9	41.8	8.01	95.00	9.44	91.61	3.00	3.00	5.02	4.845	11.81	600
29	33.1	36.4	38.8	35.2	14.95	85.00	18.11	79.23	3.02	3.01	11.09	10.92	19.66	1020
30	34.4	37.8	39.8	36.6	14.99	85.00	17.72	79.77	3.01	3.01	9.59	9.415	17.79	1020

Ensayo	T _{AIRE1}	T _{AIRE2}	T _{AC1}	T _{AC2}	T _{E1}	T _{E2}	TE1	TG2	\dot{V}_E	\dot{V}_G	QE	Q _E EN14511	QG	F (rpm)
31	35.4	38.5	40.3	37.3	15.09	85.01	17.64	80.02	3.04	3.02	9.03	8.855	17.03	1020
32	39.9	41.8	43	41	15.02	84.99	16.54	81.65	3.04	3.03	5.4	5.225	11.49	1020
33	32.7	37	38.8	35.4	15.02	84.99	18.10	79.43	3.03	3.01	10.85	10.68	18.94	800
34	33.5	37.5	39.6	36.3	14.99	84.99	17.78	79.78	3.03	3.00	9.85	9.675	17.67	800
35	35.4	39.2	40.8	37.9	14.98	85.00	17.36	80.35	3.02	3.01	8.36	8.185	15.83	800
36	37.3	40.5	41.7	39.3	14.99	85.00	16.95	81.13	3.04	3.05	6.91	6.735	13.36	800
37	39.4	42	43	41	15.29	85.01	16.83	81.76	3.01	3.05	5.39	5.215	11.22	800
38	31.4	38.4	39.5	35.8	14.98	85.00	18.11	79.75	2.99	3.01	10.88	10.71	17.86	600
39	33.3	39.2	40.8	37.5	14.99	85.00	17.59	80.34	3.00	3.02	9.09	8.915	15.96	600
40	36.1	41.1	42	39.5	14.98	85.00	17.02	81.24	3.00	3.03	7.13	6.955	12.93	600
41	39	42.8	43.5	41.4	15.00	85.00	16.55	81.91	3.02	3.00	5.44	5.265	10.49	600
42	32	41.1	41.7	38.5	15.00	85.00	17.30	80.70	3.01	3.01	8.04	7.865	14.66	400
43	33.7	41.9	42.3	39.4	14.99	85.00	17.10	81.19	2.98	3.01	7.31	7.135	12.99	400
44	36.32	39.6	41.7	38.3	14.95	89.99	17.86	84.49	3.00	3.00	10.14	9.965	19.21	1020
45	38.11	41.1	43.1	40	15.09	90.00	17.70	84.95	3.00	3.00	9.12	8.945	17.62	1020
46	40.49	43	44.3	41.7	15.02	89.99	16.92	86.00	3.00	3.00	6.64	6.465	13.92	1020
47	38.05	42.1	44.1	40	15.00	95.00	17.93	89.53	3.00	3.00	10.24	10.07	19.11	1020
48	41.34	44.6	46	42.9	15.00	94.99	17.23	90.53	3.00	3.00	7.78	7.605	15.55	1020
49	35.05	39.6	42	37.4	14.99	94.98	18.35	88.97	3.00	3.00	11.71	11.54	20.99	1020
50	38.05	42.1	44.1	40	15.00	95.00	17.93	89.53	3.00	3.00	10.24	10.07	19.11	1020
51	41.31	44.6	46	42.9	15.00	94.99	17.23	90.53	3.00	3.00	7.78	7.605	15.55	1020
52	34.2	39.4	41.6	37.7	15.02	95.01	18.36	88.86	3.02	2.99	11.74	11.57	20.8	800
53	36.8	41.8	43.2	39.6	15.00	94.96	18.11	89.20	3.02	2.99	10.93	10.76	19.53	800
54	34.6	41.3	42.8	38.8	15.00	95.00	18.23	89.15	3.02	3.01	11.3	11.13	19.92	600
55	36	42.7	43.7	40.1	15.27	94.90	18.40	89.21	3.02	3.04	10.99	10.82	19.6	600
56	39.5	44.8	45.6	42.5	15.03	94.99	17.49	90.27	3.02	3.02	8.65	8.475	16.14	600

Tabla A3-3: Campaña de ensayos con el prototipo agua-agua (PRE_IND_W_W_2) con bomba de solución rotativa de paletas

Ensayo	T_{AC1}	T_{AC2}	T_{E1}	T_{E2}	T_{G1}	T_{G2}	\dot{V}_{AC}	\dot{V}_E	\dot{V}_G	Q_E	Q_G
1	30.0	34.4	11.7	8.4	85.0	79.5	5.91	3.02	3.00	11.53	18.96
2	32.0	35.7	11.1	8.4	85.0	80.2	5.95	3.00	3.00	9.53	16.34
3	34.0	37.0	10.5	8.4	85.0	81.0	5.97	3.03	2.99	7.34	13.55
4	36.0	38.3	9.9	8.4	85.0	81.8	6.05	3.04	3.01	5.29	11.1
5	38.0	39.6	9.3	8.4	85.0	82.5	6.21	3.03	3.03	3.15	8.47
6	30.0	35.0	12.0	8.4	90.0	83.8	5.86	3.00	3.00	12.77	21.1
7	32.0	36.2	11.4	8.4	90.0	84.7	5.89	3.01	3.00	10.44	18.05
8	34.0	37.6	10.9	8.4	90.0	85.3	5.96	3.02	2.99	8.88	16.01
9	30.0	35.8	12.8	8.4	95.0	87.6	5.92	3.00	2.98	15.18	25.02
10	32.0	37.0	12.1	8.4	95.0	88.5	5.97	3.01	3.00	12.9	22.03
11	34.0	38.8	11.6	8.4	95.0	89.2	5.55	3.01	3.00	11.36	19.63
12	36.0	39.9	11.0	8.4	95.1	90.2	5.68	3.02	3.00	8.99	16.52
13	38.0	40.7	10.1	8.4	95.0	91.2	5.83	3.02	2.98	5.68	12.77
14	40.0	42.5	9.7	8.3	94.9	91.6	5.58	3.01	3.00	4.83	11.4
15	29.8	36.0	20.3	15.4	90.0	82.2	6.09	3.01	3.00	17.33	26.52
16	32.3	37.6	19.7	15.4	89.9	82.8	6.48	3.03	3.04	15.35	24.44
17	33.9	39.8	19.5	15.4	90.0	83.2	5.43	3.01	3.00	14.35	22.72
18	38.1	41.7	18.2	15.5	90.0	85.2	6.22	3.02	3.01	9.32	16.44
19	40.2	43.0	17.6	15.4	89.9	85.7	6.70	3.04	3.00	7.67	14.29
20	32.0	-	19.9	14.8	94.9	86.6	6.26	3.03	3.04	17.82	28.26
21	33.9	39.8	20.1	15.4	94.9	87.3	6.25	3.03	3.00	16.54	26.09
22	36.0	-	19.4	15.4	95.0	88.2	6.25	3.04	2.98	13.99	23.01
23	38.2	42.6	18.8	15.3	95.0	89.0	6.26	3.02	3.01	12.04	20.27
24	40.1	43.3	17.9	15.4	95.0	90.3	6.69	3.02	3.01	8.57	16.24

Tabla A3-4: Ensayos con diferentes caudales de agua. Prototipo PRE_IND_W_W_2 con bomba rotativa de paletas. $T_G=90\text{ }^\circ\text{C}$; $T_E=15.4\text{ }^\circ\text{C}$; $T_{AC}=35\text{ }^\circ\text{C}$

Ens.	T_{AC1}	T_{AC2}	T_{E1}	T_{E2}	T_{G1}	T_{G2}	\dot{V}_{AC}	\dot{V}_E	\dot{V}_G	Q_E EN-14155	Q_G	P_{cond}	$T_{AC_{cond,2}}$	$T_{AC_{abs,2}}$
1	34.9	39.3	18.8	15.4	90.1	84.3	6.0	3.0	3.0	11.9	19.7			
2	35.0	39.2	18.8	15.4	90.1	81.6	6.0	3.0	2.0	11.6	19.0			
3	35.0	39.0	18.6	15.4	90.1	79.3	6.0	3.0	1.5	11.1	18.3			
4	34.9	39.3	18.8	15.4	90.1	84.3	6.0	3.0	3.0	11.9	19.7	18.0	39.5	38.7
5	34.9	39.8	18.7	15.4	90.1	84.6	5.0	3.0	3.0	11.1	18.7	18.2	39.8	39.3
6	34.9	40.6	18.4	15.4	90.1	84.9	4.0	3.0	3.0	10.3	17.6	18.7	41.1	40.3
7	34.8	41.7	18.0	15.4	90.1	85.3	3.0	3.0	3.0	9.2	16.3	18.7	41.3	41.0
8	34.9	39.3	18.8	15.4	90.1	84.3	6.0	3.0	3.0	11.9	19.7			
9	35.0	39.3	20.6	15.5	90.0	84.3	6.0	2.0	3.0	11.8	19.4			
10	34.9	39.2	22.1	15.3	90.0	84.3	6.0	1.5	3.0	11.9	19.4			

ANEXO 4. REVISIÓN DE ASPECTOS DE SEGURIDAD RELACIONADOS CON LA UTILIZACIÓN DEL AMONIACO

INTRODUCCIÓN

El presente capítulo se centrará, sobre todo, en las cuestiones de seguridad relacionadas con la utilización del amoniaco como refrigerante. Pretende ofrecer una revisión general, que permita acercarse a la literatura especializada que trata los aspectos de seguridad de esta sustancia, a la hora de abordar la industrialización de equipos.

EL AMONIACO COMO REFRIGERANTE

El amoniaco es usado como gas refrigerante desde el siglo XIX. Los primeros equipos frigoríficos basados en ciclo de absorción datan de 1857, y los basados en ciclos de compresión mecánica de 1867 (Lorentzen 1988).

Esta sustancia presenta excelentes propiedades termodinámicas para tal fin (Lorentzen 1988), (Lorentzen 1994). Es abundante y barata. Sin embargo, a partir de los años 30 del siglo XX, al igual que le sucedió a otros gases naturales también usados en la ingeniería de producción de frío, como el dióxido de carbono (CO₂), fue substituido por los artificiales clorofluorocarbonos (CFCs como el R-11 y HCFCs como el R-22), que con sus virtudes y defectos, han copado absolutamente el sector de la refrigeración durante la segunda mitad del siglo XX.

Durante este tiempo, el uso del amoniaco como refrigerante ha quedado limitado a las grandes plantas de producción de frío de las industrias agroalimentarias y en menor medida en equipos de absorción de amoniaco / agua.

En el primer lustro de los años 80, el descubrimiento del *agujero de la capa de ozono*, causado en parte por la emisión de Cloro y Flúor a la atmósfera forzó la prohibición del uso (Protocolo de Montreal 1987) de los CFCs y HCFCs. Los nuevos gases que los sustituyeron, denominados HFCs (R-407C, R-134a, R-410A, etc.), sin efecto sobre la capa de ozono, están de nuevo puestos en entredicho, pues son gases de *efecto invernadero*, y como tales sujetos al Protocolo de Kyoto de 1997.

Cualquier nueva sustancia que en la actualidad se presente como el sustituto definitivo, por alguno de los grandes fabricantes químicos, es puesta en cuestión, no sin razón, pues no puede haber evidencia, de que sus aparentes propiedades inertes, vayan a permanecer inalterables con el curso de los años en la atmósfera tal y como ocurrió con los CFCs.

Cuando el eminente profesor noruego Gustav Lorentzen propuso en 1994, en el que a la postre sería su último artículo (Lorentzen 1994), la recuperación de las sustancias naturales, como el amoníaco, el CO₂, y los hidrocarburos (propano, isobutano, etc), estaba impulsando toda una nueva era para la investigación en la Refrigeración, paralela y al margen de la industria química, que al menos en la industria Europea de climatización ha tenido su eco en los últimos 15 años (Corberan y Zamora 2007).

La situación actual es tal, que desgraciadamente, no hay suficientes componentes de equipos de refrigeración y bombas de calor para su uso con estos refrigerantes naturales y en concreto para el amoníaco en la gama de pequeñas potencias, tanto en compresión mecánica (Palm 2008) como en máquinas de absorción.

Además, se han de vencer las reticencias, en muchos casos excesivas, que se han ido sembrando en relación a la seguridad de estas sustancias. Para el caso del amoníaco su toxicidad por ejemplo, para el de los hidrocarburos, su inflamabilidad.

LA SEGURIDAD EN LAS INDUSTRIAS

Los pocos pero importantes casos de escapes de amoníaco con claras repercusiones para la población han tendido lugar en las grandes plantas de procesos que acumulan enormes cantidades de sustancia.

En primer lugar, las propias industrias químicas de síntesis. A continuación, los grandes procesos de transporte (en barco) y descarga, seguidos por la manipulación como materia prima en la industria fertilizante, y por último y en mucha menor medida (la comparación de órdenes de magnitud es de miles de toneladas a sólo unos cientos de kilogramos), en grandes centrales de producción de frío en industrias alimentarias (lecherías, queserías, conserveras, etc.).

La doctrina para la prevención de accidentes de los grandes procesos nace, como no podía ser de otra forma, de la industria nuclear. Posteriormente, las terribles tragedias de Bhopal, México City, Santos, etc., impulsan definitivamente su puesta en práctica en el campo de la Ingeniería Química.

Existen por tanto, multitud de métodos de análisis de la probabilidad de la seguridad (*Probabilistic Safety Analysys*), análisis cuantitativo de riesgos (*Quantitative Risk Analysys QRA*), etc. Autores como Papazoglou y su equipo (Papazoglou 1992), (Papazoglou y Aneziris 1999), (Papazoglou et al., 2003), (Aneziris y Papazoglou, 2004) han publicado ampliamente al respecto en las más prestigiosas revistas sobre la materia: *Journal of Loss Prevention in Process Industries*, *Reliability Engineering and System Safety*.

Aunque es evidente que en las grandes industrias de procesos los enormes riesgos y altísimos costos puestos en juego, justifican sobradamente estos complicados pero necesarios estudios, la revisión de estos trabajos, da también interesantes claves al ingeniero de mantenimiento y a los responsables de la seguridad, para realizar primeros análisis cualitativos de los riesgos y optimizar la seguridad en centrales de quizás menor entidad pero no menos importantes, como pueden ser las salas de producción de frío de las industrias agroalimentarias o cualesquiera otros procesos industriales, en los que se acumulen y utilicen ciertos productos tóxicos, o inflamables. Mastellone et al. (2003) describen con detalle los pasos para, tras analizar los riesgos, diseñar un sistema de mitigación para fugas de amoniaco en una importante industria alimentaria, con una central de producción de frío de absorción. Su trabajo distingue entre fugas producidas en el interior y en el exterior de la planta. Los sistemas de mitigación propuestos pasan por válvulas automáticas y cortinas de agua.

CAUSAS Y PREVENCIÓN DE FUGAS. ORÍGENES DE FALLOS Y ALGUNOS CASOS DE INCIDENTES REALES.

A la hora de analizar descripciones de incidentes, pueden distinguirse los provocados por errores humanos y por fallos en los procedimientos de trasiego,

bombeo, almacenaje, etc., de los puros fallos mecánicos de los recipientes, de los que parece que es la *corrosión bajo tensión* la principal causa.

Kletz (1991) describe una tragedia en una instalación de almacenaje en Lituania en 1989, en la que un tanque que contenía 7.000 toneladas de amoníaco líquido (-33 °C) se partió en dos, saliendo despedido a más de 40 metros. Se produjo una piscina de amoníaco que comenzó a arder produciendo luego sucesivos incendios en el resto de la planta de fertilizantes. Fallecieron 7 personas y hubo 57 heridos. La causa según este autor estuvo en el bombeo por error de 14 toneladas de amoníaco a 10 °C al interior del tanque, que estuvieron estables en el fondo bajo la columna de amoníaco líquido a -33 °C durante un tiempo, pero que súbitamente se desplazaron hacia la parte superior del tanque donde se evaporaron, produciendo una sobrepresión. Otros expertos (Hagen y Styhr, 1994) sostienen, por el contrario, que el accidente se debió a que al bombear súbitamente por error el amoníaco a 10 °C, con una presión de vapor a esa temperatura de 6.2 bares, a través de la tubería de 1.5 km de transferencia del tanque, este se expansionó con efecto flash, produciendo unas vibraciones que se transmitieron al tanque.

Bojanowski (1985) publica unas interesantes recomendaciones en *International Journal of Refrigeration* basadas en incidentes en grandes salas de refrigeración. En particular, describe unos accidentes en un gran almacén frigorífico y en unas plantas de congelado de alimentos. En uno de los casos, una rotura por fatiga de la segunda etapa de un compresor de pistón con más de 15 años de funcionamiento, produjo una fuga, que, por no haberse detenido la alimentación de los motores, derivó en un violento incendio. Simultáneamente se produjo una fuga de amoníaco de los condensadores al exterior, que estuvo activa hasta que un técnico que vivía cerca de la planta pudo interrumpirla manualmente. Las principales recomendaciones de este autor son las siguientes:

- Instalar seccionadores eléctricos automáticos que reaccionen ante las ondas de choque de una explosión
- Dotar los recipientes de líquido y condensadores de válvulas automáticas de corte

- Duplicar los sistemas de detección que accionan dichas válvulas de seguridad
- Disponer dos juegos de EPI en cada planta, uno alejado de la zona con posibilidad de contaminarse
- Usar material no inflamable en revestimientos, aislamientos de tubería, etc.
- Prever suficiente ventilación
- Los operadores de las salas de máquinas deben de vivir cerca de la instalación para poder participar en las primeras acciones ante un incidente

Pearson (2008a) ha publicado recientemente, también en *International Journal of Refrigeration*, una revisión sobre la *corrosión bajo tensión* en equipos y sistemas de refrigeración con amoniaco. Su artículo es imprescindible para acercarse a esta materia, estando excelentemente documentado.

El punto de partida de su trabajo son los estudios realizados a partir de los años 50 en los Estados Unidos sobre las frecuentes roturas de recipientes y tanques de amoniaco usados en la agricultura como suplemento de nitrógeno para el suelo. Esta es una técnica creada por el Mississippi State College en 1940 que se hizo muy popular en los cultivos de algodón.

Las cifras de incidentes relacionados con la refrigeración son mucho menores que las relativas a las actividades de agricultura, pero es que, no se debe olvidar que el 80 % de la producción de NH_3 tiene su destino en la industria fertilizante y sólo el 5 % en la refrigeración.

Según Pearson, no hay más de 10 incidentes por corrosión bajo tensión en sistemas de refrigeración en toda Norte América y Europa cada año y no se conoce ningún caso de accidente fatal.

Los estudios americanos citados, aportaron que era conveniente añadir un 0.2 % en peso de agua al amoniaco fertilizante. El agua demostraba ser un inhibidor exitoso del proceso. Sin embargo, dicha medida no sería efectiva en los sistemas de refrigeración, puesto que el agua siempre estará en fase líquida en la parte de baja presión del circuito de refrigeración y no en el recipiente de líquido ni en el

condensador de la parte de alta presión del circuito, donde realmente aparecerán los problemas.

Numerosos estudios posteriores han concluido además en que es preferible emplear aceros de menor límite elástico. La Norma europea EN 14276:2006 indica que en los depósitos de amoniaco, no aparece la corrosión bajo tensión si el $R_{eH} \leq 360 \text{ N/mm}^2$. Hay autores que dudan que pueda establecerse tal límite, y que en general, cuanto menor sea el límite elástico, más dúctil será la capa superficial del duro óxido que se forma en el interior de los depósitos, y que es la que, cuando sufre microfrazas da lugar a puntos donde se concentra la corrosión.

Donde sí coinciden todos los estudios, es en la importancia de practicar aliviados de tensiones mediante post-calentamiento tras la fabricación y soldadura de los tanques y recipientes.

Pearson completa su trabajo sobre la corrosión bajo tensión con una breve descripción de 5 casos de estudio de fugas y roturas de componentes, de los que 4 correspondían a materiales que no habían sido tratados con post-calentamiento.

Webster (2011) ofrece su consejos de seguridad para el diseño y ejecución de las grandes instalaciones de frío industrial de amoniaco. Algunos de ellos son fácilmente aplicables a la instalación de la enfriadora de absorción desarrollada en esta tesis. Así, por ejemplo, es recomendable instalar un punto de suministro de agua cerca del equipo, que pueda ejercer de lava-ojos. Para el caso de una instalación interior, en sala de máquinas, de un equipo de disipación por agua, es recomendable montar un detector de gas, que idealmente puede estar conectado a una sirena y a un ventilador extractor. Es una medida de bajo costo que resulta totalmente indicada y que formará parte del manual de instalación de los equipos. Las uniones bridadas está desaconsejadas por este autor. El mantenimiento "presencial" es esencial para este autor.

Haukås (2011), coincide en la importancia de la supervisión in situ frente al telemantenimiento y avisa que incluso incidentes de fugas menores son habitualmente agrandados por los medios de comunicación con un impacto negativo en la reputación de la empresa. De los 60 incidentes reportados en Noruega en aplicaciones de refrigeración industrial, el 42 % se debió a fallos humanos, el 30 % a

fallos técnicos, el 18 % fue debido a falta de mantenimiento y el 10 % restante a causas externas. Como recomendaciones, Haukås sugiere evitar los visores y diluir las descargas de refrigerante en un recipiente con agua. Incide, para los equipos de compresión, en la importancia de detener los compresores en caso de detección de fugas. Para el caso del equipo de absorción, se detendrá la bomba de solución, pero no el ventilador. La impulsión vertical de aire a gran velocidad mejora la dilución.

Como se ha expuesto en la introducción, Lazzarin et al. (1996) analizaron los fallos e incidencias de mantenimiento del fabricante norteamericano Robur Co. De entre una muestra de 73000 unidades de equipos de absorción de amoniaco / agua de 10 a 17 kW, registrada durante los años 1980 a 1992, no hubo un solo incidente o fallo que causase algún tipo de lesión personal.

CRITERIOS Y NORMAS DE SEGURIDAD PARA LA UTILIZACIÓN DEL AMONIACO COMO REFRIGERANTE

Como en cualquier otra sustancia, la toxicidad del amoniaco depende de su concentración en el aire.

A la hora de normalizar su utilización en equipos de producción de frío, las distintas legislaciones y normas de seguridad de cada país difieren, aunque todas parecen coincidir en emplear el límite dado por el *United States National Institute for Occupational Safety and Health* (NIOSH), (Sweet et al., 1999), de 0.00035 kg/m^3 , como la máxima concentración admisible en una exposición durante una evacuación de 30 minutos en una industria. En porcentaje volumétrico, esta cantidad equivale a 500 ppm.

El anterior límite, parece a todas luces excesivamente reducido. Así, por ejemplo, impediría instalar en una cocina de 8 m^2 y 3 metros de altura (24 m^3), un refrigerador que contuviese más de 8.4 gramos de gas refrigerante cuando es evidente que el tiempo para evacuar una cocina es razonablemente inferior a 1 minuto. Además, parece contradictorio, con la realidad, de que cualquiera pueda guardar y utilizar en la misma cocina, botellas de amoniaco diluido en agua, como producto de limpieza.

Una de las grandes virtudes del NH_3 es curiosamente considerada como su principal inconveniente por el común de las personas, su penetrante e irritante olor. Esto es así, porque sólo son necesarias muy pequeñas concentraciones de 5 ppm a 50 ppm para detectar la presencia de una fuga. No es por tanto, una sustancia traicionera, aunque si ocasiona a veces situaciones de pánico, incluso ante pequeñas fugas, siempre delicadas.

Pearson (2008b) llega a la conclusión tras revisar los escasos incidentes fatales reportados, que a pesar de las diferentes normativas entre países la tasa de siniestralidad es la misma y análoga a la de otros gases usados como refrigerantes como los clorofluorocarbonos y el CO_2 .

Otro de los aspectos de seguridad del amoniaco es su inflamabilidad. El amoniaco es explosivo en mezclas con aire en una proporción de 17 a 29% de volumen, pero la energía de reacción es pequeña. Las precauciones lógicas exigirán garantizar adecuadamente la ventilación. Una ventaja que presenta es su bajo peso molecular $M=17$ que lo hace ser más ligero que el aire y fácilmente evacuable. En las grandes instalaciones de proceso, lo que se suele hacer, es conducir las purgas y las salidas de las válvulas de presión al exterior. Muchas veces, dichas corrientes se “lavan” en depósitos de agua, donde gracias a la gran solubilidad en este medio, se puede recoger sin gran dificultad el escape. Mastellone et al. (2003), no obstante, recuerdan que a veces pueden formarse nubes de aerosoles, que elevan el potencial de exposición para trabajadores y público.

En Europa, la Norma que rige el empleo de amoniaco como refrigerante es la EN 378: 2009 que clasifica la sustancia dentro del grupo de seguridad B2 dónde se encuentran refrigerantes ligeramente inflamables y de alta toxicidad. A su vez, los 6 grupos de seguridad se agrupan en tres, el amoniaco queda englobado en el L2.

-La Norma establece tres categorías de locales:

Tabla A4-1: Clasificación de locales según la norma EN 378:2008

Categorías	Características generales	Ejemplos
A	Locales, partes de edificios donde: -pueden pernoctar personas; -los movimientos de las personas están restringidos;	Hospitales, juzgados, teatros, supermercados, escuelas, estaciones de transporte público, hoteles, viviendas, restaurantes ,

	-está presente un número incontrolado de personas o cualquier persona tiene acceso sin estar familiarizado con las medidas de seguridad necesarias	etc.
B	Locales, partes de edificios, edificios donde sólo un número limitado de personas puede reunirse, de las cuales necesariamente alguna de ellas debe de estar familiarizada con las medidas de seguridad del establecimiento.	Despachos profesionales, oficinas, laboratorios, plantas fabriles, lugares de trabajo en general, etc.
C	Locales, partes de edificios, edificios donde sólo puede tener acceso personal autorizado que conoce las medidas generales y específicas de seguridad del establecimiento y donde se fabrican, procesan o almacenan materiales o productos.	Plantas fabriles: químicas, alimentarias , bebidas, hielo, helados, refinerías, almacenes frigoríficos, centrales lecheras, etc.

En locales de categoría A como viviendas, la Norma indica que:

-Un sistema de refrigeración instalado en un espacio en el que existe la presencia humana que no sea una sala de máquinas especial o con el sector de alta presión (excepto los condensadores enfriados por aire) situado en una sala de máquinas especial o al aire libre debe de ser un sistema sellado y en los sistemas de compresión la carga del refrigerante no debe de exceder los 0.00035 kg./m³. En sistemas sellados de absorción la carga de refrigerante no debe de sobrepasar los 2.5 kg.

Puede observarse que la Norma recoge el límite citado de 0.00035 kg/m³, para equipos de compresión mecánica, es decir, en la práctica imposibilita la utilización de refrigeradores domésticos de amoniaco con funcionamiento por compresor. Para el caso de un equipo de absorción los limita a 2.5 kg. La enfriadora de disipación por agua desarrollada en esta tesis tampoco podría instalarse en estos locales por exceder esa carga de refrigerante.

Si el sistema de refrigeración tiene todas sus partes situadas en una sala de máquinas especial o al aire libre debe satisfacer los siguientes requisitos:

a) En sistemas directos, indirectos abiertos o indirectos abiertos ventilados, la carga de refrigerante del sistema de refrigeración no debe de sobrepasar los 2.5 kg.

b) En sistemas indirectos cerrados, indirectos cerrados ventilados y dobles indirectos que no tengan conexión directa con el local y tengan salida al aire libre no existe restricción de la carga de refrigerante.

La enfriadora de disipación por agua desarrollada en esta tesis puede por lo tanto instalarse en una sala de máquinas o un cuarto técnico específicamente dedicado para el caso de la climatización de una vivienda. El modelo de disipación por aire podría también instalarse en la cubierta o en el exterior de una vivienda. En ambos casos sin limitación de carga de amoniaco.

En locales de edificios de la categoría B, como por ejemplo oficinas o fábricas, la Norma señala:

-Para un sistema de refrigeración instalado en un espacio ocupado por personas que no sea una sala de máquinas especial, la carga de refrigerante no debe de sobrepasar los 10 kg.

-Para un sistema de refrigeración con el sector de alta presión (excepto los condensadores enfriados por aire) situado en una sala de máquinas especial o al aire libre debe satisfacer los siguientes requisitos:

a) en sistemas directos, indirectos abiertos o indirectos abiertos ventilados, la carga de refrigerante del sistema de refrigeración no debe de sobrepasar los 25 kg.

b) en sistemas indirectos cerrados, indirectos cerrados ventilados y dobles indirectos que no tengan conexión directa con el local y tengan salida al aire libre no existe restricción de la carga de refrigerante.

-Para un sistema de refrigeración con todas las partes conteniendo refrigerante situadas en una sala de máquinas especial o al aire libre no hay restricción de carga de refrigerante, siempre y cuando esta sala no esté en contacto directo con espacios ocupados por personas.

La enfriadora desarrollada en esta tesis puede por lo tanto instalarse en cualquier sala de este tipo de edificios pues su carga no excede los 10 kg.

Los locales de categoría C incluyen las instalaciones industriales de proceso por ejemplo de la industria química o agroalimentaria. Son típicamente aplicaciones que

hoy por hoy muchas de ellas emplean el amoniaco de forma sistemática. En ellas la Norma indica:

-Para un sistema de refrigeración instalado en un espacio ocupado por personas que no sea una sala de máquinas especial, debe satisfacer los siguientes requisitos:

a) Cuando la densidad de ocupación es menor que 1 persona cada 10 m², y con suficientes salidas de emergencia, claramente señaladas, para el total de personas habitualmente presentes, la carga de refrigerante no debe de sobrepasar los 50 kg.

b) Cuando la densidad de ocupación no este limitada salvo por las restricciones impuestas por los reglamentos de la edificación, la carga de refrigerante no debe de exceder los 10 kg.

- Para un sistema de refrigeración con el sector de alta presión (excepto los condensadores enfriados por aire) situado en una sala de máquinas especial o al aire libre debe satisfacer los siguientes requisitos:

a) En sistemas directos, indirectos abiertos o indirectos abiertos ventilados, no existe limitación a la carga de refrigerante siempre que el sistema de refrigeración no se extienda a recintos en los que la densidad de ocupación sea mayor que 1 persona cada 10 m² y haya salida de emergencia claramente señaladas.

b) En sistemas indirectos cerrados, indirectos cerrados ventilados y dobles indirectos, no existe restricción de la carga de refrigerante.

-En un sistema de refrigeración en el que todas las secciones que contienen refrigerante estén situadas en una sala de máquinas especial o al aire libre, no hay restricciones en la carga de refrigerante.

Como puede apreciarse, no hay limitaciones para la carga de gas a emplear en las salas de máquinas o en el exterior de este tipo fábricas.

En cualquier caso, la mayoría de países comunitarios tienen su propia legislación en la materia, a menudo más restrictiva. En España, el Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas del año 1977 ha sido recientemente sustituido

por el Real Decreto 138/2011, de 4 de febrero, por el que se aprueba el Reglamento de seguridad de instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias, ya en vigor.

Al tratarse el nuevo desarrollo de una máquina compacta, con su sector de alta presión y baja presión englobados en el mismo chasis, el nuevo reglamento clasifica los posibles tipos de establecimiento de la misma en Tipo 1, si se ubica en un espacio ocupado por personas o Tipo 3 si se ubica en sala de máquinas o en el exterior.

En edificios de categoría A, con público de movilidad limitada, como guarderías, colegios, hospitales, etc. y de categoría B, con público general, como tiendas, comercios, colegios, y viviendas, el equipo podrá instalarse en un emplazamiento de Tipo 3, es decir en una sala de máquinas o en el exterior sin limitación de carga, siempre que no haya comunicación directa con un recinto de tipo A o B y la sala tenga una salida al aire libre.

En edificios de categoría C, sin acceso público, donde existe al menos una persona con conocimiento de las medidas de seguridad, como oficinas, despachos o centros de trabajo en general, el equipo podrá instalarse en un emplazamiento de Tipo 3, es decir en una sala de máquinas o en el exterior sin limitación de carga, siempre que no haya comunicación directa con un local ocupado por personas. De no ser así la carga máxima será inferior a 25 kg.

En edificios de categoría D, como fábricas e industrias, el equipo podrá instalarse en un emplazamiento de tipo 3, es decir en una sala de máquinas, o en el exterior sin limitación de carga,

Finalmente, debe hacerse mención a la Directiva Europea de Equipos a Presión que establece los requisitos exigidos a los recipientes y tuberías a emplear. Los recipientes, las tuberías, los dispositivos de seguridad y el equipo en su conjunto deben someterse a los requisitos esenciales de seguridad previstos en el Anexo I de la directiva. A título de ejemplo se citan:

-Evitar la descarga de amoniaco a la atmósfera. Se preverá una canalización de la válvula de sobrepresión a un tanque de agua

-Someter a tratamiento térmico de alivio de tensiones los recipientes

-Al tratarse de un fluido tóxico, la directiva clasifica el amoniaco en el Grupo 1. Para los recipientes, como son, en el caso del presente desarrollo, el depósito situado a la salida del generador, el depósito de refrigerante líquido a la salida del condensador y el depósito del absorbedor, el producto de la presión máxima de trabajo por el volumen determina la categoría de evaluación de la conformidad. En este caso, según el cuadro 1 del Anexo II, se engloban en la categoría III³ por lo que el procedimiento de evaluación de conformidad será uno de los siguientes previstos en el Anexo III de la norma:

-Examen CE de diseño (Módulo B1) más aseguramiento de calidad de producción (Módulo D)

- Examen CE de diseño (Módulo B1) más verificación del producto (Módulo F)

- Examen CE de tipo (Módulo B) más aseguramiento de calidad de producto (Módulo E)

- Examen CE de tipo (Módulo B) más conformidad con el tipo (Módulo C1)

- Aseguramiento de la calidad total (Módulo H).

Para el caso de la tubería de diámetro nominal superior a 25, al tratarse de un fluido del grupo I, la categoría de evaluación de conformidad se establece en el cuadro 6 del Anexo II. El prototipo desarrollado en esta tesis no equipa tuberías de ese diámetro por lo que las exigencias son sólo, las contempladas en el Anexo I de requisitos esenciales de seguridad ya citadas.

En cuanto a las tuberías de agua (fluido del grupo 2) no sobrepasan los límites exigidos para ser sometidas a criterios de evaluación de conformidad.

RESUMEN

En este Anexo se han revisado diversas temáticas relacionadas con la seguridad en la utilización del amoniaco. Se ha prestado especial atención a las aplicaciones de

³ Con estas condiciones de presión y volumen, un fluido HFC como el R-410A se encuadraría en la categoría II siéndole exigibles procedimientos de evaluación de conformidad más sencillos y económicos

refrigeración, aunque gran parte de la información sobre incidentes corresponden al uso del gas como materia prima para la industria fertilizante y como abono directo. Se dan suficientes referencias para conocer las propiedades termodinámicas del NH_3 y se apunta que está por extenderse su uso al sector de la climatización y aire acondicionado, donde como refrigerante natural y ecológico, está llamado a ser uno de los posibles sustitutos de los HFCs. Si bien, la actual normativa vigente, es excesivamente cauta para estas aplicaciones, especialmente las de muy poca potencia.

Los trabajos relacionados con la seguridad en las grandes industrias de procesos, pueden ayudar al ingeniero de mantenimiento y de seguridad a proponer estrategias de incremento de la seguridad en instalaciones

Se han descrito algunos casos de estudio y trabajos que proponen medidas de seguridad, así como el artículo de Pearson (2008a) sobre la corrosión bajo tensión, que se propone como fundamental, para acercarse a las medidas a tomar en el mejor y más seguro diseño de componentes de acero que vayan a contener amoniaco a presión.

Finalmente destacar la experiencia de fabricantes muy consolidados de equipos de absorción de amoniaco / agua de pequeña potencia que reportan nulos incidentes con daños personales.