

# MERCOFRIO 2000 - CONGRESSO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERAÇÃO, AQUECIMENTO E VENTILAÇÃO DO MERCOSUL

## SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN CON NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O PARA LA PRODUCCION DE FRIO EN BARCOS DE PESCA ACCIONADO CON EL CALOR RESIDUAL DE LOS GASES DE ESCAPE DE LOS MOTORES

José Fernández-Seara – jseara@uvigo.es

Manuel Vázquez – mvazquez@uvigo.es

Universidad de Vigo, Area de Máquinas y Motores Térmicos, E.T.S.I. Industriales y Minas.  
Lagoas-Marcosende Nº 9, 36200 Vigo, España.

*Resumen.* En este artículo se describe el prototipo experimental de un sistema de refrigeración por absorción con NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O que ha sido diseñado para la producción de frío en barcos de pesca. Se muestran los resultados de los estudios previos realizados para conocer las necesidades de producción de frío y las posibilidades de recuperación de calor residual en los distintos tipos de barcos, lo que ha permitido identificar que en los barcos arrastreros de fresco se dan las condiciones idóneas para la utilización de estos sistemas. Se describe el prototipo construido y se muestran los resultados experimentales obtenidos durante la etapa inicial de experimentación.

*Palabras clave:* Refrigeración por absorción, Recuperación de calor, Barcos de pesca.

### 1. INTRODUCCION

Los sistemas de refrigeración por absorción se accionan directamente mediante el aporte de energía calorífica, lo que permite su utilización para la producción de frío mediante el aprovechamiento de calores residuales a niveles térmicos relativamente bajos, por lo que constituyen una excelente alternativa para completar la cadena del óptimo aprovechamiento de la energía de los combustibles, como se señala en Siatka (1983) y Alefeld *et al.* (1991).

La aplicación idónea para la utilización de un sistema de refrigeración por absorción, teniendo en cuenta las características particulares de estos sistemas, sería aquella en la que se diesen las siguientes condiciones: que se requiera la producción de frío a un nivel de temperatura alto (entre 0 y 10 °C) o medio (entre -10 y 0 °C), ya que a temperaturas inferiores la reducción del COP en estos sistemas es importante; que se disponga de energía térmica residual con un nivel térmico suficiente para su accionamiento a bajo coste o mejor sin coste alguno; y que se disponga de agua para el enfriamiento del absorbedor y del condensador, lo que permitiría mantener temperaturas de condensación y absorción bajas y obtener altos rendimientos, ya que el COP también es sensible a dichas temperaturas.

Teniendo en cuenta lo indicado anteriormente se ha planteado la utilización de un sistema de refrigeración por absorción en los barcos de pesca, ya que en ellos podría usarse el agua de mar como medio enfriador del absorbedor y del condensador, se requiere la producción de frío para la conservación y/o congelación del pescado y se dispone de energía térmica residual que se libera en los motores mediante los gases de escape y el agua de enfriamiento.

La potencia frigorífica y los niveles térmicos de producción de frío que se requieren en los barcos de pesca dependen del proceso que sufra el pescado a bordo, por lo que el primer

paso ha sido el conocer las potencias frigoríficas y los niveles térmicos de producción de frío requeridos en los distintos tipos de barcos.

Por otra parte, los motores diesel de combustión interna son el medio propulsor de los barcos de pesca debido principalmente a su economía (Geisler, 1989), y también se utilizan como motores auxiliares para la generación de la energía eléctrica requerida en el buque. La energía térmica residual en estos motores es superior al 60% de la liberada en la combustión y su aprovechamiento en la actualidad es prácticamente nulo, por lo que “cualquier acción que reduzca la pérdida de energía en un barco debe de considerarse” (Newman, 1987).

El calor residual en los motores procede de los gases de escape y del agua de enfriamiento. El nivel térmico de los gases de escape (entre 300 y 450 °C) es muy superior al requerido para el accionamiento de los sistemas de absorción (entre 80 y 150 °C), mientras que el del agua de enfriamiento (entre 65 y 75 °C) es inferior, por lo que éste no podría utilizarse. Además, en general, la producción de frío es necesaria de forma continua, por lo que se requiere que el barco no pare sus motores y que su régimen de funcionamiento sea elevado.

En este artículo se exponen los datos recogidos sobre las necesidades de producción de frío en los barcos de pesca, los resultados obtenidos de las posibilidades de recuperación de calor residual, se describe el prototipo experimental construido y se muestran los resultados obtenidos en el periodo inicial de experimentación.

## 2. NECESIDADES DE PRODUCCION DE FRIO EN LOS BARCOS DE PESCA

Los barcos de pesca que actúan con base en Vigo (España), uno de los puertos pesqueros más importantes del mundo, atendiendo a las necesidades de producción de frío, pueden clasificarse en: barcos de fresco (arrastreros, palangreros y boniteros) y barcos congeladores que a su vez pueden clasificarse en palangreros, arrastreros y atuneros.

### 2.1 Barcos de Fresco

Las necesidades de producción de frío en todos los barcos de fresco (arrastreros, palangreros y boniteros) son las mismas y todos ellos van equipados con una bodega refrigerada para la conservación de la pesca, y algunos además con una máquina de producción de hielo. Los datos característicos de las necesidades de producción de frío se muestran en la Tab. 1. Las instalaciones de mantenimiento de la bodega y de la máquina de hielo suelen ser independientes.

Tabla 1. Necesidades de producción de frío en los barcos de fresco.

Capacidad de bodega	Entre 80 y 150 m <sup>3</sup>
Temperatura de bodega	+1 °C
Potencia frigorífica bodega	Entre 4.6 y 11.6 kW (4000 / 10000 Frig/h)
Temperatura de evaporación bodega	-10 °C
Potencia frigorífica fábrica de hielo	Entre 9.2 y 17.4 kW (8000 / 15000 Frig/h)
Temperatura de evaporación hielo	-25 °C

### 2.2 Congeladores

Los barcos congeladores, atendiendo a las necesidades de producción de frío se clasifican en: palangreros, arrastreros y atuneros.

**Palangreros.** Estos barcos pueden dividirse en dos grupos: congeladores y mixtos. Los congeladores están equipados con túneles de congelación y una bodega de conservación de congelado. Los datos característicos de un barco palangrero congelador se muestran en la Tab. 2. Los palangreros mixtos, además de lo indicado para los congeladores, incorporan una pequeña bodega de fresco y una fábrica de hielo, la bodega se mantienen a +1 °C y la potencia frigorífica que requiere se estima en un 20% de la requerida en la bodega de congelado.

En los congeladores se utiliza una única instalación que da servicio a la bodega de congelado y a los túneles. En los mixtos se suelen utilizar dos instalaciones, una para la bodega de congelado, los túneles y la fábrica de hielo y otra para la bodega de fresco.

Tabla 2. Necesidades de producción de frío en barcos palangreros congeladores.

Capacidad de bodega	Entre 80 y 200 m <sup>3</sup>
Temperatura de bodega	-18 / -20 °C
Potencia frigorífica	Entre 5.8 y 10.4 kW (5000/9000 Frig/h)
Temperatura de evaporación bodega	-30 °C
Potencia en túneles de congelación	Entre 29 y 52.2 kW (25000/45000 Frig/h)
Temperatura de evaporación en túneles	-45 °C

**Arrastreros.** Estos barcos van equipados con varias bodegas para congelado y con túneles y armarios de congelación. Los datos característicos en cuanto a necesidades de producción de frío se muestran en la Tab. 3. Las instalaciones que dan servicio a las bodegas y a los túneles o armarios de congelación son independientes.

Tabla 3. Necesidades de producción de frío en barcos arrastreros congeladores.

Capacidad de bodega	Entre 250 y 800 m <sup>3</sup>
Temperatura de bodega	-18 / -20 °C
Potencia frigorífica	Entre 23.2 y 46.4 kW (20000/40000 Frig/h)
Temperatura de evaporación bodega	-30 °C
Potencia para congelación	Entre 63.8 y 104.5 kW (55000/90000 Frig/h)
Temperatura de evaporación en túneles	-45 °C

**Atuneros.** Estos barcos no llevan bodegas sino que utilizan cubas donde se lava y congela el atún. El número de cubas oscila entre 12 y 32 dependiendo del tamaño del barco, con una capacidad total entre 2000 y 3000 m<sup>3</sup>. En el interior de las cubas se sitúan los serpentines del evaporador o enfriador indirecto. El atún se introduce y congela en las mismas cubas cuyo interior se mantiene a -18 °C. La producción de frío puede realizarse mediante un sistema directo con amoníaco, o bien con un sistema indirecto con R-22 como refrigerante y Cl<sub>2</sub>Ca como fluido secundario. Las potencias frigoríficas requeridas son muy elevadas, entre 406.4 y 650.2 kW (350000 y 560000 Frig/h). Si se utiliza un sistema directo la temperatura de evaporación es de -25 °C, mientras que si se utiliza un sistema indirecto, la temperatura de evaporación es de -35 °C y la de distribución de la salmuera de -25 °C.

### 3. PRODUCCIÓN DE FRÍO Y RECUPERACION DE ENERGÍA TERMICA RESIDUAL EN LOS BARCOS ARRASTREROS DE FRESCO

En cuanto a los niveles térmicos y potencias frigoríficas requeridas en los barcos de pesca, de acuerdo con los datos indicados en el apartado anterior y las características de los sistemas de refrigeración por absorción, podrían utilizarse estos sistemas en todos los barcos

de fresco para la producción del frío de mantenimiento de la bodega, ya que las temperaturas de evaporación requeridas (-15/-10 °C) se obtendrían con rendimientos aceptables, además las potencias frigoríficas son bajas (4.6/11.5 kW), por lo que la potencia calorífica que sería necesario recuperar oscilaría entre los 11 y los 29 kW, considerando un rendimiento del sistema entorno al 40%. También podría considerarse la utilización del sistema de absorción para la producción del frío requerido en la fábrica de hielo, aunque en este caso el rendimiento del sistema resultaría inferior, debido a las bajas temperaturas de evaporación (-25 °C).

Por otra parte, de entre los barcos de fresco (arrastreros, palangreros y boniteros), en cuanto a la disponibilidad de energía térmica residual y teniendo en cuenta las características de cada arte de pesca, se tiene que los barcos arrastreros ofrecen las condiciones idóneas para la utilización de los sistemas de refrigeración por absorción, ya que no paran nunca su motor principal y el régimen de funcionamiento de éste es elevado. Sin embargo, en los barcos palangreros y boniteros la disponibilidad de la energía térmica residual no sería continua, ya que su motor principal permanece a muy bajo régimen o apagado durante la noche.

Para conocer las posibilidades reales de recuperación de energía térmica se ha realizado un análisis del régimen de funcionamiento de los motores de los barcos, basándose en los datos de los Diarios de Máquinas, en los que el maquinista registra cada 4, 6 u 8 horas los parámetros característicos de sus condiciones de funcionamiento. Además, se ha establecido un proceso de cálculo utilizando los datos reales recogidos en el Protocolo de los Motores y los ya mencionados de los Diarios de Máquinas, que permite conocer la potencia calorífica que podría recuperarse para el accionamiento del sistema de absorción en intervalos de tiempo iguales a los de apunte de los datos en el Diario, desde el comienzo hasta el final de cada viaje y en cualquier viaje a lo largo del año. El proceso de cálculo indicado anteriormente, así como el estudio del sistema de recuperación de calor puede verse en Fernández-Seara *et al.* (1998).

En la Figura 1 se muestra la potencia calorífica recuperable de los gases de escape y la requerida para la producción de frío en la bodega de un barco arrastrero de fresco. Puede observarse claramente como la potencia calorífica que podría recuperarse es en todo momento muy superior a la requerida para el accionamiento del sistema de absorción.

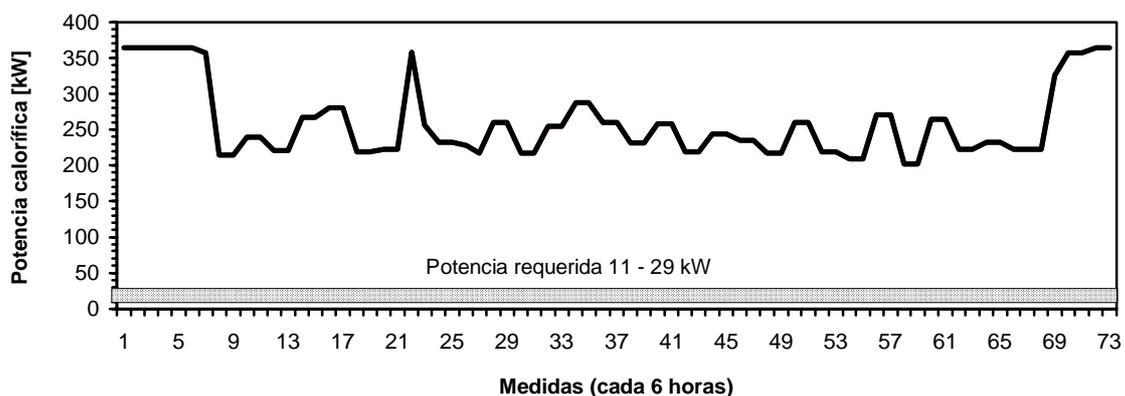


Figura 1. Potencia calorífica recuperable de los gases de escape y requerida para el accionamiento del sistema de refrigeración por absorción en un barco arrastrero de fresco (Barco Vieirasa 10, en el viaje del 14 de Agosto al 1 de septiembre de 1996).

Los estudios realizados y el prototipo construido que se describen en este trabajo se han llevado a cabo teniendo en cuenta las características particulares de los barcos arrastreros de fresco, sin embargo el uso de sistemas de absorción podría extenderse a otros tipos de barcos para cubrir total o parcialmente las necesidades de producción de frío, en combinación con sistemas de compresión cuando se requieren potencias frigoríficas elevadas y temperaturas de

evaporación bajas, e incluso con sistemas de acumulación de energía calorífica o de frío en aquellos tipos de barcos en los que el régimen de funcionamiento del motor no sea constante.

#### **4. SELECCION DEL SISTEMA Y ESTUDIOS TEORICOS**

Se ha seleccionado un sistema que utiliza  $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$  como par refrigerante-absorbente, que funciona según un ciclo de simple etapa, con intercambiador recuperador entre las disoluciones fuerte y débil e intercambiador líquido-vapor y en el que se usan, un absorbedor tubular vertical, un generador tipo piscina y una torre de destilación empacada con condensación total, para evitar los efectos adversos que causaría el movimiento del barco en los componentes peliculares. Los restantes componentes son del mismo tipo y características que los utilizados actualmente en los sistemas de refrigeración por compresión en los barcos, es decir, un condensador de carcasa y tubos enfriado con agua y un evaporador estático formado por un serpentín aleteado con aletas circulares. Se descarta la utilización de sistemas de absorción comerciales debido al uso generalizado en éstos de absorbedores o generadores peliculares, cuyo rendimiento se vería seriamente afectado por el movimiento existente en los barcos que causaría la rotura de la película líquida.

Una vez seleccionado el sistema, se ha estudiado de forma teórica su comportamiento mediante la elaboración de modelos matemáticos del sistema completo y de cada uno de sus componentes principales. El modelo de simulación del sistema es nodal, en régimen estacionario y en el que las irreversibilidades se evalúan introduciendo las eficiencias de los distintos componentes. El modelo de cálculo del absorbedor se basa en los trabajos realizados por Infante Ferreira *et al.* (1984) y Martín Gómez (1994), en el que se han introducido modificaciones que permite fijar la altura de absorción y utilizar como parámetro de diseño el número de tubos requeridos para completar el proceso de absorción. El modelo de la torre se basa en el método gráfico de Ponchon-Sabarit para obtener las etapas de equilibrio y en un proceso de cálculo mediante el trazado de rectas de azar en las zonas de rectificación y agotamiento, lo que permite calcular los diámetros y las alturas de empaque requeridas en ambas zonas, este trabajo ha sido publicado en Fernández-Seara *et al.* (1998). En el modelo del condensador, éste se considera del tipo haz tubular y carcasa, enfriado con agua y se consideran de forma independiente las zonas de desrecalentamiento, condensación y subenfriamiento, además se tiene en cuenta la condensación de una disolución, no de amoníaco puro. El modelo de cálculo del evaporador considera un serpentín aleteado con aletas circulares, en el que también se tiene en cuenta la evaporación del fluido como disolución. También se ha realizado el modelo de cálculo de un serpentín circular y tubo liso, que será el utilizado para el aporte de calor en el generador de la instalación.

Todos los modelos de cálculo han sido programados en Fortran 77, lo que ha permitido un estudio exhaustivo del comportamiento del sistema y de sus componentes principales.

#### **5. DESCRIPCION DEL PROTOTIPO**

El prototipo experimental que se ha construido se ha diseñado de acuerdo con las necesidades de producción de frío en un barco arrastrero de fresco, sin máquina de hielo, considerando una potencia frigorífica de 5 kW y una temperatura de evaporación de  $-15\text{ }^\circ\text{C}$ . El calor se aporta en el generador mediante un aceite térmico que se calienta mediante resistencias eléctricas y se utiliza agua como medio de enfriamiento del absorbedor y del condensador con circuitos independientes para cada componente.

El prototipo construido consta de los componentes principales que se indican a continuación y que pueden verse en el esquema general que se muestra en la Fig. 2.

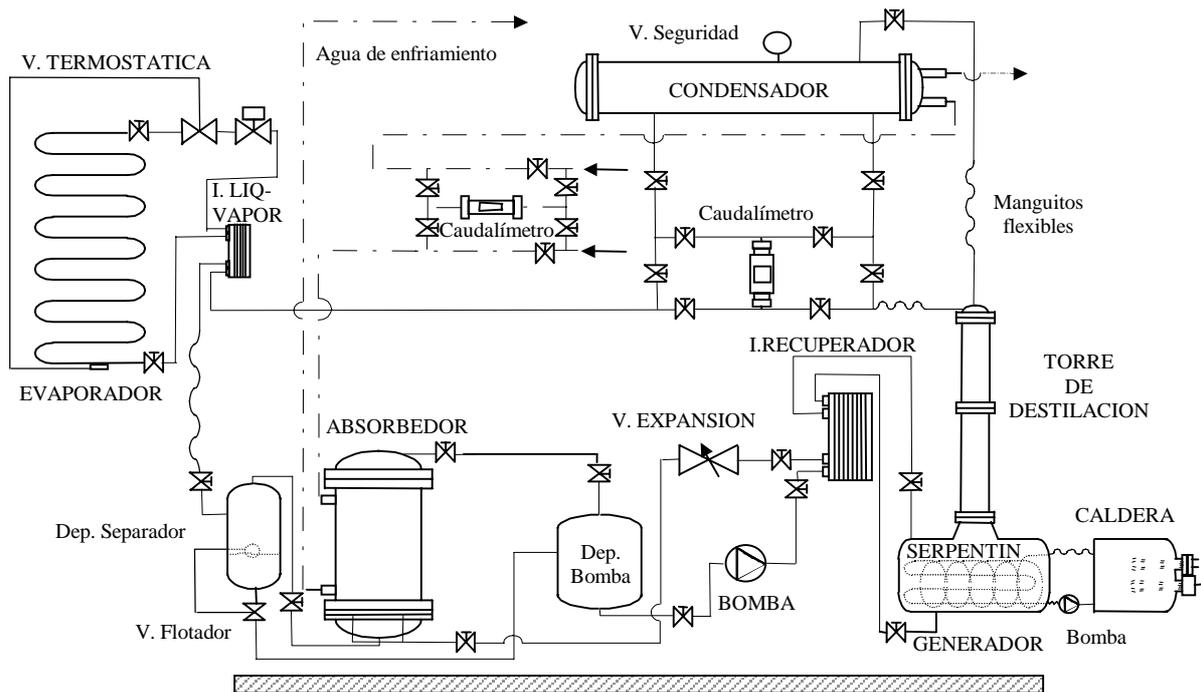


Figura 2. Esquema general del prototipo construido.

Un absorbedor tubular vertical con 60 tubos de 0.9 m de altura, en el que se han introducido como novedad en su diseño unas válvulas antirretorno para evitar el vaciado de los tubos hacia el evaporador durante los periodos de paradas. Un generador tipo piscina con un serpentín de 14 m de longitud por el interior del cual circula un aceite térmico al que se aporta calor en una caldera mediante dos grupos de resistencias eléctricas, uno de ellos de 3 resistencias de 2.4 kW y el otro de 6 de 1.2 kW y que se recircula mediante una bomba. Una torre de rectificación de 1 m de altura y 76/73 mm de diámetro con empaque aleatorio de sillas Berl cerámicas de 1/2" y que se sitúa encima del generador. Un condensador de haz tubular y carcasa horizontal con dos pasos del agua por tubos, con 30 tubos de 1.5 m de longitud y 12/10 mm de diámetro y que proporcionan un área total de intercambio de 1.4 m<sup>2</sup> referida a la superficie interior de los tubos. Un evaporador del tipo serpentín con aletas circulares continuas de 65 m de longitud, el diámetro del tubo es de 25/23 mm y el diámetro y espesor de las aletas de 75 mm y 1 mm respectivamente y que proporciona un área total de intercambio de 13.17 m<sup>2</sup> referida a su superficie exterior, el evaporador se ha situado en el techo de una cámara de 3×3×2.3 m. Una bomba de pistón y membrana con un motor de 0.25 kW cuya velocidad de giro se controla mediante un regulador de frecuencia. Dos intercambiadores de placas, uno de ellos se utiliza como intercambiador recuperador entre las corrientes de las disoluciones fuerte y débil formado por 34 placas y que proporciona una superficie de intercambio de 0.8 m<sup>2</sup>, y el otro utilizado como intercambiador líquido-vapor, formado por 14 placas y con una superficie de intercambio de 0.168 m<sup>2</sup>. La instalación se completa con una válvula de expansión termostática y una solenoide, un expansor de regulación manual, un separador líquido-vapor con válvula flotador, un depósito de alimentación de la bomba y las correspondientes líneas de conexión y válvulas de paso, que permiten el aislamiento de todos los componentes de forma independiente.

Los componentes de la instalación que no son comunes con los sistemas de compresión, es decir, el absorbedor, el generador y la torre de destilación, la bomba y su depósito de aspiración y el intercambiador recuperador se han colocado sobre una bancada móvil que se

apoya sobre 4 resortes, como puede verse en la Fig. 2. Las conexiones entre la bancada móvil y los componentes fijos se realiza mediante manguitos flexibles. Tanto los componentes, como las líneas y los manguitos flexibles son de acero inoxidable AISI 316 ó AISI 321.

El prototipo se ha dotado de un sistema de adquisición de datos con 20 sensores de temperatura, 3 de presión y 2 caudalímetros volumétricos, tarjetas adaptadoras de señal y de adquisición de datos y un PC. La programación del software requerido para la adquisición, visualización y almacenamiento de los datos se ha realizado en LabView 4.0. Además, se ha implementado en el prototipo un sistema de control cuyos objetivos son el mantener una temperatura constante en la cámara y conseguir el funcionamiento de la instalación en su punto de máximo COP, independientemente de las condiciones de funcionamiento. El sistema de control se basa en la utilización de un termostato de cámara, del ordenador y del sistema de adquisición, utilizando los datos recogidos por los sensores de las variables controladas y las salidas analógicas y digitales de la tarjeta de adquisición para la transmisión de las señales de control a los actuadores. El software requerido en el sistema de control también ha sido programado en LabView 4.0 (Fernández-Seara *et al.* 1999).

## **6. RESULTADOS EXPERIMENTALES**

Los experimentos realizados se han llevado a cabo con distintas condiciones de carga en la cámara, que se simulaban mediante el accionamiento de distintas resistencias y ventiladores. También se han variado las condiciones de funcionamiento de la instalación como los caudales del agua de enfriamiento del absorbedor y condensador, la velocidad de giro de la bomba, el grado de apertura del dispositivo de expansión de la disolución débil y el grado de recalentamiento en la válvula de expansión termostática, con el objetivo de analizar su comportamiento en diversas condiciones de funcionamiento.

A continuación se muestran algunos resultados experimentales obtenidos en el periodo inicial de experimentación con el prototipo, durante el que éste ha mostrado un comportamiento deficiente debido a que se producía una acumulación de disolución residual de baja concentración en el evaporador por un incorrecto funcionamiento de la columna de rectificación, como se justificará posteriormente. También se muestran los resultados que se han obtenido del comportamiento térmico de cada uno de sus componentes principales.

### **6.1 COP del prototipo**

El COP del prototipo no puede obtenerse directamente de los datos recogidos en la instalación, así para calcular sus valores instantáneos se utiliza un sencillo programa en Fortran 77, en el que se introducen como datos los resultados experimentales que el programa lee directamente de un fichero \*.dat, y se obtienen como resultados la concentración de la disolución refrigerante y su entalpía y título a la entrada y salida del evaporador y del intercambiador líquido-vapor, el caudal másico de la disolución, la potencia frigorífica, el flujo de calor en el intercambiador líquido-vapor y el COP de la instalación.

En la Figura 3, se muestran los resultados del COP del prototipo durante un experimento representativo llevado a cabo el día 14-11-98, dichos resultados reflejan su comportamiento durante esta etapa inicial de experimentación, ya que se repite en todos los experimentos que se han realizado y en todos ellos se distingue un periodo inicial, en torno a 2 horas, con valores de la potencia frigorífica y COP aceptables (entre el 30 % y el 40%) y que concuerdan aproximadamente con los valores teóricos calculados, mientras que una vez transcurrido el periodo inicial se establece un régimen de funcionamiento estable, que se mantiene constante en el tiempo y en el que potencia frigorífica y el COP son bajos (entre el 15 y el 25%). Dichos periodos de funcionamiento quedan perfectamente reflejados en la Fig. 3.

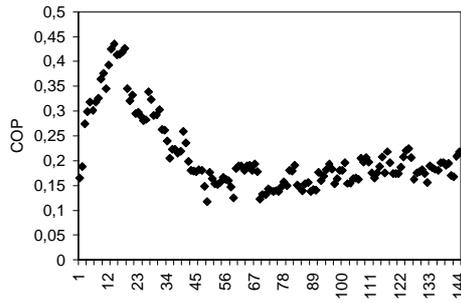


Figura 3. COP del prototipo (14-11-98).

Las variaciones del COP, así como las observadas en la potencia frigorífica producida, en la presión de evaporación, en las temperaturas de evaporación y en la cámara, son debidas a la baja concentración de la disolución refrigerante y a sus variaciones, como puede verse en la Fig. 4, debido a la acumulación de disolución residual en el evaporador.

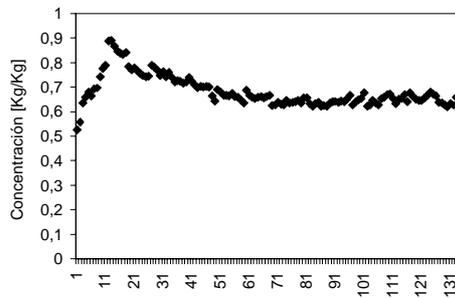


Figura 4. Concentración de la disolución refrigerante en el evaporador (14-11-98).

La baja concentración de la disolución refrigerante (Fig. 4) se deben a las bajas concentraciones del vapor que se obtienen en la columna de rectificación, como puede verse en la Fig. 5. Las causas del incorrecto funcionamiento de la columna son el bajo caudal de reflujo debido a reducida diferencia de cotas entre la parte superior de la torre y el condensador (40 cm) y a la baja la eficiencia del relleno utilizado.

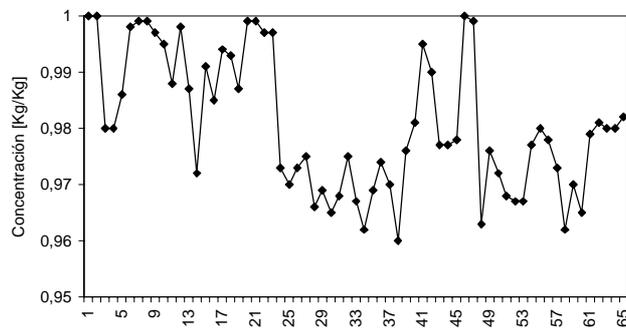


Figura 5. Concentración del vapor a la salida de la columna de rectificación (14-11-98).

Por último, indicar que los resultados experimentales del COP (Fig. 3) concuerdan con los que se obtienen mediante el programa de simulación cuando se consideran los valores de la concentración de la disolución refrigerante que se muestran en la Fig. 4.

## 6.2 Comportamiento térmico de los componentes principales del prototipo

**El Absorbedor.** Los datos experimentales medidos permiten obtener el coeficiente global de transmisión de calor y su eficiencia térmica. En la Tabla 4 se muestran los valores del coeficiente global de transmisión de calor en función del caudal de agua de enfriamiento. Dichos valores reales son inferiores a los obtenidos en los trabajos de Infante Ferreira *et al.* (1984) y de Martín Gómez (1994), en los que se analiza el proceso de absorción en un doble tubo. En este caso los bajos valores experimentales se deben a las bajas velocidades de circulación del agua, que debido a la disposición de los tubos y la colocación de las pantallas deflectoras oscilan, en la sección central del absorbedor, entre 0.03 y 0.05 m/s para caudales entre 30 y 40 l/min, lo que da lugar a bajos coeficientes de convección y permite identificar la convección exterior como la resistencia controlante en la transmisión de calor.

La eficiencia térmica del absorbedor oscila en todos los experimentos entre el 60 y 65%.

Tabla 4. Coeficiente global de transmisión de calor en el absorbedor.

Caudal Agua [l/min]	U <sub>i</sub> [W/m <sup>2</sup> K]
30	118
35	128
40	134
50	151

**El Condensador.** El coeficiente global de transmisión de calor del condensador también se encuentra fuertemente influenciado por el caudal (velocidad) del agua de enfriamiento y se obtenido valores entre 250 W/m<sup>2</sup>K y 300 W/m<sup>2</sup>K, para caudales entre 45 l/min y 60 l/min.

**El Evaporador.** El coeficiente global de transmisión de calor en el evaporador se ve afectado de forma muy importante por la velocidad de circulación del aire, obteniéndose valores entre 6 y 7 W/m<sup>2</sup>K con circulación natural y entre 25 y 29 W/m<sup>2</sup>K con circulación forzada. La utilización de una válvula de expansión termostática como medio de alimentación del evaporador se ha mostrado como un método adecuado, ya que ha permitido la regulación de forma precisa de las diferencias de temperatura del refrigerante entre la salida y la entrada.

**El Intercambiador Recuperador.** El valor de la eficiencia térmica real ha sido del 66%, manteniéndose prácticamente constante en todos los experimentos.

**El Intercambiador Líquido-Vapor.** El análisis del comportamiento térmico de este intercambiador corrobora el problema de acumulación de la disolución residual en el evaporador indicado anteriormente. En la Fig. 6 se muestran las diferencias de temperatura de las corrientes de líquido y vapor, puede observarse como la diferencia de temperaturas en el vapor es inferior a la del líquido debido a que la corriente "de vapor" no es tal sino que es una corriente de disolución refrigerante con un título muy bajo, entre el 25 y el 50%, y lo que ocurre no es el recalentamiento de un vapor, sino un proceso de evaporación de la disolución. Lo indicado anteriormente explica la reducida diferencia de temperaturas de la corriente "vapor", así como el elevado grado de subenfriamiento de la corriente líquida y los elevados coeficientes globales de transmisión de calor y flujos de calor que se intercambiaban. El valor promedio del coeficiente global de transmisión de calor que se ha obtenido es de 490 W/m<sup>2</sup>K, que resulta muy superior al proporcionado por el fabricante de 185.4 W/m<sup>2</sup>K. El valor medio de la eficiencia térmica del intercambiador es del 63%.

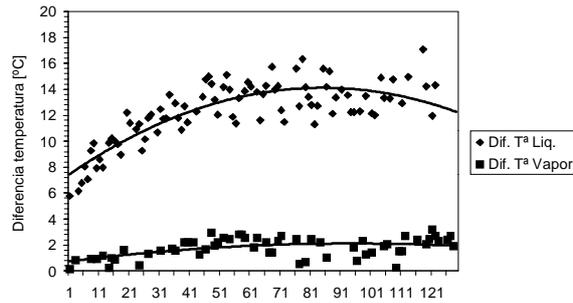


Figura 6. Diferencias de temperatura del líquido y vapor en el intercambiador líquido-vapor.

**La Bomba.** El valor de la eficiencia real de la bomba oscila entre el 45 y el 50%, y se ha mantenido en dicho rango en todos los experimentos realizados. También es de destacar la reducida potencia real consumida que oscila entre 40 y 50 W.

## 7. SITUACIÓN ACTUAL DE LOS TRABAJOS DE INVESTIGACIÓN

En la actualidad está en marcha un proyecto FEDER de investigación financiado por la CEE (Comunidad Económica Europea), que tiene como objetivos la modificación del prototipo inicial y la construcción de sistema de recuperación de calor y de una planta de energía solar que permitan obtener la energía térmica necesaria para su accionamiento.

## 8. REFERENCIAS

- Alefeld, G., Demmel, S., Kern, W., Scharfe, J., Riesch, P., y Ziegler, F., 1991, Advanced absorption cycles and systems for environmental protection, Proceedings of Absorption Heat Pump Conference '91, Tokio, pp. 9-17.
- Fernández-Seara, J., Vales, A. y Vázquez, M., 1998, Heat recovery system to power an onboard NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O absorption refrigeration plant in trawler chiller fishing vessels, Applied Thermal Engineering, Vol. 18, pp. 1189-1205.
- Fernández-Seara, J., Castaño González, C. y Vázquez Vázquez, M., 1998, Columnas empacadas para la destilación de NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. Análisis y programación del proceso de cálculo, Ingeniería Química, N° 342, pp. 259-265.
- Fernández-Seara, J., Pérez Betanzos, S., y Vázquez Vázquez, M., 1999, Control de instalaciones de refrigeración y su simulación mediante el entorno de programación gráfica LabView, Montajes e Instalaciones, N° 331, pp. 117-114.
- Geisler, O.J., 1989, Marine propulsion systems: research for efficiency, Marine Engineering Now and in the Future, The Institute of Marine Engineers. Century Year Conference Proceedings, Londres, pp. 13-29.
- Infante Ferreira, C.A., Keizer, C., Machielsen, C.H.M., 1984, Heat and mass transfer in vertical tubular bubble absorbers for ammonia-water absorption refrigeration systems, International Journal of Refrigeration, Vol. 7, N° 6, pp. 348-357.
- Martín Gómez, L., 1994, Investigación sobre transferencia de calor y masa en absorbedores de máquinas de absorción, Tesis Doctoral, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación, Universidad del País Vasco, Bilbao, España.
- Newman, A.R., 1987, Cost control through energy management, International Conference The problems of the developing marine world, UAE, Sharjah, pp. 67-74.
- Siatka, J., 1983, Waste energy recovery by absorption systems for cooling, drying and heating, Proceedings of the XVI<sup>th</sup> International Congress of Refrigeration, Vol. V, París.