

Design and construction of an experimental rig for studies of absorption air conditioners

Alejandro Colman, Antonio De Turrís S., Gustavo Díaz Valecillos y Numa Márquez Montero*

Departamento de Energía, Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería, Universidad del Zulia. Maracaibo 4011 A-526, Venezuela. Telefax 0058 261 7598794. numa.marquez@gmail.com

Abstract

Absorption air conditioners have been trade in Venezuela in small scale for over 30 years. Currently it became an attractive alternative for the reduction in electricity consumption in residential areas and from an ecological point of view for its low environmental impact. Although these systems have been widely studied, there is few experimental data. The present work is aimed to base a long term study that propose massive use of this technology in the country. The article describes equipment and instruments required for the assembly of a benchtest and a methodology is followed to evaluate commercial air conditioners without dismantling them. Comparison were undertaken between the measurements performed, data supplied by the manufacturer and the literature with the purpose of verifying an appropriate operation. A series of conclusions have been withdrawn about operative parameters, among others, it has been established the effect of combustible gas fluctuation in the machine performance and feasibility of non-continuous operation.

Key words: Absorption, air conditioning, experimental.

Diseño y construcción de un equipo experimental para estudios de acondicionadores de aire por absorción

Resumen

Los acondicionadores de aire por absorción se han comercializado en Venezuela en pequeña escala por más de treinta años. Existe un renovado interés por su uso como alternativa para la reducción en el consumo de electricidad residencial y desde el punto de vista ecológico por su bajo impacto ambiental. A pesar de que estos sistemas han sido estudiados ampliamente, aún los datos experimentales son escasos. El presente trabajo busca sentar las bases para un estudio a largo plazo que permita fundamentar el uso masivo de esta tecnología a nivel nacional. El artículo describe los equipos e instrumentos necesarios para el ensamblaje de un banco de pruebas y se emplea una metodología para evaluar las máquinas comerciales sin desarmarlas. Se realizaron comparaciones entre las mediciones efectuadas, datos suministrados por el fabricante y la literatura con el propósito de verificar un nivel de funcionamiento apropiado pudiéndose establecer una serie de conclusiones en cuanto a parámetros operativos basados en tal comparación. Entre otras cosas, se estableció el impacto de la fluctuación del gas combustible en la operación de la máquina y la factibilidad de su operación intermitente.

Palabras clave: Absorción, acondicionamiento de aire, experimental.

Introducción

El ciclo de absorción amoníaco-agua tiene una serie de ventajas con respecto a los de compresión de vapor, entre ellas, el refrigerante no produce daños a la capa de ozono, utiliza un combustible limpio como el gas natural, son equipos robustos y confiables, pueden ser accionados por energía solar o calor de desecho y consume muy poca electricidad. En el presente trabajo se efectuó un estudio de carga térmica del sitio acondicionado, se dimensionaron ductos y se calculó la caída de presión a través de ellos, se efectuó un reacondicionamiento y puesta a punto de un equipo comercial disponible, también se caracterizó dicho equipo efectuando medición de parámetros operacionales como presión, temperatura y flujo; con base a dicha caracterización se comparó con la literatura. Como fuente de energía primaria se utilizó el gas natural, disponible en red a nivel regional y a un costo significativamente menor al de la electricidad. El despacho de este combustible en la red fluctúa durante el día llegando a disminuir el flujo considerablemente cerca del mediodía en algunos sectores. Existe el mito urbano de que los acondicionadores de aire por absorción a gas no operan satisfactoriamente debido a esto. También se cree que los equipos deben operar continuamente para conseguir niveles de acondicionamiento semejantes a los que se logran con los equipos por compresión de va-

por ya que la constante de tiempo de las máquinas de absorción, es decir la cantidad de tiempo que transcurre desde el momento en que se enciende la máquina de absorción hasta que alcanza sus parámetros de operación estable, es mucho mayor que en los sistemas por compresión de vapor. En la presente investigación se desea verificar estos y otros aspectos que puedan afectar positiva o negativamente a la máquina.

Descripción del equipo experimental

El equipo experimental se armó a partir de una unidad comercial SERVEL de 10.5 kW nominal, a la cual se le instaló una tubería para transporte de agua helada hacia la manejadora y los ductos necesarios para suministrar el aire acondicionado al recinto y devolverlo hasta el intercambiador con agua helada. En la Figura 1 [1], se muestra esquemáticamente la máquina comercial utilizada en la presente investigación, la misma ha funcionado por un período superior a veinte años, por lo cual difícilmente podría obtenerse su funcionamiento de diseño. Una descripción detallada de los procesos que tienen lugar en esta máquina aparece en [2]. Dado el bajo Coeficiente de Funcionamiento (CDF) cercano a 0.5, existe un esfuerzo importante tanto computacional [3-5] como experimental [6-8] en materia de investigación para mejorarlo.

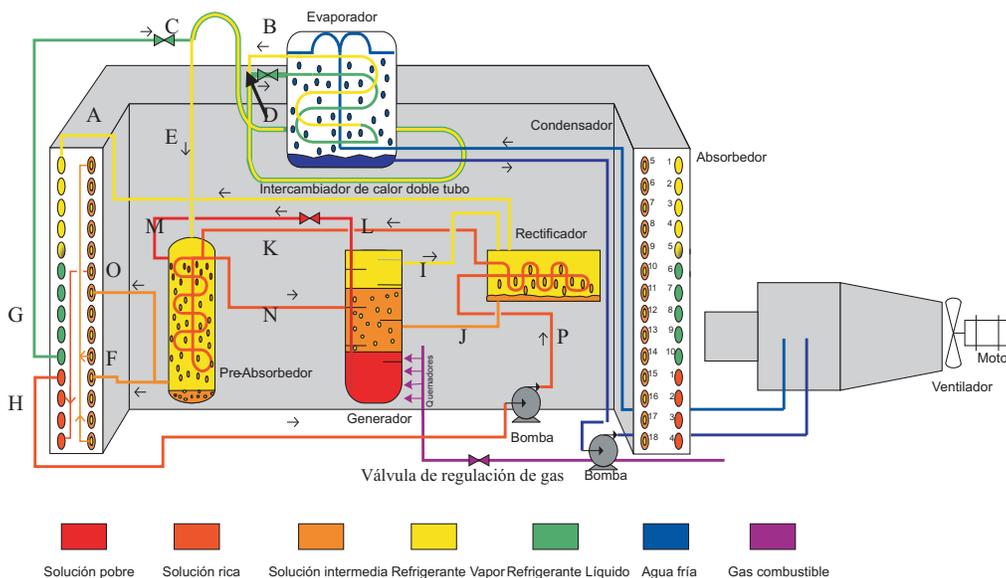


Figura 1. Esquema de un ciclo de absorción comercial. Tomado de Hernández y Medina [1].

La máquina comercial está ubicada contigua al laboratorio que se utiliza como espacio a acondicionar. El laboratorio es un ambiente de aproximadamente 100 m³ con paredes de tabique y vidrio no expuesto a la radiación solar.

Se realizaron mediciones de la presión estática absoluta usando manómetros analógicos de dial serie PGC-25L de Omega, con rangos de 0 a 13 bar y de 0 a 34 bar en conexiones existentes, en el preabsorbedor, el rectificador y la succión de la bomba de solución. También se utilizaron manómetros en "U" para la medición de la presión de gas combustible antes y después de la válvula reguladora.

Se realizaron mediciones de temperatura para determinar las condiciones y propiedades de la sustancia de trabajo en el ciclo de absorción, del aire acondicionado, del agua helada y del ambiente. Los sensores utilizados fueron del tipo de estado sólido de la serie LM35 de National Semiconductor, el factor de escala es de 10 mV/°C, no requieren ninguna calibración externa y proveen precisión de ¼ °C a temperatura ambiente y de ¾ °C sobre la escala completa de -55 a 150°C. Estos sensores tienen 2 caras planas de medición y son alimentados con 60 µA por lo que el calentamiento desde su propia fuente es despreciable, la salida y alimentación del dispositivo se hace a través de tres pines terminales. Para registrar la temperatura se utilizó una interfase alimentada desde la caja de control de la máquina comercial y un multímetro digital HHM90 de Omega en el rango de 0-2 V con una precisión de ± 2% + 2 dígitos. También se utilizaron termómetros de bulbo con mercurio LYNARE en la medición de temperatura de agua helada y del ambiente con un rango de -35 a 50°C y de -1 a 51°C con apreciación de 1°C. La temperatura del ambiente y del recinto se midieron utilizando termocoplas directamente acopladas a indicadores mecánicos auto-lite con un rango de -18 a 60°C y apreciación de 4°C.

En la medición del flujo de aire se utilizó un termohigroanemómetro, marca Extech Instruments modelo 407412, el mismo puede mostrar valores de temperatura en escala Centígrada en un rango de 0 a 50°C con una resolución de 0.1°C y una precisión de ± 0.8°C, la velocidad del aire se reporta en metros por segundo en un rango de

0.4 a 25 m/s con una resolución de 0.1 m/s y una precisión de ± 2% + 2 dígitos.

Para la medición de voltaje y corriente se utilizó un multímetro digital de pinza marca Lumiluz modelo TS-03 con rango máximo de 750 Vac y 1000 A. Para la medición de velocidad de rotación de motores eléctricos se utilizó un tacómetro mecánico.

Metodología

La carga térmica del recinto se evaluó utilizando la norma ASHRAE, el método de diferencial de temperatura equivalente total se usó para calcular la envolvente y el método del factor de carga de enfriamiento para las cargas internas.

Para construir el banco de pruebas fue necesario dimensionar los ductos para manejar el flujo volumétrico recomendado en [9] y estimar la caída de presión correspondiente de acuerdo a la capacidad del equipo. Se tomaron como premisas el caudal, Q , recomendado en [9] de 0.57 m³/s y la velocidad máxima recomendada, V , para aire en ductos de edificios y estructuras 9.14 m/s [10] y aplicando el método de igual fricción se calculó el diámetro hidráulico, Dh , utilizando la expresión:

$$Dh = 12 \left(\frac{4Q}{\pi V} \right)^{0.5} \quad (1)$$

Esto permite calcular el número de Reynolds, Re , a través de:

$$Re = 8.56 Dh V \quad (2)$$

Para finalmente obtener el factor de fricción, f^* , con la expresión:

$$f^* = 0.11 \left(\frac{12\varepsilon}{Dh} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (3)$$

El factor de rugosidad, ε , se consideró 0.00032 para superficie de aislante de anime que cubre internamente los ductos. Según el procedimiento mencionado se establece que si $f^* \geq 0.018$ entonces $f = f^*$, si $f^* < 0.018$, entonces, entonces $f = 0.85 f^* + 0.0028$

También se siguió lo recomendado en [9] en cuanto a la instalación de la tubería de intercone-

xión de agua helada y el espesor y tipo de aislante, se colocó una válvula de compuerta en el retorno para controlar el caudal de agua helada, el ajuste de ésta se efectuó empíricamente, con la bomba correspondiente en funcionamiento, desatando el contenedor de agua helada y regulando con la válvula hasta obtener una altura de 0.1 m aproximadamente en el chorro del tubo central que descarga al distribuidor en ese contenedor. Con éste procedimiento se busca obtener una distribución uniforme del agua sobre el plato distribuidor.

Fue necesario efectuar un reacondicionamiento de la máquina comercial en cada uno de los aspectos requeridos: electricidad, mecánica, instrumentos y los ajustes necesarios para su puesta a punto tratando de obtener un funcionamiento lo más cercano posible a las condiciones de operación descritas en [9].

Se seleccionaron los equipos para efectuar las mediciones pertinentes, catorce puntos de medición de temperatura en la máquina comercial identificados en la Tabla 1 y cinco puntos de medición de presión (mencionados arriba). Dado el carácter preliminar de la presente investigación y el hecho de que la instalación de sistemas de medición en línea intrusivos comprometerían la hermeticidad del sistema, las mediciones de temperatura expresadas en este trabajo para la solución de hidróxido de amonio se efectuaron en realidad en la pared externa de la tubería que transporta dicha sustancia en la máquina comercial y no en la sustancia propiamente dicha. Considerando también que el material de la tubería es acero comercial 1020 y el espesor de pared no es significativo se asumió que las mediciones representaban la temperatura de la sustancia fielmente y se consideró pertinente efectuar cálculos para estimar la verdadera temperatura en un estadio posterior de la investigación. Se efectuó el registro manual de la temperatura (haciendo uso de la interfase mencionada arriba) y de la presión en la máquina comercial y el resto de los sitios indicados anteriormente previas al arranque y luego varias mediciones consecutivas (tantas como fuese posible) en la primera hora de funcionamiento con la finalidad de verificar el tiempo de estabilización, luego se registraron valores a diferentes intervalos: cada 20 minutos, cada

hora y cada dos horas buscando fluctuaciones en los registros y efecto de las condiciones ambientales sobre el funcionamiento del equipo.

Los puntos de medición de temperatura seleccionados aparecen en la Tabla 1, las mediciones en las tuberías de la solución débil que va del generador al preabsorbedor, del condensador al intercambiador doble tubo y del intercambiador doble tubo al evaporador están duplicadas buscando el punto donde ocurre la restricción, expansión del fluido y consecuentemente descenso de temperatura. En virtud de que los sensores tienen dos caras planas de medición y con la finalidad de garantizar que lo registrado sea de la cara adherida a la tubería o dispositivo que se desea, luego de fijar los sensores en su respectivo punto se envolvió el conjunto (sensor y elemento de tubería) con aislante térmico del mismo utilizado para la tubería de agua helada.

Los registros de presión de gas combustible se llevaron también cada hora con la finalidad de verificar fallas en la operación de la máquina debido a la fluctuación de este y se efectuaron secuencias de arranque variando la presión de suministro del gas combustible. Así mismo, se varió el flujo de agua helada actuando sobre la válvula en la tubería de retorno con el propósito de comprobar el efecto en el comportamiento del sistema.

Se consideró importante y factible medir el flujo de aire en cuatro localidades: succión y retorno del aire acondicionado y succión y descarga del ventilador del condensador absorbedor. Estos puntos de medición fueron seleccionados con la finalidad de obtener la información requerida para en una etapa posterior del proyecto efectuar los balances de masa y energía que permitirán corroborar el diseño de la máquina comercial establecido por el fabricante, coeficientes y áreas de transferencia de calor, cantidad de calor transferido, etc.

Para las mediciones de temperatura y flujo del aire se utilizó el método Tchebycheff [10], la distribución de los puntos de medición se muestra en la Figura 2 para un ducto rectangular y para la descarga del ventilador de la máquina comercial, el caudal de aire se obtuvo multiplicando el promedio de los valores medidos con dicha distribución por el área.

Tabla 1
Comparación de las temperaturas y presiones medidas en la presente investigación con aquellas publicadas por el fabricante y otros autores

Tramo de tubería	designación	T (°C)	T (°C) [2]	T (°C) [4]	T (°C) [3]	T (°C) [5]	P (bar)	P (bar) [2]	P (bar) [5]
Salida evaporador	B	13,5	15,0	10,0		-6,9	4	3,3	
Entrada evaporador	D	20,0	3,0	25,0		-6,9	4	3,3	
Salida bomba	P	40,3	44,0	45,0	58,6	40,8		19,6	15,6
Retorno rectificador-generador	J	68,1							
Generador-rectificador	I	83,0	105,0	125,0	127,4		18,6	19	15,6
Absorbedor-bomba	H	40,0	44,0			40,6	4,8		3,3
Preabsorbedor-absorb	O	60,0	80,0			86,5			
Salida condensador	G	42,7	44,0			40,3			
Entrada solución débil preabs	M	85,0	120,0	78,0	153,2	116,3			
Salida solución fuerte preabs	N	82,0	110,0	85,3	58-89	91,2			
Salida solución fuerte rectificad	K	50,0		68,2	58-89	57,3			
Rectificador-condensador	A	63,0	76,0	95,0	90,9				
Entrada doble tubo de cond	C	29,6	38,0	51,4	54,5	16,2		12	7,5
Doble tubo-preabsorbedor	E	16,0	32,0	31,6	84,4	3,1	4,9		3,3
Entrada agua helada	S	16,5	12,0	12,0					
Salida agua helada	T	12,5	7,0	8,8					

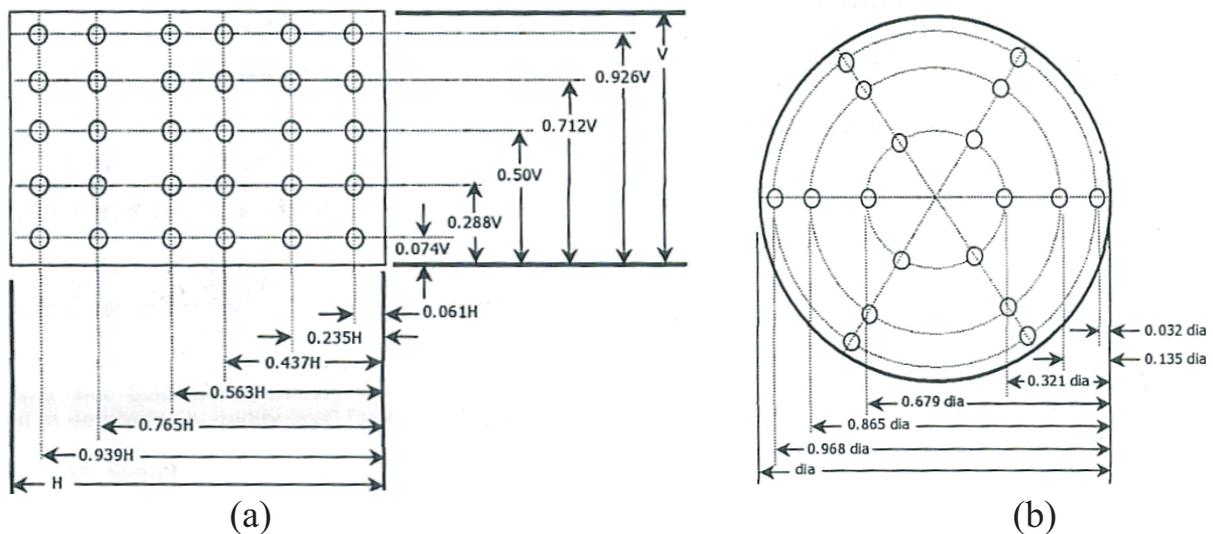


Figura 2. Distribución de los puntos de medición de flujo y temperatura de aire de acuerdo al método de Tchebycheff (a) para ducto rectangular y (b) para descarga del ventilador del condensador-absorbedor.

La velocidad de operación de los motores eléctricos se midió aplicando el tacómetro a la polea de salida correspondiente. La medición de voltaje y amperaje se efectuó durante operación normal, a las mismas condiciones también se tomaron estas lecturas en un equipo de compresión de vapor marca York modelo PACO36H con la misma capacidad nominal de la máquina comercial pero con un período de operación no mayor de 10 años.

Los flujos de calor, Q , se calcularon con base a:

$$Q = mCp\Delta t \quad (4)$$

donde: m es el flujo de masa (kg/s); Cp , el calor específico a presión constante (kJ/kg-K) y Δt , la diferencia de temperaturas para la sustancia entre la entrada y la salida de un dispositivo (K).

Resultados

El análisis de carga térmica del recinto indica que se necesita retirar unos 8.7 kW para obtener condiciones de comodidad (25°C y 50% humedad relativa) durante prácticas de laboratorio con asistencia completa y equipos operando en el día más caluroso del año.

Con el valor del diámetro hidráulico obtenido empleando (1) y entrando a una tabla de equivalencias entre sección circular y rectangular se consigue un área de 0.2 m de altura por 0.32 m de ancho, dado que se desconocen detalles sobre el ventilador de la manejadora de aire se utiliza-

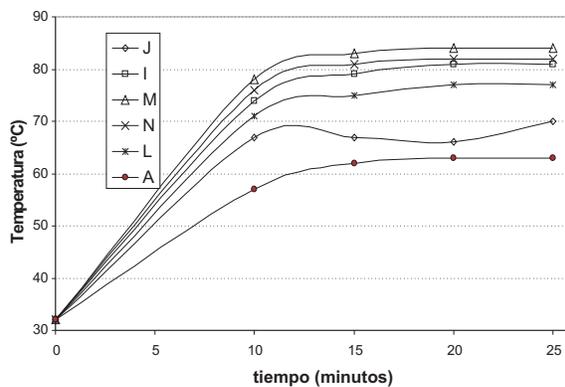
ron ductos de 0.2 m por 0.35 m. Según el procedimiento descrito arriba $f=f''$, y las pérdidas por fricción en el ducto alcanzan 0.01 mH₂O.

Para una unidad de 10.5 kW se recomienda en [9] utilizar tubería de 18.8 mm de diámetro nominal, en virtud de que la condiciones de la bomba y el intercambiador de agua helada no era conocida se decidió utilizar tubería de 25.4 mm nominal recubierta externamente con aislante de 15,9 mm de espesor.

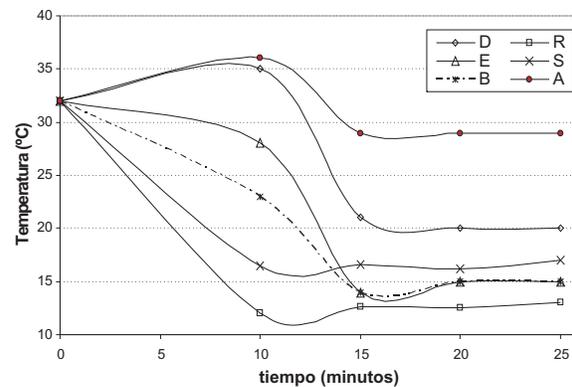
Se reacondicionó el sistema eléctrico dejando operativo el sistema de arranque y parada automática se sustituyó el transformador de alimentación al control y varios componentes electrónicos de la tarjeta.

Durante la puesta a punto se pudo verificar la sensibilidad de la máquina a ciertos factores como el desnivel, fundamentalmente esto afecta la distribución del agua en el plato perforado que la esparce sobre el evaporador, de no producirse una distribución uniforme del agua cayendo sobre el evaporador no puede lograrse la transferencia de calor requerida. El otro factor analizado es el de flujo inapropiado de agua helada, lo cual puede controlarse utilizando la válvula en el retorno de agua helada al tanque, el resultado del flujo inapropiado es semejante al del desnivel. También se ajustó la presión de salida de la válvula reguladora de gas, la cual estaba muy por arriba de lo establecido en [9].

La Figura 3 muestra la medición de temperatura efectuada en una selección de puntos sobre la máquina comercial y el sistema de agua he-



(a)



(b)

Figura 3. Variación de temperatura para varios puntos de la máquina comercial con el tiempo, desde el arranque del equipo (a) se incrementan (b) disminuyen respecto a la temperatura ambiental.

lada como función del tiempo desde el momento del arranque hasta que se consigue la estabilización de las lecturas a un valor prácticamente fijo, la parte (a) muestra los puntos cuya temperatura tiende a incrementarse por encima de la ambiental y la (b) los que tienden a disminuir.

Una selección de las mediciones de temperatura y presión realizadas, junto con datos obtenidos del manual del fabricante y de otros autores que efectuaron simulación computacional se muestran en la Tabla 1, la identificación de los tramos de tubería señalados en la Tabla 1 se muestran en la Figura 1. Una muestra de la medición de temperaturas en el agua helada comparada con la temperatura ambiental aparece en la Figura 4. Se puede apreciar el incremento en la temperatura ambiental a medida que transcurre la mañana y su incidencia sobre las temperaturas del agua helada.

No se muestran resultados para la variación de la presión del hidróxido de amonio porque se alcanzan los valores estables mucho más rápidamente que con el caso de la temperatura, como era de esperarse.

Se pudo verificar que el despacho de gas combustible a través de la red fluctúa y también que durante todo el período de prueba la presión de gas en el laboratorio está por debajo de lo usual en una red de distribución de gas. Sin embargo, se corroboró que la presión a cualquier hora es suficientemente alta (más de 0.9 m de co-

lumna de agua sin regulación) para un funcionamiento satisfactorio de la máquina.

La velocidad promedio de las mediciones en la rejilla de descarga fue de 6.57 m/s, considerando que el área de la rejilla es de aproximadamente 0.1m² (un poco mayor que el ducto), se calculó un caudal de 0.67 m³/s y con una densidad de 1.2 kg/m³ se obtiene un flujo másico de 0.602 kg/s. El Cp del aire en estas condiciones es de aproximadamente 1.004 kJ/kg-K y la diferencia promedio de temperatura entre la succión y descarga del aire es de unos 10 K. El cálculo del flujo de calor en el lado del aire del intercambiador de agua helada utilizando (1) muestra que el aparato está retirando unos 8.1 kW

En la medición de la velocidad de operación de los motores se pudo constatar que giran a las velocidades establecidas en [9], el ventilador del condensador a 850 rpm aproximadamente y el motor de las bombas a 3240 rpm.

Se midió un consumo de 9.4 A en la máquina comercial y de 3 A en el soplador de la manejadora de aire y simultáneamente el voltaje fue de 115V, lo que significa un consumo aparente de 1.08kVA para la máquina comercial y 0.345 kVA para el soplador. En el equipo de compresión de vapor se verificó un consumo de 15.6 A, que incluye el compresor y el ventilador del condensador, el soplador de la manejadora de aire consumió 1.6 A, el voltaje que alimenta esta máquina es 202V, lo que se traduce en 3.15kVA cuando el

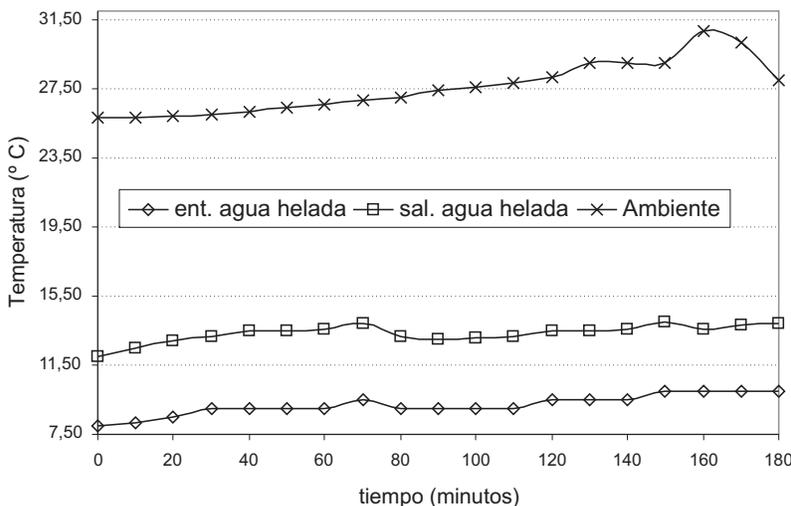


Figura 4. Variación de la temperatura de entrada y salida de agua helada y del ambiente con el tiempo.

compresor está en operación y 0.323kVA cuando solo el soplador funciona.

Discusión y Conclusiones

A través de las mediciones fue posible verificar que la máquina comercial está en capacidad de retirar la carga térmica asociada al sistema. Así mismo el dimensionamiento de la ductería de aire, tubería de agua y cálculo de caídas de presión fueron acertados.

Se pudo observar que existe una diferencia significativa entre algunas de las mediciones de temperatura efectuadas en la máquina comercial y lo establecido en [9] como punto de operación nominal. En esta oportunidad resulta imposible discernir si esto se debe a la posición de los sensores de temperatura o al hecho de que el equipo no está operando a la condición nominal, dado el prolongado tiempo de operación de la máquina comercial los autores nos inclinamos por ésta última. Sin embargo, la medición efectuada fue consistente arrojando tendencias perfectamente válidas.

Fue posible a través de la medición de temperaturas efectuada determinar la constante de tiempo del equipo, como se puede apreciar en la Figura 3, al cabo de unos 20 minutos las variaciones en este parámetro son prácticamente nulas. Tal como lo plantean en [3] la constante de tiempo para un equipo de absorción es significativamente mayor que en un equipo de compresión de vapor, esos autores calcularon la constante para una máquina comercial similar a la de la presente investigación (aproximadamente unos 15 minutos) siendo sus resultados comparables con los mostrados aquí. La constante de tiempo determinada en la presente investigación es menor a 20 minutos, lo que demuestra que no es indispensable mantener encendido el acondicionador de aire por largos períodos de tiempo para poder conseguir en el recinto condiciones confortables.

El fabricante establece que la válvula de regulación de gas solo operará para un rango de presiones de alimentación de gas entre 0.13 m y 0.35 mH₂O, dado que se contó siempre con una presión más alta pudo regularse hasta los valores aquí mencionados. El sistema de ignición no falló en arranques del equipo a los niveles de presión

mencionados ni hubo mal funcionamiento del mismo imputable a la fluctuación en la presión del gas de alimentación, partiendo del hecho de que pudo acondicionarse el recinto hasta condiciones de comodidad.

Algunos estudios numéricos [4, 5] plantean la variación del flujo de agua helada como método de optimización del sistema. En la presente investigación la condición de operación óptima se ajustó siguiendo los lineamientos descritos en la Metodología, que es un método simplificado para establecer el flujo en el campo sin necesidad de equipos de medición, la manipulación de la válvula de regulación por encima o por debajo del punto de ajuste inicial trajo como consecuencia el aumento en la temperatura de agua helada y consecuente reducción de la capacidad de la máquina.

A pesar de la diferencia en tiempo de operación entre la máquina de absorción y la de compresión de vapor que se analizaron, lo cual significa una diferencia tecnológica y en eficiencia significativas, el equipo de absorción mostró un consumo de potencia aparente de aproximadamente la tercera parte con respecto al de compresión de vapor, en realidad se está considerando en el análisis que los motores en ambas máquinas tienen factores de potencia similares. No fue posible medir los consumos de energía (kW-h) en esta oportunidad pero se prevé realizar dicha medición y así estimar el ahorro en la factura de electricidad a nivel residencial.

Reconocimientos

Los Autores desean expresar su agradecimiento al Consejo de Desarrollo Científico y Humanístico de la Universidad del Zulia (CONDES) por su apoyo financiero.

Referencias Bibliográficas

1. Hernandez, J. y Medina, P. "Rehabilitación y puesta en marcha de un sistema de refrigeración por absorción con amoníaco". Universidad del Zulia, trab. esp. grado, 2007.
2. Colman, A., De Turris, A., Díaz, G. y Márquez, N. "Desarrollo de un banco de pruebas para acondicionadores de aire por absorción". 3er CIMEEM Congreso de Ingenierías

- Mecánica, Eléctrica, Electrón. y Mecatrónica. México 25-27 de junio de 2008. p107-116.
3. Kim, B. y Park, J. "Dynamic simulation of a single-effect ammonia-water absorption chiller". *Internat. J. Refrigeration*. 30 (2007) 535-545.
 4. Darwish, N., Al-Hashimi, A. y Al-Mansoori, A. "Performance analysis and evaluation of a commercial absorption-refrigeration water-ammonia (ARWA) system". *Internat. J. Refrigeration*. (2008). In press.
 5. Chua, H., Toh, H. y Ng, K. "Thermodynamic modeling of an ammonia-water absorption chiller". *Internat. J. Refrigeration*. 25 (2002) 896-906.
 6. Gomez, V. et al. "Theoretical and experimental evaluation of an indirect-fired GAX cycle cooling system". *Applied Thermal Engineering*. 28 (2008) 975-987.
 7. Horuz, I y Callander, T. "Experimental investigation of a vapour absorption refrigeration". *Internat. J. Refrigeration*. 27(1) (enero 2004) 10-16.
 8. Lazzarin, R. y Gasparella, A. "Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances". *Internat. J. Refrigeration*. 19(4) (1996) 239-246.
 9. SERVEL, Set-up and Instalation procedure. 1977. Editorial group Inc. Evansville. 1-48.
 10. Gonzalez Lopez, J. Métodos de auditorías energéticas para el sector público. 2 007. Universidad del Zulia. Maracaibo. 56.

Recibido el 19 de Noviembre de 2008

En forma revisada el 28 de Septiembre de 2009