



## Propuesta de un sistema de refrigeración por absorción para la climatización del edificio administrativo de la termoeléctrica de Felton \*

**César Leonardo González Salas**

Carrera: Ingeniería Mecánica

Instituto Superior Minero Metalúrgico (Cuba).

**Resumen:** Se caracterizaron los componentes principales que conforman el sistema y se analizaron las metodologías de cálculo para su selección. Se estableció un procedimiento de cálculo para la determinación de los parámetros del ciclo de refrigeración con ayuda del diagrama de equilibrio amoníaco-agua y a través de balances de masa y energía se determinó la cantidad de calor, de refrigerante y de agua que se requiere para su funcionamiento. Se determinaron las áreas de transferencia de calor necesarias para el intercambio térmico en el evaporador, condensador, absorbedor y generador. Se propone la instalación de tres plantas enfriadoras de agua por absorción, alimentadas por agua caliente, de la firma ABSORSISTEM S. L., modelo WFC SC30, con capacidad de 105 kW cada una.

**Palabras clave:** Refrigeración por absorción; climatización; planta enfriadora de agua.

---

\* Trabajo tutorado por el Dr. Ever Góngora Leyva.

Recibido: 14 junio 2014 / Aceptado: 2 noviembre 2014.

## **Proposed cooling system for the conditioning of the administration building in Felton power plant**

**Abstract:** The main components of the system were characterized and the calculation methodologies for the selection were analyzed. A calculation procedure was established for determining the parameters of the cooling cycle with the assistance of the ammonia-water equilibrium diagram and through the mass and energy balance calculations to determine the amount of heat and water required for its operation. The areas of heat transfer required for the heat exchange in the evaporator, condenser, absorber and generator were identified. It is proposed to install three water cooling plant by absorption fed with hot water supplied by ABSORSISTEM, S.L. WFC SC30 model with a capacity of 100kW each.

**Key words:** Absorption cooling; conditioning; water cooling plant.

## Introducción

El incremento de las restricciones ambientales y del costo de generación de la energía eléctrica ha contribuido al desarrollo de investigaciones relacionadas con los sistemas de refrigeración que utilizan recursos renovables como fuente de energía motriz. En aplicaciones residenciales y comerciales, la demanda de refrigeración y acondicionamiento de aire se garantiza mediante el empleo de sistemas convencionales por compresión de vapor, caracterizados por ser altos consumidores de energía eléctrica, incidiendo en sobrecargas considerables en las redes de distribución.

En los últimos años ha resurgido la refrigeración por absorción, a consecuencia del alza del precio de los hidrocarburos y del impacto al medioambiente derivado de su uso y explotación (Cerezo, 2006). Este auge se fundamenta en la posibilidad de accionar estos sistemas directamente con energía solar o calores residuales, disminuyendo las emisiones de dióxidos de carbono y la demanda de energía eléctrica (Izquierdo *et al.*, 1994; Alefeld *et al.*, 1991; Siatka, 1983). Teniendo en cuenta que las sustancias de trabajo de estos aparatos son compuestos naturales, se evitan los efectos negativos sobre el medio ambiente en contraposición a los refrigerantes utilizados por algunas máquinas de compresión mecánica, que destruyen el ozono atmosférico.

El frío solar, como se conocen comúnmente los sistemas de absorción activados mediante energía solar, ha ganado mercado en los últimos 30 años. Este tipo de sistema puede contribuir a reducir los picos de consumo eléctrico, debido a la utilización masiva de los sistemas de aire acondicionado en verano (Alvares y Trepp, 1987a, 1987b; Izquierdo *et al.*, 2002; Kim, 2007).

Por razones medioambientales y de ahorro energético se ha incrementado el interés por desarrollar máquinas de absorción condensadas por aire, que puedan ser integradas en el sector residencial y automotriz. Ziegler (1999) señala que las desventajas de las máquinas de absorción residen en su elevado peso, grandes dimensiones y el alto costo de la inversión inicial.

A partir del conocimiento de la carga térmica de enfriamiento en los locales climatizados del edificio socio-administrativo en la Empresa Termoeléctrica Lidio Ramón Pérez, y la existencia de fuentes de suministro de calor que pueden emplearse en el uso de una máquina de enfriamiento por absorción, se impone la necesidad de

establecer los parámetros de selección de una máquina de enfriamiento por absorción a partir de un análisis de las diferentes fuentes de suministro de calor para la generación de frío. De esta manera se puede contribuir a la disminución del consumo de energía eléctrica por concepto de climatización y a la eliminación del uso de freones como refrigerantes. El objetivo del trabajo consiste en seleccionar un sistema de refrigeración por absorción que garantice la climatización del edificio socio-administrativo de la Empresa Termoeléctrica Lidio Ramón Pérez.

### **Máquinas de absorción con par amoniac-agua**

Las máquinas de refrigeración por absorción, de amoniac-agua, existentes en el mercado, incluyen equipos de potencias en torno a 1 MW y aparatos de absorción para aire acondicionado de pequeña potencia con llama directa que utilizan combustibles como gas natural, propano o butano. La industria alimenticia requiere de refrigeración a temperaturas entre 0 y - 10 °C para la conservación de alimentos y la producción de hielo. Este sector industrial dispone de calor residual debido a procesos necesarios en la elaboración de alimentos y sus necesidades de refrigeración podrían ser cubiertas por equipos de absorción activados con residuos térmicos. Sectores como el comercial, residencial y del transporte tienen potencial para el uso de estos sistemas, para cubrir la demanda creciente de aire acondicionado y refrigeración, donde es posible el accionamiento mediante calor residual, a partir de la aplicación de la microgeneración o de la energía solar térmica (Cerezo, 2006).

### **Selección de la máquina de refrigeración por absorción**

Se optó por el amoniac como refrigerante debido a sus propiedades y disponibilidad en la región. Por sus propiedades físicas posee una transferencia de calor superior a la de los refrigerantes fluorados más utilizados. Al ser insoluble en el aceite de los compresores su capacidad de refrigeración es de cuatro a cinco veces mayor que la del R12 y el R22, cuyas capacidades de transferencia de calor se ven afectadas en la práctica al mezclarse con el aceite.

## Grosor de la pared de tuberías

Las tuberías para amoníaco son menos costosas ya que este refrigerante tiene una viscosidad inferior a la del R12 y R22, lo que implica un menor flujo másico. Además, las tuberías deben ser de acero o aluminio, materiales más baratos que el cobre, necesario para los sistemas con refrigerantes fluorados.

## Precio

El amoníaco tiene una amplia variedad de usos, pero en cualquier caso su precio es inferior a los refrigerantes fluorados y, además, con cantidades significativamente inferiores se consiguen los mismos efectos.

En el cumplimiento de la investigación fue imprescindible el aseguramiento del equipamiento necesario para efectuar las mediciones de magnitudes físicas para la evaluación de los parámetros de selección de una máquina de climatización por absorción. Las magnitudes analizadas, los instrumentos de medición empleados y sus características técnicas se describen en la Tabla 1.

Tabla 1. Magnitudes analizadas y características de los instrumentos

Magnitudes	Instrumentos	Rango de medición
Temperatura (°C)	Termopar tipo J RQ 21 T201	0 a 2 000
Temperatura (°C)	Termo resistencia PT-100RQ 01 T 201	0 a 1 000
Presión (MPa)	Rosemont RQ 01 P 202	0 a 20
Caudal (t/h)	Flujómetro RQ 01 F 202	0 a 5
Temperatura (°C)	Termómetro	40 a 60

La propuesta de una metodología de cálculo que relacione los parámetros principales que identifican una instalación de climatización, con los que caracterizan el ciclo de refrigeración por absorción, permitirá determinar los parámetros de selección de los equipos que componen estos sistemas; con tal objetivo se parte del análisis teórico de la instalación.

El estudio surge de la potencia frigorífica que se desea producir, la energía de alimentación del generador y los rangos de temperatura de trabajo. Para ello se toman datos de inicio como la temperatura del fluido que proporcionará energía al generador, la temperatura del fluido que extraerá energía del condensador, la temperatura del fluido a refrigerar y la capacidad frigorífica necesaria.

Los cálculos de los equipos de refrigeración por absorción se fundamentan en el estudio de los procesos térmicos que se producen a lo largo del ciclo (flujos energéticos), en el estudio de los diferentes estados de los elementos (sólido, líquido y gaseoso), en las composiciones en las mezclas y en los efectos de las presiones y las temperaturas.

### Características del modelo termodinámico

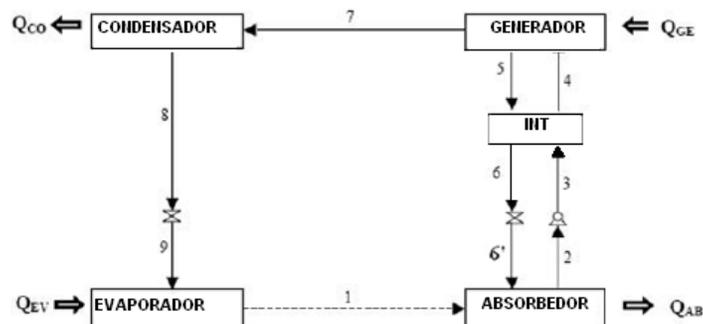


Figura 1. Diagrama esquemático del ciclo de absorción de amoníaco-agua (Cañadas y Torres, 2010).

### Determinación de las propiedades termodinámicas con base en el diagrama de equilibrio amoníaco-agua

Como a lo largo del ciclo existen mezclas de diferentes concentraciones, los balances energéticos se evalúan más fácilmente utilizando diagramas entalpía-concentración.

Con base en los parámetros definidos se determinan las propiedades restantes del ciclo termodinámico de absorción amoníaco-agua de la Figura 1.

### Análisis termodinámico de los componentes del sistema

Los problemas de proyecto y análisis en los sistemas de refrigeración por absorción comprenden una serie de balances energéticos que abarcan todo el ciclo y cada una de sus partes. Así, para el sistema correspondiente al ciclo de la Figura 1, se desprecian las variaciones de energía cinética, potencial y superficial.

### Balance energético del sistema de refrigeración

A través del balance energético al sistema se considera que la suma de los calores absorbidos en el generador y el evaporador debe ser igual a la suma de los calores

cedidos en el condensador y absorbedor más la potencia consumida por la bomba, según se muestra en la ecuación (1):

$$Q_{EV} + Q_{GE} - Q_{CO} - Q_{AB} - N_B = 0 \quad (1)$$

Donde:

$Q_{EV}$ : Calor absorbido en la evaporación; W

$Q_{GE}$ : Calor suministrado al sistema en el generador; W

$Q_{CO}$ : Calor cedido al condensador; W

$Q_{AB}$ : Calor cedido al absorbedor; W

$N_B$ : Potencia de la bomba; W.

Los balances energéticos correspondientes a las etapas individuales se refieren únicamente a magnitudes caloríficas y entálpicas, excepto en los casos en los que se incluye la bomba.

El balance de masa y energía para el generador, según se muestra en la ecuación (1), queda establecido a través de la ecuación (2):

$$\dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_4 \cdot h_4 + Q_{GE} \quad (2)$$

Donde:

$\dot{m}_7$ : Flujo másico de refrigerante hacia el condensador; kg/s

$h_7$ : Entalpía del refrigerante a la entrada del condensador; kJ/kg

$\dot{m}_5$ : Flujo másico de solución concentrada hacia el absorbedor; kg/s

$h_5$ : Entalpía de la solución débil a la salida del generador; J/kg

$\dot{m}_4$ : Flujo másico de la solución fuerte a la entrada del generador; kg/s

$h_4$ : Entalpía de la solución fuerte a la entrada del generador; J/kg.

### Cálculos del diseño termodinámico

Los balances de materia y energía se establecen comenzando con el evaporador y utilizando los datos de las Figuras 2 y 3.

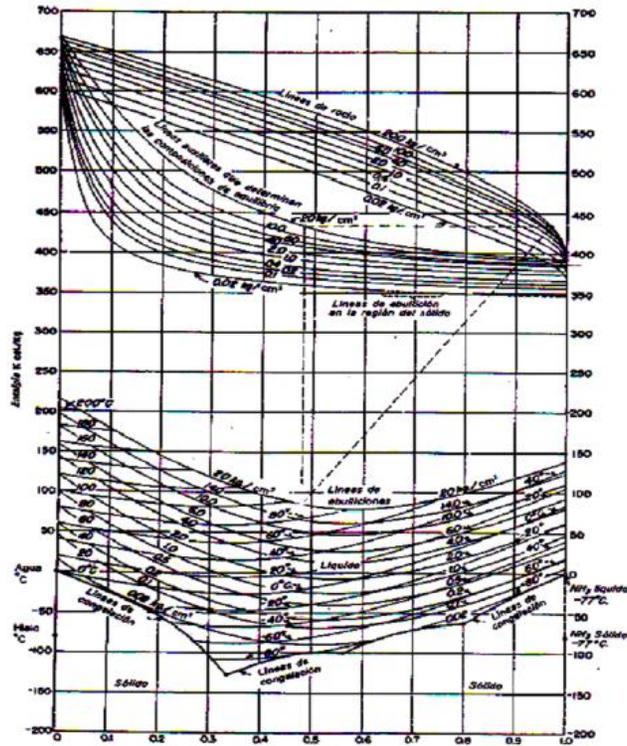


Figura 2. Diagrama de equilibrio amoníaco-agua.

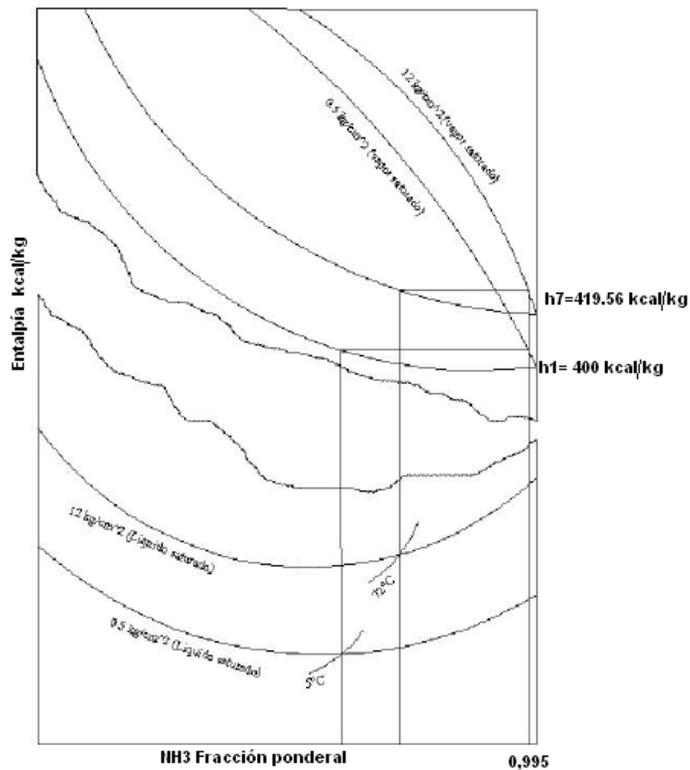


Figura 3. Método para la determinación de las entalpías en el diagrama de equilibrio amoníaco-agua (Cañadas y Torres, 2010).

El flujo de refrigerante que debe circular por el evaporador para garantizar la capacidad de enfriamiento se determina a través de la ecuación (3):

$$\dot{m}_1 = \frac{Q_0}{h_1 - h_9} \quad (3)$$

Donde:  $\dot{m}_1 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9$

$\dot{m}_1$ : Flujo de refrigerante que debe circular por el evaporador; kg/s

$Q_0$ : Potencia de refrigeración; W

$h_9$ : Entalpía del amoníaco a la entrada del evaporador; J/kg

$h_1$ : Entalpía del amoníaco a la salida del evaporador; J/kg.

Para determinar los flujos másicos en diferentes zonas del ciclo es necesario realizar balances de masa, energía y concentración en cada uno de los elementos que componen el sistema de refrigeración por absorción. El flujo másico de solución fuerte que sale del absorbedor se determina a través de un balance de masa, según se muestra en la ecuación (4):

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_6 = \dot{m}_2 \quad (4)$$

Donde:

$\dot{m}_2$ : Flujo másico de la solución fuerte a la salida del absorbedor; kg/s

$\dot{m}_6$ : Flujo másico de la solución débil a la entrada del absorbedor; kg/s.

A través de la ecuación (5) se establece el balance masa y concentración en el absorbedor.

$$\dot{m}_1 \cdot x_1 + \dot{m}_6 \cdot x_6 = \dot{m}_2 \cdot x_2 \quad (5)$$

Donde:

$x_1$ : Concentración de refrigerante a la salida del evaporador; adimensional

$x_6$ : Concentración de solución débil a la salida del generador; adimensional

$x_2$ : Concentración de la solución fuerte a la salida del absorbedor; adimensional.

Sustituyendo (4) en (5) y despejando se obtiene:

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 \cdot x_6 + \dot{m}_1 \cdot x_1}{x_6 - x_2} \quad (6)$$

Con el objetivo de determinar la entalpía de la solución fuerte que sale del intercambiador de calor se realiza el balance de masa y energía (ecuación 7).

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 + \dot{m}_5 \cdot h_5 = \dot{m}_4 \cdot h_4 + \dot{m}_6 \cdot h_6 \quad (7)$$

El flujo de vapor de amoníaco que sale del generador se determina a través del balance de masa, según se muestra en la ecuación (8):

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_5 \quad (8)$$

### Cálculo de los calores en los componentes del sistema

Para determinar el calor necesario en cada uno de los elementos que componen el ciclo de refrigeración por absorción (intercambiadores de calor) se realizan balances de masa y energía a los mismos, según se muestra en las ecuaciones (9), (10), (11) y (12).

$$\text{Calor absorbido en el evaporador: } Q_{EV} + \dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_1 \cdot h_1 \quad (9)$$

$$\text{Calor rechazado en el absorbedor: } \dot{m}_1 \cdot h_1 + \dot{m}_6 \cdot h_6 = \dot{m}_2 \cdot h_2 + Q_{AB} \quad (10)$$

$$\text{Calor absorbido en el generador: } \dot{m}_4 \cdot h_4 + Q_{AB} = \dot{m}_7 \cdot h_7 + \dot{m}_5 \cdot h_5 \quad (11)$$

$$\text{Calor rechazado en el condensador: } \dot{m}_7 \cdot h_7 = \dot{m}_8 \cdot h_8 + Q_{CO} \quad (12)$$

Donde:

$h_8$ : Entalpía del refrigerante a la salida del condensador; J/kg

La potencia consumida por la bomba se determina a través de la ecuación (13):

$$N_b = \frac{\dot{m}_2 \cdot (P_3 - P_2)}{\gamma_{NH_3}} \quad (13)$$

Donde:

$P_3$ : Presión de operación del generador; Pa

$P_2$ : Presión de operación del absorbedor; Pa

$\gamma_{NH_3}$ : Peso específico del amoníaco; m<sup>3</sup>/kg.

El coeficiente de operación del sistema se determina según la ecuación (14):

$$COP = \frac{Q_{WV}}{Q_{CE} + W_B} \quad (14)$$

## Análisis de los intercambiadores de calor

El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida se observa en muchas aplicaciones de ingeniería. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este intercambio se denomina intercambiador de calor y las aplicaciones específicas se pueden encontrar en calefacción de locales, acondicionamiento de aire, producción de potencia y aprovechamiento de calor de desecho (Incropera, 2007).

## Método de la diferencia de temperatura media logarítmica

Según Incropera (2007), para diseñar, predecir o seleccionar un intercambiador de calor es esencial relacionar el flujo total de calor transferido con variables tales como las temperaturas de entrada y salida del fluido, coeficiente global de transferencia de calor y el área total de la superficie para la transferencia de calor.

Aplicando un balance de energía para los fluidos caliente y frío (Figura 2) se obtienen las ecuaciones (15) y (16), que caracterizan la transferencia total de calor entre los fluidos.

$$q = \dot{m}_h \cdot C_{ph} \cdot (T_{hi} - T_{ho}) \quad (15)$$

$$q = \dot{m}_{hc} \cdot C_{pc} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (16)$$

Donde:

H: Entalpía del fluido; kJ/kg

m: Flujo másico; kg/s

T: Temperatura del fluido; K.

Los subíndices h y c hacen referencia a los fluidos caliente y frío.

Los subíndices i y o designan las condiciones de entrada y salida del fluido.

Las ecuaciones (15) y (16) son dependientes de la colocación del flujo y tipo de intercambiador de calor.

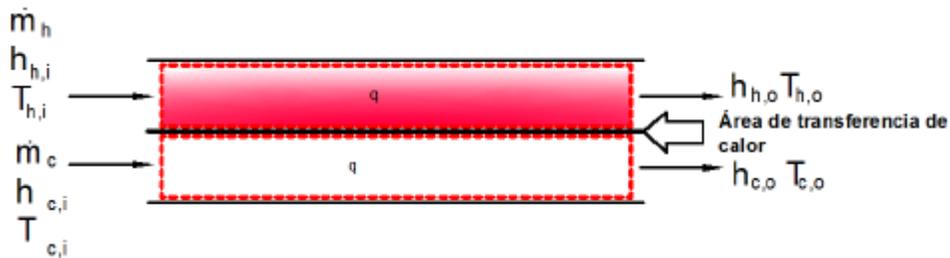


Figura 4. Balances globales de energía para los fluidos caliente y frío de un intercambiador de calor (Incropera, 2007).

Usando la ley de Newton para el enfriamiento y el coeficiente global de transferencia de calor se puede plantear la ecuación (17):

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{mi} \tag{17}$$

Donde:

U : Coeficiente global de transferencia de calor; W/(m<sup>2</sup>·K)

A : Área del intercambiador; m<sup>2</sup>

$\Delta T_{mi}$ : Diferencia de temperatura media logarítmica; °C.

La diferencia de temperatura media logarítmica depende del tipo de intercambiador y se determina según la ecuación (18):

$$\Delta T_{mi} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \tag{18}$$

Donde:  $\Delta T$ : Variación de temperatura; K.

La distribución de temperatura asociada con un intercambiador de calor a contra flujo se muestra en la Figura 3. La temperatura de salida del fluido frío puede exceder la temperatura de salida del fluido caliente.

La diferencia de temperatura entre los puntos extremos se determina a través de las ecuaciones (19) y (20).

$$\Delta T_1 \equiv Th_{,1} - T_{c,1} = Th_i - Th_o \tag{19}$$

$$\Delta T_2 \equiv Th_{,2} - T_{c,2} = Th_o - Th_{,oi} \tag{20}$$

En intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado las condiciones de flujo son más complicadas, las ecuaciones (15), (16), (17), (18), (19) y (20) se pueden emplear si se afecta la diferencia media logarítmica por un factor de corrección

(F). La diferencia de temperatura media para un intercambiador de calor de múltiples pasos y flujo transversal se determina según se muestra en la ecuación (21):

$$\Delta T_{mi} = F \cdot \Delta T_{mi,CF} \tag{21}$$

Donde:

F: Factor de corrección; adimensional

$\Delta T_{mi,CF}$  : Diferencia de temperatura media logarítmica en un intercambiador a contra flujo; adimensional

$\Delta T_{mi}$  : Diferencia de temperatura media logarítmica corregida; adimensional.

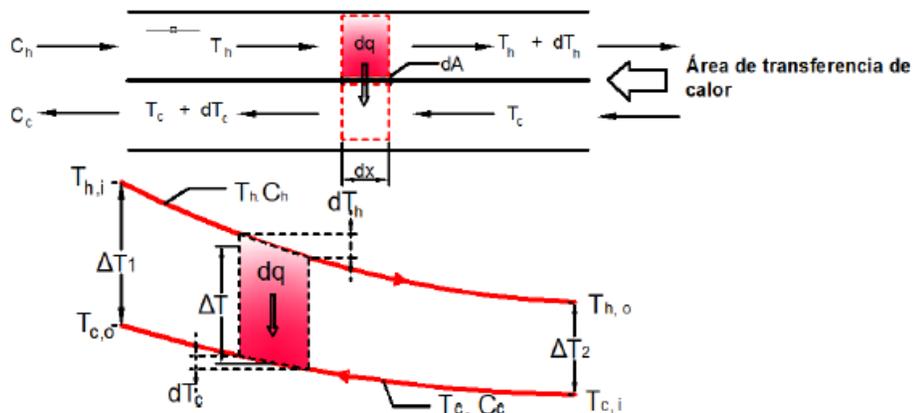


Figura 5. Distribución de temperatura en un intercambiador de calor a contra flujo (Incropera, 2007).

### Método de la relación efectividad-NTU

Es simple usar el método de la diferencia de temperatura media logarítmica para el análisis de los intercambiadores de calor cuando la temperatura de entrada de los fluidos es conocida y las temperaturas de salida se especifican o se determinan de forma fácil a partir de las expresiones de balance. No obstante, si solo las temperaturas de entrada se conocen, el uso del método de la diferencia de temperatura media logarítmica requiere un procedimiento iterativo. En tales casos es preferible utilizar una aproximación alternativa, llamado método de la efectividad-NTU. Para definir la efectividad de un intercambiador de calor se debe primero determinar el flujo máximo de calor transferido ( $q_{max}$ ), (Incropera, 2007).

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \tag{22}$$

Donde:  $C_{min}$ ; Capacitancia térmica del fluido.

Se define la efectividad ( $\varepsilon$ ) como la relación entre el flujo de transferencia de calor para un intercambiador de calor y la máxima transferencia de calor posible.

$$\varepsilon \equiv \frac{q}{q_{max}} \quad (23)$$

Donde:  $q$ : Flujo de transferencia de calor para un intercambiador de calor;  $W$   
 $q_{max}$ : Flujo máximo de transferencia de calor para un intercambiador de calor;  $W$

De las ecuaciones (15), (16) y (22) se obtiene: Cuando  $C_c = C_{min}$

$$\varepsilon \equiv \frac{C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (24)$$

Cuando  $C_h = C_{min}$

$$\varepsilon \equiv \frac{C_{hc} \cdot (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (25)$$

La efectividad es adimensional y, por definición, debe estar en el rango  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ , si  $\varepsilon$ ,  $T_{hi}$  y  $T_{ci}$  se conocen, entonces el flujo de transferencia de calor se determina por la ecuación (26):

$$q = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (T_{hi} - T_{ci}) \quad (26)$$

Para cualquier intercambiador de calor se cumple la ecuación (27):

$$\varepsilon = f(NTU, C_r) \quad (27)$$

Donde:  $C_r$ : Relación de capacidad de calor; adimensional.

La relación de capacidad de calor se determina según la ecuación (28):

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{C_c}{C_h} = \frac{C_h}{C_c} \quad (28)$$

El número de unidades de transferencia de calor (NTU) es un parámetro adimensional que es ampliamente utilizado para el análisis de los intercambiadores de calor (ecuación 29).

$$NTU = \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (29)$$

## Parámetros de cálculo de la instalación

Con apoyo de la metodología de cálculo descrita y los datos de diseño que se describen en la Tabla 2 se procede a la evaluación del ciclo de refrigeración por absorción.

Tabla 2. Parámetros de trabajo de la instalación

Datos de inicio	Valor	U/M
Capacidad frigorífica necesaria	268,8	kW
Temperatura de salida de agua refrigerada	5	°C
Temperatura del fluido que extraerá el calor del condensador	27	°C
Temperatura del fluido que proporcionará el calor al generador	95	°C

Durante el funcionamiento del ciclo de refrigeración existen mezclas de diferentes concentraciones y durante su evaluación se utilizan los diagramas entalpía–concentración para determinar las propiedades termodinámicas de la sustancia de trabajo a partir de los parámetros conocidos.

Según se muestra en las Figuras 2 y 3, el grupo inferior de líneas del diagrama corresponde a las entalpías de diversas fases sólidas de hielo y amoniaco con los puntos eutéctico y congruente. El grupo de curvas situado sobre este representa las entalpías de las soluciones saturadas en todo el intervalo de composiciones para diferentes temperaturas y presiones. El tercer grupo desde el fondo representa las líneas de construcción para la obtención de las relaciones de equilibrio vapor–líquido. El grupo superior de líneas representa las entalpías de vapores saturados que cubren todo el intervalo de composiciones para distintas temperaturas y presiones.

El punto 1 (Figura 1) se encuentra a la presión de equilibrio del vapor saturado con una concentración de 99,5 % de NH<sub>3</sub> a 5 °C, con estos datos se ingresa al diagrama equilibrio amoniaco–agua (Figura 2). Se parte de la concentración (99,5 %) trazando una vertical hasta cortar la línea de saturación (línea de rocío), esta representa un valor de ensayo para la presión de equilibrio. Se sigue una horizontal desde el punto que representa el vapor saturado a esta presión y concentración del 99,5 % hasta la correspondiente línea de construcción del equilibrio. Desde ese punto se sigue hacia abajo según una línea vertical hasta la línea de 5 °C de las curvas de líquido saturado y se lee la correspondiente presión de equilibrio. De esta forma se encontró que la presión del evaporador es aproximadamente de 0,5 kgf/cm<sup>2</sup> (Figura 2).

Para el punto 2 a la salida del absorbedor se tiene una solución concentrada con presión de  $0,5 \text{ kgf/cm}^2$  y una temperatura de  $30 \text{ }^\circ\text{C}$ . De la Figura 1 se determina que la concentración del amoníaco es de  $20 \%$  y su entalpía de  $12,25 \text{ kcal/kg}$ .

A la salida del condensador (punto 8), con una temperatura de  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  y una concentración de amoníaco de  $99,5 \%$ , se lee una presión de  $12 \text{ kgf/cm}^2$ ; este valor es análogo para los puntos: 3, 4, 5 y 7.

El punto 3 tiene una temperatura de  $30 \text{ }^\circ\text{C}$  y concentración semejante a la del punto 2 y 4, respectivamente. En el punto 4 es necesario hacer un balance energético para determinar la entalpía.

Para determinar la entalpía en el punto 5 se ingresa al gráfico con una temperatura de  $84 \text{ }^\circ\text{C}$  y una presión de  $12 \text{ kgf/cm}^2$ , como resultado se obtiene la entalpía en el punto 5 ( $h_5 = 75 \text{ kcal/kg}$ ).

A la salida del intercambiador en el punto 6 circula una solución débil con una temperatura de  $34 \text{ }^\circ\text{C}$  y una presión de  $0,5 \text{ kgf/cm}^2$ . Del gráfico se define la entalpía ( $h_6 = 16,67 \text{ kcal/kg}$ ) y la concentración ( $x_6 = 0,183$ ) en el punto 6, estas condiciones se consideran igual a las del punto 6.

En el punto 7 se tiene vapor de amoníaco con una concentración de  $0,995$  y una presión de  $12 \text{ kgf/cm}^2$ . Se traza una línea vertical desde el valor de concentración hasta cortar la línea de saturación correspondiente a la presión dada, luego se traza una horizontal hasta cortar la línea auxiliar a la misma presión, con una línea vertical hacia abajo hasta interceptar la línea de presión, se lee el valor aproximado de la temperatura a la salida del generador ( $T_7 = 72 \text{ }^\circ\text{C}$ ) y al mismo tiempo se obtiene la entalpía en el punto 7 ( $h_7 = 419,56 \text{ kcal/kg}$ ).

Los parámetros de operación de la instalación de refrigeración obtenidos a través del diagrama de equilibrio amoníaco-agua y de los balances de masa y energía se presentan en la Tabla 2.

Tabla 2. Parámetros de operación de la instalación de refrigeración

Punto	T (°C)	X (% de NH <sub>3</sub> )	P (kgf/cm <sup>2</sup> )	h (kcal/kg)	m (kg/s)
1	5	99,5	0,5	400	0,223
2	30	20	0,5	12,50	10,635
3	30	20	12	12,50	10,635
4	78	20	12	69,43	10,635
5	84	18,3	12	75	10,412
6	34	18,3	0,5	16,67	10,412
6'	34	18,3	0,5	16,67	10,412
7	34	18,3	0,5	16,67	10,412
8	30	99,5	12	112,5	0,223
9	5	99,5	0,5	112,5	0,223

### Análisis de los resultados

A través del procedimiento de cálculo que describe el balance energético de los elementos del sistema de refrigeración por absorción (generador, evaporador, condensador y absorbedor) y considerando como datos de la instalación los parámetros de operación del ciclo (Tabla 2), se procedió a la evaluación del ciclo.

La estimación de la carga térmica necesaria para el funcionamiento de la instalación demostró que entre los equipos que componen el ciclo de absorción es el generador el que requiere mayor cantidad de calor, según se muestra en la Figura 6. Este calor puede ser aportado por los gases producto de la combustión, vapor de primer y segundo impulso, vapor de quemadores y agua caliente (vapor condensado).

En la Figura 6 se observa, además, que del total de la cantidad de calor que absorbe la disolución amoniacal en el generador es entregado el 97 % en el absorbedor. Esto se debe a que hay una cantidad de calor que pasa al condensador con el amoniaco en estado de vapor.

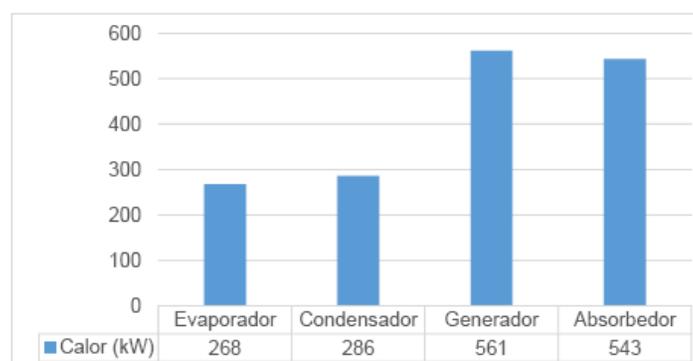


Figura 6. Calor necesario en cada uno de los elementos que componen el ciclo de refrigeración por absorción.

En correspondencia con la Figura 6, la Figura 7 muestra que el generador y el absorbedor requieren mayor área de transferencia de calor que el condensador y el evaporador. Se observa, además, que el área obtenida por el método de la diferencia media logarítmica es mayor en todos los intercambiadores de calor excepto en el absorbedor. Se recomienda siempre escoger la mayor área para la construcción o selección del intercambiador de calor.

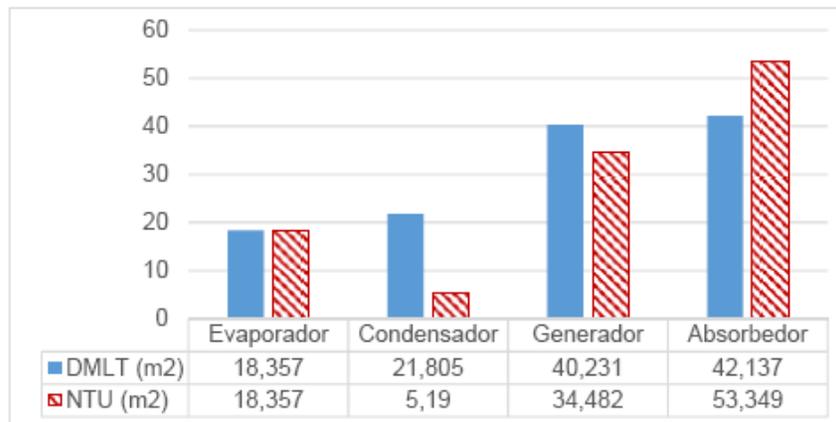


Figura 7. Superficie de intercambio de calor para cada componente.

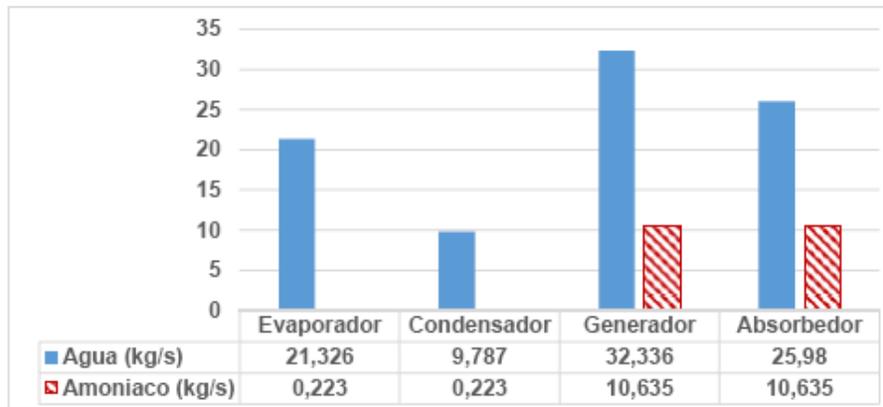


Figura 8. Comportamiento de los fluidos que circulan por el sistema.

En la Figura 8 se representan los caudales de amoniac en estado de vapor que circulan por el sistema de refrigeración por absorción. El flujo másico de refrigerante (amoniac) que circula por evaporador y el condensador tiene una concentración de 0,995, lo que le permite ser 47 veces menor que el flujo de disolución amoniacal que circula por el generador y el absorbedor. No obstante, los flujos de agua requeridos para el suministro y la extracción del calor en los elementos que componen el sistema

son mayores, además, se observa que el mayor flujo de agua se requiere en el generador.

### **Selección del equipo**

El análisis de los resultados obtenidos a través de la evaluación del ciclo de refrigeración por absorción arrojó los elementos necesarios para la selección de tres plantas enfriadoras de agua por absorción, alimentadas por agua caliente, de la firma ABSORSISTEM, S. L., modelo WFC SC30, con las siguientes características:

Capacidad frigorífica 105 kW

Agua refrigerada

-Temperatura de entrada 12,5 °C

-Caudal de agua 4,58 l/s

Agua de enfriamiento

-Calor a disipar 256 kW

-Temperatura de entrada 31,5 °C

-Temperatura de salida 35,0 °C

-Caudal de agua 15,3 l/s

Agua caliente aportada al generador

-Potencia de calor aportada 151,0 kW

-Rango de temperatura 70~95 °C

-Caudal de agua 7,20 l/s

Electricidad

-Consumo 310 W.

### **Conclusiones**

Se caracterizaron los elementos que componen los ciclos de refrigeración por absorción en cuanto a tipos de refrigerantes, efectos, etapas y materiales de los conductos y los intercambiadores de calor.

Se implementó el procedimiento de cálculo para la evaluación del ciclo por refrigeración por absorción para la climatización del edificio administrativo de la

termoeléctrica de Felton y se identificaron los siguientes parámetros de los elementos que componen el ciclo.

- a. Flujos de amoníaco, de disolución y de agua
- b. Área de transferencia de calor de cada intercambiador
- c. Presiones de operación de los intercambiadores de calor
- d. Temperatura de operación de los intercambiadores de calor.

Se determinó que la máquina de refrigeración por absorción, para que cumpla con los requerimientos de operación, debe tener una capacidad de 268 kW, operar en un rango de presión de 1 176,798 kPa y 49,033 kPa entre el circuito de alta presión (generador-condensador) y el de baja presión (evaporador-absorbedor), respectivamente, y se debe garantizar una fuente de calor de 561 kW.

Se seleccionaron tres plantas de la empresa Yazaki, modelo WFC-SC30, con una potencia de 105,0 kW.

### Referencias bibliográficas

- ALEFELD, G.; DEMMEL, S.; KERN, W.; SCHARFE, J.; RIESCH, P. & ZIEGLER, F. 1991: Advanced absorption cycles and systems for environmental protection. Proceedings of Absorption Heat Pump Conference `91. Tokyo, p. 9-17.
- ALVARES, S. G. & TREPP, CH. 1987a: Simulation of a solar driven aqua-ammonia absorption refrigeration system. Part 1: mathematical description and system optimization. *International Journal of Refrigeration* 10(1): 40-48.
- ALVARES, S. G. & TREPP, CH. 1987b: Simulation of a solar driven aqua-ammonia absorption refrigeration system Part 2: viability for milk cooling at remote Brazilian dairy farms. *International Journal of Refrigeration* 10(2): 70-77.
- CAÑADAS, M. E. & TORRES, G. A. 2010: *Diseño de un refrigerador por absorción para uso didáctico*. Tesis de grado. Universidad de El Salvador. 243 p.
- CEREZO, R. J. 2006: *Estudio del proceso de absorción con amoníaco-agua en intercambiadores de placas para equipos de refrigeración por absorción*. Tesis doctoral. Universitat Rovira i Virgili. Tarragona. 193 p.

INCROPERA, F.; DEWITT, D. 2007: *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons. Estados Unidos.

IZQUIERDO, M.; DE VEGA, M.; LECUONA, A. & RODRÍGUEZ, P. 2002: Compressors driven by thermal solar energy: entropy generated, exergy destroyed and exergetic efficiency. *Solar Energy* 72(4): 363-375.

IZQUIERDO, M.; HERNÁNDEZ, F. & MARTIN, E. 1994: Solar effect cooling in Madrid: energetic efficiencies. *Solar Energy* 60(6): 367-377.

KIM, D. S. 2007: *Solar absorption cooling*. Ph.D. Thesis. University of Technology of Delft. The Netherlands. 213 p.

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.

ZIEGLER, F. 1999: Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems. *International Journal of Thermal Sciences* 38(3): 191-208.