

EXPERIMENTACION DE UN EQUIPO DE REFRIGERACION POR ABSORCION EN "CONDICIONES SOLARES".

J. Litvak y R.A. Refusta

Universidad Tecnológica Nacional-Centro de Investigaciones Tecnológicas-Facultad Regional Buenos Aires

RESUMEN

Como parte de un programa para desarrollar un prototipo de sistema integrado de acondicionamiento ambiental (calor y frío) y agua caliente sanitaria, hemos experimentado con un equipo de refrigeración por absorción, de amoníaco-agua, pequeño, de fabricación nacional. El propósito de esta experiencia es modificar las condiciones de trabajo para acercarlas a "condiciones solares", pensando en colectores solares planos como fuente de energía.

Se modificaron las condiciones de funcionamiento y la distribución del flujo de calor en el generador, lográndose sustituir la llama de gas o querosene originales por una alimentación de agua caliente a 90°C. La temperatura del generador se disminuyó desde los 165°C originales hasta 80°C. En estas condiciones se midió la eficiencia del sistema obteniéndose un valor de 40%. La curva de enfriamiento del equipo modificado comparada con la del standard es satisfactoria.

EXPERIENCE WITH AN ABSORPTION REFRIGERATION EQUIPMENT IN "SOLAR CONDITIONS".

J. Litvak and R.A. Refusta

National Technological University-Center of Technological Research-Buenos Aires Regional Faculty

ABSTRACT

As part of a program for developing a prototype of an integrated system for air conditioning (heating and cooling) and sanitary hot water supply, we have experienced with a small absorption refrigeration equipment, of water-amonia solution, made in Argentina. The purpose of our experiences is to modify the conditions of work of the standard equipment and to bring it close to "solar conditions". We think in flat plate solar collectors as the source of energy.

We modified the conditions of work and the heat flux distribution in the generator, replacing the original gas or kerosene flame by a source of hot water at 90°C. The temperature of the generator was lowered from the original 165°C to 80°C. The efficiency was measured to be 40%. Satisfactory cooling curves of the standard and modified equipment were determined.

1. INTRODUCCION

2

Como parte de un programa para desarrollar un prototipo de sistema integrado de acondicionamiento ambiental (calor y frío) y agua caliente de uso sanitario, hemos experimentado con un equipo de refrigeración por absorción, pequeño, de amoníaco-agua, de fabricación nacional.

El propósito de esta experiencia es modificar las condiciones de trabajo del equipo, para acercarlas a "condiciones solares", pensando en colectores solares planos como fuente de energía.

VER FIGS. 1 y 2

El equipo, estándar de fábrica, funcionaba con llama de quemadores de gas y con una temperatura en el generador de 165°C.

Nuestra meta era entonces reducir la temperatura requerida en el generador desde los 165°C originales, hasta una temperatura que estuviera por debajo de los 100°C, de modo que la fuente de calor pueda ser reemplazada por agua caliente proveniente de colectores solares planos.

VER FIG. 3

Con el auxilio del diagrama de Holdham $\ln P = f(1/T)$

VER FIG. 4

analizamos los ciclos posibles y las diferentes condiciones de funcionamiento.

Evaluamos cuantitativamente las cantidades de calor que entran en juego en las diferentes fases del ciclo y diferentes componentes del equipo, mediante el diagrama entálpico de la solución amoníaco-agua.

VER FIG. 5

Las entalpías de los diferentes estados las cotejamos también con la fórmula que se utiliza internacionalmente en el ámbito de la energía solar ((1))

$$\begin{aligned}i(\text{NH}_3 \text{ líquido}) &= 4,65 \cdot 10^3 T + 1,85 \cdot 10^5 \text{ (J/Kg)} \\i(\text{NH}_3 \text{ vapor saturado}) &= 1,06 \cdot 10^3 T + 1,44 \cdot 10^6 \text{ (J/Kg)} \\i(\text{H}_2\text{O} + \text{NH}_3) &= -1,88 \cdot 10^3 - 7,97 \cdot 10^5 X + 9,88 \cdot 10^5 X^2 + \\&\quad + (1,27 \cdot 10^3 + 514X - 333X^2) T - \\&\quad - (1,58 - 29X + 25,2X^2) T^2 \text{ (J/Kg)}\end{aligned}$$

X: concentración de amoníaco en Kg por Kg de solución

T: temperatura en °C

La temperatura del evaporador también la podemos calcular mediante la expresión de uso internacional ((2))

$$T_E = 1,21 + 0,91(T_C + T_A) - 0,852T_G + (0,422 - 0,0097T_E) \cdot (DP + DX)$$

T_E : Temperatura en el evaporador en $^{\circ}C$
 T_C : Temperatura en el condensador en $^{\circ}C$
 T_A : " " " " absorbedor " "
 T_G : " " " " generador " "
 DP : Diferencia de presión entre los extremos del absorbedor
 $a = (dP/dX)_{T_A}$, solución saturada, evaluada en $X = 1/2(X_w + X_a)$
 X_w : concentración de la solución pobre
 X_a : concentración de la solución rica

2. LAS MODIFICACIONES EFECTUADAS

Aumentamos por pasos la concentración (modificando correspondientemente la presión), logrando "arrancar" el ciclo cada vez con menor temperatura del generador. A partir de una determinada concentración fué necesario modificar la distribución del flujo de calor en el generador, para lograr que funcione a temperaturas más bajas. Así llegamos a $T_G = 80^{\circ}C$. Logradas temperaturas menores que $100^{\circ}C$ reemplazamos el calentamiento por llama de querosene del generador, por agua caliente, calentada por una resistencia eléctrica. De este modo simulamos la alimentación con agua de un colector solar.

3. EFICIENCIA DEL EQUIPO EN LAS NUEVAS CONDICIONES

Definimos la eficiencia (o coeficiente de performance):

$$e = \frac{\text{frigorías obtenidas en el evaporador}}{\text{calorías entregadas en el generador}} = \frac{q_E}{q_G}$$

$$q_G = i_5 + (f-1)i_2 - fi_4 \quad (\text{Kcal/Kg})$$

$$q_E = i_8 - i_7 \quad (\text{Kcal/Kg})$$

i_2 : entalpía de la solución pobre al salir del generador

i_4 : " " " " rica " " " " absorbedor

i_5 : " " del vapor de amoníaco a la salida del generador

f : coeficiente de circulación de la solución amoniacal
 (E_g de solución rica que pasa del absorbedor al generador por cada E_g de vapor que se genera en el generador)

i_7 : entalpía del amoníaco líquido a la entrada del evaporador

i_8 : entalpía de los vapores húmedos de amoníaco al final de la evaporación.

En los últimos ensayos se obtuvo un valor de la eficiencia

$$e = \frac{q_E}{q_G} = \frac{245 \text{ Kcal/Kg}}{530 \text{ Kcal/Kg}} = 0,46 = 46\%$$

valor que resulta satisfactorio.

4. POTENCIA Y CURVAS DE ENFRIAMIENTO DEL EQUIPO MODIFICADO Y DEL EQUIPO TESTIGO.

Se midió la capacidad de enfriamiento de ambos equipos de acuerdo con un procedimiento estipulado en normas internacionales y nacionales: medir la evolución de la temperatura de un recipiente con agua puesto en el interior del recinto cerrado a enfriar. El resultado para ambos equipos se observa en las curvas del gráfico

VER FIG. 6

La pendiente de las curvas al comienzo del proceso de enfriamiento permite determinar en forma aproximada la potencia de cada equipo, resultando de aproximadamente 120 frigorías/hora el testigo (original de fábrica) y de 80 frigorías/hora el equipo modificado.

5. LA SITUACION ACTUAL

Nuestro pequeño equipo funciona en "condiciones solares" con una temperatura del generador $T_G=80^\circ\text{C}$, y alimentado con agua caliente de 90°C , temperatura obtenible con colectores solares planos que reúnan ciertas condiciones.

VER FIG. 7

En este trabajo se puso énfasis en la utilización de los equipos nacionales, habiendo trabajado en la planta de producción de la fábrica de los equipos. Establecimos de este modo una colaboración efectiva entre la universidad y la industria, lo que favorece de hecho la ulterior transferencia tecnológica.

PARTES DEL SISTEMA

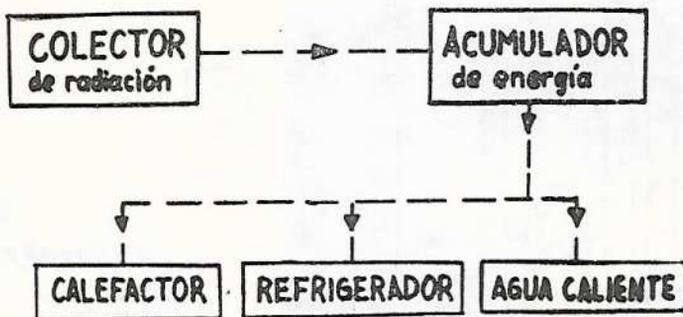


FIG. 1 Partes del sistema

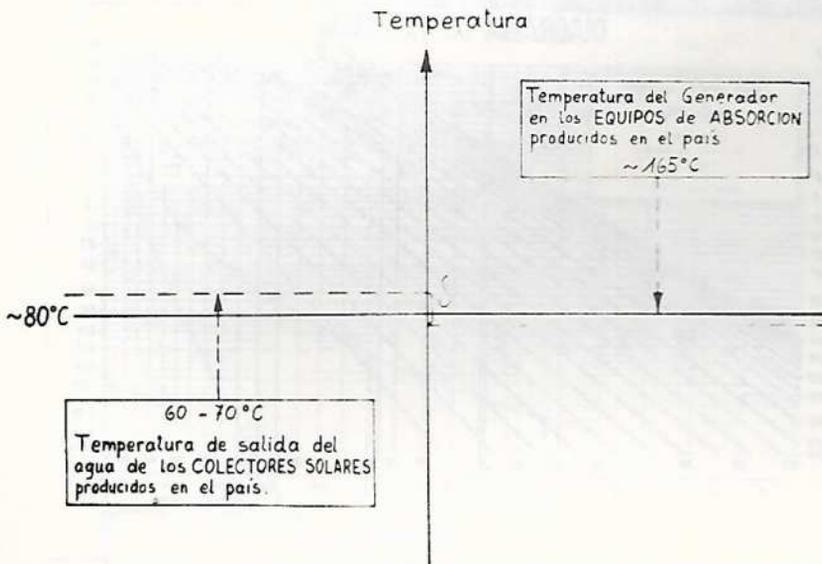


FIG. 2 La situación inicial (1978)

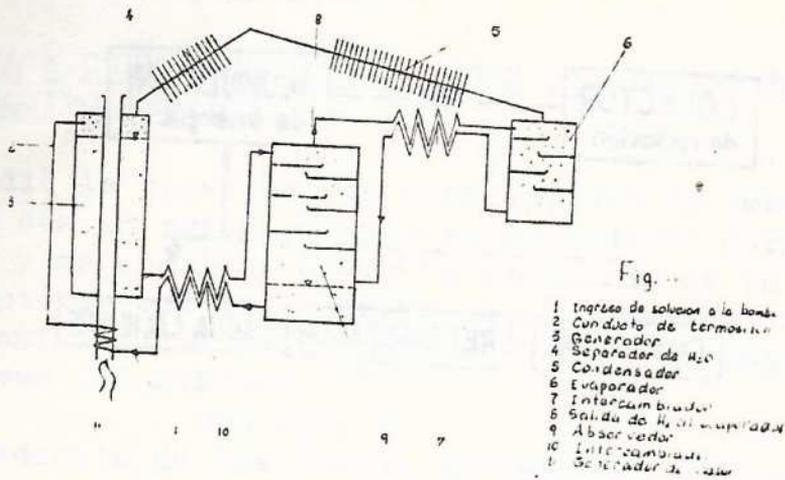


FIG. 3 El sistema de absorción

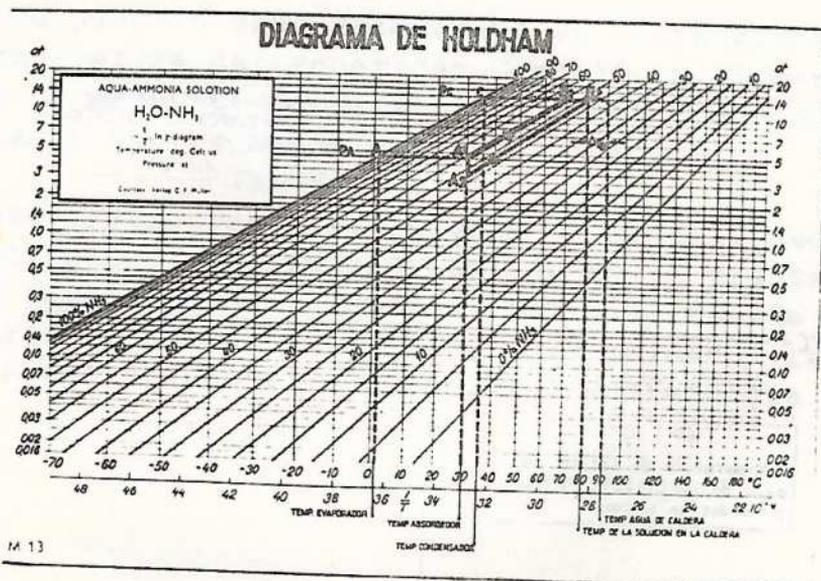


FIG. 4 Diagrama de Holdham

FIG. 5
Diagrama entalpico

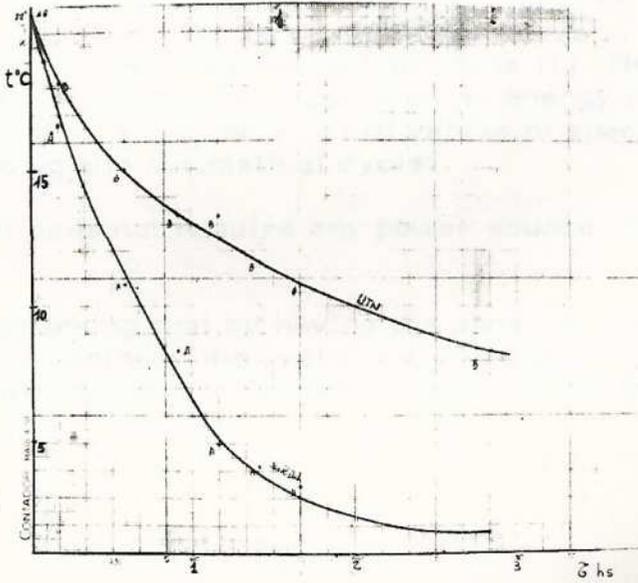
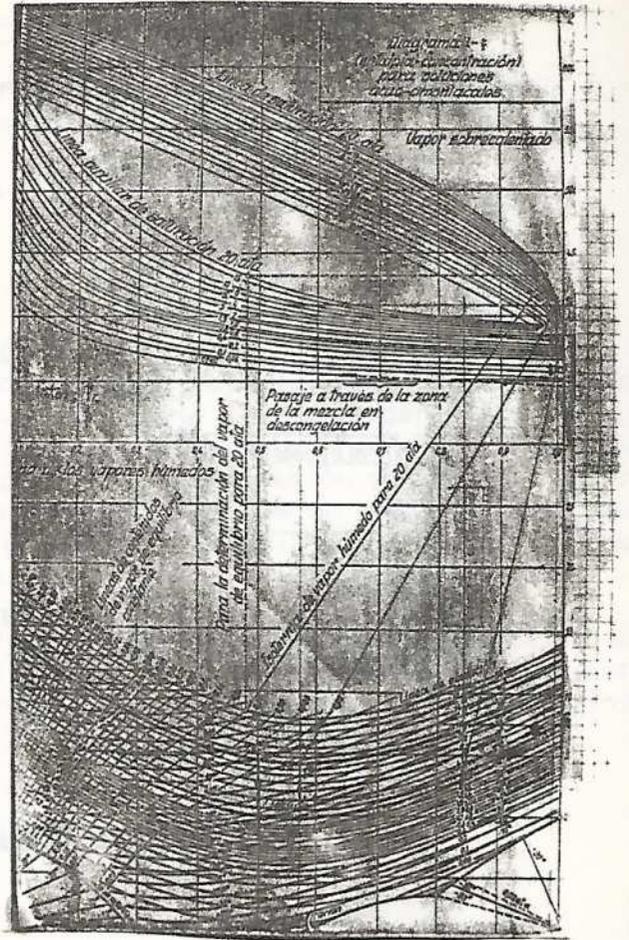


FIG. 6 Curvas de enfriamiento

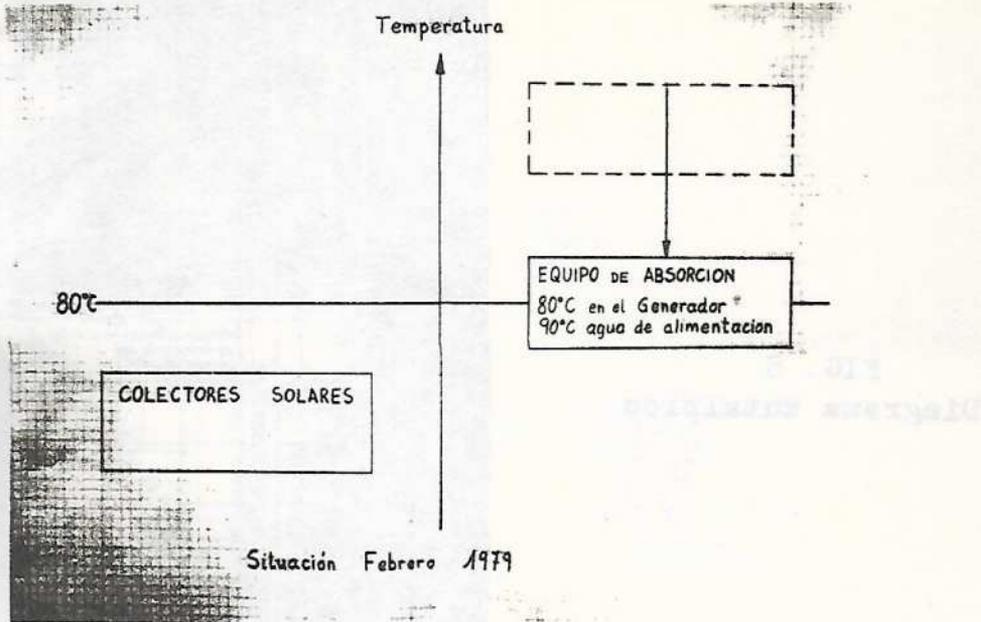


FIG. 7 La situación actual