

REFRIGERACION INDUSTRIAL MEDIANTE ENERGIA SOLAR:
ANALISIS TERMODINAMICO DE UN CICLO DE ABSORCION
DE LiBr-H₂O y NH₃-H₂O. COMPARACION.

* Ing. Eduardo Héctor PEREZ
** Ing. Eduardo Anselmo FABRE
*** Téc. Luis Eduardo TURROS

Resumen:

Se realizó un estudio teórico del rendimiento de un sistema de refrigeración, por ciclo de absorción de LiBr-H₂O a diferentes temperaturas de generación, condensación, evaporación y absorción. En el estudio se analizaron temperaturas de generación entre 45°C y 95°C, valores susceptibles de ser logrados con colectores solares planos.

Se determinaron curvas de eficiencia termodinámica (η), definida como el cociente entre el calor absorbido en el evaporador y el suministrado al generador ($q_g^1/q_g^2=Q_e/Q_g$). Las mayores eficiencias operativas se obtuvieron con las menores temperaturas estudiadas de condensación y absorción.

Introducción:

Las operaciones térmicas de refrigeración y congelamiento a nivel industrial se realizan dentro de un amplio rango de temperaturas de trabajo que oscilan entre 15°C y -30°C. La posibilidad de lograr dichos niveles de temperatura con sistemas accionados con energía solar, es técnicamente factible.

Para el rango entre 15°C y -15°C se pueden usar sistemas de refrigeración solar por ciclos de absorción, con un aceptable nivel de eficiencia, mientras que para temperaturas menores, se requieren sistemas solares combinados de vapor-compresión.

J.M.Krochta y T.R.Rumsey, presentan un análisis teórico de refrigeración y congelamiento de alimentos con energía solar, utilizando un sistema de absorción de NH₃-H₂O, donde se demuestran las limitaciones antes mencionadas para este tipo de sistemas.

* Profesional Adjunto, CONICET, CRICYT, Mendoza.
** Profesional Principal, CONICET, CRICYT, Mendoza.
*** Técnico Auxiliar, CONICET, CRICYT, Mendoza.

Calle Bajada del Cerro s/n-Parque Gral. San Martín-Casilla de Correo 131-(5500)-Mendoza.

Si bien los sistemas de refrigeración con NH₃-H₂O, accionados con gas o vapor se usan desde hace bastante tiempo, los equipos de refrigeración solar más desarrollados y disponibles comercialmente son los que usan el sistema LiBr-H₂O, cuya aplicación se ha limitado hasta el presente para acondicionamiento de aire. Esto se debe principalmente a que el fluido refrigerante es el agua lo que, por problemas de formación de hielo, limita su uso para rangos de temperaturas inferiores a 0°C.

No obstante, existen diversas operaciones industriales de enfriamiento cuyos requerimientos de temperaturas permiten el uso del sistema LiBr-H₂O. También es factible la combinación de éste con un sistema de NH₃-H₂O, o de vapor-compresión, actuando como preenfriador o refrigerando el agua de condensación de los otros sistemas, con el fin de lograr una mayor eficiencia global y/o ampliar el rango de temperaturas de refrigeración del ciclo de NH₃-H₂O.

El presente análisis tiende a determinar la eficiencia termodinámica (η) del sistema LiBr-H₂O, bajo diferentes valores de temperatura de generación, condensación, evaporación y absorción. Se estudian temperaturas de generación dentro de un rango que puede ser lo grado con colectores solares planos.

Refrigeración por ciclo de absorción:

En la figura N°1 se muestra un diagrama de flujo del sistema de refrigeración por ciclo de absorción de LiBr-H₂O.

La solución "fuerte" (5), con un mayor porcentaje de agua, es bombeada desde el absorbedor a través del recuperador de calor, donde se precalienta a expensas del calor sensible cedido por la solución "débil" (7) que deja el generador. En éste se suministra calor (Q_g) latente y sensible, necesarios para la evaporación del agua y el sobrecalentamiento del vapor.

De la solución "fuerte" (6) se separa el vapor de agua (1), según las condiciones de equilibrio termodinámico, establecidas por la relación de presión y temperatura del genera

dor. El vapor (1) entrega su calor (\dot{Q}_c) latente y sensible en el condensador, donde se transforma en líquido (2) a la temperatura de condensación en equilibrio con la presión del sector de "alta presión", constituido por el generador y el condensador.

El líquido (2) pasa al sector de "baja presión" a través de la válvula de expansión, enfriándose adiabáticamente a la temperatura de equilibrio con la presión del sector evaporador-absorbedor.

En el evaporador se produce la refrigeración de algún fluido, quien entrega el calor (\dot{Q}_e) necesario para evaporar el agua (3). El vapor frío (4), es luego absorbido por la solución "débil" (8) en el absorbedor, la que se transforma en "solución fuerte" (5).

Teniendo en cuenta que el proceso de absorción es exotérmico, se debe eliminar este calor (\dot{Q}_a) del absorbedor para mantener el nivel de temperatura de equilibrio.

El modelo se desarrolla con balances entálpicos en cada uno de los componentes y balances de masa en el generador. Se asumen las siguientes condiciones de trabajo:

- * El sistema trabaja en régimen permanente;
- * El generador y el absorbedor operan en condición de equilibrio;
- * Las pérdidas de calor al ambiente se consideran nulas;
- * Las pérdidas de presión por fricción y el trabajo de bombeo son despreciables;
- * La eficiencia de trabajo del recuperador de calor es del 90%.

Balances de masa y entalpía:

Balance de conservación de masa en el generador:

$$m'_6 = m'_7 + m'_1 \quad (1)$$

Balance de conservación de LiBr en el generador:

$$x_6 \cdot m'_6 = x_7 \cdot m'_7 \quad (2)$$

De las ecuaciones (1) y (2) se derivan:

$$n_5 = n_6 = m'_6 / m'_1 = x_7 / (x_7 - x_6) \quad (3)$$

$$n_7 = n_8 = m'_7 / m'_1 = x_6 / (x_7 - x_6) \quad (4)$$

Balance de energía en el generador:

$$q'_g = n_7 \cdot h_7 + h_1 - n_6 \cdot h_6 \quad (5)$$

Balance de energía en el condensador:

$$q'_c = h_1 - h_2 \quad (6)$$

Balance de energía en el evaporador:

$$q'_e = h_4 - h_3 \quad (7)$$

Balance de energía en el absorbedor:

$$q'_a = n_8 \cdot h_8 + h_4 - n_5 \cdot h_5 \quad (8)$$

Balance de energía en el recuperador de calor:

$$n_5 \cdot (h_6 - h_5) = n_7 \cdot (h_7 - h_8) \quad (9)$$

$$\epsilon = (T_7 - T_8) / (T_7 - T_5) \quad (10)$$

La eficiencia energética (η) del ciclo de refrigeración por absorción se define como:

$$\eta = q'_e / q'_g = \dot{Q}_e / \dot{Q}_g \quad (11)$$

Se han usado las ecuaciones termodinámicas para soluciones acuosas de LiBr, publicadas por Karaki y Willbur, adaptadas de datos experimentales. Dado que estas ecuaciones se han obtenido utilizando 25°C como temperatura de referencia, y como las relaciones para agua y su vapor se expresan generalmente a 0°C, se han corregido estas últimas para una temperatura de referencia de 25°C.

Las ecuaciones utilizadas con las siguientes:

$$h_{w2,3} = (T_2 - 25) = h_2 = h_3 \quad (12)$$

$$h_{vA} = 0,43 \cdot T_4 + 565 = h_4 \quad (13)$$

$$h_{vS1} = 0,46 \cdot T_1 - 0,03 \cdot T_2 + 565 = h_1 \quad (14)$$

$$Cp_i = 0,48 \cdot x_1^2 - 1,23 \cdot x_1 + 1,01 \quad (15)$$

$$h_i = 416,67 \cdot x_1^2 - 456,67 \cdot x_1 + 68,06 + Cp_i \cdot (T_1 - 25) \quad (16)$$

La figura N°2 representa las relaciones de equilibrio (P-T-x) del sistema LiBr-H₂O, para diferentes concentraciones (x) de LiBr.

Para determinar las fracciones de equilibrio en el generador ($x_2 = x_7 = x_3$), y en el absorbedor ($x_8 = x_5 = x_6$), utilizamos como variables de ingreso, en la figura N°2, las temperaturas de evaporación ($T_e = T_3 = T_4$) y de condensación ($T_c = T_2$), respectivamente. Por dichas temperaturas trazamos verticales hasta cortar la línea de agua pura, determinándose así las presiones de "alta" y de "baja".

Por la línea de presión constante de alta, trazamos una horizontal hasta cortar la línea de temperatura del generador ($T_g = T_1 = T_7$) cuyo punto de intersección corresponde a x_g ; en forma similar, con la presión de baja y la temperatura de absorción ($T_a = T_5$), determinamos x_a .

Las temperaturas deben ser seleccionadas de manera que x_g sea mayor que x_a para que el sistema pueda operar.

Se resolvió el sistema de ecuaciones (1) a (16) por medio de una computadora, requiriéndose como datos de ingreso los valores de T_g ; T_c ; T_e ; T_a ; x_g ; x_a y ϵ .

Se calcularon las características operativas del sistema, para el rango preestablecido de las cuatro temperaturas principales de diseño.

Discusión de los resultados. Conclusiones:

Las figuras siguientes muestran resultados de eficiencia energética (η) versus temperatura de operación del generador (T_g).

Las curvas de las figuras N°3; 4; 5 y 6 han sido construídas para temperaturas iguales de condensación (T_c) y de absorción (T_a), analizando en cada caso, tres valores distintos de temperaturas de evaporación (T_e): 1,7°C (35°F) 4,4°C (40°F); 7,2°C (45°F).

Se observa en ellas, que la eficiencia aumenta con el incremento de T_g , hasta un valor máximo para luego nivelarse y disminuir lentamente.

Apreciamos que a mayores temperaturas de condensación (T_c) y de absorción (T_a), la eficiencia (η) disminuye, y el punto máximo se desplaza hacia temperaturas de generación (T_g) mayores.

También se observa la disminución de η , al trabajar con menores temperaturas de evaporación (T_e), y en forma similar a los casos anteriores, el máximo de cada curva se alcanza a temperaturas de generación (T_g) más elevadas.

Las figuras N°7 y 8 muestran los resultados obtenidos para temperaturas de condensación (T_c) y de absorción (T_a) distintas entre sí. En todos los casos se analizó la mínima temperatura de evaporación (T_e) estudiada de 1,7°C (35°F).

En dichas curvas se observa la misma tendencia que en los casos anteriores. Fijando una de las temperaturas (por ejemplo T_c) la eficiencia disminuye con el incremento de la otra (en este caso T_a) y los picos de máxima también se desplazan hacia mayores valores de T_g .

Para las combinaciones de temperatura de T_c y T_a entre 70°C y 90°C (figura N°7), se observa que si bien los puntos de máxima eficiencia son similares para ambos casos, éstos se producen a menores valores de T_g cuando $T_c = T_a$. Incrementando los valores de T_c y T_a (figura N°8), se logra mayor eficiencia térmica para los casos de $T_c = T_a$, pero éstos se logran a temperaturas de generación (T_g) más elevadas.

En las figuras N°9; 10 y 11 se comparan las curvas de eficiencia operativa entre el sistema de LiBr-H₂O estudiado y el de NH₃-H₂O, para una temperatura de evaporación (T_e) de 4,4°C (40°F), y diferentes valores de $T_c = T_a$. En todas las curvas se observa que el sistema de LiBr-H₂O opera con una eficiencia entre un 14% y un 20% mayor que el de NH₃-H₂O, para todo el rango de temperaturas de trabajo.

De los resultados analizados, observamos que la mayor eficiencia térmica se obtiene trabajando a menores temperaturas de condensación (T_c) y de absorción (T_a), lo que a su vez requiere las temperaturas de generación (T_g) más bajas. Así, por ejemplo, de contarse con la disponibilidad de agua de refrigeración entre 15°C y 18°C, permitiría operar el sistema en los mayores rangos de eficiencia analizados (0,925), con la ventaja adicional de trabajar con temperaturas de generación (T_g) inferiores a 55°C.

El uso de temperaturas de generación relativamente bajas (menores de 55°C), permite operar los colectores solares en un rango de elevada eficiencia de colección, lo que resulta en una disminución del área de colección necesaria y/o menor consumo de energía para mantener las temperaturas de trabajo en el generador.

Cuando, por razones de disponibilidad del agua de refrigeración, debemos operar el absorbedor y el condensador a temperaturas distintas, en un circuito en serie, las curvas de las figuras N°7 y 8 nos indican el arreglo de mayor eficiencia térmica, en función de las temperaturas operativas de generación, absorción y condensación.-

NOMENCLATURA:

C_{pi} : Calor específico de la solución "fuerte" o "débil" de LiBr-H₂O, (i=5-8); Kcal/Kg °C.

ϵ : Eficiencia térmica del recuperador de calor.

h_i : Entalpía de la solución "fuerte" o "débil" de LiBr-H₂O, en el lugar indicado en la fig. N°1, (i=5-8); Kcal/Kg (sol. LiBr-H₂O).

$h_v(4)$: Entalpía del vapor de agua saturado que sale del evaporador; Kcal/Kg.

$h_{vs}(1)$: Entalpía del vapor de agua (1) sobrecalentado a la temperatura de generación (T_g) y a la presión de saturación, correspondiente a la temperatura de condensación (T_c); Kcal/Kg.

h_w : Entalpía del refrigerante líquido (agua) en las posiciones (2) y (3) de la fig. N°1; Kcal/Kg.

$m_i^!$: Flujo másico de solución "fuerte" o "débil" de LiBr-H₂O, (i=5-8); Kg/hr.

m_i' : Flujo másico del refrigerante (vapor de agua) que sale del generador; Kg/hr.

n_i : Flujo másico de la solución "fuerte" o "débil" de LiBr-H₂O que entra o sale del generador, por unidad de flujo másico de evaporación; (i=5-8).

q'_a : Calor extraído de la solución de LiBr-H₂O en el absorbedor por unidad de refrigerante (vapor de agua) generado; Kcal/Kg.

q'_c : Calor extraído para enfriar y condensar el fluido refrigerante (vapor de agua), por unidad de refrigerante generado; Kcal/Kg.

q'_g : Calor absorbido en el generador para evaporar el fluido refrigerante de la solución "fuerte", por unidad de refrigerante generado; Kcal/Kg.

\dot{Q}_a : Flujo de calor extraído del absorbedor; Kcal/hr.

\dot{Q}_c : Flujo de calor extraído del condensador; Kcal/hr.

\dot{Q}_e : Flujo de calor absorbido en el generador; (carga térmica); Kcal/hr.

T_a : Temperatura en el absorbedor; °C.

T_c : Temperatura en el condensador; °C.

T_e : Temperatura en el evaporador; °C.

T_i : Temperatura de fluido, en el lugar indicado en la fig. N°1, (i=1-8); °C.

x_i : Fracción de peso de LiBr, (i=5-8); Kg(Li Br)/Kg(solución fuerte o débil).

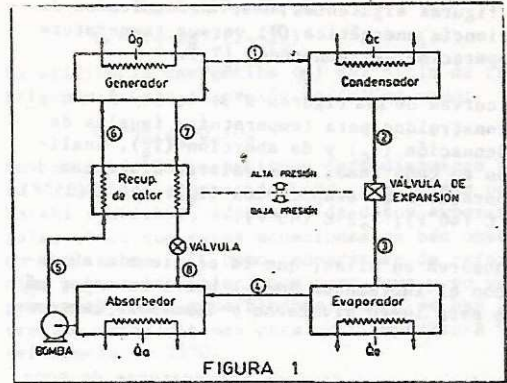


FIGURA 1

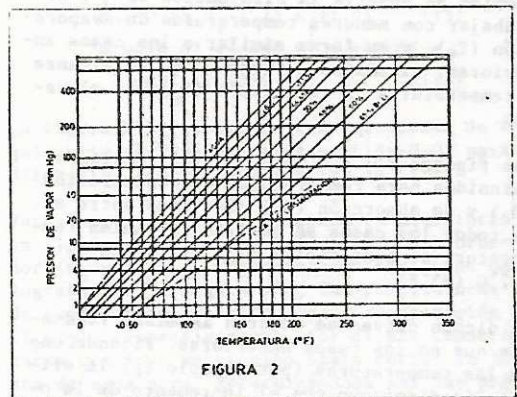


FIGURA 2

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS:

- * John M. KROCHTA y Thomas R. RUMSEY. "Solar-Energy Cooling and Freezing of Food a Computer Analysis". Food Technology - Marzo 1977;
- * R.H. PERRY and CHILTON, CH 1973. "Chemical Engineer's Handbook" - 5th.Ed. pp.3-68; 3-155. Mc Graw Hill Book Co.;
- * Donald Q. KERN. "Procesos de transferencia de calor" 8a.Ed. - CECSA;
- * John A. DUFFIE, William A. BECKMAN. "Solar Engineering of Thermal Processes". John Wiley & Sons, N.Y. 1980;
- * John M. KROCHTA & Thomas R. RUMSEY 1975. "Defining food R&D needs as a guide for the future". Food Technology 29 (10); 74.

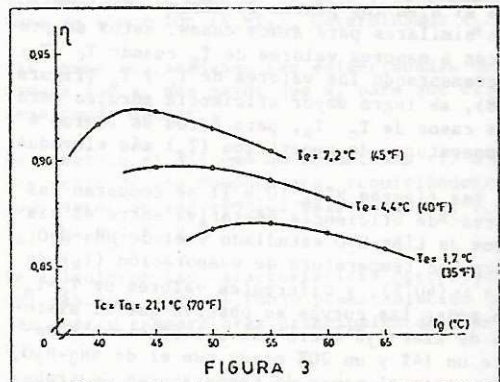


FIGURA 3

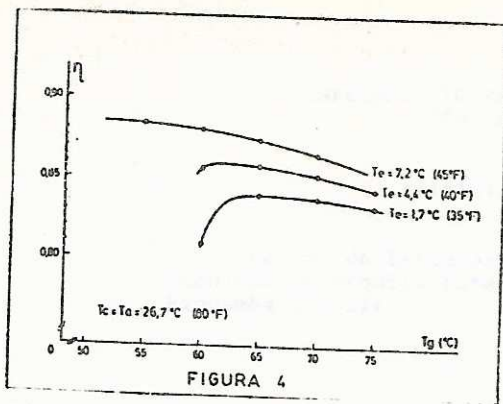


FIGURA 4

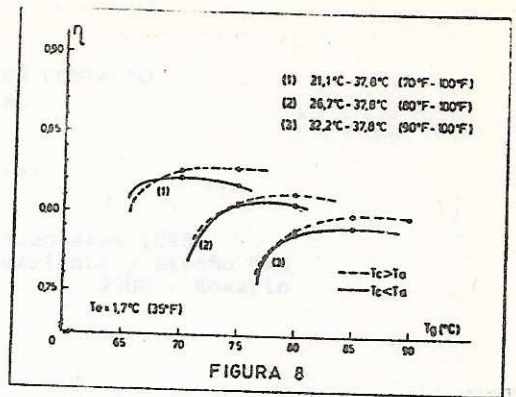


FIGURA 8

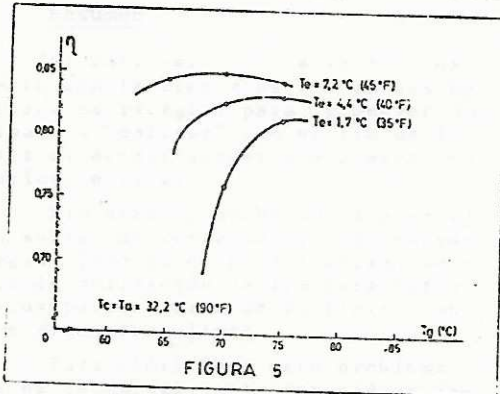


FIGURA 5

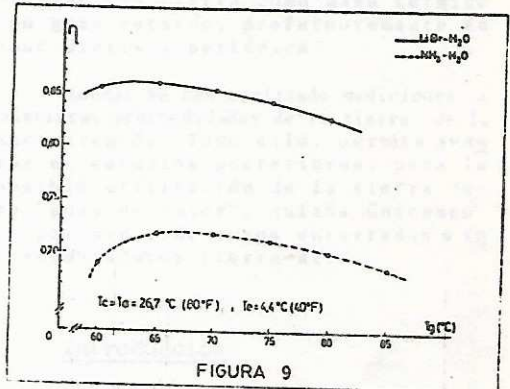


FIGURA 9

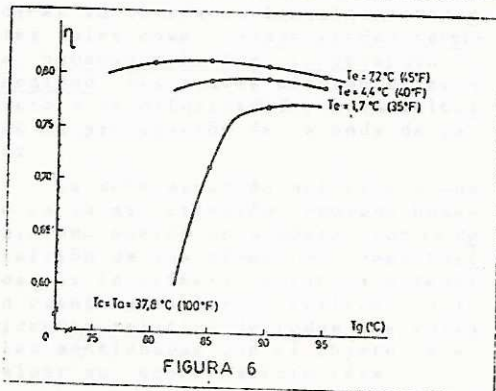


FIGURA 6

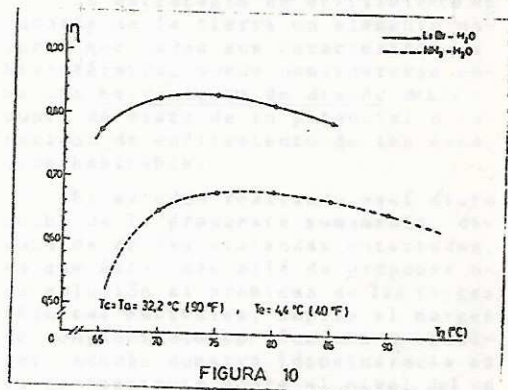


FIGURA 10

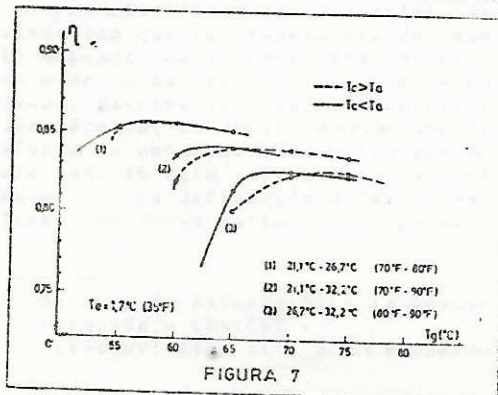


FIGURA 7

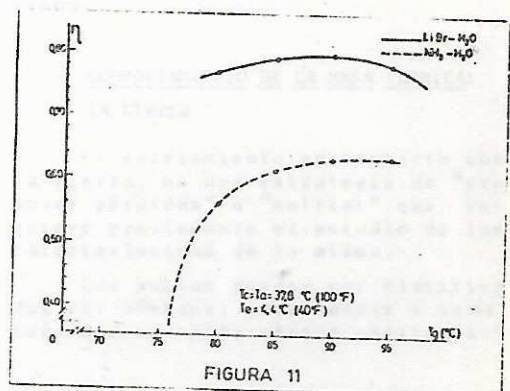


FIGURA 11