



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

SEDE GUADALAJARA

"REFRIGERACIÓN SOLAR"

ANA ISABEL SERRANO RAMOS

Tesis presentada para optar por el Título de Licenciado en
Ingeniería Electromecánica con Reconocimiento de Validez Oficial
de Estudios de la SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA,
según acuerdo número 00933087 con fecha 29-I-93.

Zapopan, Jalisco. Marzo de 1997.

CLASIF: _____
ADQUIS: 50220
FECHA: 02 JUN 03
DONATIVO DE _____
\$ _____



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

SEDE GUADALAJARA

"REFRIGERACIÓN SOLAR"

ANA ISABEL SERRANO RAMOS

Tesis presentada para optar por el Título de Licenciado en
Ingeniería Electromecánica con Reconocimiento de Validez Oficial
de Estudios de la SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA,
según acuerdo número 00933087 con fecha 29-I-93.

Zapopan, Jalisco. Marzo de 1997.



UNIVERSIDAD PANAMERICANA

SEDE GUADALAJARA

DICTAMEN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

ANA ISABEL SERRANO RAMOS

Presente

En mi calidad de Presidente de la Comisión de Exámenes Profesionales y después de haber analizado el trabajo de titulación en la alternativa tesis titulado "REFRIGERACION SOLAR", presentado por usted, le manifiesto que reúne los requisitos a que obligan los reglamentos en vigor para ser presentado ante el H. Jurado de Examen Profesional, por lo que deberá entregar ocho ejemplares como parte de su expediente al solicitar el examen.

Atentamente

EL PRESIDENTE DE LA COMISION

Zapopan, Jal. mayo 9 de 1997



UNIVERSIDAD PANAMERICANA
SEDE GUADALAJARA

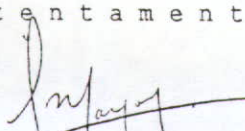
Enero 25 de 1996

COMITE DE EXAMENES PROFESIONALES
ESCUELA DE INGENIERIA ELECTROMECHANICA
UNIVERSIDAD PANAMERICANA

Hago constar que la alumna: ANA ISABEL SERRANO RAMOS, ha terminado satisfactoriamente el trabajo de tesis titulado: " REFRIGERACION SOLAR ", que presentó para optar por el título de la Licenciatura en Ingeniería Electromecánica.

Se extiende la presente para los fines que convengan al interesado.

A t e n t a m e n t e


ING. FERNANDO MAYORGA CASILLAS
Asesor de Tesis
Escuela de Ingeniería Electromecánica

ÍNDICE GENERAL

	Página
INTRODUCCIÓN	6
1.- TEORÍA	9
1.1.- Historia	9
1.2.- Principios de la Refrigeración.....	10
1.3.- Colectores planos.....	30
1.4.- Obtención del área del colector	36
2.- ANÁLISIS DE EXPERIMENTACIÓN Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS.....	41
2.1.- El ciclo real del proyecto analizado (y su funcionamiento).....	41
2.2.- Resultados.....	46
3.- ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	48
3.1.- Efecto refrigerante útil (E_r).....	48
3.2.- Energía solar recibida (C_s).....	49

AGRADECIMIENTOS

A Dios, gracias por haberme permitido llegar hasta este punto, y de esta forma.

A mi familia, por el estímulo constante de parte de mis papás. Y por el apoyo y confianza incondicionales de mis hermanos y cuñados: Marcos, Héctor, Norma, Ana Lourdes, Cuquis e Isaac.

A Agustín por su estímulo, enseñanzas y cariño.

A Luis Leopoldo, por su interés, apoyo y ayuda en mi proceso de crecimiento humano y espiritual.

A mis queridos amigos Sofía, Lucky, Jorge, Romano, Jorge y a todos mis compañeros, por lo que para mí son y representan.

A Myriam Mendoza y David Gudiño, por toda la ayuda que me dieron en la realización de este trabajo.

3.3.- C.O.P.	49
3.4.- Peso de los componentes del sistema.	50
3.5.- Amoniaco destilado.	50
3.6.- Efecto refrigerante disponible.....	51
3.7.- Eficiencia del evaporador (η_e)	52
3.8.- Eficiencia del colector (η_c)	52
4.- DISEÑO	53
CONCLUSIONES	59
BIBLIOGRAFIA.....	61
ANEXO I.....	63

INTRODUCCIÓN

“ La energía solar es la única fuente energética conocida y aprovechable técnicamente, capaz de suministrar a la humanidad energía durante un tiempo prácticamente ilimitado y que, además, no contamina el medio ambiente”

H. Matthöffer.

La necesidad es la impulsora de la innovación y del desarrollo de la inventiva, ayer como hoy comer es una necesidad y una manera diferente de conservación (que no requiera de electricidad) de alimentos, es urgente en aquellos lugares que se ven bañados por una alta cantidad de radiación solar que acelera el proceso de descomposición y donde los servicios eléctricos aun no llegan.

Los problemas de energía asociados a la conservación y/o refrigeración de productos perecederos alcanzan magnitudes importantes sobre todo en regiones aisladas de los países tropicales. En México, en la mayor parte de estas zonas, no se dispone de electricidad ni de combustibles convencionales que permitan la operación de ciclos termodinámicos de refrigeración por compresión. Desde el punto de vista de disponibilidad energética nuestro país cuenta con fuentes alternas, sobre todo de origen renovable como la solar, eólica, biomasa, hidráulica, etc. que podrían usarse para operar ciclos de refrigeración. Si se usa energía térmica, los sistemas más adecuados son los de refrigeración por absorción. Estos ciclos presentan dos tipos de funcionamiento: continuo e intermitente, siendo este último interesante por su relativa autonomía.

Pensando en esto, y en la repercusión que esto daría en el *confort* y en la industria de estas zonas, fue que surgió la idea de este trabajo, así como el conocimiento de que en México debido a su posición geográfica se cuenta con una radiación promedio anual en el 40% del país de 450 langley por día y en zonas como Sonora y Chihuahua de hasta 700 langley por día.

El principal interés de este estudio es el análisis de resultados experimentales de ciclos de refrigeración por absorción con funcionamiento intermitente para, a partir de este análisis, llegar al diseño de un sistema de refrigeración eficiente, práctico y hasta cierto punto económico.

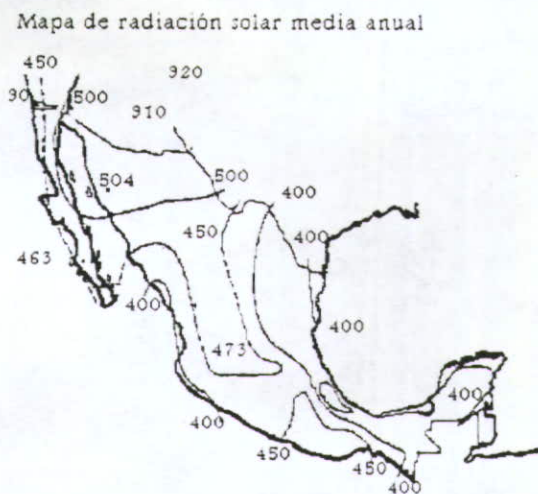


FIG. 1 Mapa de radiación solar media anual de México, los valores de la figura son langley/día.¹

¹ ALVARADO R. *Refrigeración solar*. p.9

En esta tesis se describen los diferentes principios de la refrigeración y se toma el principio de la refrigeración por absorción como base de este trabajo pues es el que permite el uso del Sol como única fuente de energía, debido a la naturaleza de esta fuente, el sistema es intermitente.

El desarrollo de este estudio consta del análisis de la implementación de este tipo de refrigeradores para cubrir las necesidades de una familia de seis personas, partiendo de una construcción experimental con la que se contaba. Este refrigerador consta de:

- 1) Colector, parte más importante en el diseño: de él depende la capacidad del refrigerador.
- 2) Contenedor de hielo, mientras se forma.
- 3) Parrilla contenedora del hielo ya formado.
- 4) Cuerpo del refrigerador.

El diseño del refrigerador es rústico (tipo hielera), se forma el hielo se “desmolda” y se coloca en la parrilla contenedora donde se conserva, cuenta con sistema de drenaje para desalojar el agua formada y su construcción es con material térmico para evitar intromisiones no deseadas de calor.

En el modelo experimental se hicieron quince pruebas con una mezcla agua-amoniaco al 50% de peso. En las quince pruebas la cantidad máxima de hielo producido fue de 3.89 Kg., el C.O.P. varió entre 0.024 y 0.048, la eficiencia del evaporador osciló entre el 20% y 44% y la del colector varió entre 9.05% y 15.27%.

1. TEORÍA

1.1.- Historia.

Métodos y sistemas de enfriamiento han existido desde la antigüedad. En China, se recogía y almacenaba hielo 1000 años a. C., en Grecia y Roma se usaba ese hielo almacenado para enfriar sus bebidas. En la India y Egipto enfriaban el agua por evaporación en cántaros expuestos a la intemperie durante la noche.

En el siglo XVII se descubrió que una mezcla de sal y nieve era capaz de producir muy bajas temperaturas y a su vez producía hielo, a fines de ese siglo los “helados” (licores fríos y jugos de frutas congelados) se hicieron de uso común entre la gente acomodada de Francia. En el siglo XVIII y principios del XIX, se multiplicó el uso de “cajas frías” en Estados Unidos de Norteamérica, esas cajas se conservaban frías mediante hielo recogido de lagos y ríos de la parte norte del país. A mediados del siglo XIX (Jacob Perkins en E.U. en 1834), se inició la construcción de las primeras máquinas de refrigeración mecánica, y en 1855 en Alemania, se inició la producción de máquinas de refrigeración por absorción usando el vapor gastado de baja presión en procesos industriales. En el segundo cuarto del siglo XX, se perfeccionaron los sistemas de refrigeración de compresión mecánica y de absorción llegando a ser prácticos y costeables a nivel doméstico en países desarrollados.

A pesar de lo antiguo que parece el tema, todavía hay mucho por hacer para llegar a un sistema práctico y eficiente que utilice la radiación solar para refrigerar, esto es cierto y aun más necesario, para impulsar tecnológicamente a países en vías de desarrollo.

1.2- PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACION

1.2.1.-Ciclo inverso de Carnot.

El sistema de ciclo inverso es aquel que absorbe calor de un cuerpo frío (relativamente) para cederlo a otro más caliente, sin violar la segunda ley, pero por virtud de un trabajo de entrada. De los ciclos de trabajo, el de Carnot es muy revelador y además reversible (el más eficiente), es por eso que iniciaremos con él. Si el ciclo se utiliza para refrigeración, el refrigerante es comprimido de forma isentrópica ab , desde una temperatura baja T_1 hasta una temperatura T_2 , por ejemplo ligeramente sobre la de un sumidero natural disponible, T_0 . Luego el refrigerante cede calor a cierta temperatura constante T_2 , a lo largo de bc . En cierto estado c , una expansión isentrópica cd baja la temperatura hasta T_1 , que es menor a la temperatura T_r del compartimiento o recinto refrigerado o del cuerpo que va a ser enfriado, de manera que en ese momento pueda fluir calor del recinto al refrigerante, enfriándose este último. El refrigerante recibe calor según la trayectoria da , y desde ahí se repite el ciclo.

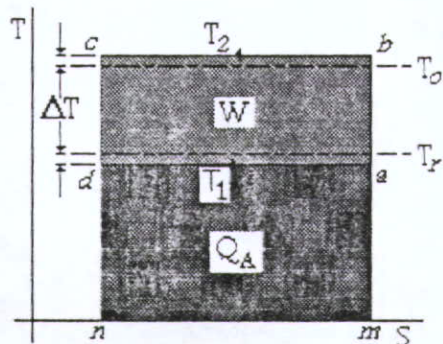


FIG. 1.1 Ciclo inverso de Carnot (Refrigeración).¹

El trabajo está representado (en unidades térmicas) por:

$$W = (T_2 - T_1) \Delta S$$

donde:

W: trabajo realizado en un ciclo.

T₁: temperatura baja del proceso.

T₂: temperatura alta del proceso.

ΔS: Diferencia entre entropías ($\Delta S = S_a - S_d = S_d - S_c$).

una cantidad positiva, donde $\Delta S = S_a - S_d = S_d - S_c$. Aún cuando el trabajo realizado sobre un sistema es convencionalmente negativo, en ingeniería es conveniente hacer caso omiso de esto en los casos de trabajo de ciclos inversos, puesto que el signo sólo indica el sentido del flujo de energía. El rendimiento o resultado útil del ciclo frigorífico es la refrigeración, que consiste en

¹ FAIRES, V. *Termodinámica*, p.477

calor agregado al sistema desde el recinto o compartimiento frío, cantidad representada por el área *ndam*, figura 1.1:

$$Q_A = T_1(S_a - S_d) = T_1 \Delta S$$

donde:

Q_A : calor agregado al sistema.

T_1 : temperatura baja del proceso.

$S_a - S_d$: ΔS diferencia entre entropías.

El coeficiente de operación o funcionamiento, COP se define como:

$$\text{COP} = \frac{\text{Refrigeración}}{\text{Trabajo}} = \frac{Q_A}{W}$$

En el Ciclo de Carnot, a partir de las ecuaciones de trabajo y calor:

$$\gamma = \frac{Q_A}{W} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

donde:

γ : coeficiente de operación del ciclo de Carnot

Q_A : calor agregado al sistema.

W : trabajo realizado en un ciclo.

T_1 : temperatura baja del proceso.

T_2 : temperatura alta del proceso.

Estos valores de COP son los más altos posibles para todos los ciclos que funcionan entre las temperaturas T_1 y T_2 . Los ciclos ideales irreversibles tendrán un COP menor.

Al considerar un proceso de refrigeración hay que examinar brevemente el efecto que se va a realizar, a saber, extraer calor de cierta sustancia, e investigar numéricamente el trabajo mínimo que se requiere. Si la sustancia se encuentra inicialmente a una temperatura superior a la del medio circundante o sumidero, es natural que sea enfriada por este último hasta la temperatura T_0 (en forma ideal). Sea $e-1$, el proceso de enfriamiento para la sustancia (figura 1.2). Para enfriar en forma reversible, empleamos un número infinito de máquinas también reversibles, una de las cuales tiene el ciclo $abcd$. Esta máquina de Carnot, extrae un calor $dQ_A = T ds$ (calor cedido por la sustancia) y cede un calor $T_0 ds$ al sumidero. El trabajo de la máquina de Carnot es $dW = dQ_R - dQ_A = T_0 ds - dQ_A$, donde todas las cantidades, incluso el trabajo son positivas. Al integrar se obtiene ($Q = Q_A$ para la máquina):

$$W_{rev} = T_0 (s_e - s_i) - /Q/$$

un número positivo, donde $/Q/$ es el calor que debe ser retirado (interiormente reversible) por unidad de masa de la sustancia que está siendo enfriada, representado por el área $e-1-rk$, figura 1.2. Como dicho trabajo es reversible, se trata del mínimo concebible, representado por el área $e-1-f$.

Si el enfriamiento es un proceso de flujo constante con $\Delta K=0$ y hay cambio de calor únicamente con los alrededores, el trabajo numéricamente mínimo es :

$$W_{\min} = -[h_1 - h_e - T_0(s_1 - s_e)]$$

la cual, por ser algebraicamente congruente, da un número negativo. El calor retirado de la sustancia es $Q = h_e - h_1$ para este funcionamiento a flujo constante; y la ecuación de trabajo mínimo concuerda con la de trabajo reversible, excepto por el signo. A menudo conviene observar todo el proceso, considerando los medios de reducción de las reversibilidades.

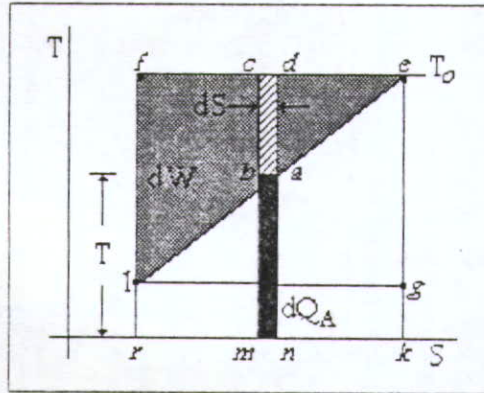


FIG. 1.2 Trabajo reversible para enfriar una sustancia.²

1.2.2.- Refrigeración por compresión de vapor.

El modo más común de obtener refrigeración es por el sistema de compresión de vapor, representado en forma esquemática en la figura 1.3. En el caso ideal, todo el flujo es sin fricción, salvo el que pasa por la válvula de expansión, y todos los procesos, excepto los del condensador y el evaporador (recinto frío) son adiabáticos. La figura 1.4a muestra el ciclo

² FAIRES, V. *Termodinámica*, p.478

de vapor inverso idealizado, 1-2-3-4, en el plano T_s , con números correspondientes a la figura 1.3. Partiendo del estado 1, el refrigerante en forma de vapor entra en el compresor, que puede ser una máquina rotativa o una de movimiento alternativo; se prefiere el estado 1 en la curva de vapor saturado, pero igualmente resultará cualquier otro en el funcionamiento real. La presión p_2 debe ser tal que la correspondiente temperatura de saturación se encuentra por encima de la temperatura del sumidero disponible (en general, por encima de la temperatura del cuerpo al cual debe cederse el calor). El condensador generalmente subenfria el líquido en una pequeña cantidad, por ejemplo, de f a 3, figura 1.4b. En el estado 3, conforme sale del condensador, el líquido entra a una válvula de expansión o expansor, que es una válvula de estrangulación que separa la región de alta presión de la de baja presión.

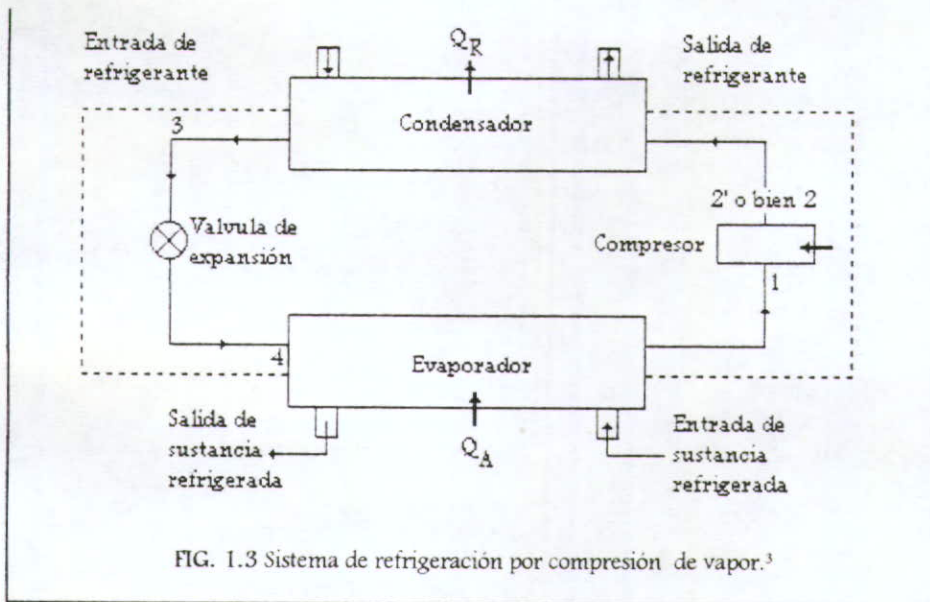


FIG. 1.3 Sistema de refrigeración por compresión de vapor.³

³FAIRES, V. *Termodinámica*, p.482

En 4 ó 4', la mezcla con alto contenido de líquido entra al evaporador y absorbe calor Q_A de los alrededores efectuando la refrigeración, proceso 4-1 (o 4'-1).

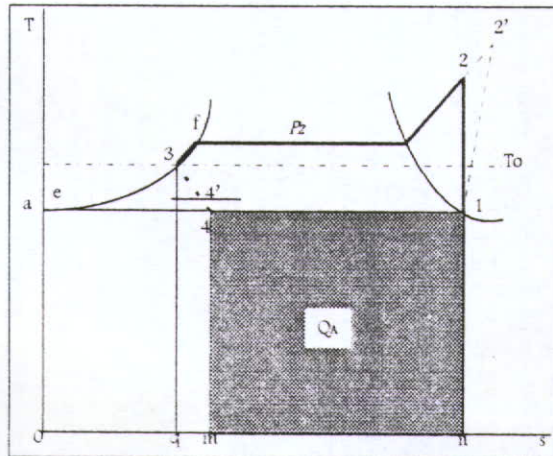


FIG. 1.4a y 1.4b Ciclos de refrigeración, ideal y real.⁴

El diagrama de energía de la figura 1.3 muestra que $Q_A - Q_R = W$, como es costumbre. Si el sistema funciona en flujo constante, con $\Delta K=0$ y $W=0$ en el condensador y en el evaporador, entonces $Q = \Delta h$. En el caso ideal, ya sea para una presión constante, como en la figura 1.4a, o bien, para flujo constante ($h_3=h_4$ durante la expansión isentrópica),

$$Q_A = h_1 - h_4 = h_1 - h_3$$

⁴ FAIRES, V. *Termodinámica*, p.482

$$/Q_R/ = h_2 - h_3$$

$$W = /Q_R/ - Q_A = h_2 - h_3 - (h_1 - h_3) = h_2 - h_1$$

$$\text{COP} = \gamma = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Donde el trabajo se expresa como un número positivo.

Observemos que $h_2 - h_1$, es la diferencia de las entalpías en los extremos de la compresión isentrópica ($s_1 = s_2$). El área $m-4-1-n$ representa la refrigeración y el área $n-2-f-3-g$, el calor cedido en el condensador.

Como en el proceso de compresión real es irreversible hasta cierto estado final 2', figura 1.4a (la entropía final en 2' siempre es mayor de lo que sería en el caso del proceso reversible correspondiente), tenemos, para $Q=0$,

$$W' = h_2' - h_1 - Q \text{ Btu/lb}$$

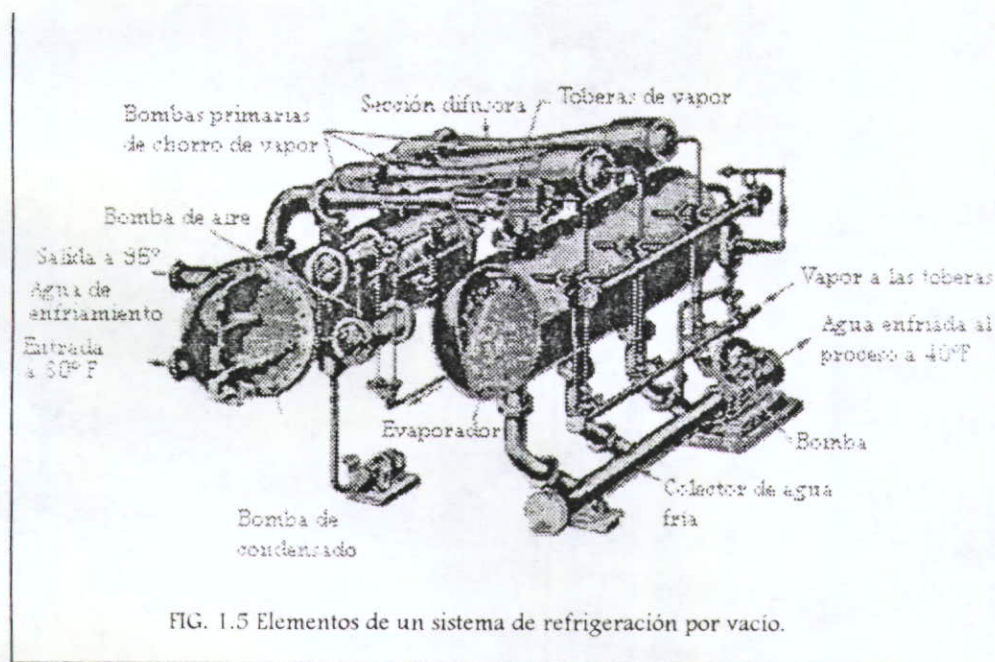
Si la compresión es adiabática, $Q=0$; de otra manera, la convención usual de signos es válida para Q en la ecuación de W' . La eficiencia de compresión es:

$$\eta = W/W'$$

1.2.3.- Refrigeración por vacío.

Cuando la temperatura deseada en un compartimento frío es de aproximadamente 40°F (4.4°C), el agua y el vapor de agua se pueden emplear como refrigerante en un sistema que se denomina refrigeración por vacío. Agua caliente del sistema de enfriamiento (por ejemplo, a 50°F o 10°C) es pulverizada en el evaporador (donde la presión se mantiene, por ejemplo a 0.248 in Hg abs., presión de saturación para 40°C). El agua entrante a 50°F experimenta un proceso de estrangulación, $h=C$. Como el agua es continuamente introducida a la operación constante, el vapor que se produce, se retirará continuamente. Teniendo en cuenta los grandes volúmenes que deben manejarse, los compresores de pistón no son utilizables. Se emplean bombas de chorro de vapor (eyectores), o bien compresores centrifugos. En la figura 1.5 el vapor entra a un grupo de toberas, se expande hasta baja presión de 0.248 in de Hg, arrastra la masa gaseosa proveniente de la evaporación del agua refrigerante, y conduce el vapor transportado, vía el difusor, hasta el condensador primario. La presión en el condensador, que en este caso es uno de superficie de cuatro pasos, resulta tan baja como lo permite el agua de enfriamiento disponible en este ejemplo, 1.932 in Hg abs. Como el eyector descarga a un condensador, el trabajo requerido para mantener el vacío en el evaporador es mucho menor que si la descarga fuera a la atmósfera. El vapor es bombeado desde una presión de 0.248 in Hg (en este caso) a únicamente 1.932 in Hg (lo que da una relación de presión de $1.932/0.248 = 7.8$) en vez de la presión atmosférica de 29.92 in Hg. El vapor empleado en el eyector y el que proviene del evaporador, se condensan en el condensador primario. El trabajo requerido para bombear el agua resultante hasta la presión atmosférica, es relativamente pequeño. Los

gases no condensables en el condensador primario son bombeados hasta la presión atmosférica, por dos secciones de eyectores secundarios. El vapor utilizado en estos eyectores secundarios se condensa en un condensador intermedio y en uno final o de salida.



Las temperaturas anteriores indican que este sistema es particularmente adaptable en el caso de temperaturas moderadas de refrigeración, como las que se encuentran en los sistemas de aire acondicionado y en algunos procesos industriales. Además, la refrigeración por vacío tiene posibilidades de resultar económica sólo en instalaciones relativamente grandes, donde el vapor está disponible en abundancia y se necesita para otros fines.

1.2.4.- Ciclo de refrigeración por gas.

Como la temperatura de un gas durante una expansión isentrópica puede sufrir una reducción considerable, el fenómeno se emplea para obtener bajas temperaturas con fines de refrigeración. La sustancia de trabajo de dichos ciclos de gas suele ser aire, lo que es particularmente apropiado cuando podrían presentarse fugas hacia espacios ocupados por seres humanos, como el caso de los sistemas de aire acondicionado. Es posible que otros gases resulten ventajosos en otras circunstancias. La desventaja de la refrigeración por gas es su bajo COP; por ello únicamente se utiliza cuando existe una razón justificante.

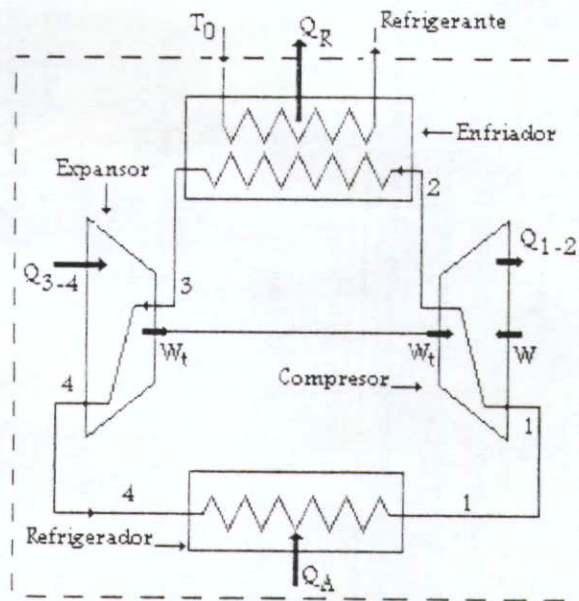


FIG. 1.6 Sistema de refrigeración por aire. ⁵

⁵ FAIRES, V. *Termodinámica*. p.492

Esquemáticamente, el funcionamiento se representa en la figura 1.6 y los procesos se muestran en las figuras 1.7. El ciclo ideal, que consta de dos procesos isentrópicos y dos procesos a presión constante, constituye un ciclo de Brayton inverso.

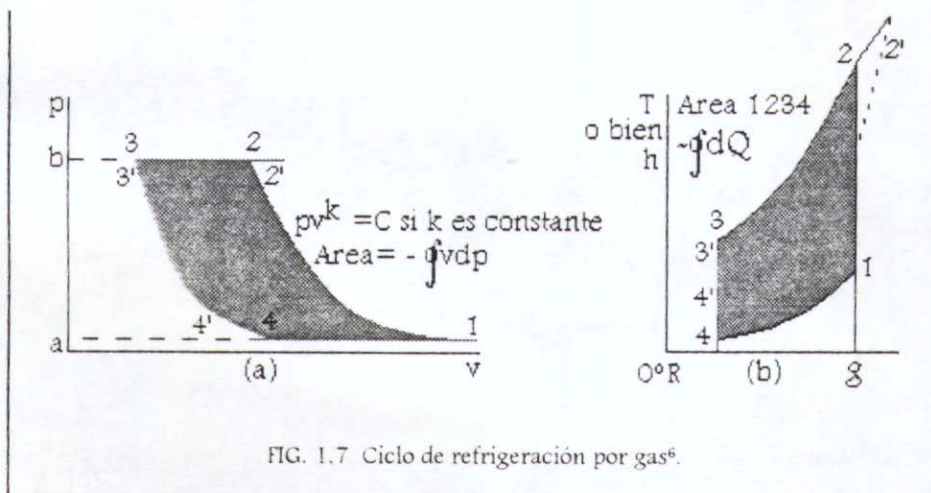


FIG. 1.7 Ciclo de refrigeración por gas⁶.

El proceso de compresión 1-2, idealmente isentrópico, puede acercarse mucho a un proceso adiabático irreversible 1-2. En el caso de un compresor de flujo constante, el trabajo está dado por un balance energético a partir de un diagrama de energía, o bien, por la ecuación:

$$W_c = -\Delta h - \Delta K + Q_{1-2} = h_1 - h_2 + K_1 - K_2 + Q_{1-2}$$

donde:

W_c : trabajo del compresor de flujo constante.

⁶ FAIRES, V. *Termodinámica*, p.492

Δh : diferencia de entalpías.

ΔK : diferencia de energía cinética.

Q_{1-2} : calor añadido entre los puntos 1 y 2 del proceso.

Cuando la presión en los dos puntos del sistema es la misma,

$$\Delta P = 0$$

La que da por integración un número negativo, ΔK puede ser aproximadamente nulo.

Además, para un proceso interiormente reversible, el trabajo de compresor, representado por el área a-1-2-b, figura 1.7a, es

$$W_c = - \int v dp.$$

Siendo:

v : volumen, y

dp : diferencial de presión.

El gas fluye desde el compresor a través del enfriador, el cual reduce su temperatura a t_3 , tal vez un poco arriba de la temperatura disponible en el sumidero. En realidad por supuesto, se produce una caída de presión a cierta presión p_3 . Si recordamos que un gas ideal no experimenta cambios de temperatura durante un proceso de estrangulación vemos por qué es necesario un expansor (de movimiento alternativo). En dicho dispositivo lo ideal es 3-4, con una expansión real representada por 3'-4', la cual, es necesariamente de entropía creciente si es adiabática. El estado 4' toma en cuenta una caída de presión conforme el gas realiza la refrigeración 4'-1. Observemos que la

ilustración (fig. 7 (b)), indica claramente la pérdida frigorífica debida a la irreversibilidad en ese sitio. El trabajo del expansor W_1 que debe suministrarse al ciclo, es $W = [W_c] - W_1$, como número positivo. Si el expansor es una turbina de flujo constante, la ecuación de W_c que ya se señaló para los estados 3 y 4 o 3' y 4', proporciona el valor del trabajo W_1 . Si el gas fuera aire, podría expandirse hasta la presión de los alrededores en 4, pasar al espacio con enfriamiento, y luego dirigirse hacia la atmósfera, en cuyo caso el compresor adquiere de la atmósfera el suministro. O también, el sistema puede ser cerrado, caso en el que la sustancia de trabajo se encuentra en todos los puntos a presiones mayores que la de los alrededores; en este caso, al ser más densa la sustancia de trabajo, se obtiene más refrigeración a partir de un volumen particular de entrada al compresor.

En cualquier caso, el trabajo neto

$$W \text{ es } - \oint dQ,$$

como cantidad positiva. En el caso de los procesos isentropicos 1-2 y 3-4, así como DK aproximadamente igual a cero.

$$W = - \oint dQ = h_2 - h_3 - (h_1 - h_4) = c_p (T_2 - T_3 + T_4)$$

siendo c_p constante por unidad de masa, número positivo. Para el efecto frigorífico $h_1 - h_4$, el COP es

$$Q_c / W.$$

1.2.5.- Sistemas de refrigeración por absorción.

Los sistemas de absorción se caracterizan por el hecho de que el refrigerante es absorbido por un elemento en el lado de baja presión del sistema liberando en el lado de alta presión. La ventaja que se deriva del ciclo de absorción es que el líquido, y no la sustancia gaseosa, es bombeado desde la región de presión baja hasta la de presión alta, con la consecuencia de un trabajo considerablemente menor.

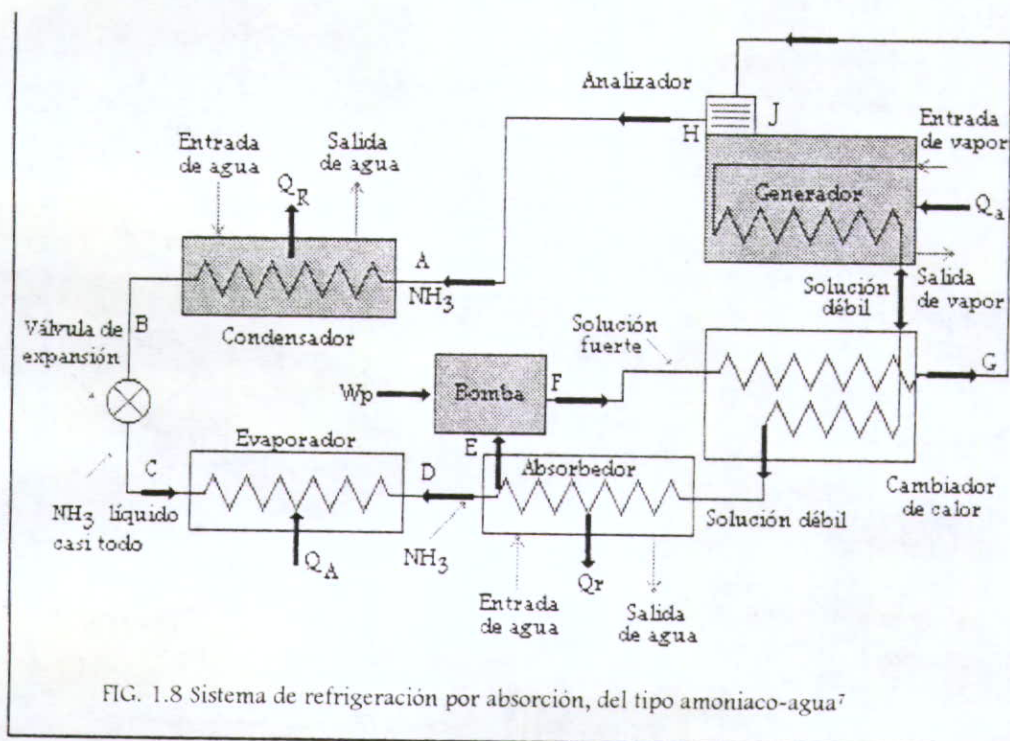


FIG. 1.8 Sistema de refrigeración por absorción, del tipo amoníaco-agua⁷

Los elementos esenciales de un sistema de absorción amoníaco-agua (refrigerante-absorbente) se indican en la figura 1.8. En lugar de un compresor, hay un sistema de elementos relativamente complicado. Partiendo del condensador de amoníaco en A, se encuentra en primer lugar que los procesos son iguales a los de cualquier sistema de

⁷ FAIRES, V. *Termodinámica*, p.489

refrigeración por compresión de vapor: condensación, A a B; expansión isentálpica hasta una baja presión, B a C; refrigeración en el compartimiento frío, C a D. Tras de salir del evaporador, el vapor entra a un absorbedor, donde el agua que se encuentra en él absorbe el amoníaco. Una solución con alta concentración de esta sustancia recibe el nombre de solución concentrada (o fuerte); una solución de baja concentración se denomina solución diluida (o débil). El proceso de absorción libera calor Q_2 (que incluye la entalpia de transformación del NH_3 absorbido), que es transportado por el agua enfriadora. El líquido concentrado se bombea de E a F desde el absorbedor, a través de un cambiador de calor, F a G hasta el generador vía una pequeña columna rectificadora (conocido como analizador) que separa el NH_3 de la mezcla de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ que sale del generador. Serpentes de vapor caliente (u otras fuentes de calor) en el generador, evaporan la solución concentrada cuyo vapor es en su mayor parte NH_3 que entra al analizador. El vapor de amoníaco pasa al condensador en A desde donde el ciclo se repite. Considerando nuevamente el generador, observamos que el proceso de evaporación del amoníaco da por resultado una solución diluida. Dicha solución pasa entonces desde el generador, a través del cambiador de calor, de nuevo hasta el absorbedor, donde vuelve a producirse la absorción de amoníaco. Este cambiador de calor regenerativo sirve para enfriar la solución diluida a su regreso al absorbedor, y para calentar la solución concentrada en su camino hacia el generador, ahorrando así calor en el generador, y reduciendo el calor cedido en el absorbedor.

El coeficiente de funcionamiento, como se definió para el ciclo inverso de Carnot, no se aplica a este sistema porque la energía significativa que se suministra al ciclo para mantenerlo en marcha es Q_1 en el generador. Así pues, un factor de funcionamiento

adecuado para tales ciclos es la relación de refrigeración y el calor transferido en el generador (entrada), o si tomamos en cuenta la energía para impulsar las bombas, el denominador se incrementa por la magnitud de tal trabajo, es decir, el factor de funcionamiento η_p es:

$$\eta_p = \frac{Q_a}{Q_a} \text{ o bien } \eta_p = \frac{Q_a}{Q_a + \Sigma W}$$

donde ΣW incluye el trabajo de las bombas de circulación, de acuerdo con la precisión deseada. En ocasiones, en la práctica, los factores de funcionamiento u operación se expresan según el consumo de vapor de agua en el sistema, por tonelada de refrigeración, valor que puede caer entre 30 y 40 lb/h por tonelada.

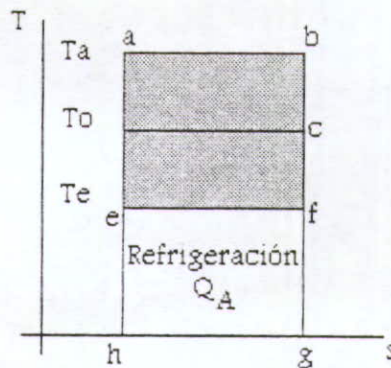


Fig. 1.9 Máquina de Carnot⁸

⁸ FAIRES, V. *Termodinámica*, p.490

El mayor valor posible del factor de operación se obtiene mediante el empleo de ciclos reversibles. Consideremos que el calor Q_a transferido a T_a sin disminución de temperatura en el generador es utilizado en una máquina de Carnot. Si esta máquina reversible cede su calor al sumidero a una temperatura T_0 , figura 1.9, su eficiencia térmica es:

$$e = \frac{T_a - T_0}{T_a} = \frac{W}{Q_a} \text{ o bien } Q_a = \frac{T_a W}{T_a - T_0}$$

Si el trabajo W , área $abcT_0$, figura 1.9, realizado por la máquina de Carnot, se emplea sin pérdida para impulsar una máquina de Carnot inversa, área $efcT_0$, entonces el trabajo de esta última es el mismo que en la ecuación anterior, y la relación de las áreas $efcT_0$ y $efgh$ (refrigeración) es:

$$\frac{W}{Q_a} = \frac{T_0 - T_e}{T_e} \text{ o bien } Q_a = \frac{T_e W}{T_0 - T_e}$$

De esta manera, el máximo valor de funcionamiento obtenible $\frac{Q_a}{Q_e}$ en el caso de los

límites de temperaturas especificados será:

$$\eta_p = \frac{Q_a}{Q_e} = \frac{T_e(T_a - T_0)}{(T_0 - T_e)T_a}$$

donde T_a es la temperatura constante a la cual se suministra el calor en el generador y T_e es la temperatura constante en el evaporador.

El sistema Planten-Munters (Serval) de refrigeración por absorción de amoníaco y agua elimina inteligentemente las bombas (por lo que no tiene partes en movimiento). Entre el evaporador y el condensador existen sellos de líquido, pero las presiones totales en cada lado de dichos sellos se mantienen virtualmente iguales por la inclusión de hidrógeno en el lado de presión baja (en el evaporador). Existe una suficiente cantidad de este gas para que la presión parcial de NH_3 sea comparable con su presión en el evaporador, de esta forma se evapora y efectúa la refrigeración. En el generador se emplea un quemador de gas.

En los sistemas de absorción se utilizan otras sustancias, como cloruro de metileno como refrigerante y éter dimetilico o tetraetilenglicol como absorbente; agua como refrigerante y solución salina de bromuro de litio como absorbente, agua como refrigerante y solución salina (salmuera) de cloruro de litio como absorbente.

Se presenta una ilustración esquemática del principio de funcionamiento de un generador de bromuro de litio donde el agua es calentada solarmente por medio de colectores solares antes de entrar al concentrador del generador, en la figura 1.10:

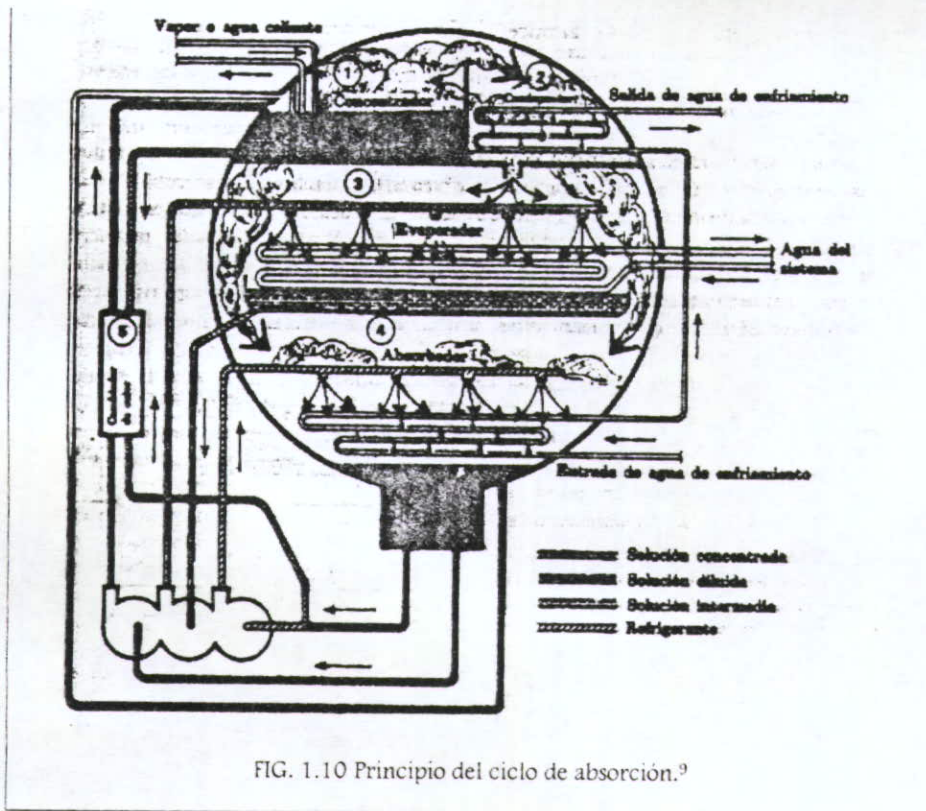


FIG. 1.10 Principio del ciclo de absorción.⁹

Principio de funcionamiento:

Evaporador: En el sistema fluye agua a través de los tubos del evaporador. El refrigerante es pulverizado sobre la superficie de los tubos y se evapora, retirando calor del sistema.

Absorbedor: El refrigerante vaporizado en el evaporador es absorbido por una rociadura de solución de bromuro de litio. El calor cedido, conforme se condensa y absorbe el vapor, es retirado por el agua de enfriamiento que fluye por los tubos del dispositivo.

Concentrador: El vapor caliente, o el agua calentada solarmente, que fluye a través de los tubos proporciona el calor requerido para separar (por ebullición) el refrigerante, a partir de la solución diluida que recibe desde el absorbedor. El vapor refrigerante va hacia el condensador y la solución concentrada regresa al absorbedor.

Condensador: el agua enfriante que fluye a través de los tubos condensa el refrigerante que proviene del concentrador. El refrigerante condensado se transvaporiza (o "flashea") a través de un orificio hacia el evaporador, donde el ciclo se repite.

1.3.- Colectores planos

La aplicación más simple de la energía solar es captarla con un colector o captador plano; para todos es sabido que la exposición a los rayos de Sol provoca un calentamiento inmediato.

La radiación solar se compone de ondas electromagnéticas provenientes del Sol. Este puede considerarse como un cuerpo negro, emitiendo a una temperatura de 5762°K y como tal esta es la temperatura teórica que debería alcanzarse en la superficie de la Tierra, sin embargo, la temperatura de la Tierra máxima lograda es de alrededor de 3800°K , mediante el uso de concentradores.

Se considera que la radiación solar no sufre alteraciones durante su trayecto por el espacio exterior fuera de la atmósfera terrestre. Varios investigadores han medido la radiación solar que incide sobre una placa plana en el exterior de la atmósfera; el valor más aceptado es de 1.367 kW/m^2 ($4.9 \times 10^3\text{ kJ/m}^2\text{h}$) y se le conoce como constante solar.

Dentro de la atmósfera la radiación solar es reflejada, dispersada y absorbida por los componentes usuales en ella, como son O₂, CO₂, O₃, N₂, H₂O y partículas de polvo. La radiación solar que sufre los efectos es la que tiene una longitud de onda entre 0.29 y 2.5 μm, ya que casi toda la radiación fuera de esos límites es dispersada y absorbida de inmediato. La radiación de onda corta (ultravioleta) se absorbe principalmente por O₃ mientras que la radiación de onda larga se absorbe por vapor de agua. La reflejada y dispersada se convierte en radiación difusa y la que continúa su camino es la directa.

El efecto global de la dispersión de la radiación solar directa se puede calcular con la siguiente fórmula de Duffe y Beckman.

$$\tau_d = \left[(\tau_a)^{\frac{p}{760}} (\tau_p)^{\frac{d}{800}} (\tau_w)^{\frac{w}{20}} \right]^m$$

t_a = transmitancia atmosférica de la radiación solar directa;

t_a = transmitancia de las moléculas del aire;

t_p = transmitancia de las partículas de polvo suspendidas;

t_w = transmitancia del vapor de agua;

p = presión barométrica en mm Hg;

d = concentración de partículas suspendidas a nivel del suelo por cm³ de aire;

w = capa de agua precipitable, mm, y

m = longitud recorrida por la radiación en la atmósfera.

Las expresiones para las tres transmitancias son:

$$\tau_a = 10^{-0.00389 \lambda^{-4}}$$

$$\tau_p = 10^{-0.00389 \lambda^{-4}}$$

$$\tau_w = 10^{-0.00389 \lambda^{-4}}$$

con

l = longitud de onda de la radiación solar directa.

El valor de la longitud recorrida por la radiación depende del ángulo cenit, q_z , que es el subtendido entre el cenit y la línea de vista al Sol. A nivel del mar, $m=1$, cuando el Sol está en el cenit y en general

$$m = \sec q_z \text{ para } q_z < 70^\circ$$

La radiación solar directa con longitudes de onda menores que 0.29mm es totalmente absorbida por O_3 y la mayor de 0.35 mm es transmitida toda.

1.3.1. Relaciones geométricas entre un plano y la radiación solar.

La energía solar se distingue de las otras fuentes de energía por el movimiento relativo del origen de la radiación, el Sol, y el receptor o captador. La primera observación sobre el movimiento es que un captador en la Tierra recibiría mayor o menor radiación solar durante un año debido a que la distancia Sol-Tierra varía. Sin

embargo, el valor de la constante solar de 1.367 kW/m² incluye este efecto al considerar un promedio anual de esa distancia.

Otro movimiento del Sol es el que realiza entre los hemisferios, pasando por el ecuador. La posición angular del Sol durante este movimiento se denomina declinación y se calcula mediante la relación aproximada:

$$\delta = 23.45 \text{sen} \left[\frac{(284 + n)}{365} \times 2\pi \right]$$

donde

n= día del año

A lo largo del día el Sol tiene un movimiento ubicado como ángulo horario h, que se calcula por medio de la expresión:

$$h = 15 \left(\frac{t_s}{2} - \theta \right)$$

donde

t_s = tiempo transcurrido entre la salida y la puesta del Sol, en horas, y

q = tiempo posterior a la salida del Sol en el que se desea calcular el ángulo horario, en horas.

El tiempo t_s es variable a lo largo del año y se puede determinar por:

$$t_s = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan\phi \tan\delta)$$

donde

F = latitud del lugar

Hay que tener en cuenta que los tiempos que tratan las ecuaciones es el tiempo solar, distinto del tiempo estándar. Las correcciones del tiempo son la diferencia del meridiano estándar para el lugar elegido y la longitud del mismo y la “ecuación del tiempo” que se debe a la rotación y a las perturbaciones de la órbita de la Tierra. El tiempo solar se expresa por:

$$t_\sigma = t_{st} + E + 4(m_{st} - L_{loc})$$

donde

t_{st} = tiempo estándar, en horas;

E = “ecuación del tiempo”, en minutos;

m_{st} = meridiano estándar del lugar en cuestión, y

L_{loc} = longitud del lugar en cuestión.

Los dos últimos términos de la ecuación del tiempo solar se dan en minutos.

Otros dos ángulos de interés son el que forma el captador con la horizontal (entiéndase la pendiente) α , y el que forma la normal a la superficie del captador y el

meridiano local, denominado ángulo acimut, w , que es cero cuando el captador se orienta hacia el sur, positivo si se orienta hacia el este del sur y negativo para la orientación oeste del sur.

La radiación solar directa incide sobre un plano inclinado a grados con la horizontal, formando el siguiente ángulo l con la normal y el plano

$$\cos l = \sin \delta \sin \phi \cos \alpha - \sin \delta \cos \phi \sin \alpha \cos \omega + \cos \delta \cos \phi \cos \alpha \cosh + \cos \delta \sin \phi \sin \alpha \cos \omega \cosh + \cos \delta \sin \alpha \sin \omega \sinh$$

Si el plano está horizontal, el ángulo de incidencia es igual al ángulo cenit:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cosh$$

El valor promedio de la constante solar corregido por mecanismos de reflexión, dispersión y absorción sería la radiación solar directa que llega a un plano sobre la Tierra con un ángulo de incidencia dado por la ecuación del ángulo l . Sin embargo es difícil contar con datos para evaluar los efectos atenuantes de la radiación solar, aunque las relaciones geométricas sean de fácil evaluación. En la práctica se recurre a otros métodos para conocer la radiación solar, ya sea global o difusa, sobre un plano inclinado u horizontal.

La forma más común de conocer la radiación solar es midiéndola. Básicamente hay cuatro aparatos electrónicos para medir la radiación: el fotorresistor, cuya resistencia

cambia con la luz ambiente; la celda solar, cuya potencia de salida es proporcional a la luz ambiente; los fotodiodos, cuya corriente de salida es proporcional a la luz, y las termopilas, las cuales convierten la luz a temperatura y ésta a su vez, en voltaje. El último mecanismo es el que usa el piranómetro, un instrumento que mide la radiación solar total. El piranómetro detecta la diferencia de temperatura entre dos superficies, una negra que absorbe la mayoría de la radiación y otra blanca, que la refleja. La señal del aparato es dada usualmente en milivolts. Si el piranómetro se sombrea con un anillo entonces es posible medir solamente la radiación difusa. El pirheliómetro es otro instrumento usado para medir la radiación solar (sólo la directa) mediante un detector colimado que sigue al Sol.

1.4.- Obtención del área del colector.

Para obtener Q kg. de hielo, se cuenta con Q kg. de agua a una temperatura inicial T_i , se quiere obtener Q kg. de hielo a una temperatura final T_f de 0° C. Para esto, el calor necesario

$$Q = Q_1 + Q_2$$

donde:

Q_1 : calor necesario para pasar el agua de T_i a T_f .

Q_2 : calor necesario para convertir el agua a T_f de líquido a sólido.

$$Q_1 = MC_e (T_f - T_i) \quad \text{y} \quad Q_2 = C_{if} M$$

donde:

M: masa del agua.

C_e: calor específico del agua.

C_{if}: calor latente de fusión del agua.

La cantidad de amoniaco necesaria para remover este calor debe ser, tomando como la temperatura de evaporación del amoniaco 0° C:

$$W = \frac{Q}{H_{fg}} \times \eta$$

donde:

W: amoniaco necesario.

H_{fg}: entalpia de cambio de fases del amoniaco = 543.1 (BTU/lb).

η: eficiencia de transferencia del evaporador.

Si llamamos X a la cantidad de amoniaco en peso en el colector en estado de la mezcla pobre e Y a esta misma cantidad en el estado de la mezcla rica (cuando en el receptor se tiene 0 lb de amoniaco), siendo A la cantidad de agua, en peso en los dos casos, se tiene:

a) $\frac{X}{X + A}$ = concentración de la mezcla pobre

también se cumple

$$b) \frac{Y}{Y+A} = \text{concentración de la mezcla rica}$$

De las dos ecuaciones anteriores:

$$c) Y = X + \left(\frac{Y}{\text{concentración mezcla rica}} - \frac{X}{\text{concentración mezcla pobre}} \right)$$

si decimos que

$$C = \left(\frac{Y}{\text{concentración mezcla rica}} - \frac{X}{\text{concentración mezcla pobre}} \right)$$

nos queda ya simplificada la ecuación:

$$Y = X + C$$

De a) tenemos que:

$$X(1 - \text{concentración de la mezcla pobre}) = \text{concentración de la mezcla pobre} \times A,$$

entonces

$$d) \quad X = D \times A$$

Sustituyendo c) en b)

$$e) \quad \frac{(X+C)}{(X+C+A)} = \text{concentracion de la mezcla rica} \quad X = A + C$$

Sustituyendo d) en e) se obtiene:

$$X = E \text{ (libras)}$$

De c) se tiene

$$Y = E + C = F \text{ (libras)}$$

De d) se tiene

$$A = F \text{ (libras)}$$

De tablas¹⁰ se obtiene:

Densidad de mezcla pobre = G (Dp)

Densidad de la mezcla rica = H (Dr)

¹⁰Density- Aqueous Inorganic Solutions (11-2) International Critical Tables p. 135

$$V_p = \frac{X + A}{D_p} = I(\text{litros}) \quad \text{Volumen de la mezcla pobre.}$$

$$V_r = \frac{Y + A}{D_r} = J(\text{litros}) \quad \text{Volumen de la mezcla rica.}$$

La insolación promedio que es de 8'290,415 calorías y eficiencia del colector prototipo promedio es 11.607%.

El área del prototipo es de 19,788 cm², entonces la insolación promedio anual durante 8 horas es:

$$I_{prom} = \frac{8290415 \text{ calorías}}{19788 \text{ cm}^2} = 418.96 \frac{\text{calorías}}{\text{cm}^2}$$

El calor necesario para evaporar C(libras) de amoniaco (Q_h) es:

$$Q_h = M \times H_{fg}$$

El calor que debe recibir la placa del colector (Q_p) es:

$$Q_p = \frac{Q_h}{\text{Eficiencia del colector}}$$

El área que debe tener la placa es:

$$A_p = \frac{Q_p}{I_p}$$

2. ANÁLISIS DE EXPERIMENTACIÓN Y OBTENCIÓN DE RESULTADOS

Para un buen análisis es necesario una buena comprensión de lo que se está haciendo, considerando esto, a continuación se hace una descripción detallada del ciclo real del proyecto.

2.1.- El ciclo real del proyecto analizado (y su funcionamiento).

El ciclo de funcionamiento del sistema es por naturaleza intermitente y consta de dos etapas: generación de amoníaco líquido y refrigeración.

La figura 2.1, en (1) se tiene un depósito que contiene una mezcla agua-amoníaco, la válvula (5) se encuentra cerrada y la válvula (3) abierta. Se suministra calor al depósito (1) lo que provoca la separación de amoníaco de la mezcla en forma de vapor y un aumento de presión en el sistema. En (2) se remueve el calor al vapor de amoníaco y combinado esto con la presión del sistema, se condensa fluyendo amoníaco líquido a través de la válvula (3) al depósito (4), en el que se almacena.

Una vez en equilibrio el sistema, esto es, que la fuente de calor ya no provoque la evaporación de más amoníaco, se cierra la válvula (3) y se retira la fuente de calor, se permite que la mezcla (pobre en amoníaco), del depósito (1) baje a temperatura ambiente, logrando con esto que la presión del depósito (1) disminuya; se abre la válvula (5) y debido a que la presión del vapor de amoníaco condensado es mayor a la presión en

el depósito (1) el amoníaco líquido se evapora fluyendo a través de la válvula (5) al depósito (1) en donde se absorbe a la mezcla pobre en amoníaco existente en él. El cambio de estado del amoníaco en el depósito (4) hace que la temperatura de este disminuya, así como la de sus alrededores, logrando el efecto de refrigeración deseado.

Terminándose de evaporar todo el amoníaco que se encuentra en (4), se cierra la válvula (5), se abre la válvula (3) y el sistema queda preparado para iniciar un nuevo ciclo.

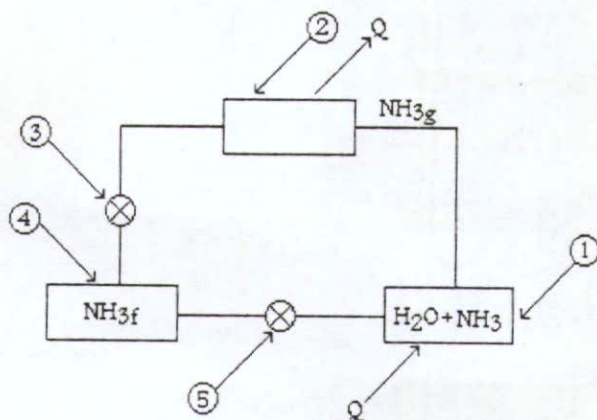


FIG. 2.1 Esquema del funcionamiento del prototipo¹

En la figura 2.2 se muestra una imagen más detallada de la construcción del prototipo: el colector es del tipo placa plana con una superficie de colección de 19,788 cm². Cuenta con dos cabezales, el inferior de 2" de diámetro (1), en el cual se lleva a cabo la absorción y el superior de 4" de diámetro (2), en el que realiza la ebullición. Ambos cabezales están conectados por 10 tubos de 1/4" de diámetro (3) punteados a una

¹ LANGARICA, J. *Camino a la refrigeración solar*. p.16

lámina de fierro (4) pintada de negro mate que actúa como superficie de colección y por un tubo aislado de 2" de diámetro (5) en el centro, que sirve de retorno para facilitar la convección natural de la mezcla. También tiene dos cámaras de aire formadas por dos cubiertas de vidrio (7). Todos estos elementos se encuentran dentro de un cajón de lámina (8) aislados en el interior con hule espuma de poliuretano (9).

Del cabezal superior (2) sale una línea a la cual están conectados un manómetro (10), para observar las variaciones de presión del sistema y la válvula de carga (11) para introducir la mezcla al sistema, la línea continúa por el rectificador (12), donde se detiene el agua que alcanza a evaporarse, después de esto se encuentra una válvula de paso (13), que a su salida está conectada a la válvula de expansión (14) y al recibidor (15). La válvula de expansión (14) conecta a la parte superior del recibidor (15) con el cabezal inferior (1) y la válvula de drenaje (16) conecta la parte inferior del recibidor (15) con el cabezal (1).

50220

Funcionamiento del prototipo: durante el día, la radiación solar pasa a través de las dos capas de vidrio (7) y es absorbida en la placa de fierro (4) ahí la radiación visible es convertida en energía térmica (infrarroja) provocando que la temperatura de la placa se eleve y, al existir una diferencia de temperaturas entre la placa y la mezcla (agua-amoniaco) se inicia la transferencia de calor. El colector eleva su temperatura (de unos 15°C a 110°C) originando que se evapore amoniaco de la mezcla en el cabezal superior (2) del colector, que en esta etapa funciona como generador. Vapor de amoniaco fluye por el rectificador (12) a través de la válvula (13) hasta el recibidor (15) que en esta etapa funciona como condensador licuando amoniaco a baja temperatura (25°

aproximadamente) y a alta presión (200 Psi). Amoníaco líquido se almacena en el recipiente (15) durante la primera etapa, que en días de buena insolación dura en promedio, de las 8 a las 16 horas; a su término se cierra la válvula de entrada al recipiente (13), después de esto se quitan las cubiertas de vidrio del colector para permitir que se enfríe por radiación, bajando la temperatura del colector hasta quedar listo para funcionar como absorbedor en la segunda etapa.

Una vez frío el colector, se abre la válvula de expansión (14) y a causa de la diferencia de presión del recipiente (15), que en esta etapa actúa como evaporador y el colector que actúa como absorbedor se provoca la evaporación del amoníaco líquido almacenado, por consiguiente la disminución de temperatura del recipiente (15). Vapor de amoníaco fluye hacia el cabezal inferior (1) del colector, en el que se absorbe en la solución pobre en amoníaco. En esta etapa se coloca una chaqueta cilíndrica alrededor del recipiente (15), conteniendo agua para medir el efecto refrigerante. Eventualmente al terminar esta etapa se abre la válvula de drenaje (16) para desalojar del recipiente agua que pudiera haberse destilado junto con el vapor de amoníaco y no ser detenida en el rectificador.

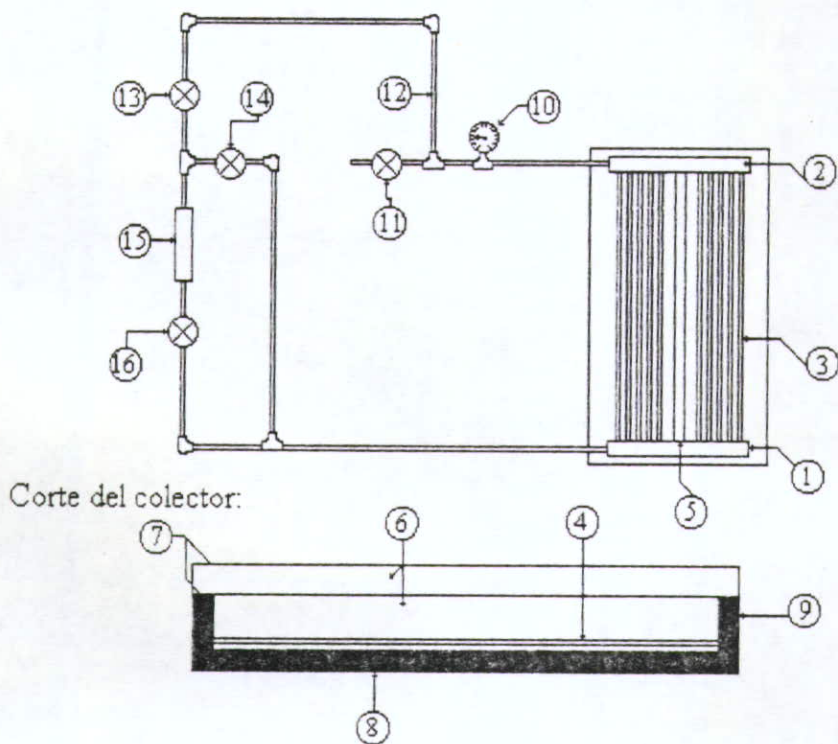


FIG. 2.2 Esquema del refrigerador solar mostrando una vista general del sistema.²

- | | |
|--|----------------------------|
| (1) Cabezal inferior. | (9) Espuma de poliuretano. |
| (2) Cabezal superior. | (10) Manómetro. |
| (3) Tubos conectores de los cabezales. | (11) Válvula de carga. |
| (4) Lámina de hierro. | (12) Rectificador. |
| (5) Tubo de retorno. | (13) Válvula de paso. |
| (6) Cámaras de aire. | (14) Válvula de expansión. |
| (7) Cubiertas de vidrio. | (15) Recibidor. |
| (8) Cajón de lámina. | (16) Válvula de drenaje. |

² LANGARICA, J. *Camino a la refrigeración solar*, p.19

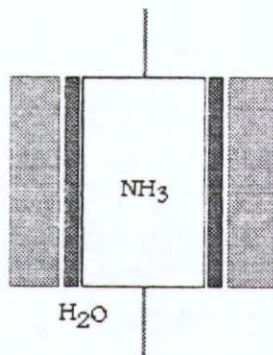


FIG. 2.3 Corte seccional del condensador- evaporador

2.2.- Resultados

Los resultados que se obtuvieron durante quince experimentos en el prototipo anterior, se muestran en las tablas siguientes.

En esas tablas, se usó la siguiente simbología:

- Hora: Tiempo en que fue tomada la lectura (horas).
- T_p: Temperatura de la placa del colector (en °C).
- T_a: Temperatura ambiente (en °C).
- P: Presión del sistema (psia).
- I: Insolación (cal/min . cm²).
- T_{es}: Temperatura de la parte superior del agua del evaporador (en °C).
- T_{ei}: Temperatura en la parte inferior del agua del evaporador (en °C).

La obtención de los resultados de las tablas, se tuvieron las siguientes condiciones:

Concentración : (% de amoniaco en peso) 50%
Peso del amoniaco: 6.92 kg.
Peso del agua: 6.92 kg.
Iniciación de la primera etapa: 8 a.m.
Duración de la primera etapa: 8 hrs.
Iniciación de la segunda etapa: 10 p.m.
Duración de la segunda etapa: dependiendo del amoniaco destilado de 7 a 8 hrs.
Volumen de agua de la chaqueta: 5 litros.

Las tablas de resultados manejados se pueden ver en detalle en el anexo 1.

3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

Fórmulas de cálculos:

3.1.- Efecto refrigerante útil (E_r).

Este dato se calculó conociendo:

- M: masa del agua en el evaporador.
- T_{esi} : temperatura del evaporador en la parte superior, al inicio.
- T_{esf} : temperatura del evaporador en la parte superior, al final.
- T_{eii} : temperatura del evaporador en la parte inferior, al inicio.
- T_{eif} : temperatura del evaporador en la parte inferior, al final.
- M_h : masa de hielo producido.
- M_a : masa de agua que quedó en el evaporador, al final.
- C_{if} : calor latente de fusión del agua.
- C_e : calor específico del agua.

$$E_r = M_h x C_{if} + M_h x C_e \left[(T_{eii} - 0^\circ) + \frac{(0^\circ - T_{eif})}{2} \right] + M_a x C_e \left[(T_{esi} - T_{esf}) + \frac{(T_{esf} - 0^\circ)}{2} \right]$$

Siendo los valores usados:

- T_{esi} : 18°C
- T_{esf} : 3°C
- T_{eii} : 18°C
- T_{eif} : -5°C

M_h : 2 kg.

M_a : 3 kg.

C_{if} : 79.5 calorías/g °C

C_e : 1 caloría/g °C

$$E_r = \left(2000 \text{gx} 79.5 \frac{\text{calorias}}{\text{g}^\circ\text{C}} \right) + \left(2000 \text{gx} 1 \frac{\text{calorias}}{\text{g}^\circ\text{C}} \right) \left[(18^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C}) + \frac{(0^\circ\text{C} - (-5^\circ\text{C}))}{2} \right] + \left(3000 \text{gx} 1 \frac{\text{calorias}}{\text{g}^\circ\text{C}} \right) \left[(18^\circ\text{C} - 3^\circ\text{C}) + \frac{(3^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C})}{2} \right] = 249,500 \text{ calorías}$$

3.2.- Energía solar recibida (C_s).

Esta se tomó como dato¹ de 8'317,500 calorías.

3.3.- C.O.P.

Conociendo el efecto refrigerante útil y la energía solar recibida;

$$C.O.P. = \frac{E_r}{C_s}$$

con los valores ya obtenidos:

$$C.O.P. = \frac{249,500 \text{ calorías}}{8'317,500.04} = 0.03$$

¹ LANGARICA, J. Camino a la refrigeración solar p.43

3.4.- Peso de los componentes del sistema.

$$M = D \times V$$

donde:

D: densidad de la mezcla amoniaco-agua al 50% de concentración

M: masa de la mezcla amoniaco-agua.

V: volumen de la mezcla amoniaco-agua en los tubos del colector, hasta la mitad del cabezal superior.

Siendo los valores obtenidos:

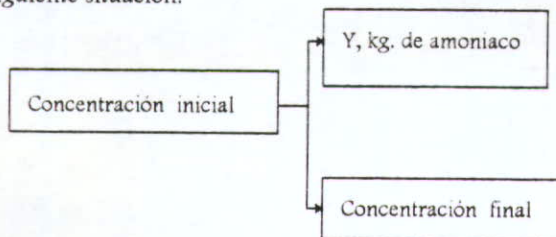
$$D = 0.8320 \text{ kg/cm}^3$$

$$V = 16.6 \text{ litros}$$

$$M = 0.8320 \text{ kg/cm}^3 (16.6 \text{ litros}) = 13.811 \text{ kg.}$$

3.5.- Amoniaco destilado.

Para calcular el amoniaco destilado, se necesita saber la temperatura de la placa y la presión del sistema al final del periodo de insolación, así como la concentración y se llega a la siguiente situación:



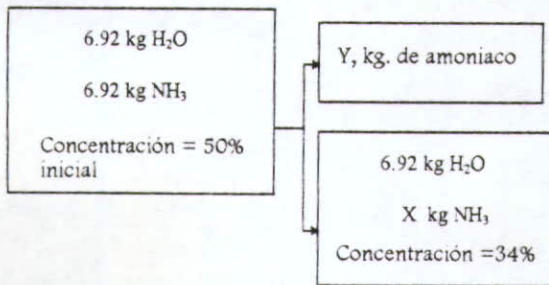
² Density- Aqueous Inorganic Solutions (11-2) International Critical Tables. Pag. 134

Usando los valores del día medio:

$$T_{placa} = 103^{\circ}\text{C}$$

$$P = 194.7 \text{ psia}$$

Se obtuvo³ que la concentración fue de 34%



donde X, masa de amoniaco en la mezcla, se obtiene de:

$$\frac{X}{6.92} + X = 0.34 \quad X = 3.57 \text{ kg.}$$

e Y, masa de amoniaco destilado, se obtiene de:

$$X + Y = 6.92 \quad Y = 3.35 \text{ kg.}$$

3.6.- Efecto refrigerante disponible

$$E_{rd} = \text{amoniaco destilado} \times \text{entalpía de cambio de fase}$$

³ *Journal of the ASRE* p. 134.

$$E_{rd} = (3.35 \text{ kg})(302,000 \text{ calorías/kg})$$

$$E_{rd} = 1,011,700 \text{ calorías/kg}$$

3.7.- Eficiencia del evaporador (η_e)

Con los resultados del efecto refrigerante útil y del efecto refrigerante disponible, se obtiene:

$$\eta_e = \frac{E_r}{E_{rd}} = \frac{249,500 \text{ calorías}}{1,011,700 \text{ calorías}} = 0.25$$

3.8.- Eficiencia del colector (η_c)

Teniendo los datos de la energía solar recibida (C_s) y el efecto refrigerante disponible:

$$\eta_c = \frac{E_{rd}}{C_s} = \frac{1011700}{5058500} = 0.2$$

4. DISEÑO

Tomando como referencia que al inicio de la primer etapa el refrigerador se encuentra a una concentración de 50%, la placa a una temperatura de 17° C y una presión de 36.7 psia.

Después de terminado el periodo de insolación, la temperatura de la placa es de 103° C y una presión de 194.7 psia, se observa¹ que bajo estas condiciones la concentración de la mezcla es de 34.25%.

Al inicio de la segunda etapa las condiciones del sistema son: temperatura de la placa de 25°C, temperatura ambiente de 16°C, presión de la mezcla pobre 20 psia, y una presión en el evaporador² de 128.8 psia. Esta diferencia de presiones causa que al abrir la válvula de expansión el amoniaco se evapore provocando el efecto refrigerante.

El vapor del amoniaco entra en contacto con la solución débil en el cabezal inferior del colector y es absorbido por ésta. La temperatura de la mezcla débil aumenta por el proceso de absorción y la temperatura del evaporador desciende, provocando un descenso de presión de vapor, la presión del sistema se estabiliza rápidamente alrededor de 43.7 psia el sistema mantiene un equilibrio dinámico durante la segunda etapa hasta alcanzar las condiciones iniciales.

¹ *Journal of the ASRE*, p.134

² *Ibit.*

En base a esta comprensión del funcionamiento del sistema y la media de los datos obtenidos experimentalmente, es posible hacer el diseño del refrigerador solar para obtener una producción diaria de 6 kg. de hielo.

Se cuenta con 6 kg. de agua a una temperatura inicial (T_i) de 30° C se quiere obtener 6 kg. se hielo a un a temperatura final (T_f) de 0° C. Para esto, el calor necesario

$$Q=Q_1+Q_2$$

donde:

Q_1 : calor necesario para pasar el agua de T_i a T_f .

Q_2 : calor necesario para convertir el agua a T_f de líquido a sólido.

$$Q_1=MC_e (T_f-T_i) \quad \text{y} \quad Q_2=C_{if}M$$

donde:

M : masa del agua

C_e : calor específico del agua.

C_{if} : calor latente de fusión del agua.

$$Q_1 : 180000 \text{ calorías.}$$

$$Q_2 : 479906.25 \text{ calorías.}$$

$$Q : 659906.25 \text{ calorías.}$$

La cantidad de amoníaco necesaria para remover este calor debe ser, tomando como la temperatura de evaporación del amoníaco 0° C:

$$W = \frac{Q}{H_{fg}} \otimes \eta$$

donde

W: amoníaco necesario.

H_{fg} : entalpia de cambio de fases del amoníaco = 543.1 BTU/lb

η : eficiencia de transferencia del evaporador.

Se tiene³ que el promedio de eficiencia en el evaporador es de 0.306, por lo tanto $W=15.7575$ lb, también se tiene que el promedio de concentración de la mezcla pobre después del periodo de insolación es de 35.07% y el estado de la mezcla rica es de 50%.

Si llamamos X a la cantidad de amoníaco en peso en el colector en estado de la mezcla pobre (cuando en el recibidor se tiene 15.7575 lb de amoníaco) y Y a esta misma cantidad en el estado de la mezcla rica (cuando en el recibidor se tiene 0 lb de amoníaco), siendo A la cantidad de agua, en peso en los dos casos, se tiene:

$$a) \quad \frac{X}{X + A} = 0.3507$$

también se cumple

³ LANGARICA, J. "Camino a la refrigeración solar" p.25

$$b) \quad \frac{Y}{Y+A} = 0.50$$

De las dos ecuaciones anteriores:

$$c) \quad Y = X + 15.7575$$

De a) $X(1 - 0.3507) = 0.3507A$, entonces

$$d) \quad X = 0.54012A$$

Sustituyendo c) en b)

$$\frac{(X + 15.7575)}{(X + 15.7575 + A)} = 0.5 \quad X = A + 15.7575$$

Sustituyendo d) en e) se obtiene:

$$X = 18.506lb \quad (8.394kg)$$

De c) se tiene

$$Y = 18.506 + 15.7575 = 34.2635lb \quad (15.542kg)$$

De d) se tiene $A = 34.2627lb$ (15.54132kg)

De tablas⁴ se obtuvo que:

Densidad de la mezcla pobre = 0.8832 (D_p)

Densidad de la mezcla rica = 0.8320 (D_r)

$$V_p = \frac{X + A}{D_p} = 27.100 \text{ litros} \quad \text{Volumen de la mezcla pobre.}$$

$$V_r = \frac{Y + A}{D_r} = 37.3606 \text{ litros} \quad \text{Volumen de la mezcla rica.}$$

La insolación promedio es de 8'290,415 calorías.

La eficiencia del colector promedio es de 11.607%

El área del prototipo es de 19,788 cm², entonces la insolación promedio por cm² en 8 horas es:

$$I_{prom} = \frac{8290415 \text{ calorías}}{19788 \text{ cm}^2} = 418.96 \frac{\text{calorías}}{\text{cm}^2}$$

El calor necesario para evaporar 15.7575lb de amoníaco (Q_h) es:

$$Q_h = M \otimes H_{fg} = 15.7575 \otimes 543.1 = 8557.898 \text{ BTU} \quad \left(2156554.083 \text{ calorías} \right)$$

⁴ International Critical Tables p.135

El calor que debe recibir la placa del colector (Q_p) es:

$$Q_p = \frac{Q_n}{\text{Eficiencia} \cdot \text{del} \cdot \text{colector}} = 185797.7154 \text{calorias}$$

El área que debe tener la placa es:

$$A_p = \frac{Q_p}{I_p} = 44447.364 \text{ cm}^2 \approx 4.5 \text{ m}^2$$

Esta es el área del colector para lograr los 6 kg de hielo diarios.

CONCLUSIONES

El estudio de la energía solar está en sus inicios, es por esto que el futuro de la aplicación de la energía que el sol nos proporciona tiene un gran futuro, la eficiencia obtenida en el sistema manejado en este trabajo lo muestra claramente pues es sumamente bajo.

Los valores obtenidos de C.O.P. dependen directamente de las eficiencias del colector y del evaporador. Las eficiencias tanto del colector como del evaporador están estrechamente ligadas a la construcción física del modelo, es por eso que hay que trabajar más en el diseño de un sistema que aumente la eficiencia, sin embargo, tomando en cuenta que el sol es una fuente inagotable de energía del sistema es práctico siempre y cuando no se considere el aspecto económico, a grandes rasgos se muestra a continuación un análisis económico para la manufactura de una unidad de refrigerador solar.

Elemento	Cantidad*	Costo unitario	Costo total
Cubiertas de vidrio (m ²)	16.56	\$110.000	\$1821.600
Placa de Cu** (m ²)	8.736	\$55.174	\$482.000
Válvulas	3	\$138.000	\$414.000
Amoniaco (kg)	100	\$1.449	\$144.900
Tubo Φ 6" (m)	5	\$360.460	\$1802.300
Tubo Φ 2.5" (m)	5	\$106.000	\$530.000
Tubo Φ 3/4" (m)	3	\$30.930	\$92.790
Tubo Φ 3/8" (m)	20	\$20.000	\$400.000
Gran Total			\$5687.590

* Las cantidades son el monto mínimo de la compra

El valor obtenido como gran total es única y exclusivamente considerando los materiales, falta contemplar los sorteos necesarios en las placas y tubos, dobles, soldaduras, bisagras para lograr una fácil ventilación, etc. Haciendo un aproximado del costo de la mano de obra, un 30% más del costo de los materiales cubrirá estos gastos de mano de obra y se logrará así tener el refrigerador completo, esto arroja un total de \$7,393.867. Haciendo una comparación con un refrigerador de los convencionales del tipo General Electric mod. TA-07 DIALM*, que tiene un costo de \$1,739.00 una capacidad de 209.07 dm³ y un consumo anual de 372.66 KW/h, se tiene una gran diferencia en costos. Y aún yendo más lejos y haciendo un rápido estudio de la recuperación de la inversión se tiene que, considerando que el costo actual por kW/h es de \$0.157, la familia desembolsará en el primer año $\$1739.00 + (372.66 \text{ kW/h})(\$0.157) = \$1,797.51$. Considerando un aumento del 20% en el costo del kW/h por año se tendría una recuperación de la inversión a 19 años, es importante recordar que los gastos de los materiales han sido los de las cantidades mínimas que vende el proveedor, si se toman las cantidades reales usadas en la manufactura del refrigerador el costo baja en forma altamente considerable y si recordamos la situación real, la carencia de energía eléctrica coloca el proyecto de refrigerador solar con una ventaja insalvable con respecto al modelo con el que se ha comparado, que requiere un suministro de 127 v para su funcionamiento.

* Se tomó este modelo por ser el de menor capacidad encontrado en el mercado.

BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFÍA

- ALMANZA Salgado, Rafael. Ingeniería de la energía solar.
El Colegio Nacional. México, D.F. 1994. 448 pp.
- Alvarado R. Refrigeración solar.
El Colegio Nacional. México, D.F. 1994. 448 pp.
- Density- Aqueous Inorganic Solutions (11-2) International Critical Tables.
- Asociación Nacional de Energía Solar A. C. (ANES)
Memorias de la VIII Reunión Nacional de Energía Solar 3 a 5 de octubre de Cd. Madero.
Tamaulipas. 1984.
- FAIRES Moring, Virgil. Termodinámica Ed. Hispano-Americana.
México, D.F. 1983. 668 pp.
- Journal of the ASRE. Tabla I.P. 1977. Pag. 413.
- LANGARICA, J. Camino a la refrigeración solar.
Tesis profesional. I.T.E.S.O. 1983. 134pp.
- MARON y PRUTTON. Fundamentos de fisicoquímica Ed.
Limusa. 1972. Páginas consultadas 25,54,152.

ANEXO 1

ANEXO 1¹

La finalidad de este anexo, es proporcionar una muestra representativa del comportamiento del prototipo del sistema de refrigeración solar utilizado como base en este trabajo.

Las gráficas de cada día nos permiten ver más claramente el comportamiento del sistema durante el periodo el día en el que se cuenta con sol. En algunos casos, debido a la duración de la temperatura máxima se plantea la opción de un “doble ciclo” durante el día y así aumentar la eficiencia del refrigerador

En esas tablas, se usó la siguiente simbología:

- Hora: Tiempo en que fue tomada la lectura (horas).
- Tp: Temperatura de la placa del colector (en °C).
- Ta: Temperatura ambiente (en °C).
- P: Presión del sistema (psia).
- I: Insolación (cal/min . cm²).
- Tes: Temperatura de la parte superior del agua del evaporador (en °C).
- Tei: Temperatura en la parte inferior del agua del evaporador (en °C).

La obtención de los resultados de las tablas, se tuvieron las siguientes condiciones:

- Concentración : (% de amoníaco en peso) 50%
- Peso del amoníaco: 6.92 kg.
- Peso del agua: 6.92 kg.
- Iniciación de la primera etapa: 8 a.m.
- Duración de la primera etapa: 8 hrs.
- Iniciación de la segunda etapa: 10 p.m.
- Duración de la segunda etapa: dependiendo del amoníaco destilado de 7 a 8 hrs.
- Volumen de agua de la chaqueta: 5 litros.

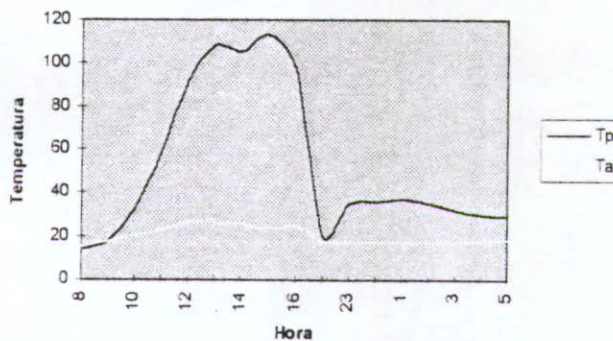
¹ LANGARICA, J. *Camino a la refrigeración solar* p.104

FECHA

3/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	14	16	42.7	0.058		
9	18	18	50.7	0.185		
10	33	21	73.7	0.345		
11	59	23	98.7	0.723		
12	92	27	127.7	0.436		
13	108	27	144.7	0.918		
14	105	26	183.7	0.896		
15	113	24	215.7	0.875		
16	97	25	193.7	0.731		
22	21	18	25.7		16	16
23	35	18	38.7		13	12
24	36	18	42.7		11	8
1	37	17	45.7		8	6
2	35	17	45.7		7	3
3	32	17	46.7		4	0
4	30	18	47.7		2	0
5	29	19	48.7		2	-2

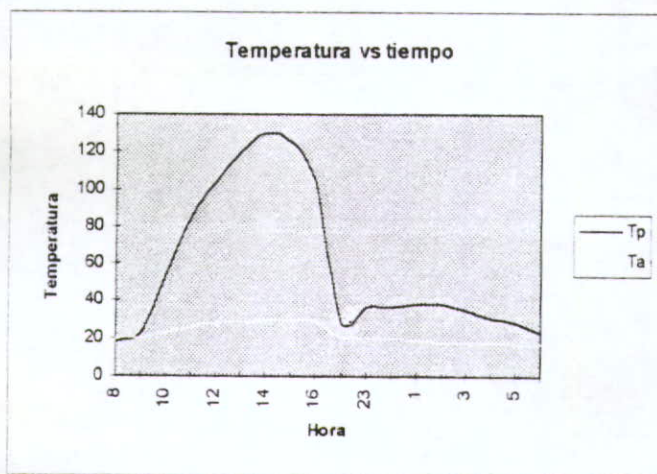
Temperatura vs tiempo



FECHA

5/08/79

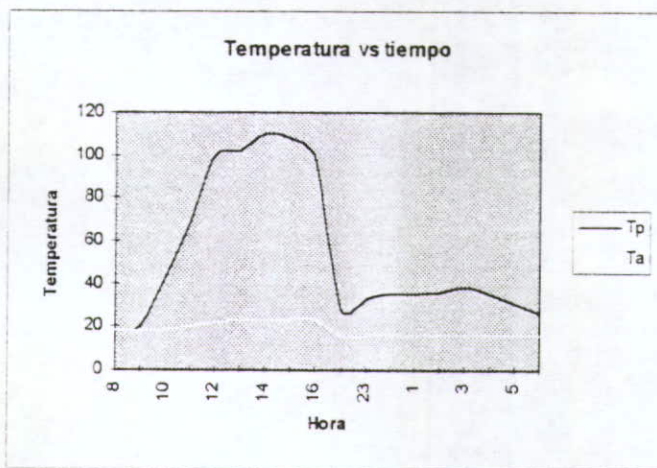
HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	18	20	45.7	0.393		
9	22	20	78.7	0.562		
10	53	23	93.7	0.698		
11	84	26	115.7	0.952		
12	104	28	150.7	1.062		
13	120	28	173.7	1.025		
14	130	30	190.7	0.925		
15	125	30	188.7	0.767		
16	105	29	185.7	0.59		
22	28	21	22.7		18	18
23	37	21	39.7		18	15
24	37	20	45.7		17	12
1	39	19	47.7		15	8
2	39	18	47.7		13	4
3	35	18	48.7		11	0
4	31	18	48.7		8	-2
5	28	17	49.7		4	-4
6	23	17	49.7		2	-6



FECHA

7/08/79

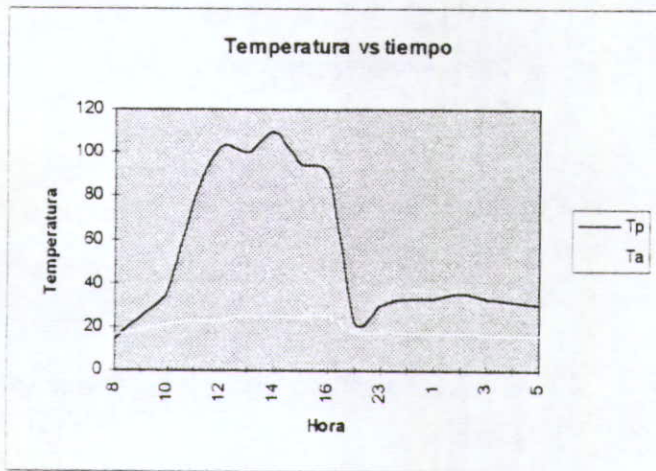
HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	18	18	48.7	0.105		
9	20	18	61.7	0.402		
10	42	19	83.7	0.506		
11	68	20	98.7	0.065		
12	100	22	115.7	0.843		
13	102	23	132.7	0.936		
14	110	23	150.7	1.023		
15	108	23	148.7	0.988		
16	98	23	140.7	0.643		
22	28	16	25.7		19	19
23	33	16	38.7		19	17
24	35	16	42.7		18	14
1	35	16	42.7		17	11
2	36	16	43.7		13	8
3	38	16	43.7		9	6
4	35	16	44.7		7	3
5	31	16	45.7		5	0
6	26	16	47.7		4	-3



FECHA

9/08/79

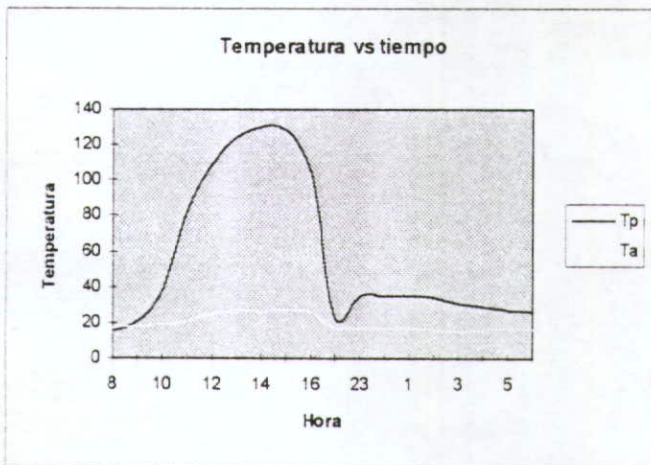
HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	15	16	38.8	0.18		
9	25	19	58.7	0.446		
10	37	21	65.7	0.605		
11	79	23	83.7	0.797		
12	103	23	102.7	0.945		
13	100	25	112.7	0.106		
14	110	25	125.7	1.105		
15	95	25	150.7	1.083		
16	90	25	125.7	0.507		
22	22	18	22.7		18	18
23	30	18	38.7		18	16
24	33	17	40.7		16	12
1	33	17	43.7		14	9
2	35	17	43.7		11	6
3	33	16	45.7		8	2
4	32	16	48.7		5	-1
5	30	16	50.7		2	-3



FECHA

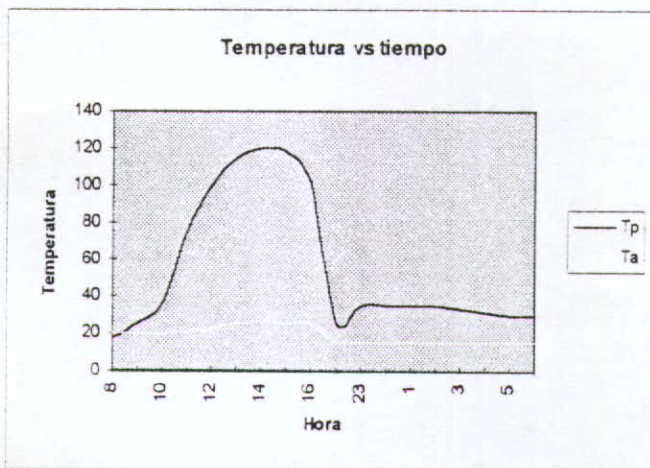
11/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	15	17	45.7	0.393		
9	21	18	52.7	0.805		
10	38	19	68.7	0.925		
11	83	21	93.7	1.032		
12	109	25	115.7	1.21		
13	125	27	170.7	1.105		
14	130	26	195.7	0.956		
15	128	27	210.7	0.797		
16	105	26	190.7	0.541		
22	23	17	25.7		20	20
23	35	17	41.7		20	18
24	35	17	44.7		19	15
1	35	16	46.7		17	11
2	34	16	46.7		14	8
3	31	15	46.7		11	4
4	29	16	47.7		7	1
5	27	16	48.7		4	-3
6	26	16	49.7		1	-7



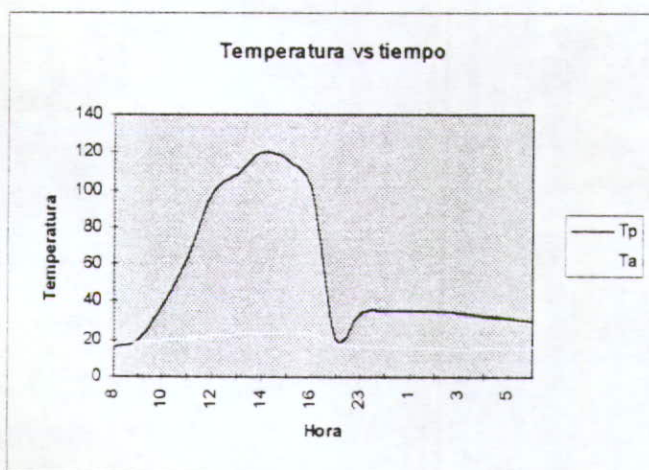
FECHA 13/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	17	20	36.7	0.092		
9	25	20	53.7	0.203		
10	36	20	72.7	0.408		
11	75	21	91.7	0.903		
12	100	23	110.7	1.125		
13	115	25	125.7	1.032		
14	120	26	160.7	1.128		
15	118	25	180.7	0.903		
16	103	25	194.7	0.507		
22	25	16	20.7		18	18
23	35	16	40.7		18	16
24	35	16	43.7		17	14
1	35	15	43.7		15	11
2	35	15	43.7		13	8
3	33	16	44.7		10	5
4	31	16	45.7		7	1
5	30	16	47.7		4	-2
6	30	16	48.7		3	-5



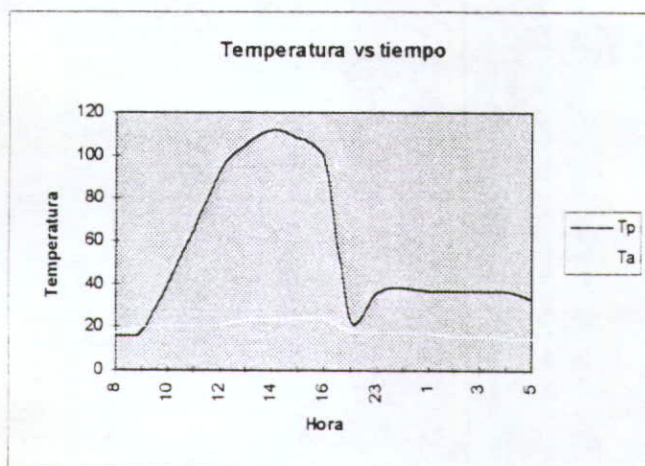
FECHA 15/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	16	17	45.7	0.072		
9	20	19	73.7	0.415		
10	38	20	90.7	0.603		
11	63	21	112.7	0.805		
12	98	22	145.7	0.893		
13	108	23	163.7	1.123		
14	120	24	188.7	0.067		
15	116	24	190.7	0.732		
16	101	23	185.7	0.503		
22	21	18	23.7		18	18
23	34	16	37.7		17	16
24	35	16	42.7		16	13
1	35	16	45.7		14	10
2	35	16	48.7		12	8
3	34	15	49.7		9	4
4	33	16	47.7		7	1
5	32	16	48.7		5	-2



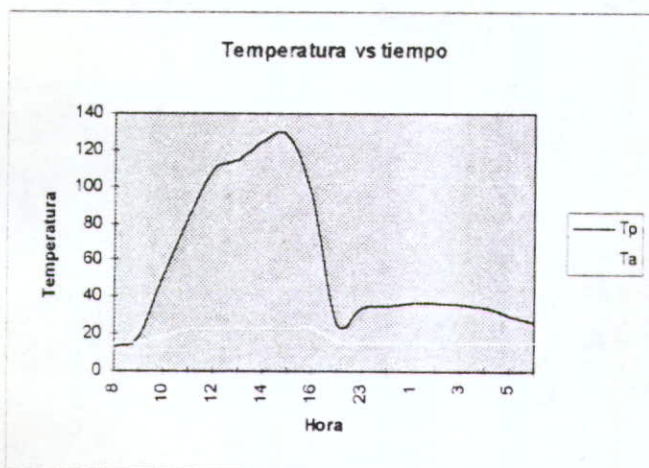
FECHA 17/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	16	17	50.7	0.112		
9	18	20	76.7	0.412		
10	40	20	93.7	0.635		
11	65	21	120.7	0.712		
12	93	21	160.7	0.905		
13	105	23	200.7	0.958		
14	112	23	210.7	0.932		
15	108	24	200.7	0.743		
16	98	24	180.7	0.502		
22	23	18	27.7		18	18
23	36	18	42.7		18	16
24	38	17	45.7		17	12
1	37	17	46.7		15	9
2	37	16	48.7		12	5
3	37	16	48.7		9	2
4	37	15	48.7		7	-1
5	33	15	48.7		4	-3



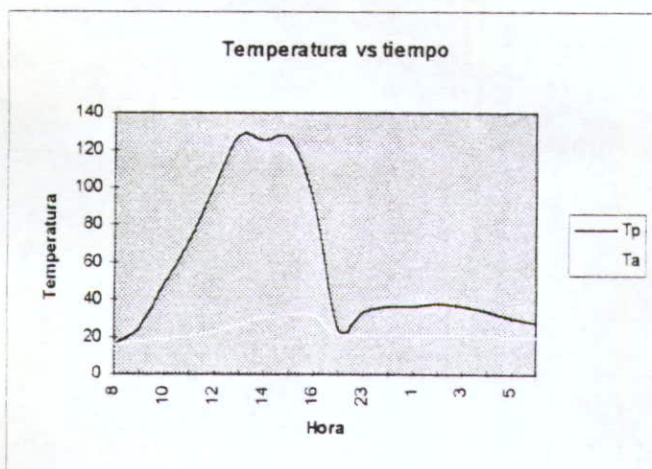
FECHA 19/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	13	15	48.7	0.121		
9	18	16	61.7	0.425		
10	52	19	83.7	0.616		
11	83	23	102.7	0.808		
12	109	23	130.7	0.999		
13	115	24	150.7	0.978		
14	125	24	183.7	0.935		
15	128	24	210.7	0.744		
16	95	24	208.7	0.51		
22	25	17	28.7		17	17
23	34	16	45.7		17	15
24	35	16	48.7		16	13
1	37	16	48.7		14	10
2	37	15	49.7		11	7
3	36	15	50.7		8	3
4	34	15	49.7		5	0
5	30	16	50.7		3	-2
6	26	16	49.7		1	-4



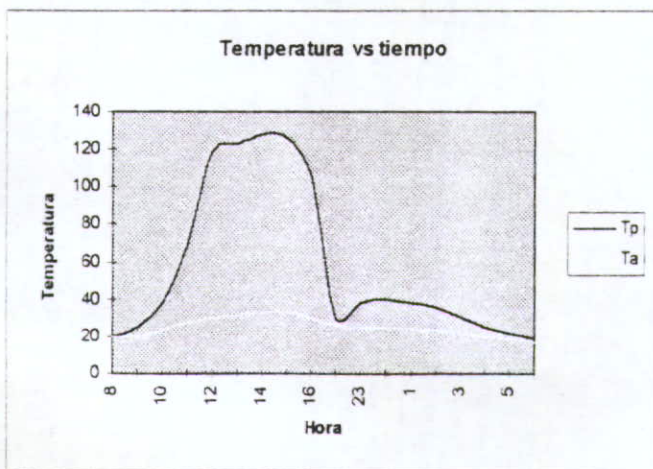
FECHA 21/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	16	16	49.7	0.138		
9	25	18	72.7	0.425		
10	48	19	103.7	0.637		
11	72	21	138.7	0.786		
12	101	23	165.7	0.927		
13	128	27	202.7	0.998		
14	125	31	240.7	0.993		
15	126	32	242.7	0.751		
16	93	32	190.7	0.402		
22	24	22	23.7		19	19
23	34	22	35.7		18	17
24	36	22	45.7		16	15
1	36	22	48.7		14	12
2	38	21	48.7		142	8
3	36	21	49.7		9	5
4	34	21	50.7		6	3
5	30	20	50.7		4	-1
6	28	20	49.7		2	-5



FECHA 23/08/79

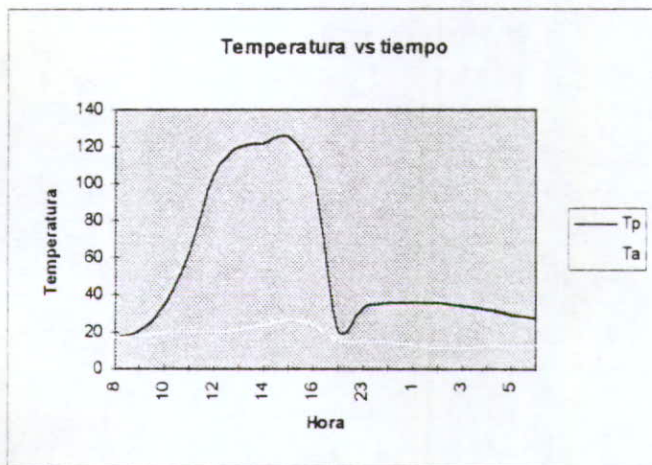
HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	20	20	43.7	0.105		
9	25	20	48.7	0.283		
10	38	23	63.7	0.427		
11	69	28	92.7	0.803		
12	119	30	120.7	0.992		
13	123	32	145.7	1.274		
14	128	33	187.7	1.186		
15	126	33	215.7	0.988		
16	106	30	208.7	0.875		
22	30	26	25.7		20	20
23	38	25	44.7		18	13
24	40	24	44.7		14	10
1	38	24	48.7		9	5
2	35	23	48.7		4	0
3	30	22	47.7		2	-2
4	25	20	46.7		2	-5
5	22	19	45.7		1	-7
6	19	17	44.7		1	-8



FECHA

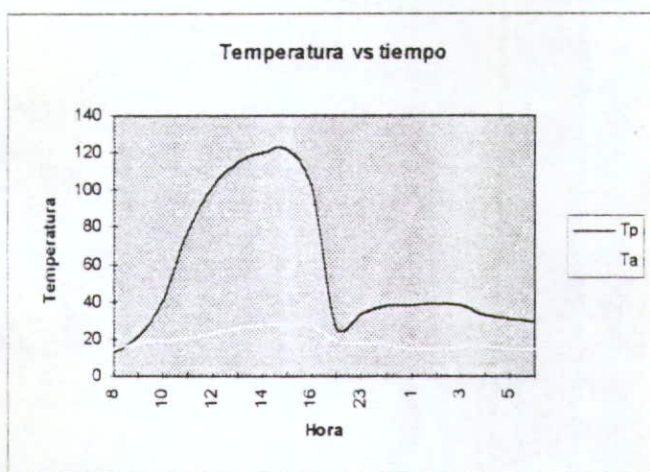
25/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	17	17	40.7	0.085		
9	21	18	50.7	0.191		
10	35	20	60.7	0.35		
11	63	20	85.7	0.892		
12	105	20	110.7	0.977		
13	120	22	140.7	0.977		
14	122	24	150.7	0.924		
15	125	27	170.7	0.752		
16	104	24	180.7	0.552		
22	21	16	20.7		19	19
23	33	16	40.7		19	16
24	36	15	41.7		18	12
1	36	13	44.7		15	9
2	36	11	46.7		12	5
3	34	11	47.7		10	2
4	32	13	47.7		7	-1
5	30	13	48.7		4	-5
6	28	13	48.7		1	-7



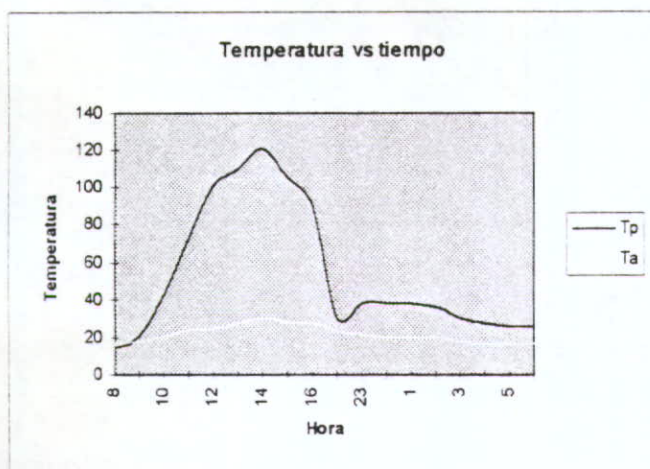
FECHA 27/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	13	15	45.7	0.148		
9	22	18	69.7	0.503		
10	41	19	82.7	0.105		
11	78	21	105.7	0.911		
12	102	23	130.7	1.023		
13	115	26	190.7	1.048		
14	120	28	230.7	0.925		
15	122	28	242.7	0.743		
16	103	28	190.7	0.507		
22	26	19	22.7		19	19
23	34	18	43.7		18	17
24	38	17	48.7		16	15
1	38	15	53.7		14	11
2	39	15	53.7		11	8
3	38	16	55.7		9	4
4	33	16	58.7		6	1
5	31	15	59.7		4	-2
6	29	15	59.7		2	-4



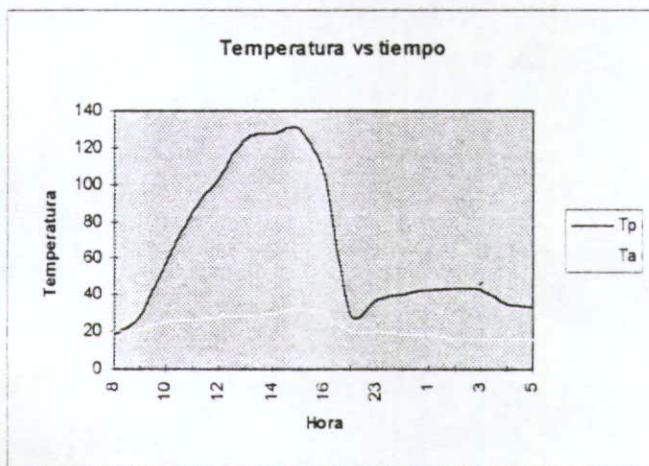
FECHA 29/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	15	16	55.7	0.17		
9	21	18	68.7	0.446		
10	42	21	85.7	0.637		
11	73	24	103.7	0.828		
12	101	25	142.7	0.977		
13	110	28	195.7	1.023		
14	121	30	210.7	1.045		
15	105	28	208.7	0.935		
16	91	28	191.7	0.632		
22	30	23	23.7		20	20
23	38	22	45.7		19	17
24	38	20	48.7		18	12
1	38	20	52.7		16	8
2	36	20	55.7		13	4
3	30	18	59.7		10	1
4	28	16	63.7		7	-2
5	26	16	61.7		4	-4
6	26	17	59.7		1	-6



FECHA 31/08/79

HORA	Tp	Ta	P	I	Tes	Tei
8	18	20	57.7	0.202		
9	28	21	98.7	0.436		
10	58	25	110.7	0.691		
11	85	26	140.7	0.946		
12	103	28	190.7	1.041		
13	125	29	220.7	1.027		
14	128	30	250.7	0.925		
15	130	32	245.7	0.765		
16	105	30	245.7	0.584		
22	29	20	30.7		17	17
23	38	20	45.7		16	15
24	40	18	48.7		13	11
1	43	18	50.7		10	7
2	44	16	55.7		8	3
3	43	16	53.7		6	0
4	35	16	51.7		4	-3
5	33	16	48.7		1	-5



ESTACIONAMIENTO SOLO PARA NUESTROS CLIENTES

**NADIE COMPITE CON NUESTRA CALIDAD DE
IMPRESION Y TIEMPO DE ENTREGA, COMPRUEBELO!**

NO TENEMOS SUCURSALES

TESIS PROFESIONALES

TESINAS • MEMORIAS • INFORMES
8 DE JULIO No. 13
(ENTRE PEDRO MORENO Y MORELOS)

TELS. **614-01-22**
613-61-42

GUADALAJARA, JAL.

PASAMOS TUS TESIS
EN MAQUINA IBM



copi • offset
(TIROS CORTOS AL INSTANTE)