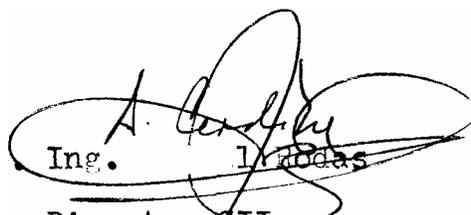


**UNIVERSIDAD DE SAN CARLOS DE GUATEMALA
DIRECCIÓN GENERAL DE INVESTIGACIONES
CENTRO DE INVESTIGACIONES DE INGENIERÍA**

**CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN
SOLAR A ESCALA REDUCIDA Y MEDICIONES DE
RADIACIÓN SOLAR**

GUATEMALA ENERO 1985


Ing. Cardenas
Director CII


HERBERT R. CHANG

ÍNDICE GENERAL

INTRODUCCIÓN

1. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

1.1 ENFRIAMIENTO CONTINUO

1.2 ENFRIAMIENTO INTERMITENTE

1.3 TEORÍA

2. DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR EL MÉTODO DE ABSORCIÓN

2.1 CONSIDERACIONES GENERALES

2.2 CÁLCULOS

2.2.1 CUARTO REFRIGERADO

2.2.2 DEPOSITO DE AGUA FRÍA

2.2.3 UNIDAD REFRIGERADORA

2.2.4 DEPOSITO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

2.2.5 DEPOSITO DE AGUA CALIENTE Y COLECTORES

3. CONSTRUCCIÓN

3.1 CUARTO REFRIGERADO

3.2 DEPOSITO DE AGUA FRÍA

3.3 UNIDAD REFRIGERADORA

3.4 DEPOSITO DE AGUA CALIENTE Y COLECTORES

4. PRUEBAS

5. MEDICIONES DE INSOLACIÓN

5.1 INSTRUMENTACIÓN

6. CONCLUSIONES

7. RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

INTRODUCCIÓN

Aunque se sabe que en países desarrollados se han estudiado varios sistemas para el aprovechamiento de la energía solar en refrigeración y aire acondicionado, poco se conoce sobre la construcción económica de los mismos, utilizando materiales y técnicas de construcción accesibles en países como el nuestro.

El objeto del presente estudio es el de obtener experiencia en la construcción y operación de un sistema de refrigeración por absorción de amoníaco en agua, de operación intermitente, con condensador y absorbedor enfriados con agua y de almacenamiento de energía en forma de agua fría y caliente.

Los resultados que se obtengan permitirán el diseño de sistemas más eficientes que en el futuro puedan ser competitivos con sistemas convencionales utilizados actualmente.

Durante el estudio también se efectuó una recopilación de datos sobre radiación solar en el área de la ciudad de Guatemala que pueden servir para estimar valores de radiación para cada mes del año. Información necesaria para futuros diseños de sistemas de captación solar.

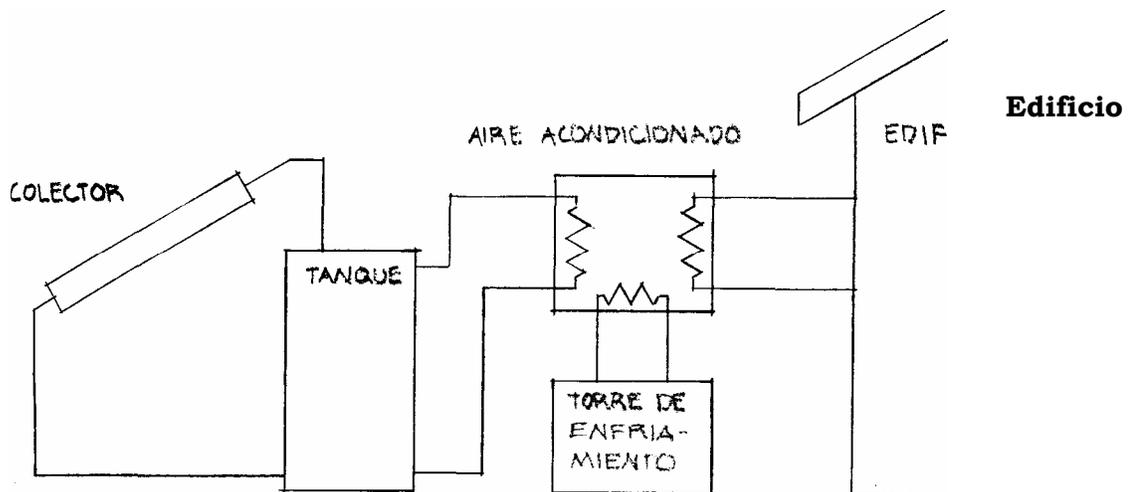
1. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Dos métodos han sido utilizados para la operación de enfriadores solares por absorción. El primero es el de enfriamiento continuo similar al utilizado por las unidades operadas con gas o vapor donde el suministro de energía al generador proviene de los colectores solares. El segundo método es el de enfriamientos intermitentes similares en concepto a los utilizados por los enfriadores comerciales antes de la electrificación. Los enfriadores intermitentes se han usado apropiadamente en la conservación de alimentos y los de enfriamiento continuo para aire acondicionado.

1.1. ENFRIAMIENTO CONTINUO

Las unidades de absorción continua disponibles comercialmente pueden adaptarse para operar con colectores solares planos (1). Los principios de estos ciclos de enfriamiento están descritos en el manual de ASHRAE (1975). Debido a las limitaciones de temperatura de los colectores solares planos su uso está restringido a sistemas de Bromuro de Litio y agua ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$). Estos sistemas requieren de agua para el enfriamiento del absorbedor y del condensador, posiblemente necesitando una torre de enfriamiento. La adaptación solar de unidades enfriadoras de amoníaco y agua operadas con gas o vapor se hace difícil debido a las altas temperaturas requeridas en el generador (2).

Fig 1.1



1.2 ENFRIAMIENTO INTERMITENTE

El ciclo de absorción intermitente es una alternativa para el de absorción continua. La mayoría de trabajos de investigación con estos ciclos ha sido orientada hacia la conservación de alimentos. Una gran ventaja que ofrecen estos sistemas, que puede aprovecharse en sistemas de aire acondicionado, es la del almacenamiento de la energía. En estos ciclos el refrigerante debe ser condensado y almacenado durante la etapa de generación. En la etapa de enfriamiento el refrigerante es evaporado y reabsorbido. Así el almacenamiento de energía se hace mediante la separación del refrigerante pudiendo utilizarse cuando más convenga.

Las soluciones de refrigerante-absorbente usados en sistemas intermitentes han sido $\text{H}_2\text{SO}_4\text{-H}_2\text{O}$ (3), $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ (3) y $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ (4). D. A. Williams en 1958 reportó un estudio experimental de un enfriador intermitente con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ usando un colector concentrador para la generación.

Chinnappa J. C. (5) y Swartman R. K. (6) experimentaron con sistemas intermitentes de amoniaco-agua en donde colectores solares planos suministraron la energía. El generador era parte integral de los colectores donde la solución de refrigerante-absorbente circulaba a través de los tubos de los colectores por medio de una combinación de termosifón y bomba de vapor.

Usando tiempos aproximadamente iguales para la generación y refrigeración (de 5 a 6 horas) se lograron coeficientes de operación de aproximadamente 0.06 con el generador a temperaturas de hasta 99°C arriba de la de ambiente. Las temperaturas de enfriamiento en el evaporador por abajo de los 0°C y el agua disponible para el enfriamiento a 30°C .

Fig. 1.2



1.3 TEORÍA

Una representación esquemática de un enfriador por absorción se muestra en la figura 1.3, Este sistema (o variaciones en los métodos de almacenamiento de la energía, o enfriadores de múltiples etapas, etc.), ha sido a la fecha la base de algunas experiencias con enfriadores solares.

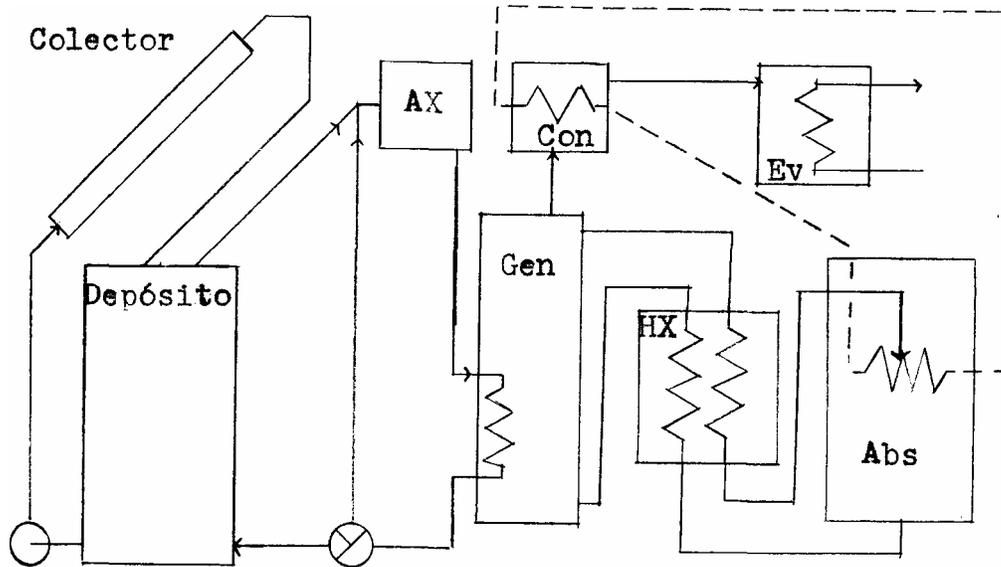
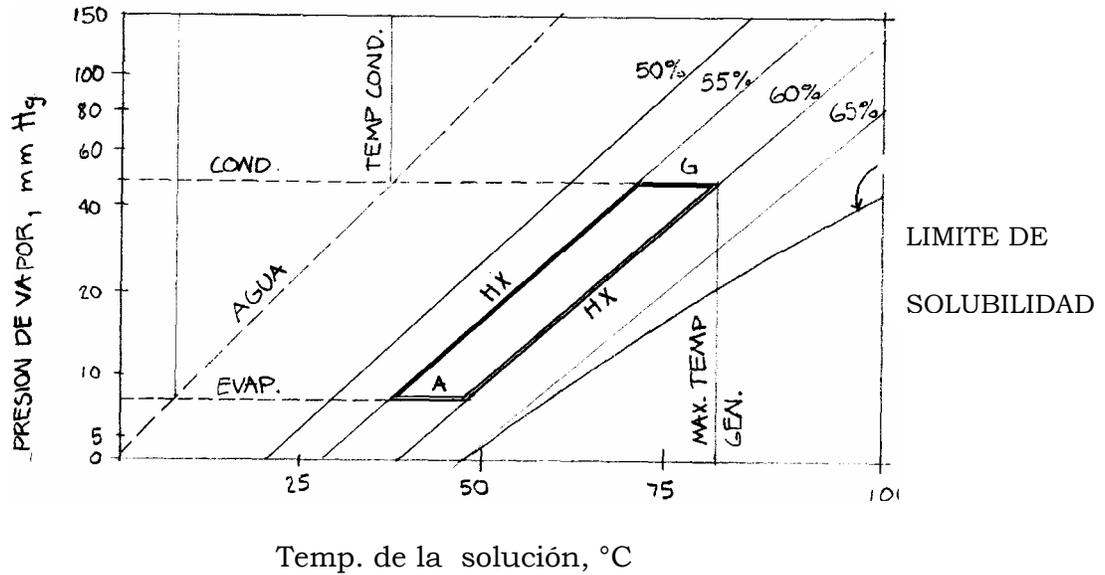


Fig. 1.3 AX es una fuente auxiliar de energía, HX es un intercambiador de calor para recobrar calor sensible y CT es una torre de enfriamiento.

Los enfriadores usados en la mayoría de experimentos son sistemas de Bromuro de Litio y agua con el absorbedor y el condensador enfriados por agua. Un diagrama de equilibrio de Presión-Temperatura y concentración para un sistema de éstos se muestra en la figura 1.4. Se muestra la operación idealizada de un sistema particular. La presión en el generador y el condensador está dada por la temperatura del fluido enfriante en el condensador. La presión en el evaporador y el absorbedor está dada por la temperatura del fluido enfriante en el absorbedor. En el ejemplo el proceso de generación Incrementa la concentración de 55 a 60% mientras que la temperatura de equilibrio de la solución sube de 72 a 82° C a la presión del condensador. En el absorbedor, la concentración de la solución baja de 60 a 55% mientras que la temperatura de la solución baja de 48 a 38° C a la presión del evaporador.



En un ciclo real, parte del calor sensible tiene que transferirse en el generador y el absorbedor (la cantidad depende de la efectividad del intercambiador HX), habrá cambios de presión en el generador debido a la columna hidrostática, diferencias de temperatura a través de los intercambiadores y al comportamiento no ideal. Presiones, temperaturas y concentraciones varían de sistema en sistema de acuerdo a las condiciones de operación; los valores mostrados son con fines de ilustración del proceso.

Al efectuar un balance de energía general del sistema se encuentra que la energía suministrada al generador y al evaporador debe ser igual a la removida en el absorbedor y el condensador más aquellas pérdidas al medio ambiente.

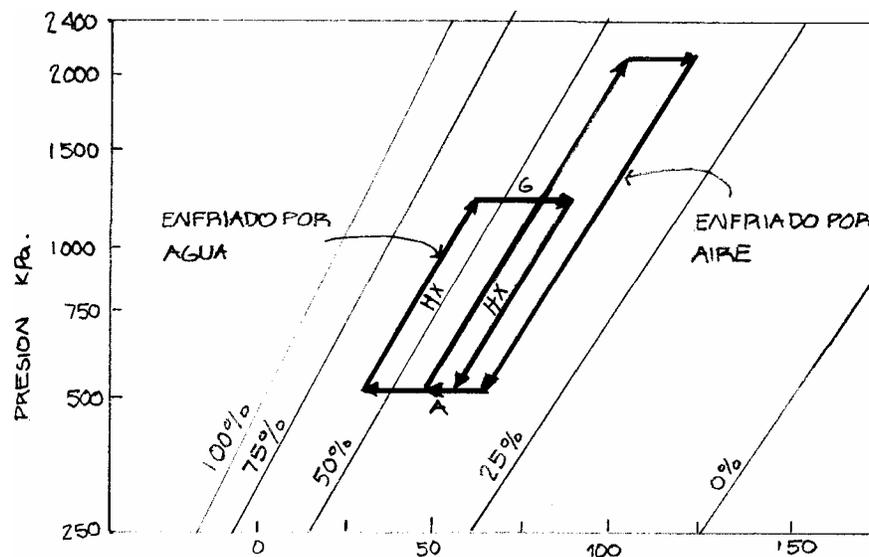
$$Q_{gen} + Q_{evap} = Q_{abs} + Q_{con} + Q_{p\acute{e}rdidas}$$

El coeficiente de operación (COP) se define como la relación entre la energía en el evaporador y la del generador:

$$COP = Q_{evp} / Q_{gen}$$

Cuando se usa agua como medio enfriador del absorbedor y el condensador las temperaturas del generador están limitadas a 70 - 95° C. La temperatura del agua caliente suministrada al generador debe ser mayor que ésta lo que significa que hay un rango muy pequeño de temperatura en el que puede operar un tanque de almacenamiento de agua abierto a la presión atmosférica. Temperaturas de 100° C se consideran como máximas alcanzables con colectores solares plano. Además la necesidad de usar torres de enfriamiento, son tres de los factores que limitan las aplicaciones de sistemas de Bromuro de Litio y Agua.

Un diagrama esquemático de un enfriador de Amoniaco-Agua es muy parecido al de la figura 1.4 excepto que debe usarse una sección de rectificación por encima del generador para reducir la cantidad de vapor de agua antes de que llegue al condensador.



Como puede observarse las presiones y las diferencias de presiones son mucho mayores que las de un sistema de Bromuro de Litio-Agua por lo que se hace necesario el uso de bombas mecánicas para retornar la solución del absorbedor al generador. En muchas aplicaciones el condensador y el absorbedor son enfriados por aire con temperaturas en el generador de 125 a 170° C. En aplicaciones con enfriamiento por agua las temperaturas pueden estar entre 95 y 120° C.

Se han estudiado relativamente pocas aplicaciones a energía solar a sistemas comerciales de refrigeración operados con gas o vapor debido a que las temperaturas requeridas por estos sistemas son demasiado altas para ser alcanzadas por colectores solares planos. Los experimentos con amoníaco-agua han sido dirigidos al desarrollo de ciclos que usan mayores concentraciones de amoníaco con el objeto de reducir las temperaturas del generador. (7) y (8)

2. DISEÑO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SOLAR POR EL MÉTODO DE ABSORCIÓN.

A continuación se presenta un resumen del diseño elaborado por el Ing. M. E. Ruano presentado al Centro de Investigaciones de Ingeniería en Noviembre de 1981.

Primero se calculó la carga del cuarto refrigerado, compuesta por a) la transmisión de calor a través de las paredes, techo y piso, b) por los cambios del volumen de aire por la abertura de la compuerta y c) por la carga debida al producto. Luego se calculó el área necesaria de los serpentines del cuarto para mantener la temperatura de diseño dentro del mismo.

Teniendo la carga debida al cuarto refrigerado se procedió a calcular el depósito de agua fría teniendo en cuenta que ésta se hace circular a través de los serpentines del cuarto las veinticuatro horas del día.

Con la carga total del sistema se calculó la cantidad necesaria de Amoniaco a evaporar. Se escogió una concentración de Amoniaco adecuada para operar en el rango de temperaturas esperadas de agua caliente y agua de enfriamiento. Luego se calculó el depósito de agua de enfriamiento de acuerdo a los requerimientos del condensador y del generador.

Por último se calculó la cantidad de agua caliente necesaria para el proceso de generación.

2.1. CONSIDERACIONES GENERALES.

El sistema diseñado es el de una unidad de enfriamiento por absorción de amoníaco en agua, de operación intermitente, con condensador y absorbedor enfriados por agua y de almacenamiento de energía por medio de agua caliente y agua fría como se muestra en la fig 2.1.

Con fines de investigación el sistema se diseñó a escala reducida. El cálculo de la carga de enfriamiento se hizo para un cuarto refrigerado de 1.5 pies cúbicos de volumen con capacidad para almacenar 10 libras de banano de las cuales se cambian 5 cada veinticuatro horas.

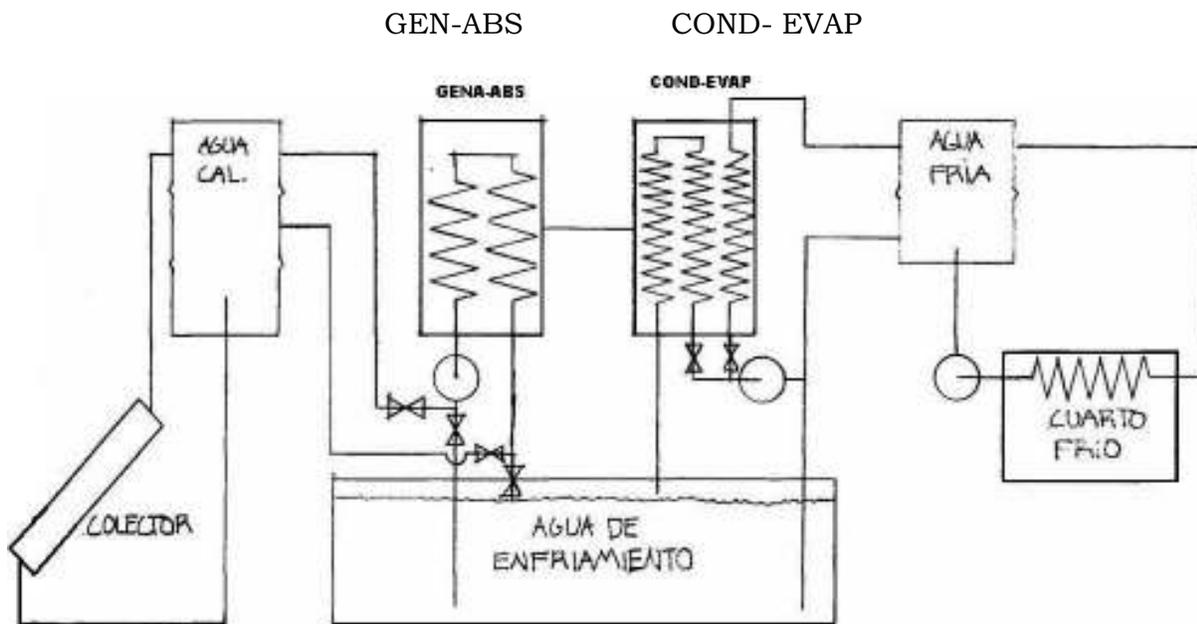


Fig. 2.1

La temperatura del interior del cuarto refrigerado se asume de 10° C. que se considera apropiada para la conservación de la fruta. Además se asume que el volumen de aire interior se cambia cuatro veces al día por cada vez que se abre la compuerta.

Según experiencias previas (9) temperaturas de 60° C son fácilmente alcanzarles con colectores planos enfriados por agua.

El agua de enfriamiento se asume que se encuentra a **21° C** y la temperatura ambiente es de 21° C de bulbo seco y de 13° C de bulbo húmedo.

2.2. CÁLCULOS.

Como se dijo anteriormente aquí se presenta un resumen de los cálculos efectuados por el Ing. M. E. Ruano. Para mayores detalles se puede consultar la publicación hecha por el Centro de Investigaciones de Ingeniería con el título " Diseño de un Sistema Solar de Refrigeración a Escala Reducida". Se ha dejado el sistema de medidas usado originalmente en dicha publicación.

2.2.1. CUARTO REFRIGERADO.

El enfriamiento es producido por convección natural de los serpentines al aire del cuarto. Para obtener la superficie de convección necesaria se utilizan alambres galvanizados de 1/8" soldados transversalmente a los serpentines. Los serpentines comprenden de dos cabezales de tubo galvanizado de 1" y tubos de 1/4" separados 1".

Las temperaturas de diseño utilizadas son: para el aire ambiente exterior 82° F de bulbo seco y 68° F de bulbo húmedo, condiciones que corresponden para el verano (época cálida) de la ciudad de Guatemala con una ocurrencia del 2-1/2 %.

Las dimensiones exteriores del cuarto son 34+"X18"X18", está construido de lamina galvanizada de 1/16" como pared exterior, 4" de aislamiento térmico de duroport en el interior y una pared con una compuerta de 8"X8". La carga de enfriamiento esta dada por;

a) transmisión de calor a través de paredes, techo y piso. El coeficiente de las paredes es;

$$U_{\text{Pared}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{\text{hex}}} + \frac{X_{\text{lam}}}{K_{\text{lam}}} + \frac{X_{\text{aisl}}}{k_{\text{aisl}}} + \frac{1}{h_{\text{hin}}}}$$

Los valores asumidos son:

$$H_{ex} = 4 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \mathbf{(10)}$$

$$h_i = 2 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \mathbf{(11)}$$

$$k_{aisl} = 0.28 \text{ BTU plg/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad \mathbf{(12)}$$

$$K_{lam} = 35 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F} \quad \mathbf{(13)}$$

Los valores conocidos:

$$X_{lam} = 1/16 \text{ pig.}$$

$$X_{aisl} = 4 \text{ Plg}$$

Asi,

$$U_{pared} = 0.0665 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

De forma similar se encuentra

$$U_{piso} = 0.0632 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

y sus áreas respectivas son

$$A_{paredes} = 11.47 \text{ Pies}^2 \quad A_{piso} = 2.92 \text{ Pies}^2$$

Finalmente la carga debida a las pérdidas al ambiente son:

•

$$Q_1 = U_{pared} A_{pared} + U_{Piso} A_{piso} (T_{ext} - T_i)$$

$$= (0.0665 \times 11.47 + 0.0632 \times 2.92) (82^\circ - 50^\circ) = \underline{30.31 \text{ BTU/hr}}$$

b) cambios de aire por aberturas de la compuerta. Se asume que la puerta se abre 4 veces diarias y que hay un cambio de aire por cada vez que se abre. La carga correspondiente es:

•

$$Q_2 = (Vol/v)(i_{ext} - i_i)/t$$

donde

$$Vol = 4 (26 \times 10 \times 10) / 1728 = 6.02 \text{ pies}^3$$

$$i_{ext} = 32.45 \text{ BTU/lbm aire seco (14)}$$

$$i_i = 20.30 \text{ BTU/lbm aire seco (14)}$$

$$V_i = 13.00 \text{ pies}^3/\text{lbm aire seco} \quad (14)$$

Por tanto

-

$$Q_2 = (6.02/13.0)(32.45 - 20.30)/24 = \underline{0.23 \text{ BTU/hr}}$$

c) carga debida al producto, 10 libras de banano de las que se cambian 5 cada 24 horas. La carga comprende el calor de respiración y enfriamiento de la fruta recién entrada:

-

$$Q_3 = Q_{\text{resp}} + \Delta m_{\text{ban}} C_{p,\text{ban}} (T_{\text{ext}} - T_{\text{in}})$$

para el banano,

-

$$Q_{\text{resp}} = 8,700 \text{ BTU/ton 24 horas}$$

$$C_{p,\text{ban}} = 0.80 \text{ BTU/lbm } ^\circ\text{F}$$

de donde

-

$$Q_3 = (10\text{lb.}/2000\text{lb}) 8,700/24 + 5 \times 0.80 (82^\circ - 50^\circ)/24$$

-

$$Q_3 = 7.14 \text{ BTU/hr}$$

Así la carga total de enfriamiento en el cuarto refrigerado es:

-

$$Q_{\text{Enfriamiento}} = 37.68 \text{ BTU/hr}$$

Con este valor se procede al cálculo del área de los serpentines.

En condiciones estables, la carga de enfriamiento debe ser igual al calor por unidad de tiempo transmitido del aire interior del cuarto al agua fría que fluye por los serpentines,

-

$$Q_{\text{enfr}} = (U_{\text{tubo}} A_{\text{tubo}} + U_{\text{al}} A_{\text{al}}^n) (T_i - T_f)$$

Para tubería galvanizada de 1/4" cuyo diámetro exterior nominal es de 0.54" el coeficiente de transferencia es:

$$U_{\text{tubo}} = 1.04 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (16)$$

para el alambre galvanizado de 1/8" de diámetro nominal es;

$$U_{al} = 1.5 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Las áreas de superficie de tubo y de alambre pueden ser más convenientemente expresadas en términos de la longitud total de tubo:

$$A_{tubo} = 0.141 L \quad (17)$$

$$A_{ai} = (12L - 1) 0.00409$$

Sustituyendo los valores anteriores en la ecuación de balance térmico nos da,

- $$Q_{enfr} = (1.04 \times 0.141L + 1.5 \times 10.00409(12L - 1))(50 - 40) = 37.68$$

de donde $L = 17.2$ pies los cuales pueden acomodarse 16 hileras de 8" de longitud dentro del cuarto refrigerado que corresponde a una longitud total de 21.4 pies de tubo, 4.2 pies demás que hacen subir la carga de enfriamiento en forma exponencial:

- $$Q_{enfriamiento} = 38.96 \text{ BTU/hr}$$

Cuando la temperatura ambiente es menor que la asumida, la carga de enfriamiento disminuye. Si se asume que la temperatura mínima es de 58° F, la carga mínima de enfriamiento debe ser

- $$Q_{enfriamiento \text{ min}} = 19.68 \text{ BTU/hr}$$

que se obtiene de la misma ecuación de equilibrio. Con fines de diseño, la carga se toma como el promedio aritmético de la máxima y la mínima,

- $$Q_{enfriamiento \text{ prom}} = (38.96 + 19.68)/2 = \underline{29.32 \text{ BTU/hr}}$$

2.2.2. DEPOSITO DE AGUA FRÍA

El objetivo de este depósito es el de almacenar el agua fría que ha de estar circulando por los serpentines del cuarto refrigerado. Se asume que el depósito es un tonel de 55 galones partido a la mitad, con 1.5 pies de diámetro por 2.08 de longitud.

Las cargas térmicas impuestas al depósito son:

a) Calor transmitido directamente del ambiente. Se asume un aislamiento térmico de 6" de espesor con una conductibilidad de 0.026 BTU/hr pie °F que corresponde a la fibra mineral en forma de frazada (12). Así los coeficientes para la pared y las tapaderas del depósito son, $U_{pared} = 0.0674 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$

$$U_{tapadera} = 0.0516 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

El calor del ambiente ganado por el depósito es,

-

$$Q_{amb-dep} = (U_{pared}A_{pared} + U_{tap}A_{tap})(T_a - T_{agua\ fría})$$

$$= (0.0674 \times 9.80 + 0.0516 \times 3.53)(70^\circ - 40^\circ) = \underline{25.3 \text{ BTU/hr}}$$

b) Calor del ambiente ganado en la tubería que conecta con el evaporador. Se asume $k_{ais1} = 0.25/12 \text{ BTU/hr pie }^\circ\text{F}$ para la fibra de vidrio de 1" de espesor a lo largo de la tubería que se estima de 18 pies como máximo; la velocidad del agua fría se asume de 2.05 pies/seg; la temperatura ambiente de 82°F. El coeficiente es,

$$U_{tub-evap} = 0.477 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

por lo que

-

$$Q_{tub-evap} = U_{tub}A_{tub}(T_a - T_{agua\ fría})$$

$$= 0.477 \times 3.96(82 - 40) = \underline{79.4 \text{ BTU/hr}}$$

c) Calor del ambiente ganado en la tubería que conecta con el cuarto frío. Por 1 pie de tubería que une el depósito con el cuarto refrigerado la carga está dada por,

-

$$Q_{tub-cuarto} = U_{tub}A_{tub}(T_a - T_{agua\ fría})$$

$$= 0.477 \times 0.22(70 - 40) = 3.15 \text{ BTU/hr}$$

La pérdida total del depósito está dada por:

-
-
-
-

$$Q_{depósito} = Q_{amb-dep} \times 24 + Q_{tub-evap} \times 1 + Q_{tub-cuarto} \times 24$$

$$= 25.3 \times 24 + 79.4 \times 1 + 3.15 \times 24 = 762.2 \text{ BTU}$$

Debe hacerse notar que la tubería que conecta el depósito con el evaporador se utiliza solo 1 hora al día que es lo que dura el proceso de evaporación.

Durante éste proceso también existen pérdidas por el calor del ambiente absorbido por el condensador-evaporador, si se asume un coeficiente $U = 0.0908 \text{ BTÜ/hr pie}^2$ ^{Of} que corresponde a la lámina de acero y a la fibra mineral de aislamiento,

- $$Q_{\text{gan evap}} = (0.0908)(1/2)(2/0.299)(82-32)$$
$$= 15.2 \text{ BTÜ/hr}$$

Así las pérdidas totales para el sistema son:

$Q_{\text{enfriamiento cuarto frío}} = 29.32 \text{ BTU/hr} \times 24\text{hr} = 703.68 \text{ BTU}$,

$Q_{\text{depósito de agua fría}} = 762.2 \text{ BTU}$ durante las 24 horas y

$Q_{\text{ganado en la evaporación}} = 15 \cdot 2 \text{ BTÜ}$ que sumadas dan

- $Q_{\text{total}} = 1481 \text{ BTU}$. Con ésta cantidad se procede a calcular la unidad de refrigeración.

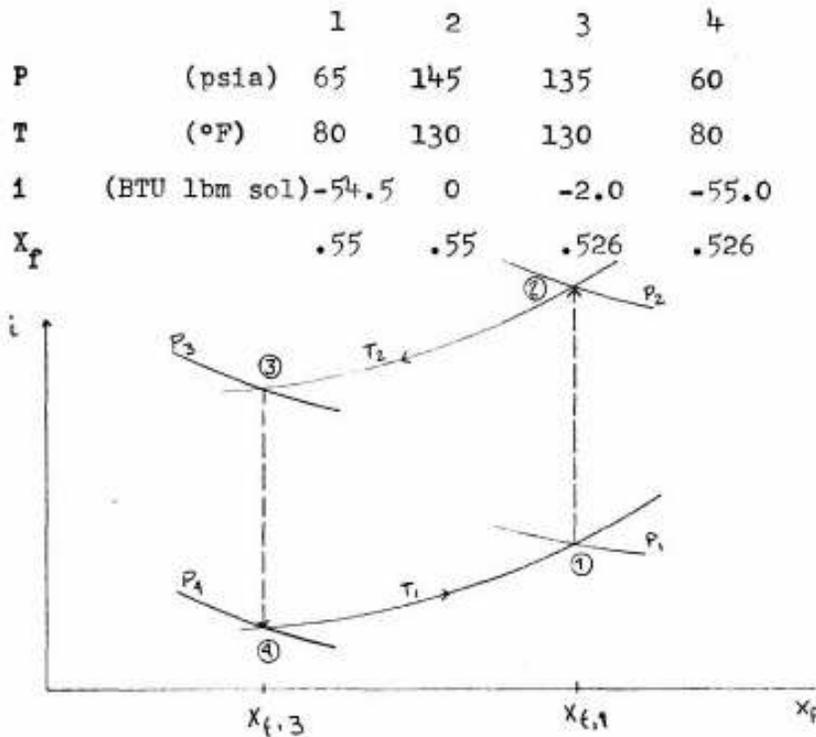
2.2.3. UNIDAD REFRIGERADORA.

Para operar la unidad refrigeradora, primero, se hace circular el agua caliente por el serpentín del generador-absorbedor con el propósito de aumentarle la temperatura y la presión al sistema. Luego se hace circular el agua de enfriamiento por el serpentín superior del condensador-evaporador para condensar el amoníaco que se está evaporando en el generador. Después de haber condensado la cantidad de amoníaco necesaria se procede a hacer circular el agua de enfriamiento por el serpentín del generador-absorbedor para enfriar la solución y para bajar la presión del sistema. Por último se hace circular el agua fría por el serpentín inferior del condensador - evaporador para evaporar el amoníaco que a su vez enfría más el agua. El amoníaco evaporado es reabsorbido por la solución en el otro cilindro.

Las cantidades a calcular son:

- Masa de amoníaco a evaporar,
- Área del serpentín para el calentamiento de la solución,
- Área del serpentín para el proceso de generación,
- Área del serpentín para el proceso de absorción,
- Área del serpentín para el proceso de condensación del amoníaco y
- Área del serpentín para el proceso de evaporación.

a) Masa de amoníaco a evaporar. Para que el ciclo pueda funcionar dentro de los límites de temperatura asumidos, 140°F para el agua caliente y 70°F para el agua de enfriamiento, se escoge una concentración $X_{f,1}$ igual a 0.55. La concentración del estado 3 $X_{f,3}$ ha sido calculada en base a la cantidad total de solución y a la cantidad de amoníaco a evaporar; el valor es 0.526. Las propiedades de la solución para cada estado son:



La entalpía promedio de evaporación del Amoniaco entre 60 y 65 psia, es de 543 BTU/lbm. De acuerdo a los cálculos anteriores, la carga total para el sistema es:

$$M_{NH_3} = 1481/543 = 2.73 \text{ lbm}$$

$$\text{Tómese } M_{NH_3} = 3 \text{ lbm}$$

La masa inicial de la solución del sistema es:

$$\begin{aligned} M_{sol1} &= M_{NH_3} (1-X_{f,3}) / (X_{f,1} - X_{f,3}) \\ &= 3(1-0.526) / (0.55-0.526) \end{aligned}$$

$$M_{sol1} = 60 \text{ lbm.}$$

Se sabe que el volumen específico de la solución a 80°F es 0.02 pies³/lbm por lo que el volumen total es:

$$V_{sol} = v_{sol} M_{sol} = 0.02 \times 60 = 1.2 \text{ pies}^3$$

Si se utiliza tubería de 12" de diámetro para contener la solución y si la fase líquida ocupa la mitad del cilindro, la longitud debe ser:

$$L = 1.2 \times 2 \times 14.4 / 113.097 = 3.06 \text{ pies donde } 113.097 \text{ es el área interna de la sección transversal de la tubería en pulgadas}^2. \quad (17)$$

b) Área del serpentín para la generación. Se asume que el calentamiento de la solución de 80°F a 130°F toma media hora y que la masa de la solución es 20% mayor para tomar en cuenta las masas de los demás componentes. Usando la ecuación exponencial de calentamiento para calcular el área de transferencia,

$$A = -(m_{eq} C_{sol} / U t) \ln (T_{a,cal} - T_{sol2}) / (T_{a,cal} - T_{sol1})$$

$$\text{donde la masa } m_{eq} = 1.2 \times 60 \text{ lbm} = 72 \text{ lbm,}$$

$$\text{el calor específico } C_{sol} = 0.55 \times 1.2 + (1-0.55)1.00 = \mathbf{1.11} \text{ BTU/lbm } ^\circ\text{F y}$$

$$\text{el coeficiente } U = 95 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F.}$$

Para éste coeficiente se asumió que se usaría tubería de hierro galvanizado de 1/4" y que el agua fluiría a 1 pie/seg dentro del serpentín. La temperatura del agua caliente dentro de los tubos no es de 140°F debido a que el agua se enfría al ceder calor a la solución. En 6 pies de longitud de tubo la caída de temperatura debe ser 14.1°F. Cuando la solución está a la mitad del calentamiento (105°F), la temperatura promedio del agua es:

$$T_{a \text{ cal}} = 140 - 14.1/2 = 132.95^\circ \text{ F} \text{ Así el área de tubo debe ser:}$$

$$A = \left(\frac{72 \times 1.11}{-95 \times 0.5} \right) \text{Ln} \left(\frac{132.95 - 130}{132.95 - 8^\circ} \right) = 4.86 \text{ pies}^2$$

que equivale a 34•36 pies de tubo de un cuarto

c) De manera similar se calcula el área de tubería necesaria para el proceso 2-3 de la generación.

$$A = (M_{\text{NH}_3}/t) (\dot{i}_g - \dot{i}_{f,\text{sol}}) (T_{a \text{ cal}} - T_{\text{sol}})$$

En este caso se asume que el tiempo de generación toma

1 hora. La temperatura del agua caliente a la entrada de los serpentines es de 140° F y la de la solución 130° F.

La entalía del vapor sobrecalentado de amoníaco se calcula tomando los promedios de las entalpías a 145 psia y

130° F y a 135 psia y 130° F:

$$\dot{i}_g = (668 + 669)/2 = 668.5 \text{ BTU/lbm}$$

La entalpía de la solución es el promedio de los correspondientes a los estado 2 y 3:

$$\dot{i}_{f,\text{sol}} = (0 + (-2))/2 = -1 \text{ BTU/lbm}$$

El coeficiente de transferencia U difiere al usado anteriormente debido al coeficiente exterior de convección, en éste caso, se tiene evaporación en la superficie exterior de los tubos:

$$U = 57.9 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Así el área es:

$$A = (3/1) (668.5 + 1)/57.9 (138.23 - 130) = 4.21 \text{ pies}^2$$

que equivale a 29.78 pies de longitud de tubería galvanizada de ¼".

d) Área del serpentín del generador-absorbedor para el proceso 4-1 de absorción. El área de transferencia de calor necesaria puede ser calculada mediante la ecuación

$$A = \left[(m_{\text{NH}_3} / t) (i_g - i_{f,\text{sol}}) \right] / U (T_{\text{sol}} - T_{a \text{ enfr}})$$

El tiempo supuesto para el proceso será de 1 hora. El cálculo del coeficiente se hace de igual forma que en **c)** pero con la nueva temperatura de la solución (80° F):

$$U = 66.1 \text{ BTU} / \text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Además,

$$i_g = (620.5 + 621.5) / 2 = 621 \text{ BTU} / \text{lbm}$$

e

$$i_{f,\text{sol}} = (-54.5 - 55) / 2 = -54.75 \text{ BTU} / \text{lbm}$$

El área de tubo necesaria para la transferencia de calor es:

$$A = \left[(3/1) (621.0 + 54.75) \right] / 66.1 (80 - 71.78) = 3.73 \text{ Pies}^2$$

que equivale a 26.37 pies de longitud de tubo de ¼". Comparando los resultados de los cálculos en b), c) y d), se nota que el proceso que necesita la mayor área es el 1-2, calentamiento de la solución de 80° F a 130° F en media hora. Por lo tanto, deberá proporcionarse un mínimo de 34.36 pies de longitud de tubo de ¼". El arreglo puede ser: 6 serpentines de dos paradas cada uno; debido a que el cilindro tiene 3 pies de longitud se tendrá en total, 6 X 2 X 3 = 36 pies.

e) Área de serpentín para la condensación del amoníaco.

Se fija 1 hora como máximo para la condensación y se toma como presión promedio

$P_{\text{prom}} = (145 + 135) / 2 = 140 \text{ psia}$ a la cual corresponde una temperatura de saturación de

$$T_{\text{sat prom}} = 75 \text{ grados F}$$

La temperatura real del vapor será 130° F. También se asume que se usa tubería de hierro galvanizado de un cuarto" de diámetro formando serpentines de dos

pasos cada uno y 1 pie/seg para la velocidad del agua de enfriamiento.

La ecuación a usar para determinar el área del serpentines es:

$$A = \left[(m_{\text{NH}_3} / t) (i_g - i_f) \right] / U (T_{\text{sat prom}} - T_{\text{a enfr}})$$

Las entalpías del amoníaco son;

$$i_g = 668 \text{ BTU/lbm a } 130^\circ \text{ F y } 140 \text{ psia}$$

$$i_f = 126.2 \text{ BTU/lbm}$$

como líquido saturado a 75° F .

El coeficiente U se calcula usando la misma fórmula de los dos últimos cálculos con la única variante de que en el presente caso el coeficiente de la superficie exterior de los tubos corresponde a condensación de vapor saturado en forma de película.

$$U = 200 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ }^\circ\text{F} \quad \text{con lo cual}$$
$$A = \left[(3/1) (668 - 126.2) \right] / 200 (75 - 71.28) = 2.18 \text{ pies}$$

que equivale a 15.45 pies de tubo.

f). Área de tubos del evaporador.

Se asume una pasada de tubos de un cuarto", 1 pie/seg para la velocidad del agua fría adentro de los mismos. Para el agua fría a la entrada del evaporador se asume una temperatura media de diseño de 40° F . La temperatura promedio del amoníaco es de $(30+34)/2 = 32^\circ \text{ F}$ y su entalpía de vaporización media

$$i_{fg} = 543.1 \text{ BTU/lbm}$$

Para obtener el coeficiente de evaporación de amoníaco en la ecuación correspondiente a evaporación en la superficie de un tubo horizontal sumergido en un estanque,

$$A = (m_{\text{NH}_3} / t) i_{fg} / U (T_{\text{a fría}} - T_{\text{NH}_3})$$
$$= (3/1) 543.1$$
$$68.7 (39.54 - 32)$$

= 3.15 Pies² que equivale a 22.2 pies de tubo.

2..4. DEPOSITO DE AGUA DE ENFRIAMIENTO.

La temperatura de diseño del agua de enfriamiento es de 70 grados F. La carga térmica de esta agua debe producir un incremento mínimo de la temperatura del agua en el depósito. Para esto, se considera necesario un volumen mínimo de 500 galones (aproximadamente 2 m³) para el depósito, con superficie libre o descubierta.

La energía ganada por el agua del depósito durante el ciclo de la unidad refrigeradora debe ser eliminada por evaporación del agua hacia el ambiente desde la superficie Libre. La energía ganada por el agua comprende la recibida durante el proceso de condensación(2-3), la del proceso de enfriamiento de la solución (3-4) y la del proceso de absorción (4-1).

$$\Sigma mcp \Delta T \Delta t = (1.62 \times 1 \times 2.6 \times 1 + 1.92 \times 1 \times 14.1 \times 0.5 + 1.92 \times 1 \times 3.6 \times 1) 60 \times 62.3 / 7.481 = 12,322 \text{ BTU}$$

una estimación preliminar de la energía eliminada por evaporación da,

$$\begin{aligned} m_{evl} v_{ap} &= h/c (W-W_a) A_{sup} \text{ libre } t_{ivap} \\ &= 6 \text{ dividido } 0.24 (0.0158 - 0.0064) 20 \times 24 \times 1092.3 \\ &= 123,430 \text{ BTU} \end{aligned}$$

lo que indica que una superficie libre de 20 pies² puede eliminar 10 veces la energía ganada durante el ciclo. Se ha asumido que la temperatura ambiente promedio es de 70° F de bulbo seco y de 56 grados de bulbo húmedo.

2.2.5. DEPOSITO DE AGUA CALIENTE Y COLECTORES.

Se siguen dos criterios de diseño: 1) la caída de la temperatura media del agua en el depósito es cero al final del proceso 1-2; 2) la energía total suministrada por los colectores en 24 horas es mayor o igual que la energía total extraída (procesos 1-2 y 3-4) más las pérdidas. Se asume un depósito de 55 galones, con 4" de aislamiento térmico de fibra mineral. Si la temperatura media del agua en el depósito es de 130° F, la pérdida de calor tí ambiente (70° F) es;

- $Q_{\text{dep amb}} = 127 \text{ BTU/hr}$ la pérdida en tubería (18' de longitud) es:

- $Q_{\text{tub amb}} = 110 \text{ BTU/hr}$ La energía a extraer para el proceso 1-2 es;

$Q_{\text{extr, 1-2}} = m_{\text{sol}} C_{\text{sol}} (T_2 - T_1) = 72 \times 1.11 (130 - 80) = 3,966 \text{ BTÜ}$ y para el proceso 2-3;

$Q_{\text{extr, 2-3}} = A m_{\text{NH}_3} (i_g - i_{f,\text{sol}}) = 3 (668.5 + 1) = 2,008 \text{ BTU}$

De (9) se ha obtenido datos para calcular irradiaciones del sol y eficiencias de sistemas de calentamiento solar de-agua por circulación natural con colectores planos. Se tomolosdatos del 11 de Noviembre de 1980 por considerarlo como un día soleado típico,

a) entre 10:30 y 13:30 hrs.,

$I_{\text{media}} = 298 \text{ BTU/hr pie}^2$

$\eta_{\text{colección}} = 0.761$

b) entre 12:00 y 15:00 hrs,

$I_{\text{media}} = 264 \text{ BTÜ/hr pie}^2$

$\eta_{\text{colección}} = 0.285$

De acuerdo con el primer criterio de diseño, la energía suministrada al depósito durante el proceso 1-2 por los colectores debe ser igual la energía extraída para el proceso 1-2 más las pérdidas;

$Q_{\text{sum, 1-2}} = I_{\text{media}} A_{\text{colect}} \eta_{\text{colección}} t = 298 \times A_{\text{colect}} \times 0.761 \times 0.5 = 113 A_{\text{colect}}$

$Q_{\text{perd, 1-2}} = (127 + 110) \times 0.5 = 118.5$ de donde

$A_{\text{colect}} = (3996 + 118.5) / 113 = 36.4 \text{ pies}^2$

De acuerdo al segundo criterio en 24 horas

$Q_{\text{sum}} = I_{\text{media}} A_{\text{colect}} \eta_{\text{colección}} t = 264 \times 36.4 \times 0.285 \times 6 = 16,432 \text{ BTU}$

considerando únicamente 6 horas aprovechables de sol (9:00-15:00 hrs.); además,

$Q_{\text{extr}} + Q_{\text{per}} = 3,996 + 2008 + 127 \times 24 + 110 \times 1.5 + 48 \times 1 = 9,265 \text{ BTU}$

Obviamente, $Q_{\text{sum}} + Q_{\text{extr}} + Q_{\text{perd}}$

Los dos criterios son satisfechos con 36.4 pies^2 de área de colectores. Tómese 40 pies^2 de área de colección.

3. CONSTRUCCIÓN.

A continuación se hace una descripción de la construcción del sistema. Para cada componente se hace notar los materiales utilizados así como las técnicas y las herramientas. También se exponen los problemas encontrados y las formas en que se resolvieron.

Todos los trabajos de construcción se realizaron en el taller de mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad de San Carlos a excepción del doblado en forma cilíndrica de la lamina de acero de $\frac{1}{4}$, para el generador-absorbedor y para el condensador-evaporador que fue hecho en los talleres de los Ferrocarriles de Guatemala (FEGUA) con la maquinaria especial.

3.1. CUARTO FRIÓ.

Los materiales utilizados fueron: lámina galvanizada de $\frac{1}{16}$ " para las paredes, duroport de 2" de espesor para el aislamiento, alambre de $\frac{1}{8}$ ", tubería de hierro galvanizado y accesorios para el serpentín de enfriamiento.

La herramienta utilizada fue la de herrería y plomería, contando con una máquina de soldadura eléctrica más un barreno vertical.

Las paredes de lámina galvanizada se unieron por medio de tornillo para lámina. El aislamiento de duroport se usó doble para hacer las 4" de aislamiento requeridos por el diseño. Los cabezales de entrada y de salida de agua del serpentín se hicieron de tubo de 1" con agujeros de $\frac{1}{2}$ abiertos cada $1\frac{1}{2}$ " Los tubos en forma de U para las hileras se armaron con tubo y codos de $\frac{1}{4}$ " de diámetro. Estos últimos se soldaron a los agujeros de los cabezales con soldadura eléctrica. El alambre de $\frac{1}{8}$ " se soldó en dirección transversal sobre las hileras.

Se encontraron fugas de agua en las soldaduras de las hileras con los cabezales y en los accesorios que sirvieron para hacer las hileras. La causa de las fugas en las soldaduras fue que éstas no pudieron aplicarse correctamente por lo reducido del

espacio. Las fugas en los accesorios se debieron a que no se usó ningún tipo de sellante en la rosca los mismos.

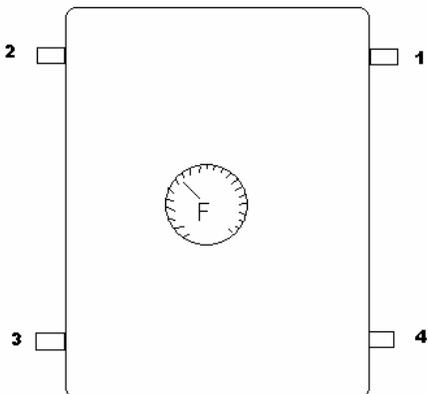
Para corregir las fugas se utilizó pegamento plástico del usado comercialmente para cubrir porosidades en las soldaduras. La soldadura de latón parece ser la alternativa más conveniente en lugar de la eléctrica por su mayor facilidad en su aplicación. Para los accesorios conveniente usar tinta de teflón o pegamentos específicos en el momento de armar.

3.2. DEPOSITO DE AGUA FRÍA.

Se utilizó un tonel de 55 galones, accesorios para tubería galvanizada, aislamiento de fibra de vidrio y pliegos de nylon grueso.

Entre la herramienta utilizada se contó con una sierra para metal y soldadura de latón.

Al tonel se le redujo su capacidad a la mitad y se le abrieron dos agujeros en su parte superior, uno en su parte media y otros dos en su parte inferior, donde luego se soldaron cuatro coplas corridas para tubería galvanizada de 1/2" de diámetro con soldadura de latón. Para el manejo de la fibra de vidrio se tomaron las medidas necesarias; guantes de cuero anteojos y mascarilla para respirar se usaron para su colocación.



1. Salida al Evaporador
2. Retorno al cuarto frío
3. Retorno al Evaporador
4. Salida al cuarto frío

3. UNIDAD REFRIGERADORA.

Los materiales utilizados fueron: lámina de acero de bajo carbono de $\frac{1}{4}$, tubería galvanizada con accesorios, válvulas de bola, fibra de vidrio y nylon.

Se contó con una cortadora de disco, soldadora eléctrica, cortadora de acetileno, herramienta de plomería, dobladora de tubos, barreno vertical, compresor-bomba de vacío y otros.

Las hileras del serpentín del generador-absorbedor se hicieron de un solo tubo cada una haciendo la curva de retorno con una dobladora de tubos modificada. Estas hileras se atravesaron por agujeros hechos en una de las tapaderas del cilindro para terminar en los cabezales de entrada y salida. En la sección donde fueron atravesados los tubos en tapadera se colocó un refuerzo de la misma lámina de $\frac{1}{4}$ utilizó soldadura eléctrica para soldar las hileras a los cabezales y a la tapadera. Después de efectuar una prueba hidrostática al serpentín se procedió a soldar las tapaderas al cilindro. A éste cilindro se le abrieron seis agujeros con la cortadora de acetileno; dos de ellos para la succión y la descarga de la bomba de atomización, uno para el termómetro, uno para el manómetro, otro para el llenado del agua y el de la interconexión con el condensador- evaporador. A cada uno se le soldó eléctricamente un niple o accesorio.

Para el condensador- evaporador solo se utilizó la mitad del cilindro, cortado en su sentido longitudinal con la parte plana hacia abajo. Las hileras del serpentín del condensador se hicieron igual que las anteriores. Debido a que las hileras del serpentín evaporador no necesitaban retorno, no presentaron mayor problema hacerlos corridos a través de las tapaderas. Aquí también se realizó una prueba hidrostática a los serpentines antes de soldar las tapaderas. Al cilindro se le abrieron solamente dos agujeros: uno para la interconexión con el generador-absorbedor y el otro para cargar el amoníaco.

Para armar la unidad refrigeradora se utilizó pegamento a base de teflón en todo accesorio roscado» Previo al llenado de la solución se le hizo dos pruebas presostáticas a la unidad completa para comprobar su completo hermetismo, la primera se hizo con presión positiva (120 psia) la cual se mantuvo por varias semanas al igual que la segunda que se hizo con presión de vacío (54 cm de Hg).

Para el llenado se procedió de la siguiente forma: se independizó el generador-absorbedor del condensador-evaporar mediante el cierre de la válvula de Interconexión, se vertieron las 27 lbs. necesarias de agua destilada en el generador-absorbedor, se procedió a hacerles vacío individualmente al generador-absorbedor y al condensador-evaporador logrando alcanzar hasta 60 cm de Hg en cada uno, se comenzó a llenar de amoníaco en forma líquida el condensador-evaporar en intervalos para poder pesar el cilindro de amoníaco y así calcular la cantidad introducida hasta completar las 33.4 lbs requeridas. Para completar las 33.4 lbs en cierto momento tuvo que abrirse la interconexión para permitir cierta absorción del amoníaco.

Para la colocación del aislamiento de fibra de vidrio no se tuvo mayor problema y se siguieron observando las medidas descritas anteriormente.

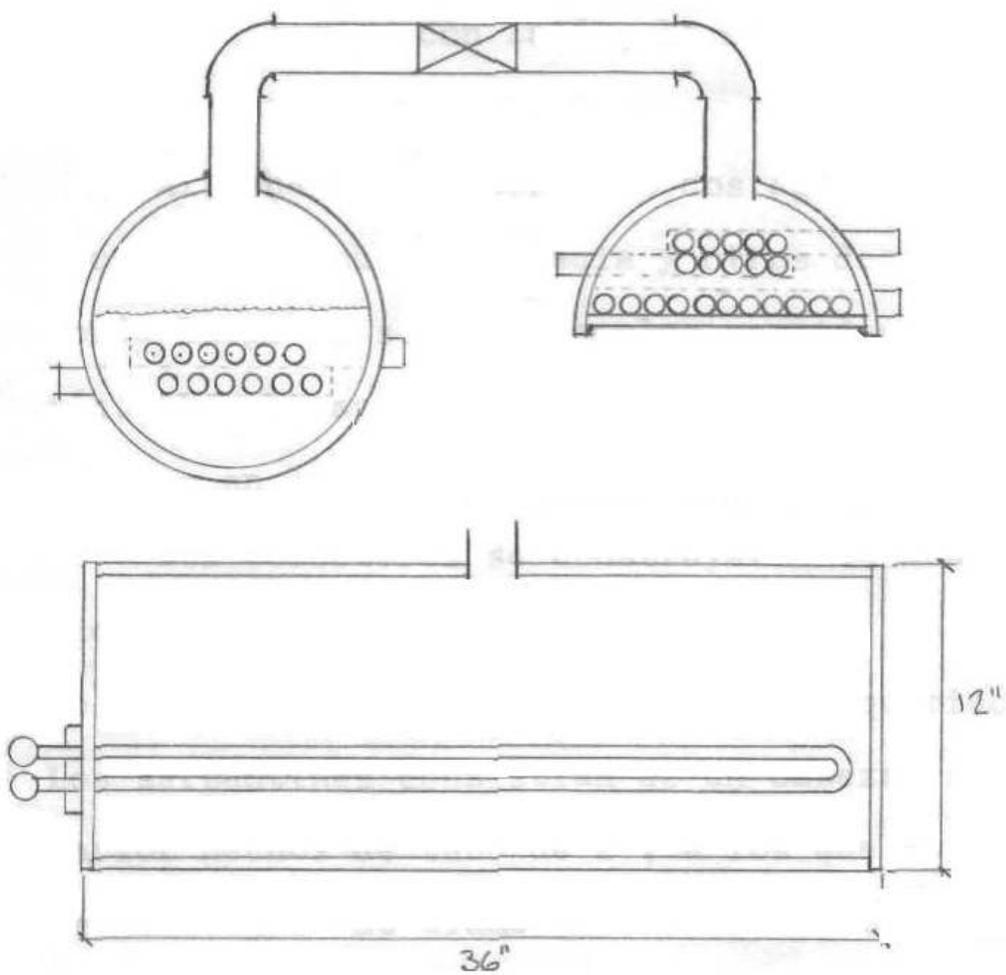
Los problemas que presentó la construcción de la unidad refrigeradora fueron múltiples y se mencionan a continuación.

Inicialmente las hileras en U de los serpentines del generador-absorbedor y del condensador se armaron con codos 90° y niples y sin ninguna clase de sellante, los cuales los cuales no hicieron sello hermético como lo demostraron las pruebas presostáticas. Pero el obstáculo mayor fue el hecho de que para ser cambiadas (las hileras) se tuvo que desarmar la unidad completamente lo que implicó el uso de la cortadora de acetileno y la de disco.

Otro problema que se tuvo fue el de las porosidades en las soldaduras pero éstas se solucionaron utilizando pegamentos específicos para tapar porosidades disponibles en el comercio.

Las válvulas de compuerta que se habían usado inicialmente tuvieron que ser sustituidas por válvulas de bola de acero Inoxidable con asientos de teflón para que sellaran perfectamente, además de que las partes de bronce fueran niqueladas para evitar el efecto corrosivo del amoníaco en dichas partes.

La bomba de atomización tuvo que descartarse porque la que se compró no contaba con los sellos apropiados para las presiones que tendría el sistema en operación.



3.4. DEPOSITO DE AGUA CALIENTE Y COLECTORES

Los materiales utilizados en la construcción del depósito de agua caliente fueron: un tonel de 55 galones, aislamiento térmico de fibra de vidrio, nylon, tubería galvanizada y accesorios. Para los colectores se utilizó: angular de hierro de 3/4", lámina galvanizada de 1/16", duropor 2" de espesor, lámina de asbesto-cemento de 1/4", vidrio para ventana de 4 mm. de espesor tubería galvanizada y accesorios.

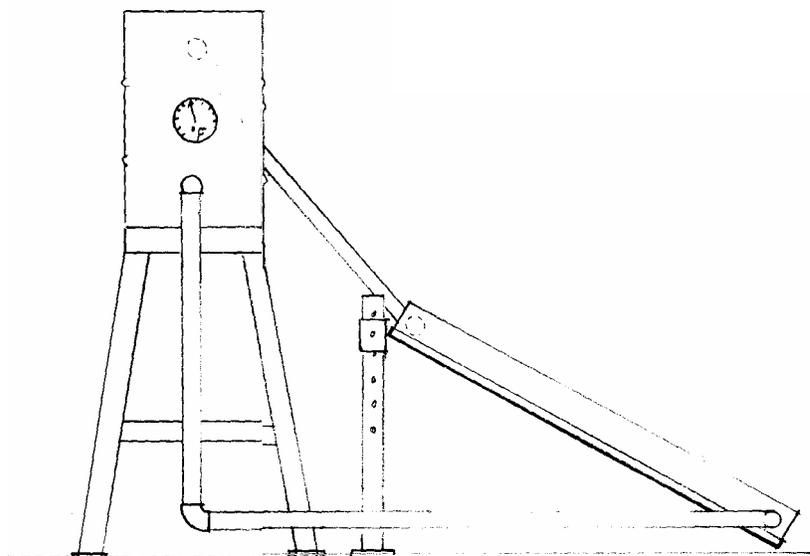
Se utilizó la soldadora eléctrica, el equipo de acetileno para soldar con latón, la herramienta de herrería y la de plomería.

Al tonel se le abrieron dos agujeros en su parte superior uno en su parte media y otros dos en su parte inferior donde luego se soldaron coplas corridas con soldadura de latón. La colocación del aislamiento de fibra de vidrio se hizo como en los casos anteriores.

Los colectores se construyeron de acuerdo a las dimensiones de experiencias anteriores (9), habiéndose necesitado cuatro para cubrir los 40 " pies cuadrados requeridos por el diseño. Los serpentines consistían de un cabezal superior y otro inferior hechos de tubo de 2", a los que se les abrieron agujeros de 3/4 de diámetro espaciados cada 4" a donde se soldaron las hileras de tubos rectos de 1/2 ⁱⁿ con soldadura eléctrica. A éstos últimos se les soldó una lámina plana de 1/16" dimensiones cubrían el largo y el ancho del serpentín, además **se** le aplicó masilla plástica entre los tubos y la lámina a manera de relleno para lograr una mejor transferencia de calor entre ambos, una vez armado el serpentín se colocó sobre la plancha de aislamiento de duropor de 2" de espesor, y **sobre** la lámina de asbesto-cemento de 1/4", dentro del marco de hierro angular de 3/4". Posteriormente se atornilló la lamina de 1/16 que sirvió de paredes laterales y pos-la orilla del marco. El mismo marco sirvió para la colocación del vidrio transparente que se selló con sellador común de ventanas.

Se aplicó pintura anticorrosiva al angular así como a las partes soldadas de la lámina colectora, luego se pintó áreas de colección con pintura negro mate de aceite. Para la orientación de los colectores se construyó un soporte de angular de 1 1/2" para los cuatro colectores con la facilidad de cambiar la inclinación por medio de patas ajustables.

El tonel del agua caliente se colocó por encima del nivel de los colectores sobre una mesa también hecha de angular de 1 1/2". Toda la tubería utilizada para las conexiones de agua caliente fueron aisladas con 1" de fibra de vidrio.

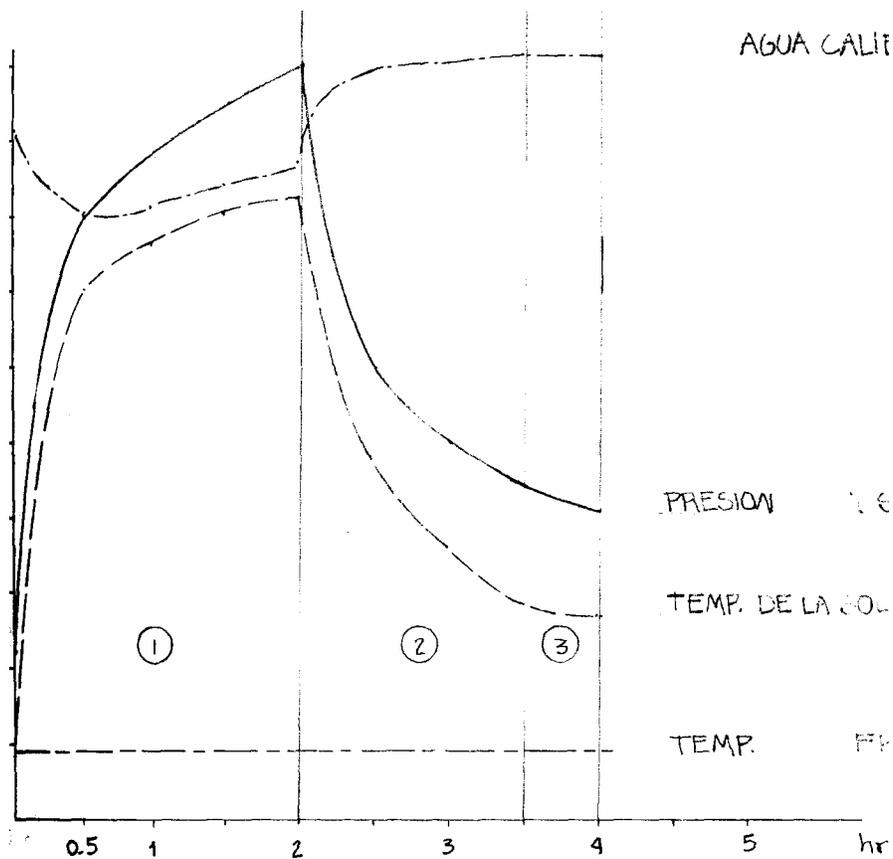


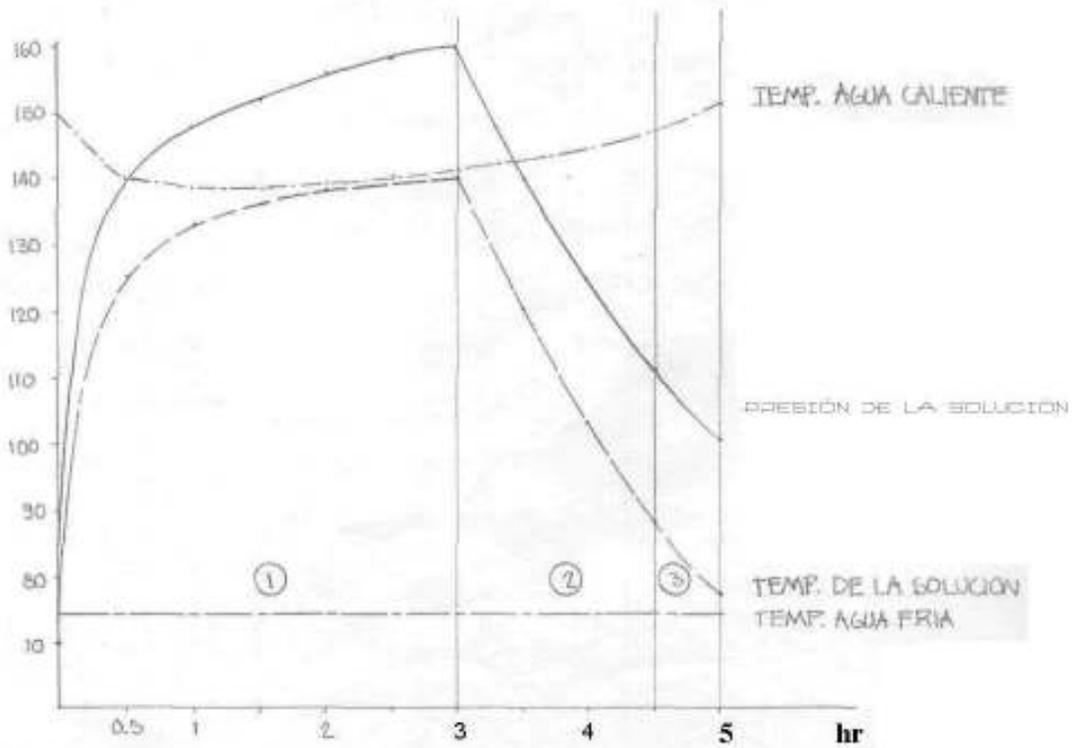
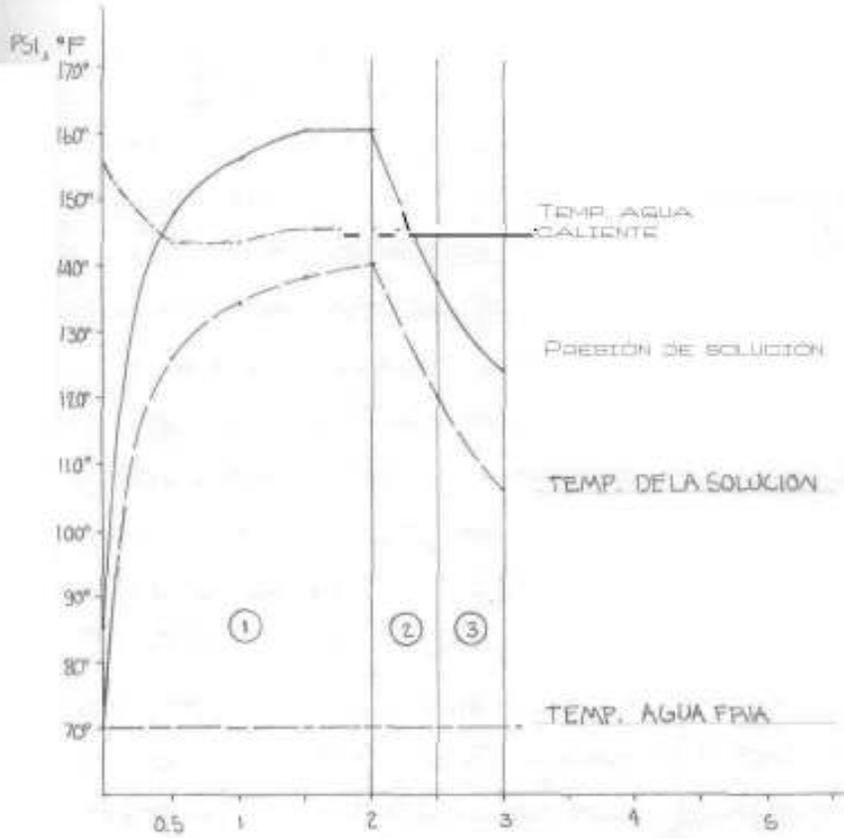
4. PRUEBAS.

De acuerdo al diseño, el tiempo para el ciclo de enfriamiento constaba de: una hora y media para la generación y la condensación simultáneamente, una hora y media para el enfriamiento de la solución para finalizar con una hora para evaporación del amoníaco condensado.

Las pruebas consistieron en aumentar los tiempos a cada etapa del proceso con el fin de alcanzar los resultados esperados según el diseño. En cada prueba se tomaron lecturas de las condiciones del sistema cada 1/2 hora. Los parámetros leídos fueron: temperatura de la solución, presión de la solución, temperatura del agua caliente, temperatura del agua de enfriamiento y la temperatura del agua fría.

A continuación se ha graficado el comportamiento del sistema en pruebas típicas:





1. GENERACIÓN Y CONDENSACIÓN

2. ENFRIAMIENTO DE LA SOLUCIÓN

3. EVAPORACIÓN

Como puede observarse, el resultado final esperado, el enfriamiento del agua que circula por el cuarto refrigerado, no se llevó a cabo. Esto hace suponer que no hubo evaporación del amoníaco lo que a su vez significa que no hubo condensación del mismo o que la cantidad condensada no fue suficiente bueno.

Para cubrir los tubos del evaporador. La falta de condensación se le atribuye a la presencia de aire dentro del sistema, Esto significa que el vacío que se le hizo al sistema (54 cm Hg) previo al llenado, no fue suficientemente bueno. El sistema de colectores y de almacenamiento del agua caliente funcionó de acuerdo al diseño habiéndose alcanzado temperaturas de 180° F (82°C) en días soleados. El proceso de calentamiento de la solución también se realizó en el tiempo esperado.

A las etapas de evaporación y condensación del amoníaco, que se realizan simultáneamente, se les dio más tiempo con el fin de evaporar y condensar mayor cantidad de amoníaco, aunque no dio mejores resultados. Se notó que el agua de enfriamiento a la salida de los serpentines del condensador tenía la misma temperatura que a la entrada. Razón para sospechar que no había condensación.

5. MEDICIONES DE INSOLACIÓN.

LAS intensidades solares recibidas al nivel del suelo pueden ser medidas en varias formas. La medición más común es el flujo radiante total de luz solar cayendo sobre una superficie absorbente horizontal. A ésta cantidad se le llama comúnmente insolación, insolación total o insolación global. Mediciones similares pueden hacerse en superficies inclinadas usualmente hacia el sur. La insolación global recibida de una superficie horizontal se denota como I_h y la de una superficie inclinada como I_t grados hacia el sur como I_t .

Las unidades más usadas son:

$$1 \text{ Langley/hr} = 1 \text{ cal/cm}^2 \text{ hr} = 11.63 \text{ W/m}^2 = 3.687 \text{ BTU/pie}^2 \text{ hr.}$$

Otra medida de la intensidad solar es la cantidad de energía en forma de calor colectada por una superficie negra normal a los rayos solares, con una apertura de entrada relativamente pequeña (usualmente $5..8^\circ$). Esta es llamada la intensidad directa normal o intensidad de incidencia solar normal. Se le representa con el símbolo N . La intensidad directa normal representa, principalmente, rayos directos del sol, aunque hay rayos dispersados en un rango de ángulos pequeños entre la apertura de entrada. Asumiendo que éstos rayos dispersados son despreciables y que los rayos solares y que los rayos son paralelos N representa la intensidad directa solar atenuada después de pasar por la atmósfera.

5.1 INSTRUMENTACIÓN.

El instrumento más común para la medición de la insolación global es un dispositivo referido como un piranómetro, piranómetro global o piranómetro total. Básicamente consiste de una superficie metálica negra colocada horizontalmente bajo una o dos cúpulas hemisféricas de vidrio transparente, con una serie de termocoplas donde la terminal caliente está conectada a la parte inferior de la superficie negra. La parte fría de las termocoplas está conectada a una superficie blanca adyacente a la superficie negra o a una terminal fría electrónica dentro del instrumento. Se pueden utilizar circuitos electrónicos para compensar la variación de la sensibilidad del instrumento con la temperatura. El concepto básico es que la superficie negra absorberá la mayor parte de la luz solar incidente y alcanzará una temperatura de equilibrio mayor que la ambiente o que la de una superficie, (reflectiva) de referencia, la elevación de la temperatura se puede relacionar con la cantidad ganada de calor del sol. Debido a la superficie negra está cubierta por una cúpula hemisférica de vidrio, ésta medirá la radiación solar global., incluyendo la luz dispersada por la atmósfera, nubes, el suelo y estructuras cercanas. Las termopilas son construidas con varias termocoplas en serie para incrementar la sensibilidad del instrumento. El voltaje de salida de éste dispositivo puede ser calibrado con fuentes de luz de referencia para producir una escala de intensidad de luz contra voltaje de salida. En la mayoría de aplicaciones el instrumento se coloca horizontalmente para medir la radiación solar global total de rayos directos y difusos del cielo.

Otro instrumento utilizado para la medición de la intensidad solar es el piroheliómetro de incidencia normal o simplemente piroheliómetro, que mide la intensidad normal al sol. El principio de operación es el mismo que el del piranómetro global, excepto que la superficie negra está montada detrás de un tubo con aperturas dispuestas de forma que la luz que entra debe pasar un cono de aceptación de 5.8° . Este instrumento está montado en un aparato de seguimiento del sol a través del cielo y que lo mantiene normal al sol.

La banda de sombra es un dispositivo ideado para medir radiación difusa del cielo. Consiste en una pantalla colocada cierta altura de un piranómetro global sobre

el cual proyecta una sombra cubriendo únicamente los rayos directos del sol y los dispersados con un ángulo no mayor de 5.8° , la pantalla está orientada de manera que permanece normal a los rayos directos del sol en toda la trayectoria descrita por este a través del cielo. A continuación se hace una tabulación de las mediciones de insolación global y de radiación difusa hechas durante el año de 1984. Las mediciones se llevaron a cabo con dos piranómetros Eppley modelo 8-48 colocados horizontalmente y una banda de sombra Eppley. Ambos piranómetros conectarlos a sus respectivos integradores calibrados por los laboratorios Eppley para sus sensibilidades.

De acuerdo a las instrucciones del fabricante los instrumentos se instalaron en lugares que no presentaran obstáculos a la radiación (árboles, estructuras, etc.), también le aplicó un factor de corrección a las mediciones de radiación difusa para compensar por la parte de radiación que es cubierta por la banda de sombra. Exactitudes dentro de un 2% la radiación difusa se puede esperar según el fabricante.

	ENERO		FEBRERO		MARZO	
	GLOBAL	DIFUSA	GLOBAL	DIFUSA	GLOBAL	DIFUSA
1	5774	923	5982	1798	6165	1362
2	4139	2621	6285	1178	4605	1363
3	4228	3279	6041	1936	6818	1280
4	5743	877	6042	1938	5330	2397
5	5701	955	3699	2470	6682	1634
6	4889	1392	4323	2831	6622	1507
7	4284	1762	6246	1319	5252	2578
8	5500	1384	6048	2742	4611	3517
9	5465	1211	5049	2742	6988	2380
10	5087	1589	5030	1940	5331	2147
11	5356	1822	5031	1941	6104	2225
12	4921	1639			5811	2612
13	4839	1774			6562	1657
14	4099	2359	4469	3412	6260	2130
15	4742	2330	4618	2353	5841	2156
16	5576	1115	5333	2166	6757	1686
17	4575	1944	5334	2166	6369	1708
18	5498	1598	4846	2615	5280	2996
19	3571	2616	4847	2616	6886	2440
20	4168	2912	4914	2444	4935	2940
21	4177	3226	5377	2383	6342	1493
22	5587	1979	4270		6702	2133
23	4636	2347	5109	2630	6689	2313
24	5334	1268	5873	2436	6980	2158
25	3866	1692	4498	2975	6591	2494
26	4734	1753	6440	1777	6551	2641
27	4032	2918	6260	1754	6551	2641
28	3157	2746	6517	1814	6551	2641
29	5427	1581	5673	2733	7076	1853
30	6123	1124			5212	3144
31	5827	1631			5778	2873

	ABRIL		MAYO		JUNIO	
	GLOBAL	DIFUSA	GLOBAL	DIFUSA	GLOBAL	DIFUSA
1	5862	3475	5432	3565	4171	3389
2	5031	3326	6296	2906	2726	2106
3	7109	2215	6906	2314	3619	2849
4	6716	2852	6500	2736	3341	2892
5	4782	3133	5034	3509	4488	2493
6	6790	2194	5215	2710	3989	2648
7	6948	2252	3820	2431	6042	3267
8	4872	2878	4815	2713	4875	3490
9	6353	3033	4815	2714	3454	2647
10	6399	2524	4873	2918	4267	2707
11	6581	2866	4832	3086	3432	2965
12	6097	3352	4708	4036	5105	3221
13	5965	2690	3015	2948	2295	2135
14	5966	2691	2671	2753	2593	2550
15	5753	2629	2080	2089	2652	2295
16	4682	3453	2080	2089	4027	3319
17	7568	1485	3374	2618	5550	2736
18	7784	1300	4609	2744	5850	3089
19	6656	1843	5460	2274	6373	2801
20	6670	1964	3310	2586	6917	2345
21	6687	2561	3701	2960	5993	3165
22	6563	2412	5625	2569	6531	2368
23	5587	3394	4874	2819	6444	2551
24	4202	3176	4452	2892	7294	1372
25	5918	3330	2357	1966	7181	1888
26	6434	3001	2357	1966	6274	2535
27	6579	3433	3692	2210	5307	2218
28	5544	3529	2426	2629	5307	2220
29	3891	3173	3973	2598	4166	2571
30	5112	3449	3664	2399	5952	2755
31			4146	1721		

	JULIO		AGOSTO		SEPTIEMBRE	
	GLOBAL	DIFUSA	GLOBAL	DIFUSA	GLOBAL	DIFUSA
1	4446	3306	2832	2237	1657	1489
2	5854	2844	2491	2304	3002	2679
3	5425	2914	4447	2579	4815	4272
4	3998	3067	3430	2710	3356	2971
5	3611	3425	6647	2012	6108	5453
6	3117	2460	5345	3409	4488	3983
7	3839	3170	6037	3090	5331	4748
8	3240	2046	7292	2450	5331	4749
9	3240	2046	5510	2657	2148	1923
10	4910	2558	5985	2729	3457	3304
11	3558	2159	5913	3123	3070	2262
12	4863	2126	4880	3256	4107	2502
13	5072	3065	4693	2817	4108	2502
14	6226	3090	4693	2817	3241	2377
15	6404	2798	5187	3061	3581	1989
16	1168	1987	5660	2553	5047	2035
17	5265	2669	6565	2059	3314	1705
18	5759	2293	4427	3735	4252	2658
19	5760	2294	3425	2315	2854	1529
20	5475	3002	3660	3153	2954	1982
21	2997	2087	3346	2258	3755	2355
22	4330	3361	5411	3665	4473	2041
23	3434	2758	6831	3099	4777	2264
24	3832	3334	6628	2631	4290	2449
25	5411	2774	4958	3092	3453	2244
26	5804	2680	5741	3715	3421	2080
27	6116	2034	5361	3859	6717	3015
28	6238	3606	5286	3313	6727	3015
29	6447	3357	5066	3510	5974	3560
30	4481	1805	3673	3051	5620	3666
31	5937	2070	3291	2935		

	OCTUBRE		NOVIEMBRE		DICIEMBRE	
	GLOBAL	DIFUSA	GLOBAL	DIFUSA	GLOBAL	DIFUSA
1	5167	3573	6495	1061	5511	1229
2	4201	3122	6546	1467	5372	998
3	4991	3861	4156	1197	3757	1566
4	5090	4009	4466	2197	4012	1767
5	4168	3317	6393	1555	5509	999
6	5561	4548	4162	2546	4337	2339
7	6525	2166	5098	2170	3324	1962
8	7638	871	5897	1424	3324	1962
9	6360	1518	5897	1424	5827	837
10	6040	2580	6356	1014	4751	2094
11	5862	2013	4718	1886	5469	949
12	7301	1008	5223	2731	5387	1181
13	4470	2797	5323	2306	5304	1474
14	5120	1440	5390	1870	4866	1392
15	5084	2207	6511	825	5238	1079
16	3719	1845	4980	2478	5024	1437
17	5684	1973	4349	2077	3506	2476
18	6602	1497	4428	1388		2251
19	6084	1622	3827	2210	5155	1775
20	3557	1896	4613	1976	5156	1775
21	4384	1745	5229	1914	5556	919
22	5034	1661	5890	2303	5317	1255
23	5499	2200	6103	902	5198	1828
24	5838	2111	5997	903	5142	2029
25	4238	2761	5641	1594	4213	2323
26	6282	1968	3643	1501	3302	1990
27	5391	1755	5894	990	4833	1409
28	5876	1422	5677	1789	4141	1852
29	4726	3411	5312	1210	3788	2067
30	3724	2637	5801	944	4406	2372
31	5272	2689			5033	1353

6. CONCLUSIONES:

Se pudo comprobar que es factible utilizar materiales de construcción comunes disponibles en plaza para construir un sistema de refrigeración por absorción de amoníaco en agua

Debido a que los accesorios de tubería galvanizada no fueron diseñados específicamente para manejar gases, en los accesorios para la misma se presentaron fugas de amoníaco.

No se detectó ningún deterioro en las mangueras de hule sintético NEOPRENE usadas para descargar los cilindros de amoníaco.

El diseño de calentadores solares planos usados, calentaron el agua regularmente a 60 grados C aun en días poco soleados habiéndose alcanzado temperaturas de 80 grados C en los días despejados

La ausencia de enfriamiento se debió a que no hubo condensación de amoníaco que a su vez, lo causó la presencia de cierta cantidad de aire en el sistema que no pudo desalojarse cuando se le hizo el vacío antes de ser llenado con la solución
Las mediciones de radiación son indispensables para el diseño de futuros proyectos de aprovechamiento de la energía solar.

7. RECOMENDACIONES

Debe tenerse especial cuidado de no utilizar ningún tipo de accesorio de aleación de cobre o de utilizar soldadura de latón en partes que estarán expuestas a la solución

Debe procurarse usar un mínimo de accesorios para la construcción del sistema para reducir al mínimo los lugares donde puedan presentarse fugas. Además deben usarse pegamentos específicos para tubería en las roscas para sellar herméticamente.

Para la construcción de los serpentines es preferible hacer las curvas doblando los tubos para evitar el uso de codos que podrían presentar fugas.

Antes de armar el sistema debe hacerse una prueba presostática a cada componente para detectar fugas. Preferentemente las pruebas se harán con aire y por varios días.

Para hacerle el vacío al sistema previo al llenado de la solución debe hacerse por lo menos 75 cm. de Hg por medio de una bomba o eyector de aire o vapor.

Los cilindros de amoníaco deben colocarse en posición invertida durante el llenado del sistema para que el amoníaco sea descargado en fase líquida

Debe preverse un sistema de calentamiento del agua por medio de electricidad para simular diferentes temperaturas con fines de prueba y para ser utilizado como alternativa. Cuando no hay suficiente radiación solar.

Deben hacerse pruebas con mayores concentraciones de amoníaco para determinar la concentración óptima considerando la temperatura. Así mismo podría experimentarse con colectores concentradores para elevar la temperatura del agua caliente.

Debe recabarse información sobre radiación solar en diferentes partes del territorio nacional para determinar los lugares más apropiados para instalar sistemas de aprovechamiento de energía solar.

REFERENCIAS

- (1) "SOLAR ENERGY", Theory of absorption Cooling, Cap 16, J. A. Duffie, 1975
- (2) "APLICACIÓN DE LA ENERGÍA SOLAR A UN EFRIGERADOR COMERCIAL", M. E. Ruano, 1981.
- (3) "COOLING SYSTEMS BASED ON SOLAR REGENERATION" D. A. Williams, R. Chun, Nov. 1958.
- (4) "CONCENTRATED SOLUTION OF NaSCN IN LIQUID AMMONIA G. C. Blytas, F. Daniels, Journal of the American Chemical Society, 1962.
- (5) "PERFORMANCE OF AN INTERMITTENT REFRIGERATOR OPERATED BY A FLAT PLATE COLLECTOR", J. C. Chinnappa, Solar Energy, 1962.
- (6) "FURTHER STUDIES ON SOLAR POWERED INTERMITTENT ABSORPTION REFRIGERATION", R. K. Swartman, G. Swaminathan, 1970.
- (7) "UNIVERSITY OF FLORIDA SOLAR AIR COOLING SYSTEM", E. A. Farber et al, Solar Energy, 1970.
- (8) "Performance of an air cooled Ammonia-water absorption air conditioner at low generator temperature", K. Dao et al, 1976.
- (9) "EVALUACION DE TRES CALENTADORES SOLARES DE AGUA POR CIRCULACIÓN NATURAL", H. E. Ruano, 1981.
- (10) "AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION", Jennings & Lewis, International Textbook Co., ed, pg 100.
- (11) "ASHRAE FUNDAMENTALS", pg 348
- (12) "ASHRAE FUNDAMENTALS", pg 361
- (13) "ASHRAE FUNDAMENTALS", pg 71
- (14) "AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION, Psychrometric Chart Normal Temperatures.
- (15) "ASHRAE FUNDAMENTALS", pg 574
- (16) "ASHRAE FUNDAMENTALS", pg 40.
- (17) "AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION", pg 206.