

182



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

# PRODUCCION DE HIELO A PARTIR DE ENERGIA SOLAR

(DISEÑO DE UN PROTOTIPO)

T E S I S

QUE PARA OBTENER  
EL TITULO DE:  
INGENIERO QUIMICO  
P R E S E N T A

HECTOR RAMON SERRATOS MARTINEZ



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

CLAS \_\_\_\_\_  
ADD M.-T- 329  
FECHA 1979  
PROC \_\_\_\_\_



## JURADO ASIGNADO

PRESIDENTE	Ing. Manuel F. Guerrero Fernández
VOCAL	Ing. Roberto Andrade Cruz
SECRETARIO	Ing. Enrique Bravo Medina
1er. SUPLENTE	Ing. Alfonso Mondragón Medina
2do. SUPLENTE	Ing. Claudio Aguilar Martínez

Esta tesis se desarrolló en el Centro de Investigación de Materiales de la UNAM y en la Compañía Módulo Solar.

SUSTENTANTE	Héctor Ramón Serratos Martínez
ASESOR	Ing. Enrique Bravo Medina
SUPERVISOR TECNICO	M.C. Roberto Best Brown

RECIBAN MIS PADRES Y HERMANOS, COMO MUESTRA DE AGRADECIMIENTO POR EL AMOR E IMPULSO RECIBIDO A LO LARGO DE MI VIDA ESTUDIANTIL, EL PRESENTE TRABAJO QUE HA SIDO DESARROLLADO CON LA AYUDA DE BUENOS COMPAÑEROS Y AMIGOS Y A LOS CUALES MANIFIESTO MI AGRADECIMIENTO.

## I N D I C E

Capítulo 1	Introducción.
Capítulo 2	La Energía Solar.
Capítulo 3	La Refrigeración.
Capítulo 4	Cálculo del Sistema Solar de Refrigeración.
Capítulo 5	Diseño del Sistema de Refrigeración.
Capítulo 6	Diseño del Captador Solar.
Capítulo 7	Instrumentación.
Capítulo 8	Análisis Económico.

Conclusiones.

Bibliografía.

# CAPITULO I

## INTRODUCCION

Dentro de los procesos que se desarrollan con el aprovechamiento de la energía solar se encuentra el de la refrigeración.

La construcción de un refrigerador solar es uno de los proyectos en los que trabaja el Centro de Investigación de Materiales de la Universidad Nacional Autónoma de México, por considerarlo de gran interés científico y social.

Se han desarrollado dos trabajos para la construcción de un refrigerador solar, utilizando el ciclo termodinámico de absorción del sistema binario amoniaco-agua. El primero fija las características del refrigerador Ref. No. ( 1 ), el segundo define al colector solar Ref. No. ( 2 )

El presente trabajo tiene por objeto el fijar las bases de construcción de un prototipo de refrigerador solar con los resultados obtenidos.

Primeramente se presenta en forma global los conceptos básicos de la Energía Solar y la refrigeración, para posteriormente en forma sintética exponer los resultados que sirvieron de base para el di

seño del prototipo.

A continuación se dan las características mecánicas de todo el sistema de refrigeración solar, así como su instrumentación básica.

Por último, se efectúa un análisis económico del prototipo y se hace una escalación para estimar el costo de una pequeña planta productora de hielo con capacidad para satisfacer las necesidades de una comunidad pequeña.

## C A P I T U L O 2

### LA ENERGIA SOLAR

#### 2.1 Radiación Solar Extraterrestre. -

El sol: fuente de energía que en su superficie tiene temperaturas efectivas de aproximadamente  $5,762\text{ }^{\circ}\text{K}$  y en su centro hasta de  $40 \times 10^6\text{ }^{\circ}\text{K}$ .

El sol se puede considerar como un reactor en el cual se efectúan reacciones de fusión, las cuales generan la energía que - - irradia.

Se considera como la reacción más importante aquella en la cual Hidrógeno es combinado para formar Helio. La masa del núcleo de Helio es menor que la de los protones que han formado esta molécula; esta masa "perdida" se ha transformado en energía. Esta energía es la que es radiada en el espacio, mediante una serie de procesos radiactivos y convectivos, con emisiones, absorciones y re-radiaciones sucesivas.

Existe una constante solar, la cual está definida como la energía del sol, por unidad de tiempo, que es recibida en la unidad

de área de superficie perpendicular a la radiación en el espacio, a la distancia media de la tierra desde el sol.

Se han realizado estudios para definir este valor, el cual en la actualidad es de  $1,353 \text{ W/m}^2$  ,  $1.94 \text{ cal/cm}^2\text{min}$ . Ref. No. ( 3 )

## 2.2 Radiación solar en la superficie terrestre. -

Cuando se habla de la radiación solar en la tierra, hay que especificar que se definan dos tipos: una es la radiación directa y - otra es la radiación difusa.

La directa es aquella que se recibe del sol sin cambio de dirección; la difusa es la que se recibe del sol después de que ha sido desviada por reflexión y difusión de la atmósfera.

La radiación que recibe la tierra está sujeta a variaciones originadas por la distancia tierra-sol, variaciones de difusión atmosféricas por molécula de aire, vapor de agua y pequeñas partículas, así como variaciones en la absorción atmosférica por  $\text{O}_2$ ,  $\text{O}_3$ ,  $\text{H}_2\text{O}$  y  $\text{CO}_2$ .

La radiación solar que incide en la atmósfera terrestre, tiene una distribución espectral. Los rayos X y otras radiaciones de onda - corta del espectro solar, son absorbidas en la ionósfera por Nitrógeno, Oxígeno y otros componentes atmosféricos; la mayoría del ultravioleta es absorbida por Ozono.

A longitudes de onda mayores a  $2.5 \mu\text{n}$ , una combinación de

radiación extraterrestre baja, y fuerte absorción del  $\text{CO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O}$ , hacen que una cantidad muy pequeña de energía llegue a la superficie terrestre. Por lo tanto, desde el punto de vista de aplicaciones terrestres de la energía solar, solo radiaciones de longitud de onda que estén comprendidas entre 0.3 y 3.0  $\mu\text{m}$  pueden ser consideradas.

### 2.3 Tipos de captadores. -

Un captador de energía solar es el equivalente a un cambiador de calor de un proceso.

Los colectores solares pueden ser de dos tipos, unos que operan mediante la concentración de la energía y otros sin ella.

Los captadores concentradores usualmente tienen reflectores cóncavos para dirigir la radiación recibida, la cual se concentra en un área menor, y por lo tanto se incrementa el flujo de energía por unidad de área.

Los captadores planos tienen la ventaja de que utilizan tanto la energía solar directa como la difusa, no requieren de orientación hacia el sol (en forma móvil), y requieren de muy poco mantenimiento.

Estos captadores son aquellos que reciben de la radiación solar, la energía que incide en la superficie expuesta.

Los captadores planos pueden ser diseñados para aplicaciones donde se requiere energía para temperaturas hasta de 100 °C sobre la

temperatura ambiente.

Los captadores planos son mecánicamente simples, y tienen aplicaciones actualmente en sistemas de calentamiento solar para agua, tanto para uso doméstico como recreativo, calentamiento de aire (para secado de productos) así como para la calefacción y acondicionamiento de aire a nivel residencial.

Las partes importantes de un típico colector solar plano, según se muestra en la figura No. 1, son: (a) la placa absorbidora de energía, que sirve para transferir la energía al fluido; (b) cubierta transparente o que permita el paso de la radiación solar hasta la superficie de la placa absorbidora y que también funcione como aislante, reduciendo las pérdidas por convección y radiación hacia la atmósfera; (c) caja con aislante interno que elimine pérdidas por conducción.

Los colectores planos son generalmente instalados en posición fija y con la orientación óptima dependiendo del lugar en que se localiza, y del tiempo en el cual va a funcionar, o en el caso de que se opere en forma continua, en función de los meses críticos de insulación.

#### 2.4 Reducción de pérdidas.

Si un cuerpo absorbe energía solar y emite energía radiante característica de su temperatura, la temperatura en equilibrio final del cuerpo es directamente proporcional a la relación  $\frac{a}{e}$ , donde "a"

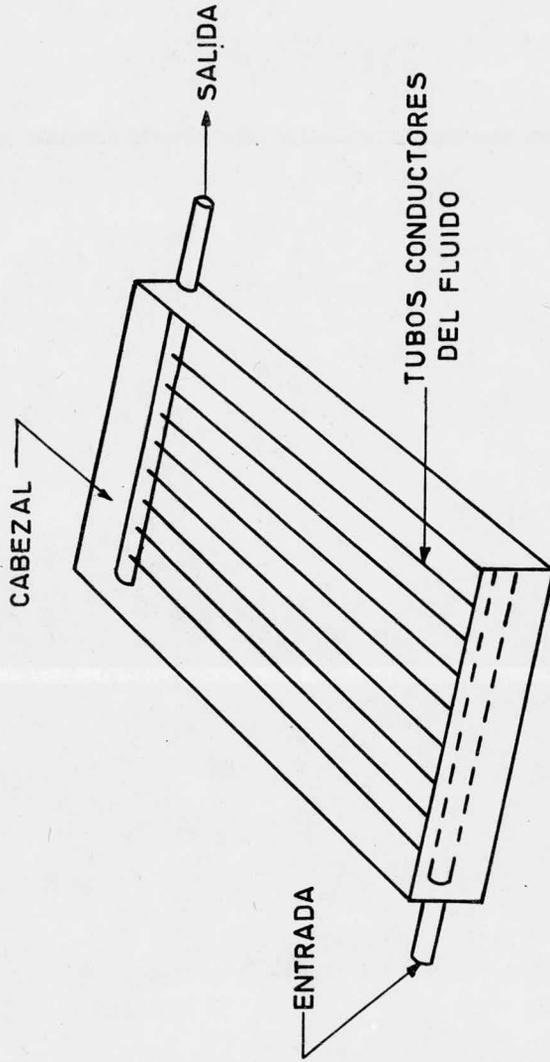


Fig. 1/A Esquema de un Colector Solar Plano.

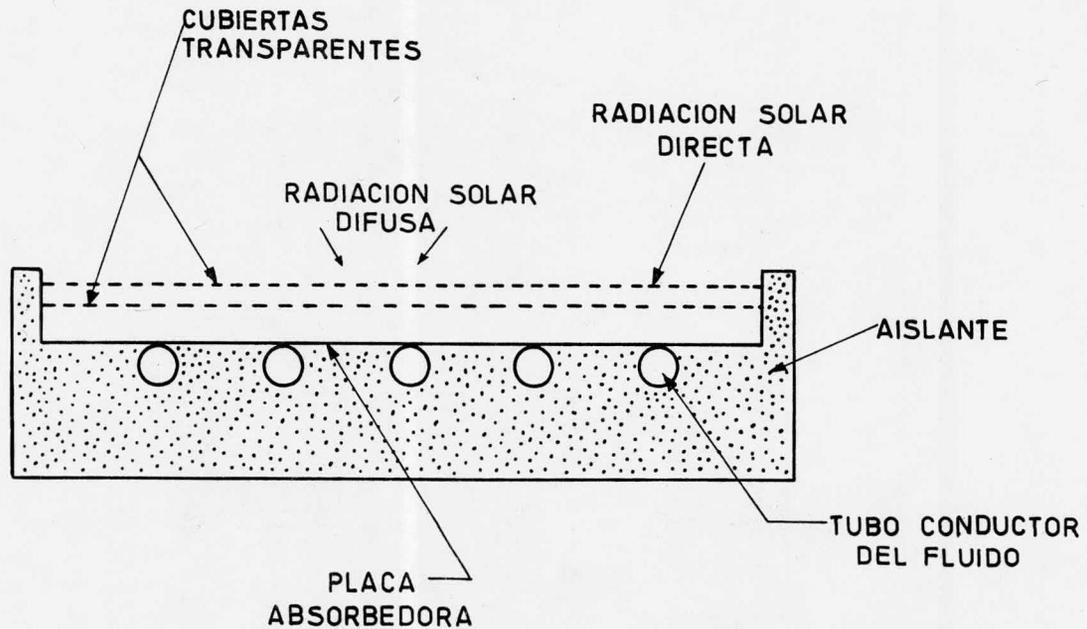


Fig. 1/B Corte de un Colector Solar Plano.

es la absorptancia y "e" la emitancia.

Para ello se necesita una superficie con alta absorción en la banda de emisión solar y baja emitancia en el intervalo de emisión de un cuerpo negro. A esta superficie se le llama selectiva.

En la figura No. 2, se muestra el concepto idealizado de una superficie selectiva para la reflectancia monocromática. A dicha superficie se le llama gris debido a que se considera de este color en el espectro solar (para longitudes de onda menores de  $3.0 \mu\text{n}$ ) y también gris, pero con diferentes propiedades en el espectro infrarrojo (longitudes de onda mayores de  $3.0 \mu\text{n}$ ).

En esta superficie ideal, la reflectancia monocromática ( $\rho_\lambda$ ) es muy baja para un valor crítico ( $\lambda_c$ ) y muy alta a partir de este valor.

Por lo tanto, la absorptancia para energía solar será de aproximadamente  $1 - \rho_\lambda$ , para  $\lambda < 3 \mu\text{n}$ .

El valor de la emitancia dependerá de la temperatura de la superficie; esto es, que cantidad de la radiación se emite a longitudes de onda mayores que  $\lambda_c$  y cuanta a longitudes de onda menores que  $\lambda_c$ .

Las pérdidas por radiación pueden llegar a reducirse hasta en un 79% mediante el uso de superficies selectivas. Una gráfica ilustrativa al respecto es la figura No. 3, en la que se muestra el

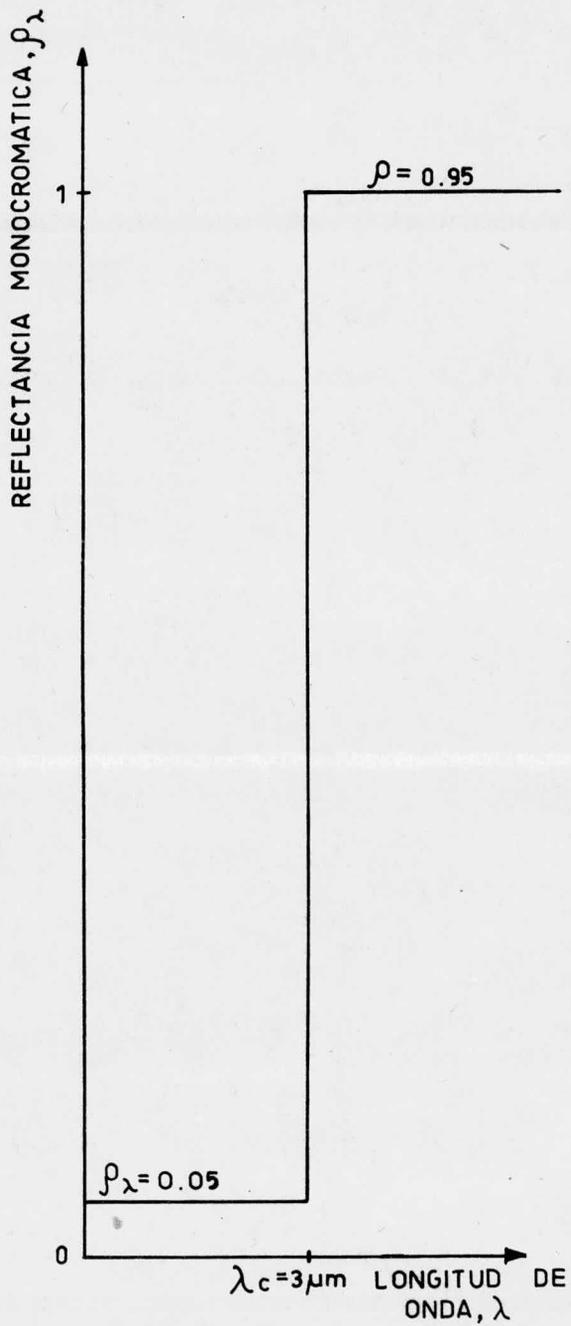


Fig. 2 Concepto idealizado de una Superficie Selectiva.

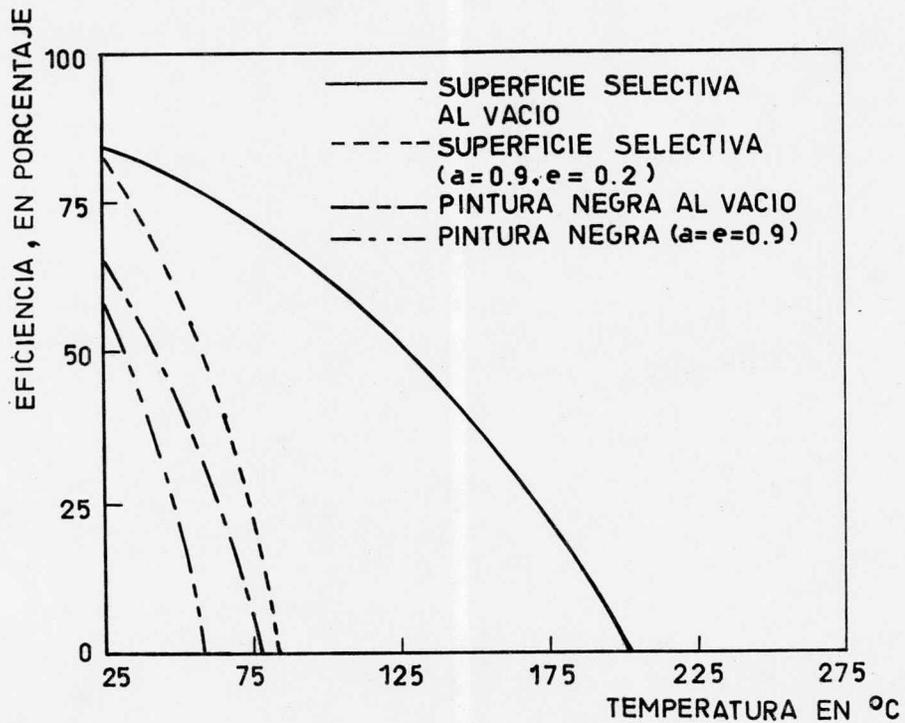


Fig. 3 Eficiencias de Colectores Planos con diferentes Superficies.

aumento de la eficiencia de un colector plano con tratamiento de superficie selectiva, con respecto a uno con pintura negra mate.

Esta gráfica se obtuvo con datos promedios de insolación para la ciudad de México ( $581 \text{ W/m}^2$ ), y mediante los cuales se estimaron los valores de eficiencia para pintura negra mate ( $a = 0.9$  y  $e = 0.9$ ) y una superficie selectiva de óxido de cobre ( $a = 0.9$  y  $e = 0.2$ ) Ref. (4)

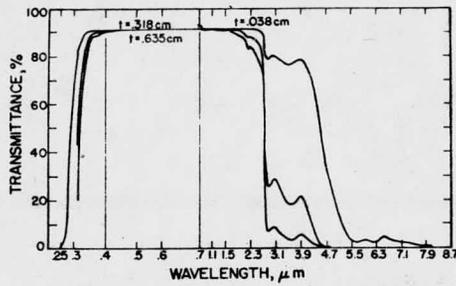
Ahora bien, la mayoría de los medios transparentes, transmiten selectivamente, esto significa que la transmitancia es una función de la longitud de onda de la radiación incidente.

El vidrio, que es el material más comúnmente utilizado como cubierta en colectores solares, puede absorber algo del espectro de la energía solar si su contenido de óxido de hierro es bajo, pero si es alto, este absorberá del infrarrojo de dicho espectro.

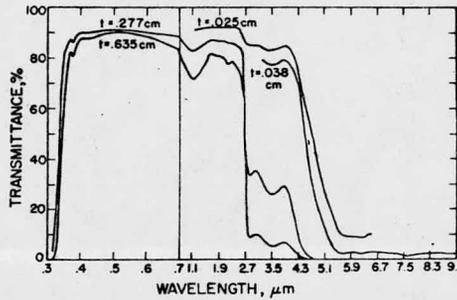
La transmitancia de los vidrios puede variar en función del contenido de hierro, como se muestra en la figura No. 4.

Existen películas plásticas que se pueden utilizar como cubiertas para colectores. En general estas tienen transmitancias que son más dependientes de la longitud de onda, que en el caso del vidrio.

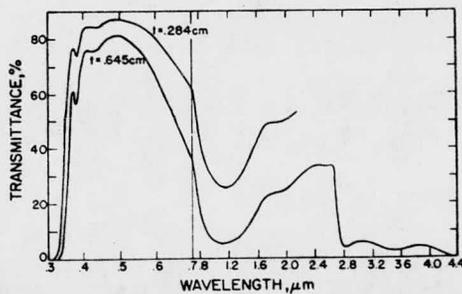
Los materiales utilizados como cubiertas para colectores solares deben de transmitir la radiación a través de una película y ahí existen interfases que causan pérdidas por reflexión.



Vidrio con contenido de 0.02  $\text{Fe}_2\text{O}_3$



Vidrio con contenido de 0.10  $\text{Fe}_2\text{O}_3$



Vidrio con contenido de 0.50  $\text{Fe}_2\text{O}_3$

Fig. 4 Transmisiones para diferentes tipos de vidrios.

La transmitancia solar (debido a la reflexión) del vidrio, con un índice de refracción promedio de 1.526 en el espectro solar, ha sido calculado para todos los ángulos de incidencia. Los resultados que incluyen desde una hasta 4 cubiertas de vidrio, se muestran en la figura No. 5, y están basados en la revisión a los cálculos de -- Hottel y Woertz Ref. (5)

En esta gráfica se mencionan los parámetros " $k$ " (que es el coeficiente de extinción y se asume que es una constante en el espectro solar) y " $L$ " que es el camino normal de la radiación a través del medio.

Existe una forma mucho más complicada para disminuir las pérdidas y esta funciona mediante el uso de tubos de vidrio al vacío como cubiertas.

Como la geometría es circular, es posible evacuar el sistema y consecuentemente reduce las pérdidas de calor por convección.

Estos equipos aún se encuentran en fase de desarrollo y se denominan normalmente como sistema de Tubos Evacuados.

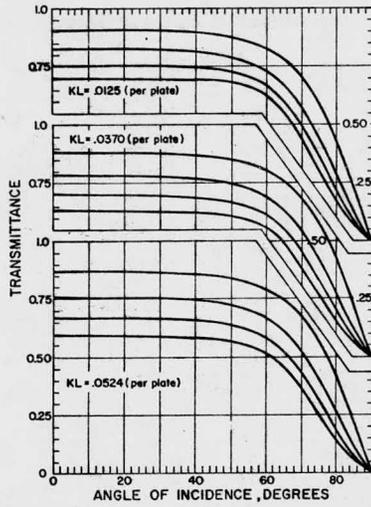


Fig. 5 Transmitancia Solar del-  
vidrio para todos los án-  
gulos de incidencia inclu-  
yéndose desde una hasta  
cuatro cubiertas.

## C A P I T U L O 3

### LA REFRIGERACION

#### 3.1 Principio de transferencia de energía. -

En un sentido amplio, se puede llamar refrigeración a la acción de producir y mantener temperaturas inferiores a la del ambiente, e industrialmente se basa en alguno de estos dos procesos:

- i) Cambio de fase, como evaporación de un líquido o disolución de una sal.
- ii) Expansión de un gas comprimido.

Para la producción de temperaturas ligeramente inferiores al ambiente, solo ha tenido interés industrial el procedimiento de cambio de fase y puntualizando aún más, la evaporación de un líquido a baja temperatura.

Para este caso, el efecto de refrigeración se produce por el calor que se absorbe al evaporarse.

Para que el proceso sea continuo, es necesario pasar nuevamente el vapor al estado líquido, el método empleado para ello da nombre a los dos procesos comunmente conocidos: refrigeración por com--

presión y refrigeración por absorción.

En la refrigeración por compresión, se utiliza energía mecánica para comprimir el vapor que sale del evaporador, como se muestra en la figura No. 6, por lo tanto el calor absorbido a la baja temperatura del evaporador puede ser despedido al nivel de temperatura del condensador.

En este proceso se utiliza un fluido refrigerante para absorber el calor a bajas temperaturas y presiones, para posteriormente - comprimir a alta presión y temperatura, y luego ceder el calor, generalmente por condensación.

El ciclo se completa con la expansión a bajas temperaturas y presiones. Esto normalmente se obtiene por expansión libre; la expansión isoentrópica raramente se utiliza. Ref. No. (6 )

En la refrigeración por absorción, figura No. 7, el calor - que es absorbido a bajas temperaturas y presiones, se despide a temperaturas y presiones intermedias, y posteriormente su nivel de temperatura debe ser incrementado por la adición de calor.

En este sistema no se utiliza energía mecánica (a excepción de algunos casos en los que se requiere del bombeo del líquido absorbente).

El refrigerante es liberado por el absorbente ó adsorbente a altas presiones, mediante la adición de calor del medio proveedor de

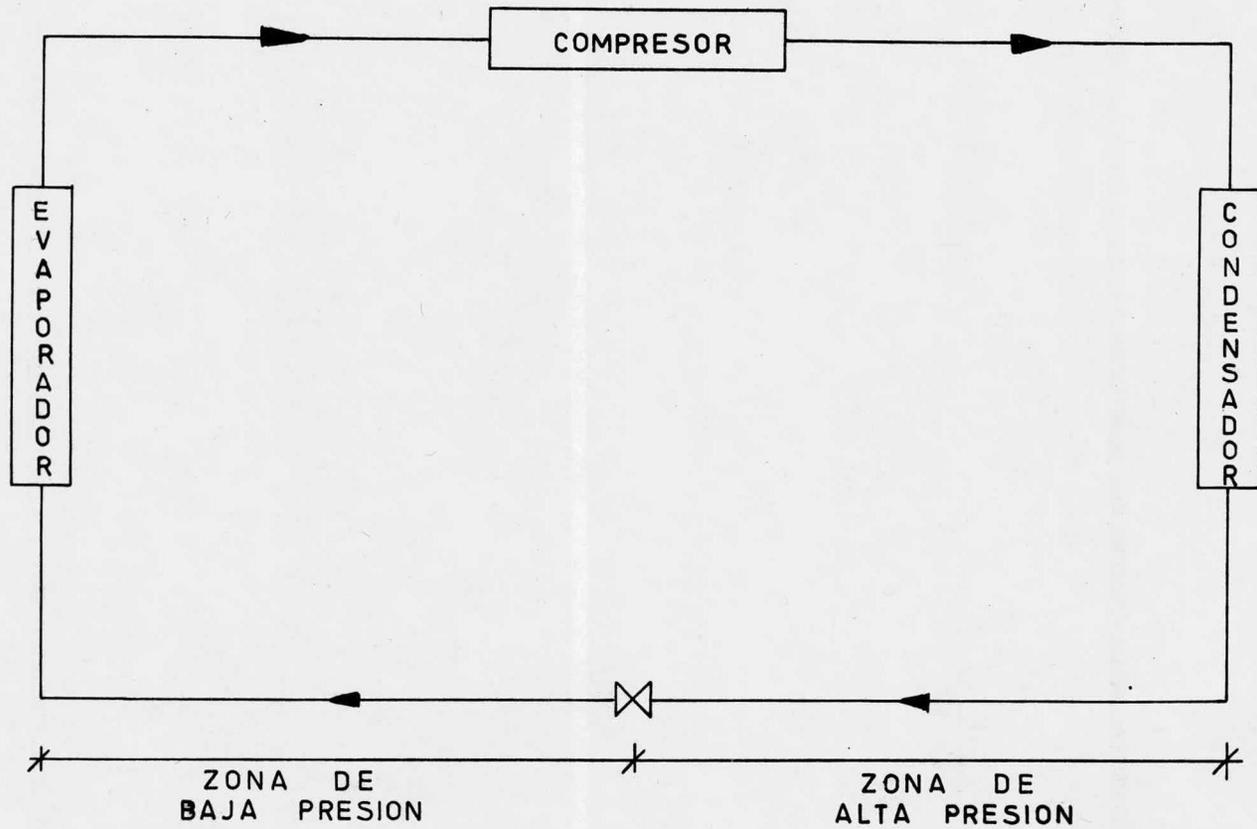


Fig. 6 Diagrama de un sistema de refrigeración por -- compresión.

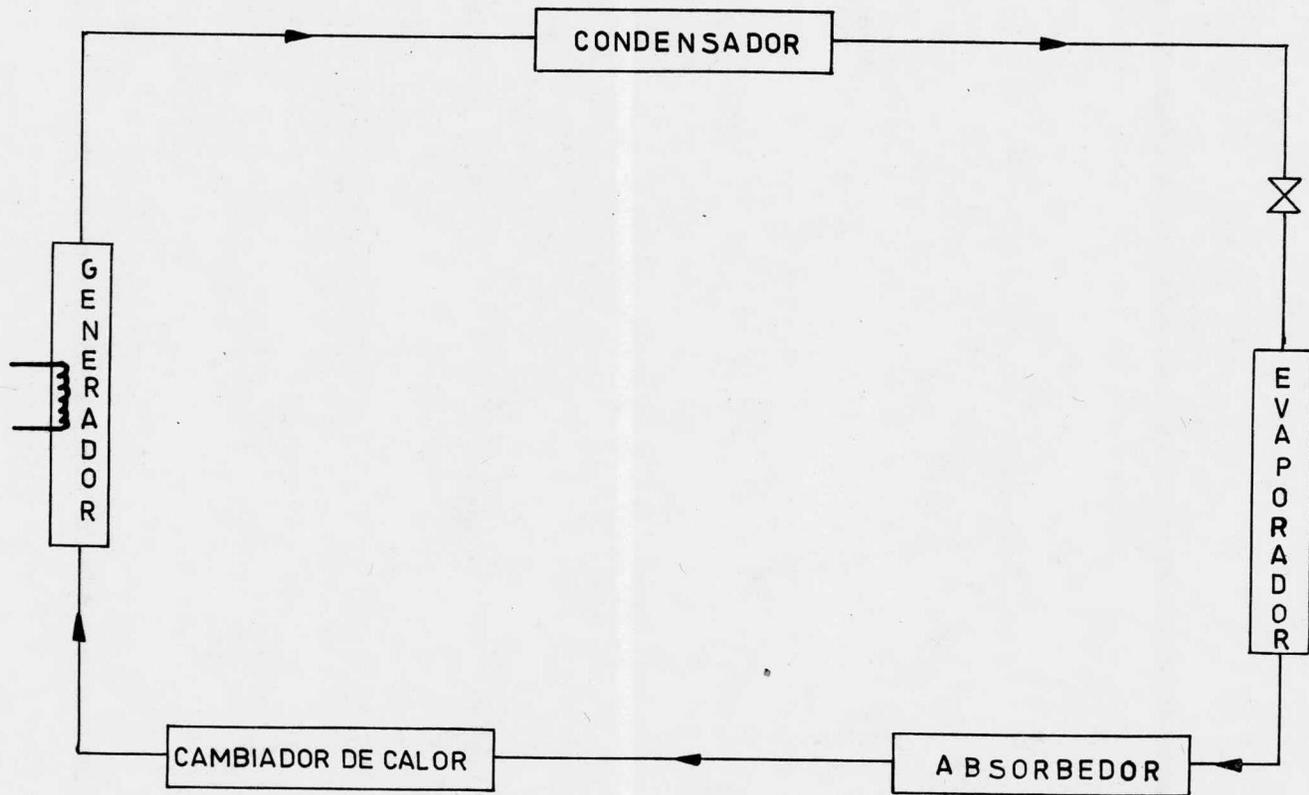


Fig. 7 Diagrama de un sistema de refrigeración por absorción.

altas temperaturas.

Este método tiene la ventaja de minimizar ó eliminar las partes de movimiento mecánico.

### 3.2 Sistemas de absorción.-

Este proceso es el seleccionado para la operación de nuestro sistema de refrigeración. En este proceso la energía necesaria para el transporte de calor, se suministra en forma de energía calorífica. El efecto térmico de refrigeración es la evaporación de un líquido.

La diferencia esencial con el sistema por compresión, está en el procedimiento seguido para comprimir el vapor, poniéndolo en condiciones de que pueda condensar a temperatura superior a la temperatura de ebullición en el refrigerador; la compresión directa a expensas de trabajo mecánico se substituye por un proceso mixto de absorción-destilación que solo consume energía calorífica.

En los sistemas de absorción continua, el refrigerante a una presión ( $P_1$ ), es disuelto en el absorbedor, donde la presión combinada del solvente y el refrigerante, debe ser menor a  $P_1$ .

El refrigerante es recuperado mediante la aplicación de calor al generador, posteriormente se analiza y/o se rectifica; de ahí se licua en el condensador y pasando por una válvula de expansión, en el evaporador, se efectúa la absorción de calor, presentándose el efecto

de refrigeración, sobre una salmuera de bajo punto de congelación. Como el absorbedor se encuentra a menor presión que el generador, casi siempre es necesario conectar entre ellos una bomba que transfiera la solución del refrigerante, de tal forma que la solución pobre se pasa al absorbedor mediante un intercambiador. Ref. No. ( 7 )

Una considerable cantidad de calor se ve involucrada en la absorción de vapor del refrigerante, de tal forma que debe de proveer se de agua de enfriamiento para mantener baja la temperatura y la presión.

### 3.3 Refrigerantes. -

En la selección de un sistema refrigerante, los principios termodinámicos que se manejan son los que definen la posibilidad del uso, sin embargo entran en consideración otros factores como son el costo, la toxicidad, la corrosividad, etc.

Existe un factor muy importante, y es la dependencia de la tensión de vapor con la temperatura: dicha tensión no debe ser muy baja en el evaporador, ni muy alta a la temperatura del condensador, para evitar los inconvenientes de operar en alto vacío ó a presión elevada respectivamente.

En realidad el número de refrigerantes queda reducido a unos pocos, que son entre los compuestos usuales, amoniaco, dióxido de azufre, cloruro de metilo y propano.

Por sus condiciones se ha extendido el empleo de compuestos alifáticos clorofluorados, principalmente el diclorodifluor-metano, comercialmente conocido como freón.

A pesar de todo, se tienen resultados claros como para establecer algunas conclusiones generales, por ejemplo: el escaso rendimiento del dióxido de carbono, que se explica por la proximidad de su punto crítico a la temperatura de condensación, hace que sea inadecuado su empleo en la refrigeración.

El uso del amoniaco como refrigerante es conveniente, debido fundamentalmente a su rendimiento.

El propano es análogo al amoniaco, pero tiene la desventaja de formar mezclas explosivas con el aire. Para la selección de un sistema binario utilizable en la refrigeración por absorción, es importante que sea altamente soluble, de fácil separación mediante cambios de presiones y un rango de operación de presiones entre los niveles de temperaturas en que se trabajen.

Para un sistema binario dado, el rango de presión deseada puede ser asegurado mediante la operación entre dos niveles de concentración.

El sistema que presenta mayores ventajas es el de amoniaco agua. Sin embargo hay aplicaciones en las cuales, por su olor, el amoniaco no puede ser utilizado y por lo tanto se ha iniciado una -

búsqueda para encontrar otra combinación de refrigerantes y solventes que puedan ser tan eficientes como el sistema amoníaco-agua.

El requisito primordial es que el refrigerante sea altamente soluble para minimizar el uso de la fuente de calor. Actualmente ya hay sistemas de bromuro de litio-agua, utilizado en aplicaciones de - aire acondicionado, sin embargo, esta mezcla tiene la desventaja de no poder operar a temperaturas inferiores a los cero grados centígrados, motivo por el cual se desecha su uso en sistemas de refrigeración.

## C A P I T U L O 4

### CALCULO DEL SISTEMA SOLAR DE REFRIGERACION.

#### 4.1 Equipo de refrigeración.-

Tomando como base las propiedades termodinámicas y termofísicas de la mezcla seleccionada (amoníaco-agua), se ha efectuado un balance energético en los principales componentes del sistema, trabajo que ha sido desarrollado Ref. (1) y que se ilustra mediante el diagrama de bloques de la figura No. 8.

a) Condiciones de diseño. - Se toman como base para el diseño:

- (i) Temperatura máxima de generación:  $85^{\circ}\text{C}$
- (ii) Temperatura máxima de agua de enfriamiento:  $22^{\circ}\text{C}$
- (iii) Temperatura de evaporación constante:  $-10^{\circ}\text{C}$

En base a esto y dando gradientes de temperatura para la transferencia de calor, se obtiene:

- (i) Temperatura de condensación:  $25^{\circ}\text{C}$
- (ii) Presión de condensación: 11 atmósferas
- (iii) Presión de evaporación: 3 atmósferas
- (iv) Temperatura a la salida del absorbedor:  $25^{\circ}\text{C}$

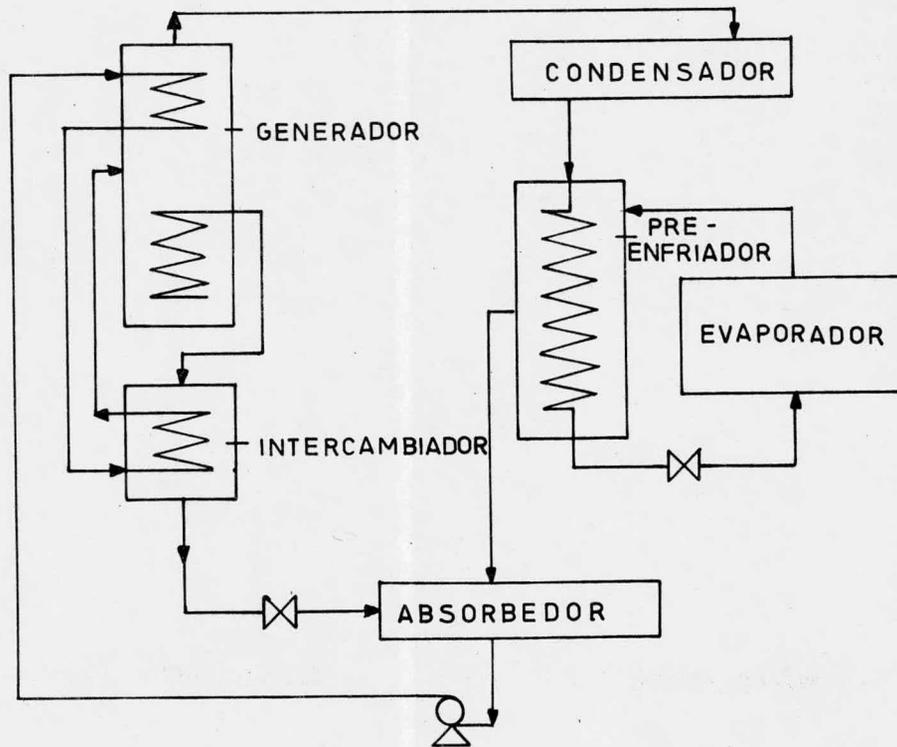


Fig. 8. Diagrama de bloques del sistema de refrigeración por absorción que se utiliza para el diseño del prototipo de Refrigerador Solar.

- (v) Condensación de solución fuerte: 0.48 Kg. de amoníaco por Kg. de solución.
- (vi) Factor circulante: 7.48 Kg. de solución fuerte por Kg. de amoníaco condensado.

Tomando como base la producción de 100 Kg. diarios de hielo, se considera que la temperatura inicial del agua es de 30 °C y la final del hielo de -5 °C.

Por lo tanto, es necesario remover del evaporador:

$$Q_e = h_{H_2O} - h_{Hielo} = 54.04 \text{ BTU/lb} - (-147.88 \text{ BTU/lb}) \text{ Ref. ( 8 )}$$

que pasando a unidades del sistema métrico decimal equivalen a:

$$Q_e = 112.2 \text{ Kcal/Kg.}$$

y para 100 Kg. de hielo

$$Q_e = 11,220 \text{ Kcal.}$$

(b) Tipo de operación. - La operación del evaporador podría ser de dos formas: la primera que operara en forma continua durante las 24 horas del día y la segunda que solamente operara durante el tiempo de insolación, que equivale a un promedio de 6 horas diaras.

Considerando que operar fuera del período de insolación re quiere almacenamiento de refrigerante (soluciones débil y fuerte), se seleccionó la segunda opción y realizar el almacenamiento en la salmuera de cloruro de sodio, en la cual se formará el hielo.

De esta forma el calor del evaporador que se necesita remover para producir 100 Kg. diarios de hielo será:

$$Q_e = \frac{11,220 \text{ Kcal}}{6 \text{ horas}} = 1870 \text{ Kcal/h}$$

y la potencia frigorífica será de 1.6 kilowatts.

La circulación de amoníaco requerida está dada por:

$$m = \frac{Q_e}{\lambda_{\text{vap}} (-10^\circ\text{C})} = \frac{1,870 \text{ Kcal/h}}{310 \text{ Kcal/Kg}} = 6.03 \text{ Kg/h}$$

y operando con un 75% de eficiencia Ref. ( 9 ) tenemos que:

$$m = 8 \text{ Kg. de amoníaco por hora.}$$

De aquí, el flujo de solución fuerte por hora será:

$$8 \frac{\text{KgNH}_3}{\text{h}} \times \frac{7.5 \text{ Kg. sol. fuerte}}{\text{KgNH}_3} = 60 \text{ Kg. sol. fuerte/h}$$

y el de solución débil:

$$60 - 8 = 52 \text{ Kg. sol. débil/h}$$

(c) Balance de Energía. - Basándose en el diagrama de entalpía-concentración de Merckel/Bosnakovic Ref. ( 10 ) se obtiene la siguiente tabla:

Corrida	T ( °C )	X <sub>NH<sub>3</sub></sub> (peso)	P (atm)	H (Kcal/Kg)
1	85	0.963	11	435
2	60	0.999	11	420
3	25	0.999	11	112

4	10	0.999	3	100
5	-10	0.999	3	100
6	0	0.999	3	387
7	20	0.999	3	399
8	25	0.470	3	5
9	25	0.480	11	5
10	60	0.480	11	53
11	85	0.400	11	68
12	35	0.400	3	10
13	35	0.400	3	10

La entalpía de la corrida 7 se calcula efectuando un balance de energía en el pre-enfriador:

$$H_7 = H_6 + H_3 - H_4 = 387 + 112 - 100 = 397 \text{ Kcal/Kg.}$$

La entalpía de la corrida 10, se calcula efectuando un balance de energía en el cambiador de calor:

$$m_9 h_9 + m_{11} h_{11} = m_{10} h_{10} + m_{12} h_{12}$$

y despejando se llega a :

$$h_{10} = \frac{m_{sd}}{m_{sf}} (h_9 + h_{11}) - h_{12} = \frac{50.6}{58.4} (68 + 5) - 10$$

$$h_{10} = 53.25 \text{ Kcal/h}$$

(d) Balance en el generador. -

$$Q_g = m_{10} h_{10} - m_1 h_1 - m_{11} h_{11} = (58.4)(53) - (7.8)(435)$$

$$Q_g = (58.4)(53) - (7.8)(435) - (50.6)(68)$$

$$Q_g = - 3,738.6 \text{ Kcal/h}$$

(e) Balance en el rectificador. -

$$Q_r = m_1 h_1 - m_2 h_2 = (7.8)(435-420)$$

$$Q_r = 117 \text{ Kcal/h}$$

(f) Balance en el condensador. -

$$Q_c = m_2 h_2 - m_3 h_3 = 7.8 (420-112)$$

$$Q_c = 2,402.4 \text{ Kcal/h}$$

(g) Balance en el evaporador. -

$$Q_e = m_5 h_5 - m_6 h_6 = (7.8-0.532) (100-387)$$

$$Q_e = - 2,085.92 \text{ Kcal/h}$$

(h) Balance en el absorbedor. -

$$Q_a = m_7 h_7 + m_{13} h_{13} - m_8 h_8$$

$$Q_a = (7.8)(399) + (50.6)(10) - (58.4)(5)$$

$$Q_a = 3,326.2 \text{ Kcal/h}$$

(i) Diseño del generador. -

Las correlaciones que se encontraron para la desorción de

un líquido refrigerante de un absorbente, son escasos y no se aplican a este caso, ya que el vapor producido y el líquido débil van a contracorriente.

Hay valores para el amoniaco-agua que van de 1,220 a -- 2,562 Kcal/m<sup>2</sup> h°C (250 a 525 BTU/ft<sup>2</sup>h °F), sin embargo se recomiendan coeficientes globales totales menores al valor de 500 Kcal/m<sup>2</sup>h°C. Ref. (11).

Tomando valor de 1,000 Kcal/m<sup>2</sup>h °C para el amoniaco-agua, y 500 Kcal/m<sup>2</sup>h °C para el lado de la coraza donde va el agua de calentamiento, obtendremos un coeficiente global de transferencia de calor siguiendo la ecuación 5.1 del Kern. Ref. (12)

$$1/U_D = 1/h_i + 1/h_o + R_d$$

$$1/U_D = 1/200 = 1/100 + 0.002 + 0.017$$

$$U_D = 58.82 \text{ BTU/ft}^2\text{h } ^\circ\text{F} = 287 \text{ Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$$

donde:

$U_D$  = coeficiente de transferencia de calor (diseño)

$h_i$  = coeficiente de transferencia de calor en las tuberías

$h_o$  = coeficiente de transferencia de calor en la coraza

$R_d$  = factor de incrustación

y de la ecuación 5.3 obtenemos el área:

$$A = \frac{Q_g}{U \text{ LMTD}} = \frac{3,738.6}{(287)(10)} = 1.30 \text{ m}^2 = 14.0 \text{ ft}^2$$

(j) Diseño del absorbedor. -

Para este caso el coeficiente global de transferencia de calor, se tomó en base a un artículo publicado por Ruhemann Ref. (13)

$$U_D = 488 \text{ Kcal/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} = 100 \text{ BUT/ft}^2\text{h }^\circ\text{F}$$

y por lo tanto, en base a nuestra ecuación para obtener área de transferencia, utilizando un valor de LMTD (media logarítmica de temperatura) de 14, tenemos:

$$A = 3326.2/(488)(14) = 0.489 \text{ m}^2 = 5.24 \text{ ft}^2$$

(k) Diseño del condensador. -

El coeficiente global para el condensador se estimó en base a los siguientes valores:

$$h_i = 200 \text{ BTU/ft}^2\text{h }^\circ\text{F} \quad \text{Ref. (14)}$$

$$h_o = 1,300 \text{ BTU/ft}^2\text{h }^\circ\text{F} \quad \text{Ref. (15)}$$

$$R_d = 0.003 \quad \text{Ref. (15)}$$

$$1/U_D = 1/200 + 1/1,300 + 0.003 = 0.00877$$

$$U_D = 114 \text{ BTU/ft}^2\text{h }^\circ\text{F} = 556 \text{ Kcal/m}^2\text{h }^\circ\text{C}$$

y con  $LMTD = 15.96$  se obtiene:

$$A = 2,402.4 / (556)(15.96) = 0.27 \text{ m}^2 = 2.91 \text{ ft}^2$$

(l) Diseño del evaporador. -

Para obtener el coeficiente global del evaporador:

$$h_i = 279 \quad \text{Ref. (15)}$$

$$h_o = 100 \quad \text{Ref. (15)}$$

$$R_d = 0.001 \quad \text{Ref. (15)}$$

$$1/U_D = 0.0146$$

$$U_D = 68.49 \text{ BTU/ft}^2\text{h } ^\circ\text{F} = 334 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$LMTD = 5.63$$

$$A = 2,085.16 / (335)(5.63) = 1.11 \text{ m}^2 = 27.23 \text{ ft}^2$$

(m) Diseño del intercambiador. -

Para el diseño de este cambiador se utilizó el valor de 488  $\text{Kcal/m}^2\text{h } ^\circ\text{C}$ , mismo utilizado en el absorbedor, según experiencia - práctica recomendado por Ruhemann. Ref. (13)

$$Q = mC_p \Delta T$$

$$Q = 52 \text{ Kg/h} \times 1.03 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times 50 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q = 2,678 \text{ Kcal/h}$$

$$LMTD = 16.37$$

$$A = 2,678 / (488)(16.37) = 0.335 \text{ m}^2 = 3.60 \text{ ft}^2$$

## 4.2 Captador Solar. -

El diseño de un captador solar, está descrito por un balance de energía, que nos muestra como la distribución de la energía solar incidente se transforma en energía aprovechable y en pérdidas varias.

La ecuación de balance de energía para todo el captador - puede definirse como:

$$A_C = \left[ HR (ta)_{directa} + HR (ta)_{difusa} \right] = Q_U + Q_1 + Q_S$$

donde:

H = Porcentaje de incidencia de la radiación directa o difusa en la unidad de área de una superficie con cualquier orientación.

R = Factor de conversión, bien sea de radiación directa o difusa, a aquella en el plano del captador.

(ta) = Producto de la transmitancia y la absortancia, de sistemas cubiertos por radiación directa o difusa.

$A_C$  = Area del captador.

$Q_U$  = Porcentaje de calor útil que se transfiere al fluido de trabajo en el intercambiador solar.

$Q_1$  = Porcentaje de las pérdidas de energía del colector al medio ambiente por reradiación, convección y conducción a través del soporte del plato absorbedor. Las pérdidas por reflexión de las cubiertas están incluidas en el término (ta), ya definido anteriormente.

$Q_s$  = Porcentaje de la energía almacenada en el captador.

En base fundamentalmente a esta ecuación, podemos obtener el diseño de un captador. Sin embargo, existen parámetros y variables que se ven involucrados, los cuales han sido desarrollados según el modelo propuesto por Duffie, Ref. (16) y el cual alimentado a una computadora ha llegado a la definición de un captador, Ref. (2) el cual cumple con los requisitos del sistema solar de refrigeración.

Las características del equipo diseñado para nuestro sistema son las siguientes:

(a) Area total de 19 metros cuadrados.

(b) Espesor de la placa absorbadora de 0.5 mm

El material de esta placa absorbadora será de lámina de fierro negro y para efectos de construcción, probablemente se utilizaría en calibre No. 24 (0.607 mm de espesor) o el calibre No. 26 (0.4547 mm), que son los espesores que comunmente se encuentran en el mercado.

(c) Absortividad y emisividad de placa de 0.9

El diseño se ha efectuado para trabajar con pintura negra mate, de la cual se habló en el capítulo 2 inciso 4 y de lo que se mostró una gráfica de eficiencia contra temperatura.

- (d) El diámetro de tubos es de 9.52 mm (3/8" ) y el material es cobre.

La longitud de éstos es 2,000 mm y por ellos se manejará un gasto de 8 litros por minuto (2.11 gal/min).

Con estos datos y mediante la Fig. No. 9 observamos que el coeficiente de transferencia de calor es de -- aproximadamente  $1,464 \text{ Kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C}$

( $300 \text{ BTU/ft}^2\text{h}^\circ\text{F}$ ) para agua fluyendo en esta tubería.

El número de tubos es 80 y la distancia entre los mismos es de 120 mm.

- (e) La conductancia de la soldadura es de 148.82  $\text{Kcal/mh}^\circ\text{C}$  ( $100 \text{ BTU/fth}^\circ\text{F}$ ).

- (f) La transmitancia del vidrio es 0.86 (diferentes valores se pueden observar en la Fig. No. 10 donde se muestran los efectos de 1, 2, 3 y 4 cubiertas en la transmitancia y en tres tipos diferentes de vidrio ). En el captador diseñado se utilizarán 2 cubiertas de vidrio y espesor de 3 mm el inferior y 6 mm el exterior.

La distancia obtenida entre vidrios fué de 25 mm, así como la distancia obtenida para tener entre vidrio y placa absorbadora fué de 25 mm.

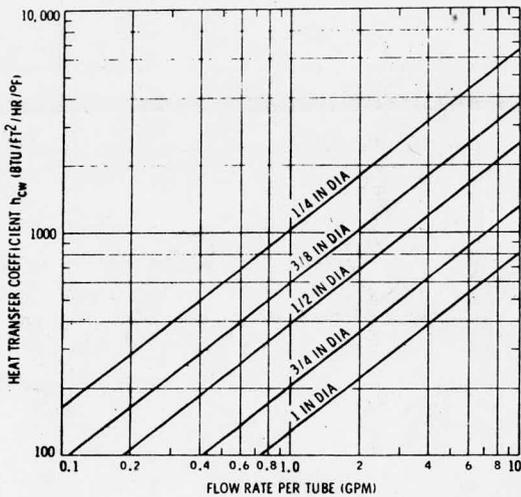


Fig. 9 Tabla de coeficiente de transferencia de calor -- del agua fluyendo por -- los tubos contra gasto.

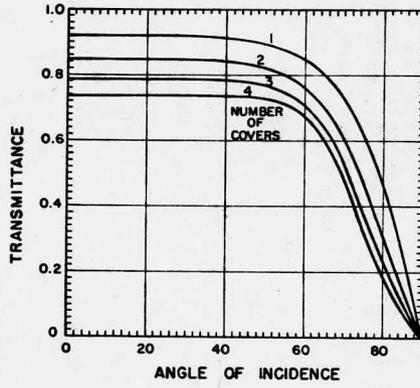


Fig. 10 Transmittancia del vidrio y efecto de las cubiertas.

- (g) El aislante a utilizar es fibra de vidrio con un espesor de 51 mm.

#### 4.3 Eficiencia global del sistema.

La eficiencia de nuestro equipo de refrigeración se define como  $Q_e/Q_g$  donde  $Q_e$  es la cantidad de calor que maneja el evaporador y  $Q_g$  es la cantidad de calor que maneja el generador. Utilizando valores obtenidos en el cálculo del equipo obtenemos una eficiencia de 55.9%.

La eficiencia del captador solar, según se reporta en el trabajo del diseño del sistema de captación Ref. (2) puede considerarse - en promedio como de 32 %. (Esta se define como la cantidad de calor útil entre la cantidad de calor recibida  $Q_u/Q_i$ ).

De aquí que la eficiencia global del sistema de refrigeración solar para nuestro prototipo es de aproximadamente 18%.

## C A P I T U L O 5

### DISEÑO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

#### 5.1 Introducción al diseño del sistema.-

El sistema de refrigeración, consta de un generador, un condensador, una válvula de expansión, un evaporador, un absorbedor, una bomba y un cambiador de calor.

En este capítulo, se muestran las características mecánicas de cada uno de los elementos del sistema, así como el desarrollo para la obtención de las mismas.

Dado que el equipo que se requiere es muy pequeño, es necesario hacer notar que las especificaciones de éstos en muchas ocasiones fueron definidas por los requerimientos mínimos estipulados por los códigos de los E.U.A.

Así mismo es de suma importancia mencionar, que los materiales que se seleccionaron para fabricar este equipo, son de fácil adquisición y dentro de los lineamientos ó estándares comerciales.

A continuación y en base a los resultados enunciados en el capítulo 4 inciso 1 se desarrolla el diseño mecánico del sistema de refrigeración de nuestro prototipo, del cual primeramente se presenta

un diagrama de bloques donde se definen las corrientes de entrada y salida, en la figura No. 11.

## 5.2 Generador. -

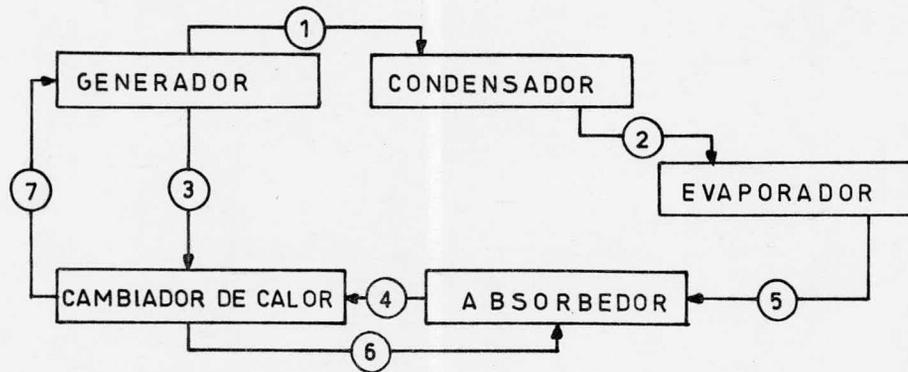
El generador consta de dos cuerpos, el primero (A) que es un intercambiador de película descendente y el segundo (B) donde se encuentran las zonas de alimentación, análisis /rectificación y distribución.

### Cuerpo (A)

Este intercambiador de película descendente, tiene las siguientes condiciones de operación:

Presión de trabajo:	12 atmósferas absolutas
Alimentación:	60 Kg/h de solución AA <sub>f</sub> C, a una temperatura estimada de 60 °C (coraza)
Salida por los tubos:	52 Kg/h de solución AA <sub>d</sub> C a temperatura estimada de 85 °C
Salida por el domo:	8 Kg/h de A <sub>g</sub> C a una temperatura estimada de 50 °C
Entrada fluido caliente:	400 Kg/h de agua a temperatura de 90 °C ( Tubos )
Salida fluido caliente:	400 Kg/h de agua a temperatura de 80 °C

Se requiere un área de transferencia de calor aproximada de 1.5 m<sup>2</sup> , (16.24 ft<sup>2</sup>).



- ① AMONIACO PURO GASEOSO (CALIENTE) (AgC)
- ② AMONIACO PURO LIQUIDO (TIBIO) (AlT)
- ③ SOLUCION AMONIACO-AGUA DEBIL (CALIENTE) (AA<sub>d</sub>C)
- ④ SOLUCION AMONIACO-AGUA DEBIL (FRIA) (AA<sub>d</sub>F)
- ⑤ AMONIACO PURO GASEOSO (FRIO) (AgF)
- ⑥ SOLUCION AMONIACO-AGUA DEBIL (TIBIA) (AA<sub>f</sub>C)
- ⑦ SOLUCION AMONIACO-AGUA FUERTE (CALIENTE) (AA<sub>f</sub>C)

Fig. 11 Diagrama de bloques del sistema de refrigeración y corrientes de entrada y salida de nuestro prototipo de refrigerador-solar.

Para el generador como para todo el equipo, se utilizará material de acero al carbón, el cual no presenta problemas de corrosión Ref. ( 8 ).

Utilizando tubería de 16 BWG de 13 mm de diámetro (1/2") por 1,500 mm de longitud (5'), se obtiene un área de:

$0.1309 \text{ ft}^2/\text{ft} \times 5.0 \text{ ft}/\text{tubo} = 0.6545 \text{ ft}^2 / \text{tubo}$ . Ref. ( 17 ) de tal forma que para cumplir con los requerimientos se necesitan:

$$\frac{16.14 \text{ ft}^2}{0.6545 \text{ ft}^2 / \text{tubo}} = 24.66 = 25 \text{ tubos}$$

Estos 25 tubos se colocarán en un arreglo triangular de - 25.4 mm (1") (tema B.2.5), de tal forma que se requiere un diámetro de espejo de 152 mm (6"), según se muestra en la figura No. 12.

Así mismo y de acuerdo con el código, el espesor mínimo de la coraza será de cédula 40 (tema B.3.13) así como el de las tapas (tema B.3.2.).

El espesor de los baffles será de 3.17 mm (1/8"), según - (tema B.4.41).

El espaciamiento de los baffles será de 202 mm (8") (tema B.4.51).

El número de tensores es de 4 y tendrán 6.35 mm de diámetro (1/4") (tema B.4.71).

El espesor mínimo del espejo es de 19 mm (3/4") (tema B.7.121).

acot : mm

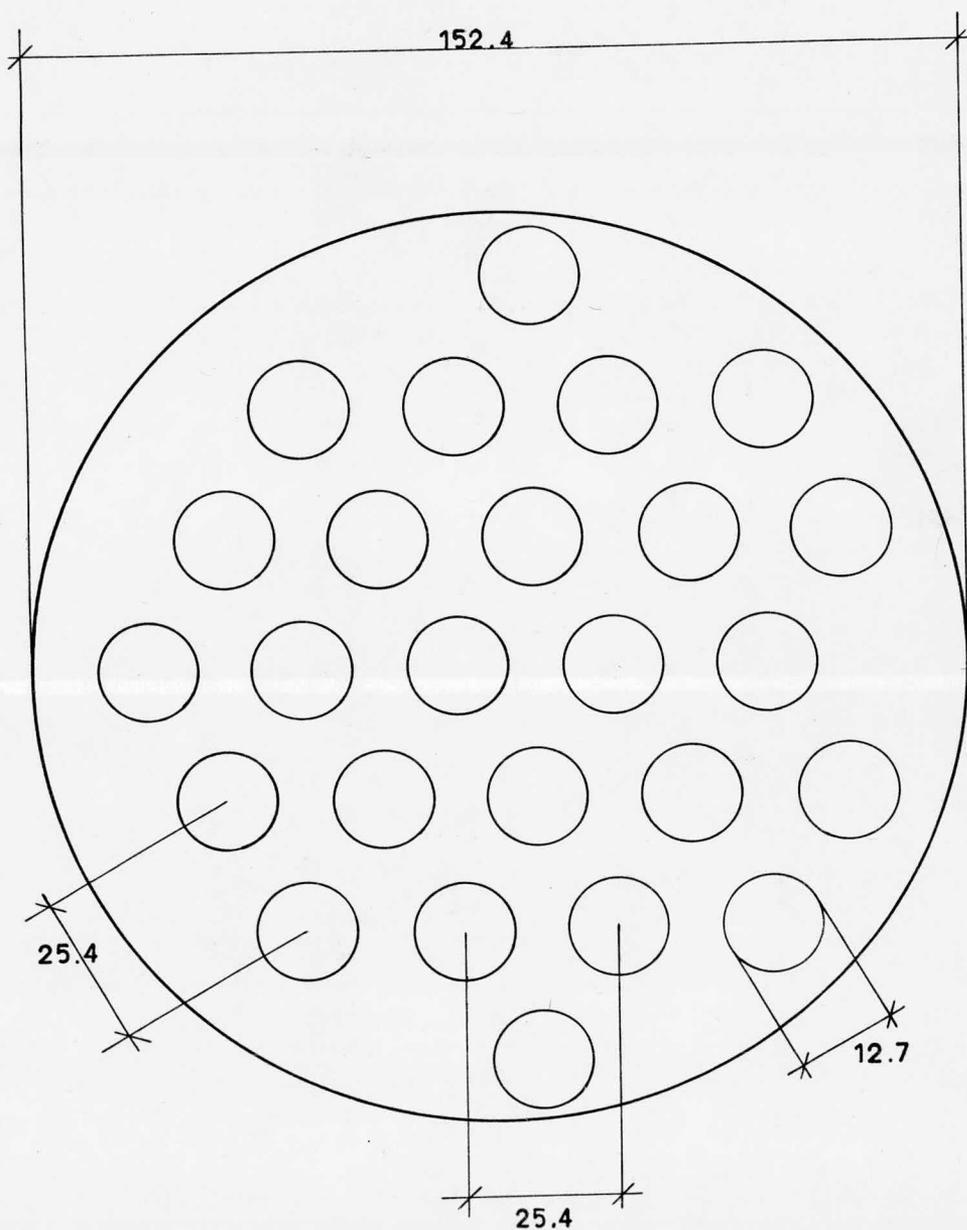


Fig. 12 Esquema de espejos del Generador.

El número de Reynolds en la coraza, por donde fluye el agua caliente:

$$Re = \frac{de \ Gs}{\mu}$$

donde de para arreglo triangular se define como:

$$de = \frac{4 \left[ 0.5 P_T (0.86) P_T - \frac{0.5 \pi do^2}{4} \right]}{0.5 \pi do} \quad (\text{Ec 7.5 Kern})$$

así como:

$$Gs: \quad W / a_s \quad (\text{Ec. 7.2 Kern})$$

de tal forma que substituyendo valores:

$$de = \frac{4 \left[ (6.5)(1)(0.86)(1) - \frac{(0.5) \pi (0.5)^2}{4} \right]}{(0.5) \pi (0.5)}$$

$$de = 1.69 \text{ ''} = 0.14 \text{ ft}$$

$$a_s = \frac{D I (C')(B)}{Pt (144)} \quad (\text{Ec. 7.1 Kern})$$

$$a_s = \frac{(6.065)(0.5)(8)}{(1) (144)} = 0.1685 \text{ ft}^2$$

$$Gs = \frac{(400)(2.2)}{0.1685} = 5,222 \frac{\text{lb}}{\text{h ft}^2}$$

de donde el número de Reynolds será:

$$Re = \frac{(0.14)(5222)}{(2.42)} = 302$$

El número de Reynolds que se obtiene para la coraza es to-

talmente de flujo laminar y esto está originado debido fundamentalmente a la masa velocidad tan pequeña que se maneja; sin embargo, ésta nos permitirá hacer un análisis profundo cuando el prototipo funcione y dará bases de diseño en base a experimentación previa que facilitarán posteriores diseños.

La caída de presión en la coraza se define:

$$\Delta P_s = \frac{G_s^2 f D_s (N+1)}{5.22 \cdot 10^{10} d_e^5} \quad (\text{Ec. 7.44 Kern})$$

$$y \quad f = 0.0035 \quad (\text{Fig. 29 Kern.})$$

$$D_s = 6.065/12 = 0.5054 \text{ ft}$$

$$(N+1) = 12 \frac{L}{B} = 12 \frac{(5)}{(8)} = 7 \quad (\text{Ec. 7.43 Kern})$$

y entonces obtenemos

$$\Delta P_s = \frac{(0.0035) (5222)^2 (0.5054)(7)}{(5.22 \cdot 10^{10}) (0.14) (1.0)}$$

$$\Delta P_s = 4.62 (10^{-5} \text{ lb/plg}^2)$$

$$\Delta P_s = \text{despreciable}$$

Cuerpo (B)

En este cuerpo se tienen las zonas de alimentación, de análisis / rectificación y la de distribución.

En la zona de alimentación, se requiere que ésta sea lo más uniformemente repartida en el área del equipo y para tal efecto se ha sugerido la adaptación de una "regadera", que hiciera las veces

de esprea de rocío.

Esto además ayuda a la zona de análisis / rectificación, - donde se tiene por objetivo el poner en contacto la corriente de gas puro, que sube, con la solución acuosa caliente, que baja.

Para aumentar la superficie de contacto que favorece al - enriquecimiento de gas, se piensa utilizar algún material de empaque, que pudieran ser anillos raschig, ó simplemente esferas del material adecuado ( vidrio por ejemplo ).

Posteriormente el líquido cae sobre el espejo y con el objeto de homogenizar la formación de la película que descenderá sobre la pared de los tubos, se insertarán unas "boquillas" las cuales al - cubrirse harán que el líquido vierta uniformemente en todos los tubos.

La figura No. 13 nos muestra las características de todo - el generador.

### 5.3 Condensador. -

El condensador tiene las siguientes condiciones de operación:

Presión de trabajo:	12 atmósferas absolutas
Alimentación fluido caliente:	8 Kg/h de $A_gC$ a una temperatura estimada de $50^{\circ}C$ . (por la coraza).
Alimentación fluido frío:	500 Kg/h de agua a temperatura estimada de $17^{\circ}C$ (por los tubos).

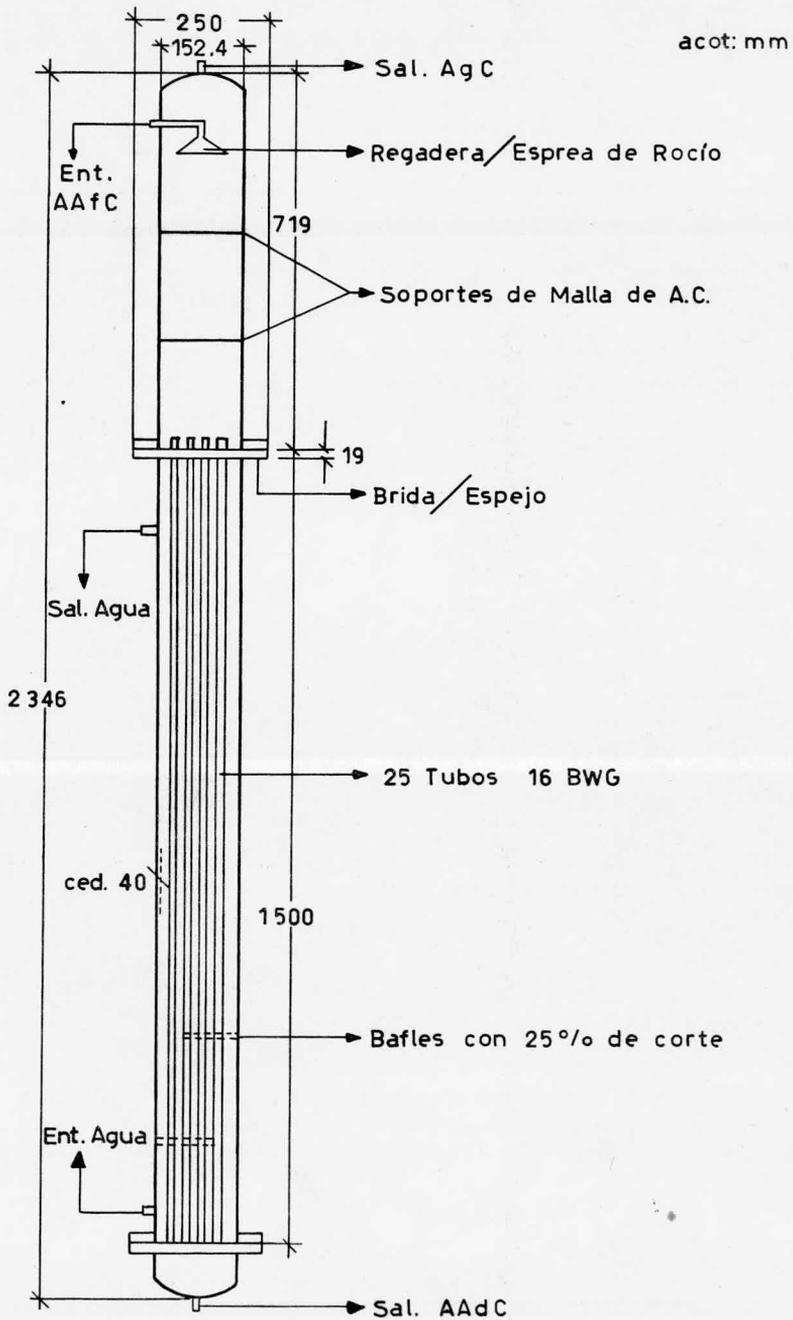


Fig. 13 Esquema del Generador.

Salida fluído caliente: 8 Kg/h de condensado (A<sub>1</sub>T), con temperatura estimada de 25 °C.

Salida fluído frío: 500 Kg/h de agua a temperatura estimada de 22 °C.

Para este condensador se requiere un área de transferencia de calor de 0.5m<sup>2</sup> (5.38 ft<sup>2</sup>).

El condensador será del tipo CEU (Tema N-1 ), o sea de tubos en forma de "U".

Los tubos se colocarán en un arreglo triangular de 19 mm (3/4"), de tal forma que se requiere un diámetro de espejo de 101 mm (4"), según se muestra en la figura No. 14.

Utilizando tubería de 13 mm de diámetro (1/2"), en cédula 40, requerimos de:

$$\frac{5.38 \text{ ft}^2}{0.22 \text{ ft}^2 / \text{ft}} \times 304.8 \frac{\text{mm}}{\text{ft}} = 7,450 \text{ mm}$$

Utilizando siete tubos de longitud de 500 mm, en un sentido, más el desarrollo por la curvatura, se obtiene:

$$(7)(500)(2) + \frac{(5.89)(\pi)}{(2)(3)} + \frac{(2.84)(\pi)}{(2)(4)} = 7,450 \text{ mm}$$

El espesor mínimo de la tapa es de 6.35 mm ( 1/4"), equivalente a cd. 40, según ( tema B.3.13 )

El espesor mínimo del plato separador de la cabeza (canal)

acot: mm

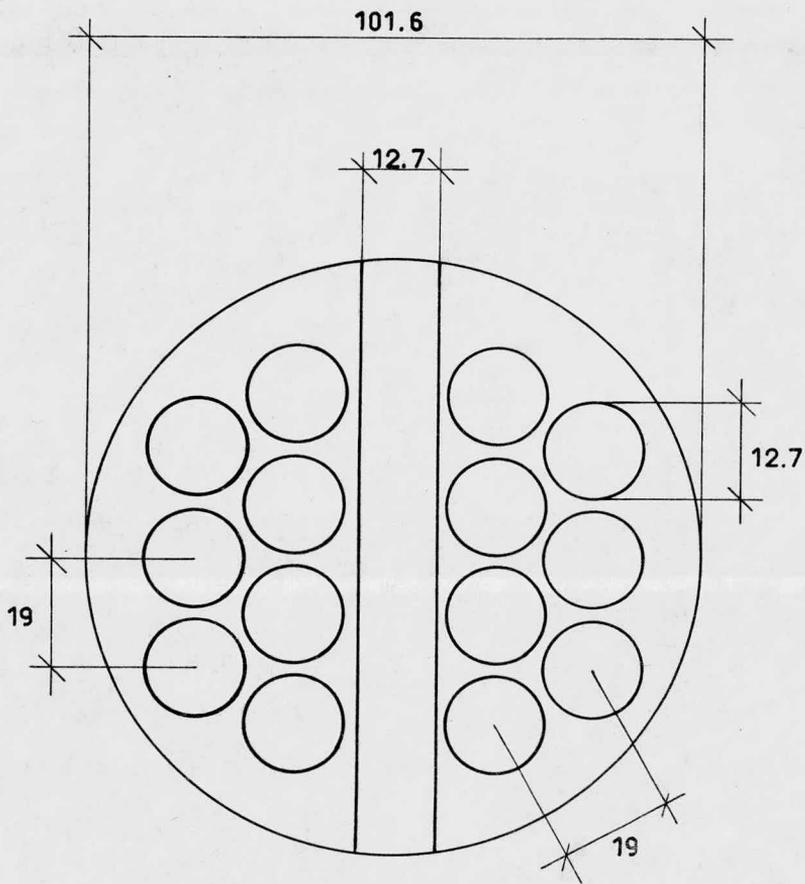


Fig. 14 Esquema de espejos --  
del Condensador.

es de 9.52 mm (3/8"), según (tema B. 8.13).

El espesor para placa de soporte de tubos será de 3.17 mm (1/8") (tema B.4.41). Llevará 4 tensores de 6.35 mm de diámetro - (1/4") (tema B.4.71). El espesor mínimo del espejo es de 19 mm -- (3/4") (tema B.7.121).

Un esquema del condensador se muestra en la Figura No.15

Para los tubos se maneja el siguiente número de Reynolds correspondiente al agua de enfriamiento:

$$Re = \frac{D \ G_t}{\mu}$$

$$D = 0.0518 \text{ ft}$$

$$G_t = W/a't$$

$$W = (500) (2.2) = 1,100 \text{ lb/h}$$

$$a't = \frac{N_t \times a't}{144} \quad (\text{Ec. 7.48 Kern})$$

$$a't = \frac{(7) (0.304)}{(144) (2)} = 0.00738 \text{ ft}^2$$

$$G_t = 1,100/0.00738$$

$$G_t = 149,051$$

y substituyendo obtenemos:

$$Re = \frac{(0.0518) (149,051)}{(2.42)}$$

acot: mm

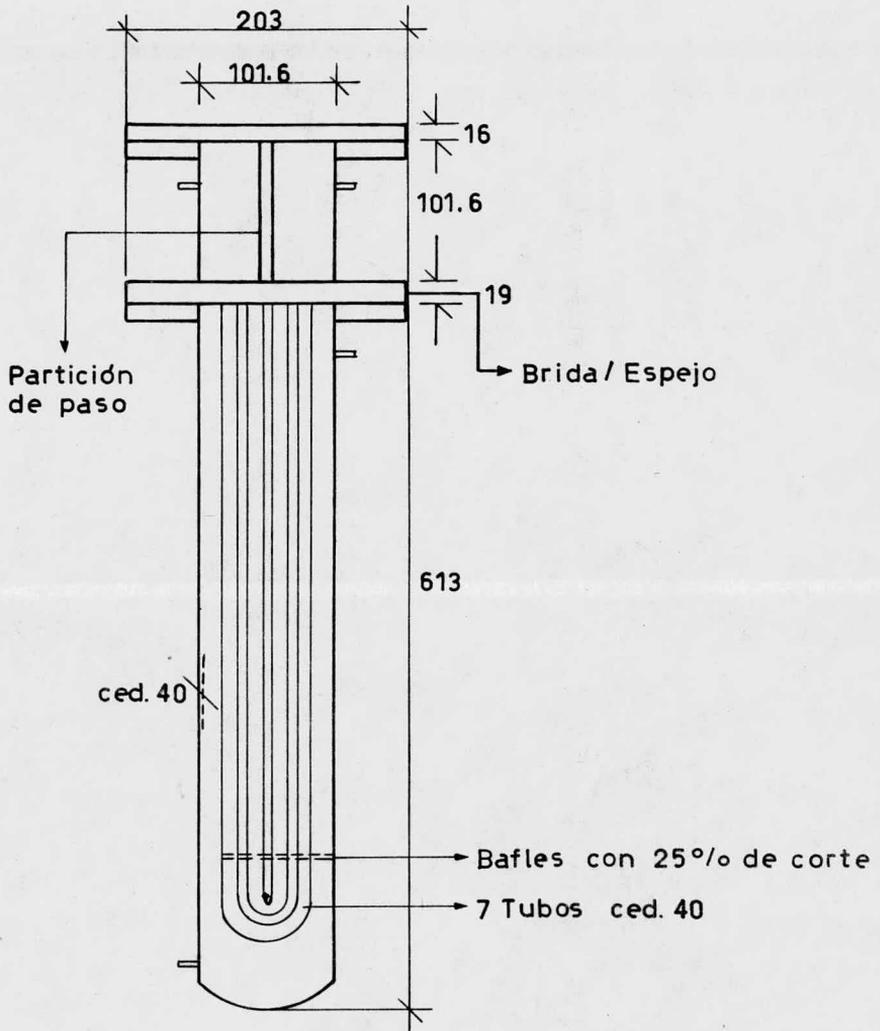


Fig. 15 Esquema del Condensador.

$$Re = 3,190$$

Igualmente nuestro Reynolds laminar es función directa de los flujos tan pequeños que maneja nuestro prototipo.

La caída de presión en los tubos:

$$\Delta P_t = \frac{f G t^2 L n}{5.22 (10^{10})} \quad (\text{Ec. 7.45 Kern})$$

$$f = 0.00039 \quad (\text{Fig. 26 Kern})$$

$$L = 1.64 \text{ ft}$$

$$n = 2$$

$$D_s = 0.0518$$

$$\Delta P_t = \frac{(0.00039 (149,051))^2 (1.64) (2)}{(5.22)(10^{10}) (0.0518) (1.0)}$$

$$\Delta P_t = 1.051 (10)^{-2} \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_r = \frac{4n}{S} \frac{v^2}{2 g'} \quad (\text{Fig. 27 Kern})$$

$$\Delta P_r = 0.0031 \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P = 1.051 (10)^{-2} + (0.31 (10)^{-2}) \quad (\text{Ec. 7.47 Kern})$$

$$\Delta P = 1.36 \cdot x (10)^{-2}$$

$$\Delta P = \text{Despreciable}$$

#### 5.4 Evaporador

Este equipo no es más que en realidad un recipiente que contiene una salmuera de bajo punto de congelación, de la cual el -

amoníaco adquirirá el calor necesario para su expansión.

El recipiente deberá de ser de lámina de acero y para que tenga la rigidez adecuada, se construirá en calibre No. 18 (1.22 mm de espesor).

Este recipiente lleva un aislamiento para evitar en lo posible las pérdidas al exterior, de tal forma que se sugiere por su bajo precio y fácil disponibilidad, colchoneta de fibra de vidrio de 51 mm de espesor ( 2' ).

Internamente al recipiente se le adecuará una estructura que permita soportar los recipientes, en los cuales se tendrá agua, - que al estar en el medio de la salmuera ( temperatura aproximada de 10 grados bajo cero ), pasará a estado sólido ( Hielo ).

El recipiente tiene dimensiones de 2 metros de largo, por un metro de ancho y un metro de altura.

A una distancia de aproximadamente 15 cm de las paredes, se encontrarán en forma de serpentín 30 metros de tubería de 13 mm de diámetro de cédula 40, y en los cuales se efectuará la expansión del amoníaco líquido, y pasará a ser amoníaco gas.

De esta forma, el serpentín funciona como enfriador y tiene un área de transferencia de  $1.20 \text{ m}^2$  (  $12.96 \text{ ft}^2$  ). En este equipo la presión de trabajo es de 3 atmósferas absolutas.

La figura No. 16 nos muestra esquemáticamente el equipo.

### 5.5 Absorbedor.

El equipo absorbedor es un recipiente enchaquetado, en el cual se efectúa una mezcla de la corriente de  $AA_gF$ , que proviene del generador ( pasando antes por el cambiador de calor ) y la corriente de  $A_gF$ .

En este recipiente, la alimentación de gas de amoníaco, el cual viene a una temperatura de aproximadamente cero grados centígrados, se efectúa por la parte inferior, haciéndose burbujear en la solución débil y fría de amoníaco-agua, la cual irá enriqueciendo, para posteriormente y después de un precalentamiento, completar el circuito, siendo la alimentación al generador.

En este equipo se requiere de agua de enfriamiento, como se mencionó en el capítulo 3.2, para lo cual es utilizada la chaqueta que tendrá 13 mm de recámara (  $1/2''$  ). El cuerpo del absorbedor será de acero al carbón de 4.76 mm de espesor (  $3/16''$  ) y tendrá un diámetro de 202 mm (  $8''$  ), en tanto que la chaqueta será en placa de acero al carbón de 3.17 mm (  $1/8''$  ) y 228 de diámetro (  $9''$  ).

Con el objeto de facilitar la absorción del vapor del refrigerante, se ha pensado en alimentar la solución débil por escurrimiento en las paredes, ( del tipo de columna de pared mojada ) y para lo cual se acondicionará en la parte superior del cuerpo una tubería con

acot: mm

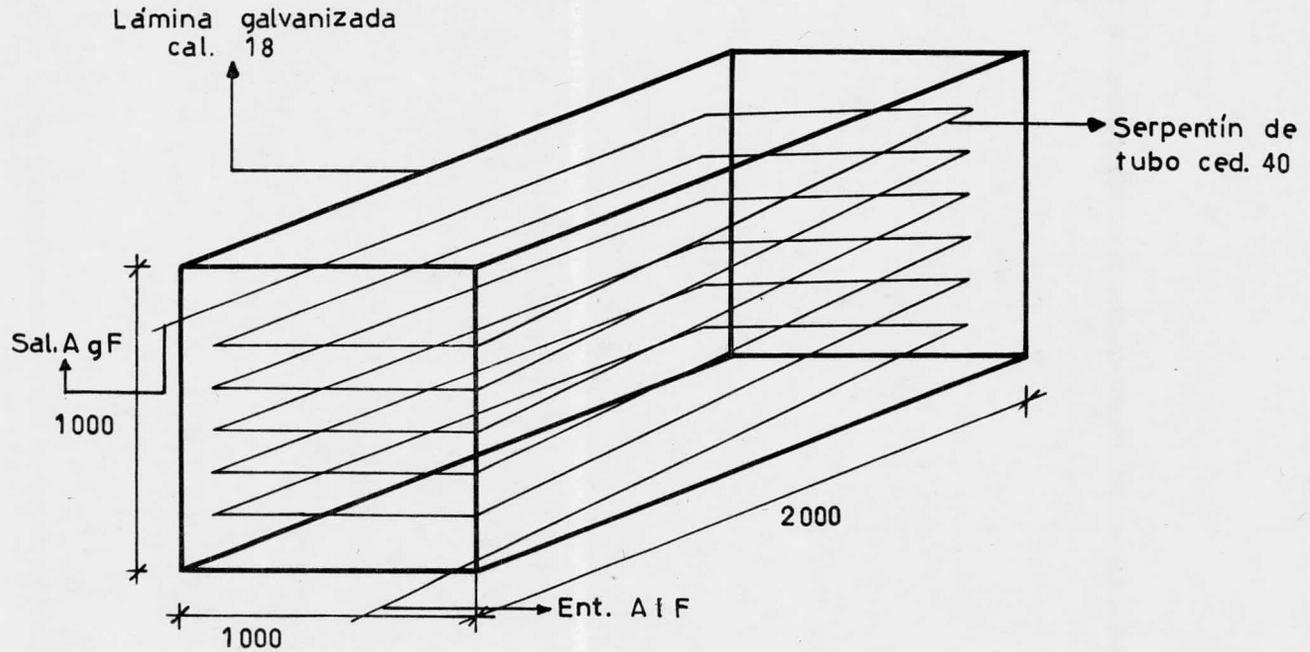


Fig. 16 Esquema del Evaporador

orificios que forzará que el líquido descienda por la pared. El cuerpo del absorbedor estará sujeto a una presión de tres atmósferas y tendrá una longitud de 1,600 mm. En la figura No. 17 se muestra el equipo.

### 5.6 Cambiador de Calor. -

Para este equipo, cambiador de calor, se obtuvieron las siguientes condiciones de operación:

Presión de trabajo:	12 atmósferas absolutas.
Alimentación fluido caliente:	52 Kg/h de AA <sub>d</sub> C a temperatura de ( por la coraza )
Alimentación fluido frío:	60 Kg/h de AA <sub>f</sub> F a temperatura de 25 °C ( por los tubos )
Salida de fluido caliente:	52 Kg/h de AA <sub>d</sub> T a temperatura de 35 °C
Salida de fluido frío:	60 Kg/h de AA <sub>f</sub> C a temperatura de de 60 °C

Para este equipo se encontró un requerimiento de área - igual a la del condensador (  $0.5 \text{ m}^2 = 5.38 \text{ ft}^2$  ) y dado que las condiciones de operación no son muy diferentes, se llegó a la decisión - de utilizar un cambiador de calor de iguales características mecánicas a las del condensador, con una sola modificación y es la cantidad de baffles internas en la coraza, los cuales irán espaciados 127 mm (5") según ( tema B. 4. 41 ). El número de Reynolds que se maneja en los

acot: mm

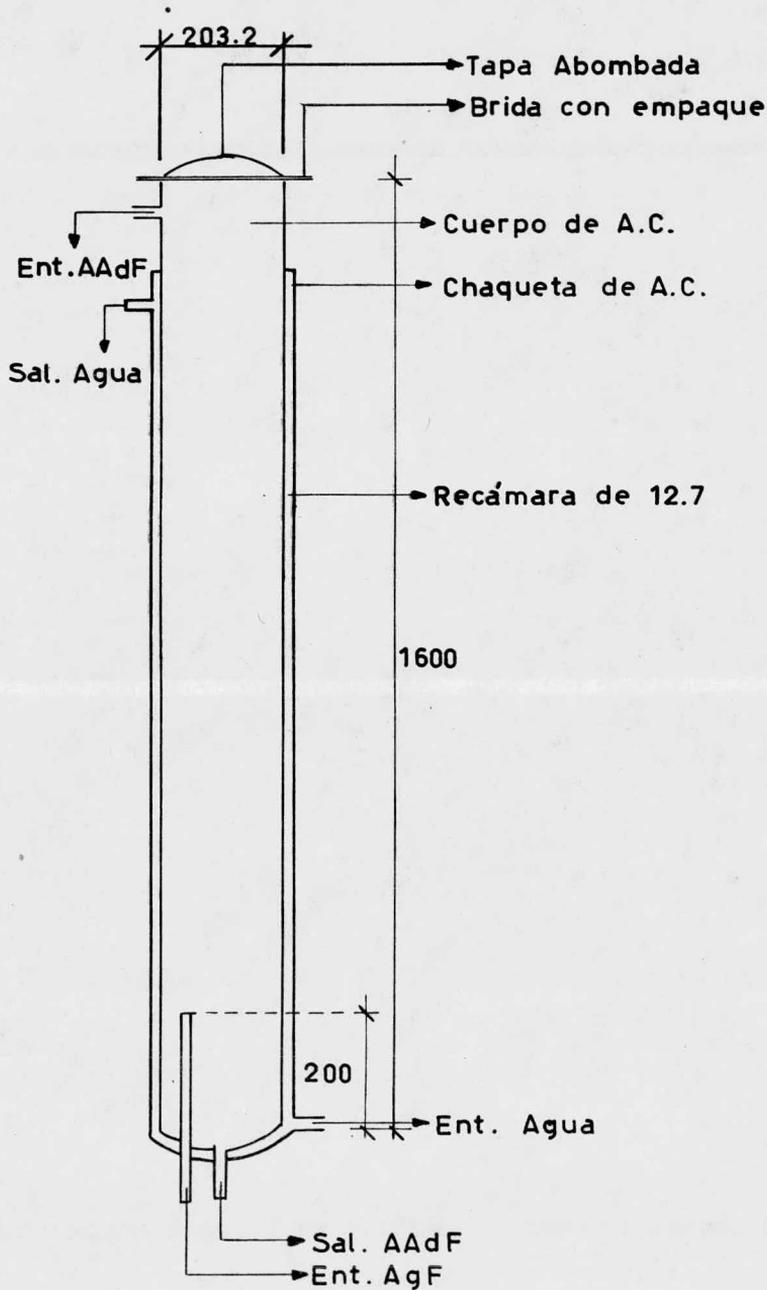
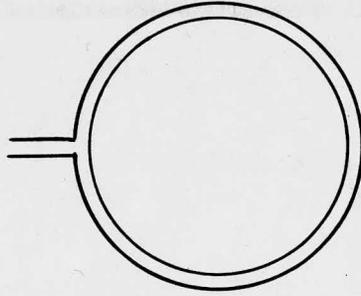


Fig. 17/A Esquema del Absorbedor



**Vista superior del tubo de alimentación (AA dF), el cual lleva perforaciones para funcionar como aspersor -- hacia la pared.**

**Fig. 17/B Corte del Absorbedor.**

tubos, por donde fluye AA<sub>f</sub>F ( fluido frío ) es de:

$$Re = \frac{D Gt}{\mu}$$

$$W = 60 \times 2.2 = 132 \text{ lb/h}$$

$$at = 0.00738 \text{ ft}$$

$$\mu = 0.11 \text{ cps}$$

$$Gt = \frac{132}{0.00738} = 17,886 \text{ lb/hft}^2$$

$$Re = \frac{(0.0518) (17,886)}{(0.11) (2.42)}$$

$$Re = 3,480$$

La caída de presión en los tubos:

$$\Delta P_t = \frac{f Gt^2 L n}{(5.22)(10^{10}) Ds}$$

$$f = 0.0004$$

(Fig. 26 Kern)

$$\Delta P_t = \frac{(0.0004)(17,886)^2 (1.64) (2)}{(5.22)(10^{10}) (0.00518) (1.0)}$$

$$\Delta P_t = 1.55 \times 10^{-3} \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_t = \text{Despreciable}$$

El número de Reynolds para la coraza, donde fluye el AA<sub>dc</sub>

$$Re = \frac{de \times Gs}{\mu}$$

$$\mu = 0.05 \text{ cps}$$

$$de = \frac{4 \left[ (0.5)(0.75)(0.86)(0.75) - \frac{(0.5)(\pi)(0.622)^2}{4} \right]}{(0.5)(\pi)(0.622)}$$

$$de = 0.368'' = 0.0307 \text{ ft}$$

$$a_s = \frac{D I (C') B}{144 \text{ Pt}} = \frac{(4.5)(0.25)(5)}{144 (0.75)} = 0.052 \text{ ft}^2$$

$$G_s = \frac{(52)(2.2)}{(0.052)} = 2,200 \frac{\text{lb}}{\text{hft}^2}$$

$$Re = \frac{(0.0307)(2200)}{(0.05)(2.42)}$$

$$Re = 558$$

La caída de presión en la coraza:

$$P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} de_s}$$

$$f = 0.0037 \quad (\text{Fig. 29 Kern})$$

$$D_s = 4.5/12 = 0.375 \text{ ft}$$

$$(N+1) = \frac{(12)(1.64)}{(5)} = 4$$

$$\Delta P_s = \frac{(0.0037)(2200)^2 (0.375)(4)}{(5.22)10^{10} (0.0307)(1.0)}$$

$$\Delta P_s = 1.67 \times 10^{-5} \text{ lb/plg}^2$$

$$\Delta P_s = \text{Despreciable}$$

## 5.7 Tuberías. -

La tubería que se utilizará para toda la interconexión de los - equipos es de 13 mm de diámetro (1/2" ) y en cédula 40.

Esto tiene por objeto, el estandarizar los materiales, así como el abaratamiento de los costos. Además, en base a los flujos que se manejan y la corta distancia que separa un equipo de otro, las pérdidas de fricción que se presentarán pueden considerarse como despreciables.

## 5.8 Montaje. -

El montaje del sistema de refrigeración se efectuará pensando en la utilización de la menor área posible y con una estructura - tal que permita el fácil acceso a cada uno de los equipos.

Tratando de encontrar estas características, se presenta el siguiente diagrama de localización del equipo que conforma el sistema de refrigeración, Fig. No. 18, y en las páginas subsecuentes se presentan fotografías de todos los equipos del sistema terminados.

**Fig. 18** Diagrama de localización  
de equipo.

**CLAVE**

- 1**    **Generador**
- 2**    **Condensador**
- 3**    **Evaporador**
- 4**    **Absorbedor**
- 5**    **Cambiador de Calor**

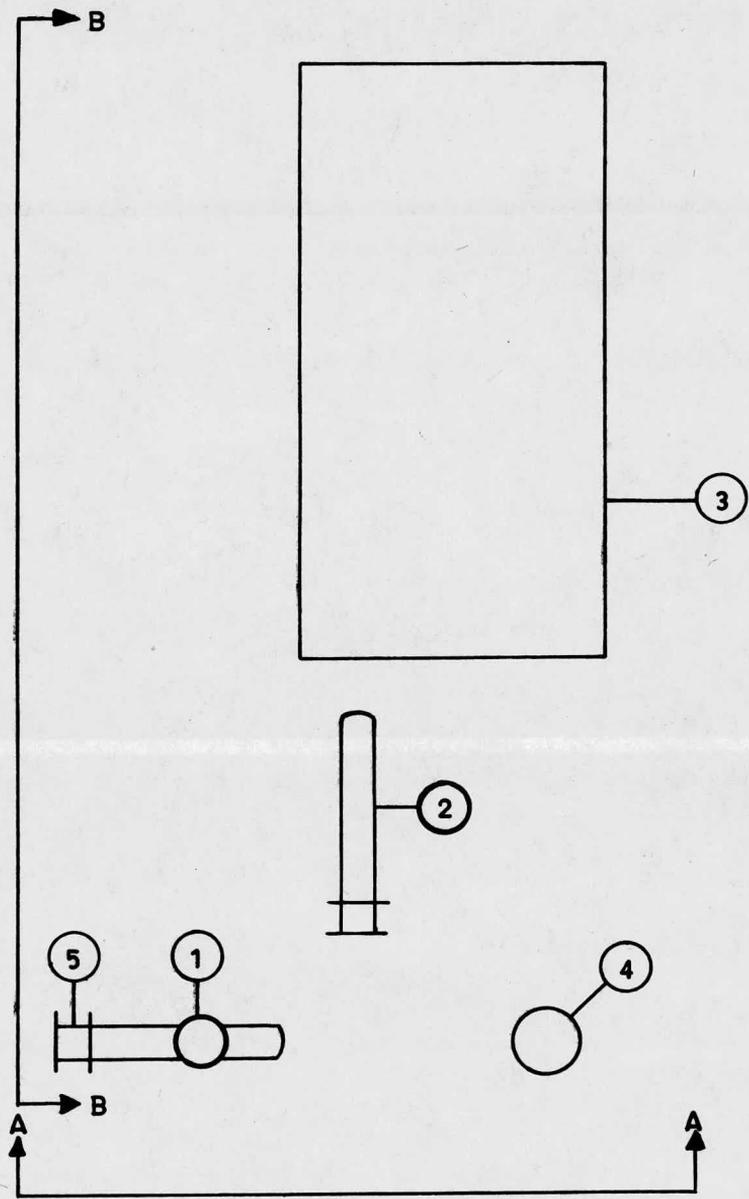


Fig. 18/A, VISTA DE PLANTA

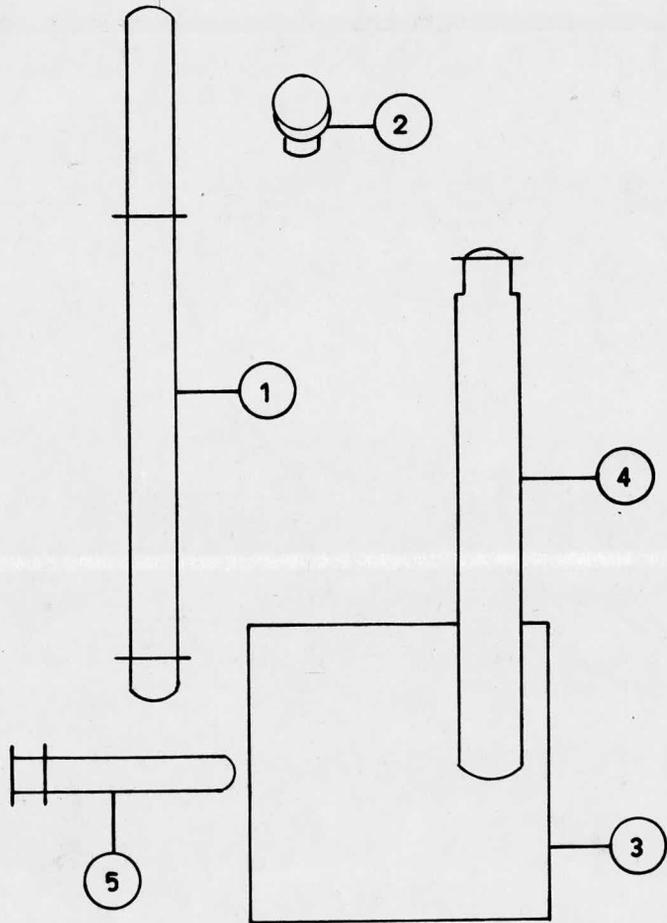


Fig. 18/ B CORTE " A-A "

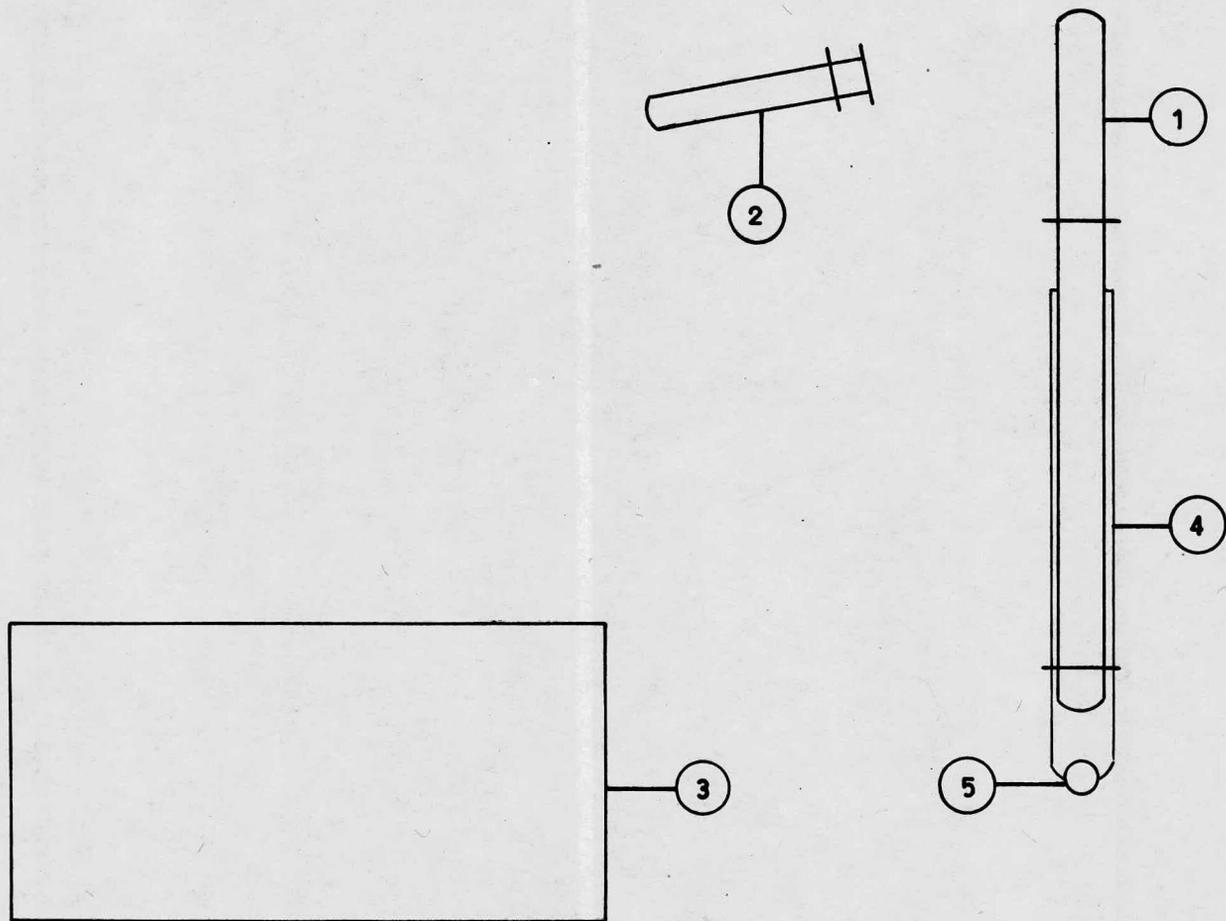
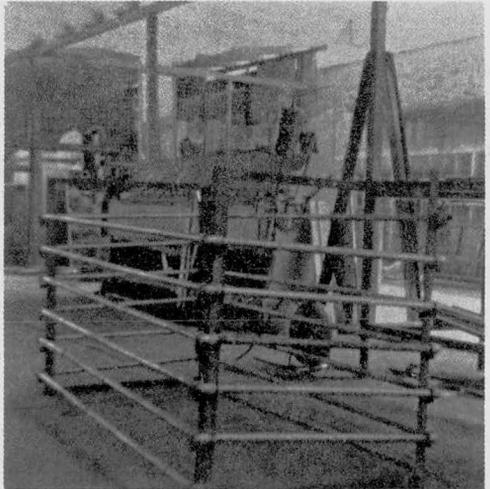
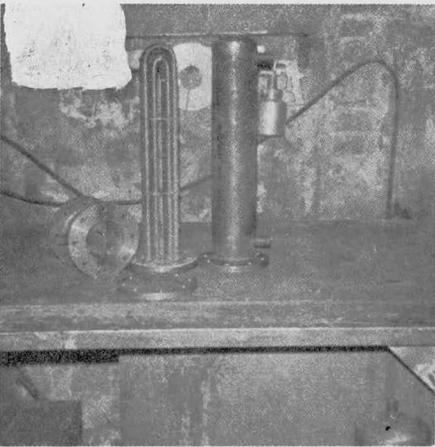
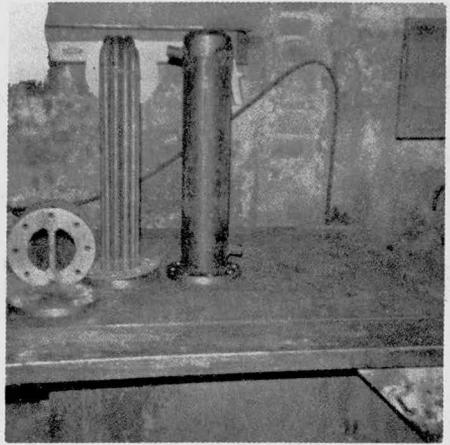
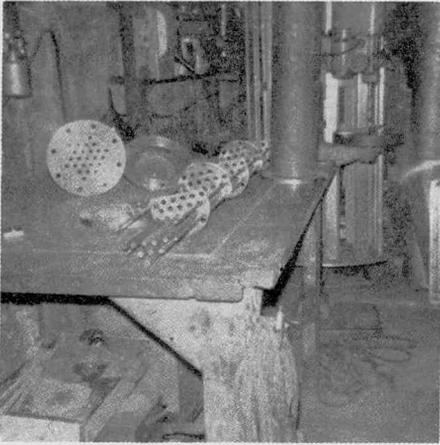
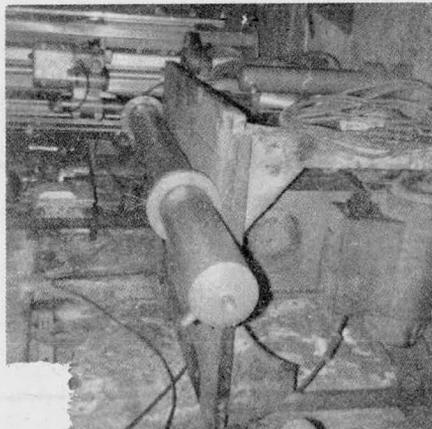
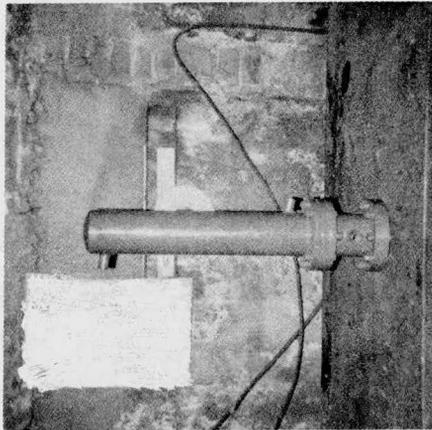
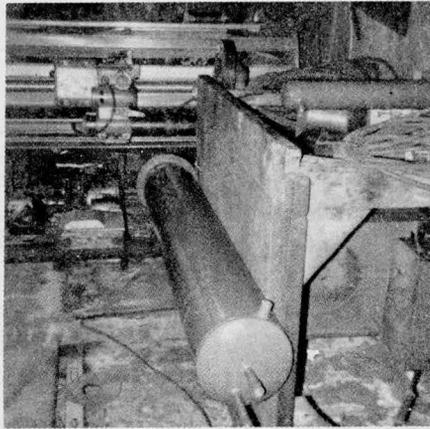


Fig. 18/C CORTE "B-B"





## C A P I T U L O 6

### DISEÑO DEL CAPTADOR SOLAR

#### 6.1 Placa absorbadora. -

La placa absorbadora de energía solar, según se manifestó en el capítulo 4 inciso 2 requiere de un área de captación de 19 metros cuadrados.

El material de esta placa será de lámina de acero y en un espesor aproximado de 0.0005 metros, motivo por el cual se selecciona el calibre No. 26 que tiene un espesor de 0.4547 mm.

El modelo de captador que se utilizará tiene las características descritas en la figura No. 19, modelo "modular" al que se llegó en base al adecuado uso de materiales (evitar al máximo posible los sobrantes) así como al hecho de obtener una eficiencia global adecuada en el captador. Esta eficiencia se obtuvo utilizando las fórmulas propuestas por de Winter Ref. (18) según se muestra a continuación.

#### Eficiencia del captador solar. -

La eficiencia del captador solar ( $F_3$ ) requiere del cálculo de

acot: mm

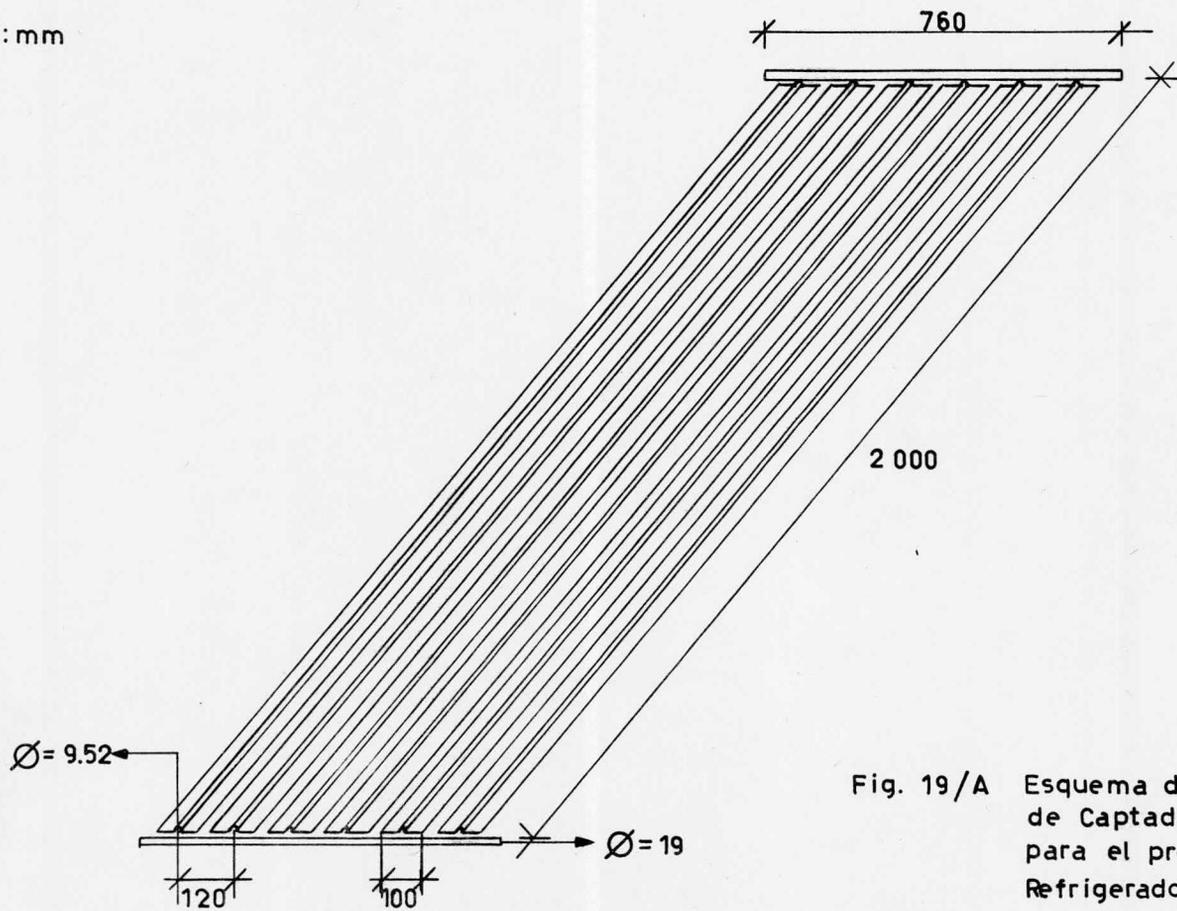


Fig. 19/A Esquema del modelo de Captador diseñado para el prototipo de Refrigerador Solar.

acot: mm

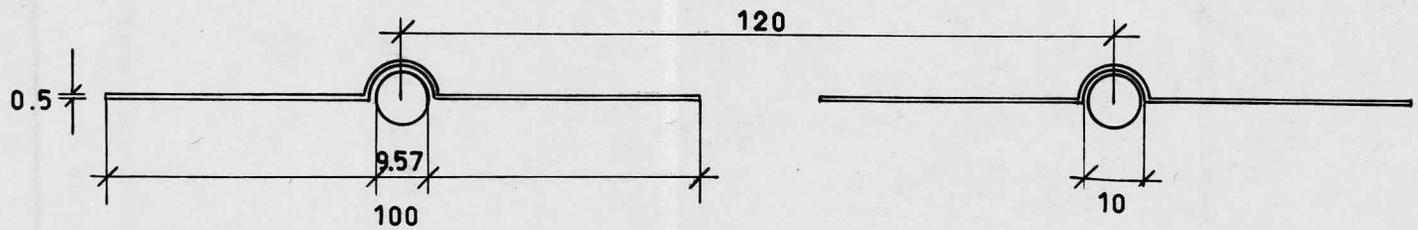


Fig. 19 / B Corte del Captador  
diseñado.

la eficiencia de la aleta ( $F_1$ ) y de la eficiencia de la sección ( $F_2$ ).

Cálculo de  $F_1$

$$F_1 = \frac{\tan h (mL)}{mL}$$

$$\text{donde } m = \left[ \frac{U_L}{k t} \right]^{0.5}$$

En éstas ecuaciones los parámetros involucrados son:

$F_1$  que es la eficiencia de la aleta y es un número adimensional.

$U_L$  que es el coeficiente de transferencia de calor para pérdidas en el panel. Sus unidades son  $\text{BTU}/\text{ft}^2 \text{ h } ^\circ\text{F}$ . Para captador con cubierta su valor es uno.

$k$  que es la conductividad térmica de la aleta. En nuestro caso, para hierro el valor es de  $26 \text{ BTU}/\text{ft h } ^\circ\text{F}$ .

$t$  es el espesor de la aleta en ft, (cuyo valor es igual a --  $0.00149 \text{ ft}$ )

$L$  es la longitud de la aleta (mitad del espaciamiento total entre los tubos) en ft y tiene valor de  $0.197 \text{ ft}$ .

$\tan h$  tangente hiperbólica.

$$m = \left[ \frac{1}{(26)(0.00149)} \right]^{0.5} = 5.080$$

$$F_1 = \frac{\tan h (5.08)(0.197)}{(5.08)(0.197)}$$

$$F_1 = 0.761$$

Ahora bien, el valor para  $F_2$  se obtiene de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$F_2 = \frac{1}{\frac{W U_L}{\pi d_i h_{cw}} + \frac{d_o}{W} + \frac{1}{\frac{W U_L}{C_s} + \left[ 1 - \frac{d_o}{W} \right] F_1}}$$

donde los nuevos parámetros son:

$F_2$  es la eficiencia de la sección, número adimensional

$W$  es la anchura del área del captador correspondiente a un tubo. Equivale a la distancia entre los centros de dos tubos y tiene un valor en ft de 0.394 .

$\pi$  Es valor de 3.1415...

$d_i$  valor del diámetro interno del tubo (0.0375 ft)

$h_{cw}$  coeficiente de transferencia de calor del agua fluyendo dentro de los tubos, cuyo valor es de 300 BTU/ft<sup>2</sup>h °F según se vió en capítulo 4 inciso 1 letra d

$d_o$  diámetro externo de los tubos (0.042 ft)

$C_s$  es la conductancia de la soldadura por pie lineal cuyo valor es (100 BTU/ft h °F)

entonces, substituyendo los valores :

$$F_2 = \frac{\frac{(0.394)(1)}{\pi (0.0375) 300} + \frac{1}{1}}{\frac{0.042}{0.394} + \frac{1}{\frac{(0.394)(1)}{100} + \frac{1}{\left[1 - \frac{0.042}{0.394}\right] (0.761)}}}$$

$$F_2 = 0.778$$

por último, para obtener  $F_3$  eficiencia total:

$$F_3 = F_2 \left[ \frac{G C_p}{F_2 U_L} \right] \left[ 1 - e^{-\frac{F_2 U_L}{G C_p}} \right]$$

donde los nuevos parámetros son:

$F_3$  que es la eficiencia total del captador, adimensional.

$C_p$  calor específico del agua ( 1 BTU/lb °F )

$G$  que es el flujo de agua por unidad de área de panel, en lb/ft<sup>2</sup>h, con valor de 81.853

$e$  base de los logaritmos naturales y cuyo valor es 2.71828...

substituyendo estos valores obtenemos que la eficiencia global es de

$$F_3 = 0.778 \left[ \frac{(81.853)(1)}{(0.778)(1)} \right] \left[ 1 - e^{-\frac{(0.778)(1)}{(81.853)(1)}} \right]$$

$$F_3 = 0.774$$

Ahora bien, la placa laminada que se adquiere es de 1,200 mm (4") por 2,440 mm (8"), de la cual salen 10 "aletas" de 120 x 2,000 mm, que al troquelarse en una prensa (sistema utilizado por una compañía establecida), nos dan un ancho de 100 mm aproximadamente y nos permite respetar la distancia entre tubos que es de 120 mm.

El área por aleta es de  $0.24 \text{ m}^2$ , de donde vemos que se requieren 79.2 aletas (80) para obtener el área y por lo tanto necesitamos de 8 láminas.

Para cubrir con pintura de esmalte negra mate ( $a=0.9$  y  $e = 0.9$ ) es suficiente con un galón, el cual tiene un poder cubriente de entre 25 y 30 metros cuadrados. La conductividad de la placa es de  $38.7 \text{ Kcal/mh } ^\circ\text{C}$ .

## 6.2 Tubería. -

La tubería que se utilizará será de cobre, tipo M, en diámetro de 9.525 mm (3/8"). La conductividad de esta tubería es de aproximadamente  $327.4 \text{ Kcal/m h } ^\circ\text{C}$ .

Los tramos se surten de fábrica en longitud de 6,100 mm de tal forma que cada tubo nos da tres tramos de aproximadamente 2,000 mm, y por lo tanto requerimos de 27 tubos de cobre con las características arriba mencionadas.

La velocidad del fluido por esta tubería es de:

$$v = \frac{1.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}/\text{tubo}}{7.08822 \times 10^{-5} \text{ m}^2} = 22.57 \text{ metros /minuto.}$$

Para definir el diámetro del cabezal, utilizamos esta velocidad y obtenemos:

$$D = \left[ \frac{4 G/v}{\pi} \right]^{0.5} = \left[ \frac{(4)(0.008 \text{ m}^3/\text{min}) / (22.57 \text{ m/min})}{3.1416} \right]^{0.5}$$

$$D = 0.021 \text{ metros que equivalen a } 3/4'' \text{ ( 19 mm )}$$

De igual forma el tubo se surte en tramos de 6,100 mm, así que el tubo se corta a 610 mm y obtenemos 10 tramos suficientes para 5 módulos. Entonces la cantidad que se requiere para los 16 módulos es de 3.2 tramos, de tubería de cobre tipo M, de 19 mm de diámetro (3/4").

Para aprovechar los 4 tramos de tubo totalmente, los cortes se pueden hacer a 760 mm, quedando el resto para la interconexión.

### 6.3 Soldadura.-

La soldadura que se requiere en el diseño del captador es una que tenga conductancia aceptable, lo cual se obtiene con la soldadura 50% de estaño 50% de plomo, cuyo valor es de aproximadamente 148 Kcal/m h °C. Esta soldadura es la utilizada para la unión de la aleta de acero con el tubo de cobre de 9.5 mm de diámetro. La soldadura que une al cabezal de 19 mm con el tubo de 9.5 mm, -

puede ser autógena de bronce, (sistema utilizado por la compañía a la que anteriormente se citó) y la cual tiene la enorme ventaja de - que disminuye grandemente el porcentaje de equipos con fugas.

#### 6.4 Cubierta. -

La cubierta de los equipos puede ser de varios materiales, entre los cuales el más común suele ser el vidrio.

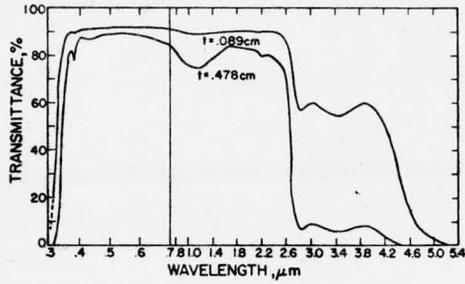
Existen otros materiales de tipo plástico como el Tedlar o Mylar y otros materiales fluorados, que en la actualidad en México no son muy conocidos, y aunado a esto, su alto costo son principalmente las causas que impiden el poder hacer una selección en base a calidad o eficiencia, limitándonos a los disponibles en el mercado nacional.

La figura 20 nos muestra gráficas características de longitud de onda contra porcentaje de transmitancia para diferentes materiales, las cuales son un importante punto de referencia para la adecuada selección del material que se utilizará como cubierta.

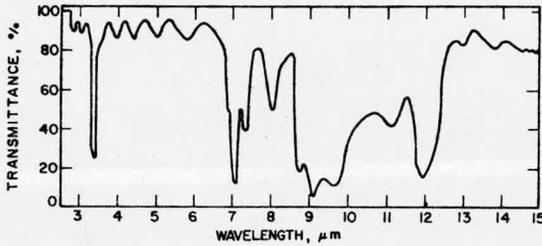
#### 6.5 Aislante. -

El aislante a utilizar es fibra de vidrio el cual se adquiere en rollos de 51 mm de espesor y con dimensiones de 0.610 m de ancho por 15.24 de longitud.

Este es el material seleccionado debido a que reúne características de baja conductividad térmica (  $k = 0.0335 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C /m}$  )



Transmitancia espectral de vidrio con 0.15 de  $\text{Fe}_2\text{O}_3$



Transmitancia espectral de fluoruro de polivinilo ("Tedlar")

Fig. 20 Longitudes de onda-  
contra transmitancia  
para diferentes mate-  
riales.

y trabaja dentro del rango de temperatura interna de la caja del captador, tiene bajo costo y alta disponibilidad.

#### 6.6 Caja. -

La caja que contiene al colector, (de dimensiones aproximadas de 2,100 mm de longitud por 610 mm de ancho) pueden ser de lámina galvanizada de calibre No. 24, la cual servirá como sostén del material de aislamiento.

Para la construcción de la caja, se utilizará una lámina de 910 mm (3') por 2,440 mm (8') y se fabrica mediante el uso de una dobladora, llegando a las características que se muestran en la figura No. 21.

#### 6.7 Ensamblaje. -

El ensamblaje o interconexión de los 16 módulos, será en serie, pues en base al diseño que se desarrolló para el colector solar, se vió que requería de un gasto de 8 litros por minuto, siendo este el flujo que tendrá cada módulo.

Un diagrama de instalación se muestra en la figura No.22, y en la página siguiente se presenta una fotografía de un "módulo" del captador solar.

acot: mm

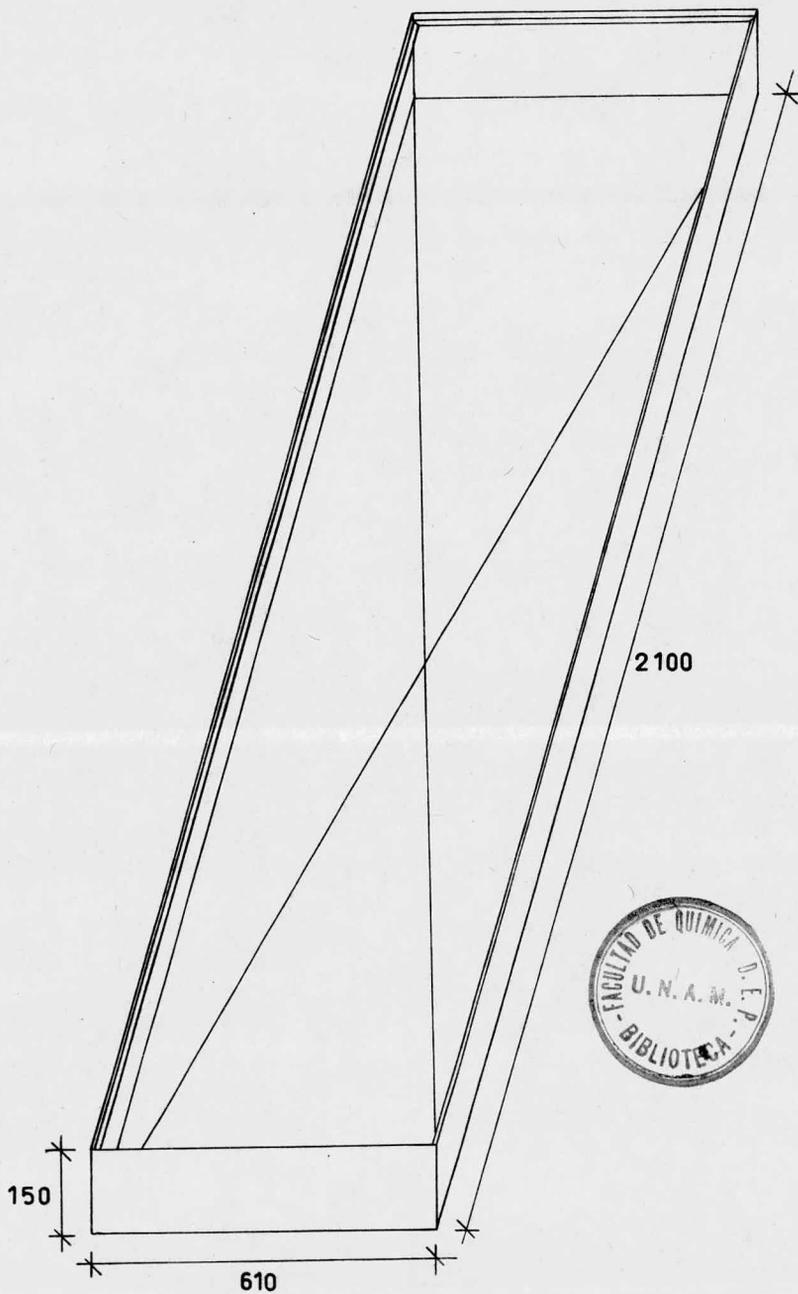


Fig. 21 Esquema de la caja del colector



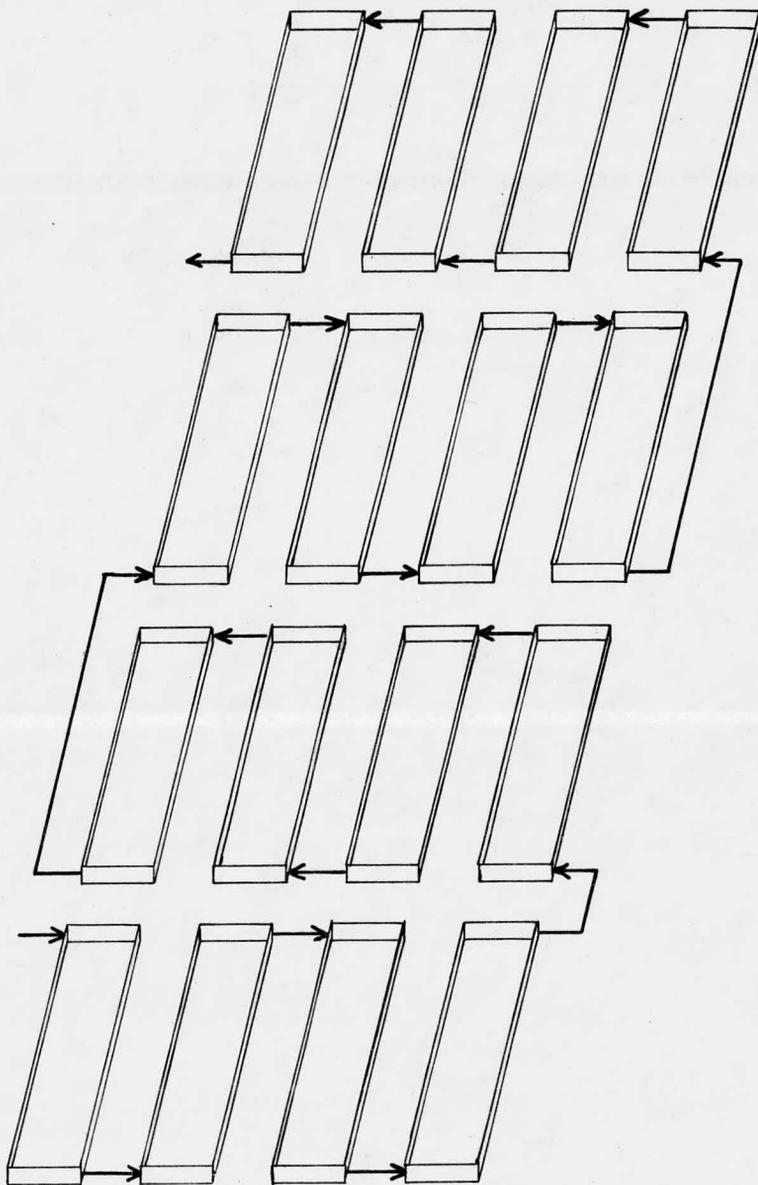
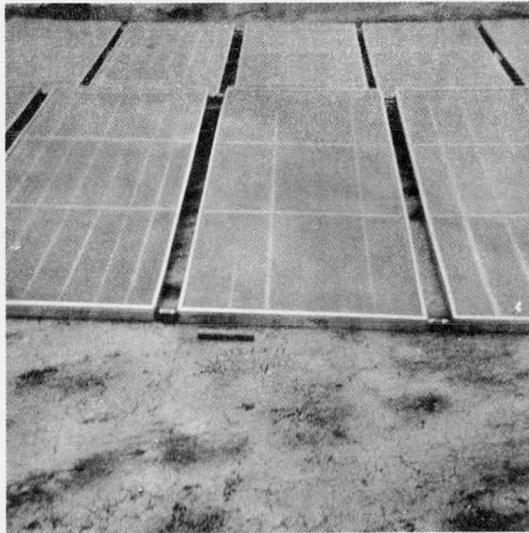
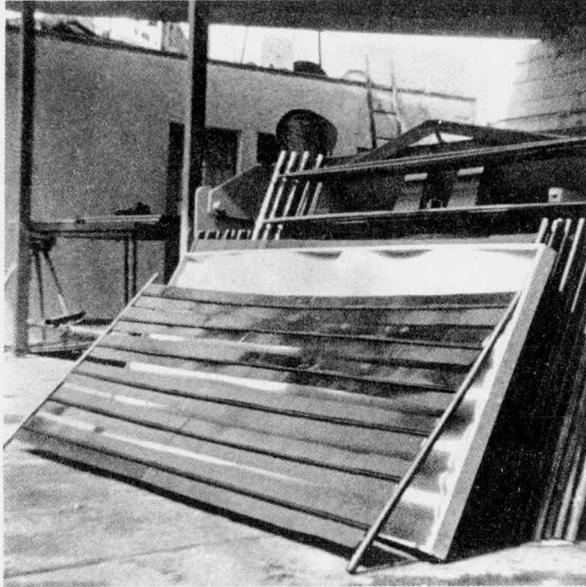


Fig. 22 Diagrama de instalación de los Captadores



## CAPITULO 7

### INSTRUMENTACION

#### 7.1 Características.-

Es importante mencionar que la instrumentación del equipo es muy elemental y no tiene por objeto el detalle, sino la información.

La instrumentación que aquí se describe es aquella que se considera indispensable y se reduce a la obtención de las siguientes variables: Presión, Temperatura y Flujo.

Es de desearse que a estas variables se pudieran agregar - otras como nivel, análisis químico, seguridad etc. Sin embargo, el equipo es tan pequeño que fué imposible en algunos casos el poder - encontrar instrumentación adecuada a la magnitud de nuestro prototipo y en algunos otros el costo del instrumento de medición era inclusive superior a todo el equipo.

De esta forma se mostrará entonces solamente la instrumentación básica, que además, en caso de que el diseño se llegara a fabricar con fines comerciales, sería suficiente.

## 7.2 Presión. -

El sistema tiene una zona de alta presión (12 atmósferas absolutas) y otra de baja presión (3 atmósferas absolutas).

La reducción de presión se efectúa mediante una válvula de expansión, que se encuentra localizada entre el condensador y el evaporador.

La válvula de expansión que se obtiene en el mercado es de una tonelada de refrigeración y nosotros tenemos 0.79, sin embargo se puede adaptar al sistema. La válvula recomendada por una firma dedicada a sistemas de refrigeración es una de tipo termostático, modelo T-G-IAZ.

La selección del manómetro de la zona alta, se hizo en base a la recomendación de uno de los fabricantes. El manómetro seleccionado es de 114 mm de diámetro de carátula, para rangos de presión de 0 a 21 Kg/cm<sup>2</sup>. El diámetro de rosca de conexión es de 6 mm. La caja es fundida con una aleación de aluminio, sometidos a tratamiento especial que protege las superficies contra la corrosión. El bourdon será de acero.

Para el parámetro de la zona de baja presión, el instrumento es de idénticas características al anterior, con excepción de la escala, la cual es de 0 a 7 Kg/cm<sup>2</sup>. Estos manómetros tienen tolerancia de error permisible de 0,5% del rango de la escala.

La localización de instrumentos se encuentra en el diagrama de la figura No. 23.

### 7.3 Temperatura.-

Se requiere medición de temperatura para el análisis del prototipo en 15 puntos y los rangos de temperatura varían entre los  $-10^{\circ}\text{C}$  a los  $90^{\circ}\text{C}$ .

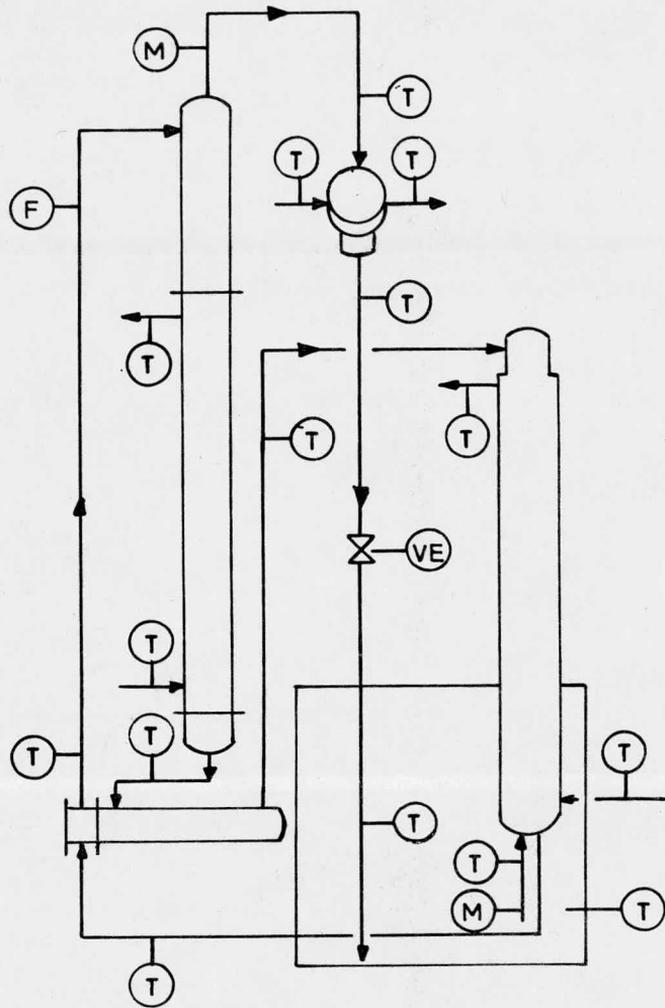
Con el objeto de homogenizar la instrumentación y aprovechando que los catálogos de fabricantes de termómetros de uso industrial nos muestran que tienen rangos amplios, se puede decidir la instalación de termómetros bimetalicos con las características siguientes:

Diámetro de carátula de 127 mm, caja de acero inoxidable tipo 304 a prueba de gases, diámetro de 6 mm para la conexión, rango de temperatura de  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $120^{\circ}\text{C}$ . Los termómetros tienen exactitud del 1 % en el rango de la escala.

La localización de los termómetros se muestran en la figura No. 23.

### 7.4 Flujo.-

Se estima conveniente un medidor de flujo que verifique y registre el paso del fluído entre el cambiador de calor y el generador (líquido), así como uno para la línea entre el evaporador y el absorbedor ( gas ).



- (T) TERMOMETRO
- (M) MANOMETRO
- (F) MEDIDOR DE FLUJO
- (VE) VALVULA DE EXPANSION

Fig. 23 Diagrama de localización de instrumentos.

Para el primer caso se encontró la sugerencia de un medidor de flujo, de lectura directa. Para el caso del medidor de flujo para fluido en fase gas no fué posible encontrar instrumento adecuado, fundamentalmente por el bajo gasto (8 Kg/h).

## CAPITULO 8

### ANALISIS ECONOMICO

#### 8.1 Consideraciones. -

El análisis económico del colector solar, está basado en - costos reales.

Por ejemplo, en lo referente a los materiales, se han tomado los precios promedio del primer trimestre del presente año. Los costos de fabricación se han estimado en base a la mano de obra especializada del personal de la compañía a la que se ha hecho mención así como los gastos indirectos, que son los referentes al uso de la maquinaria y los gastos administrativos.

Por lo que se refiere al sistema de refrigeración, se obtuvieron cotizaciones de talleres dedicados a la fabricación de equipos de proceso, con lo cual, los precios que se reportan son actuales.

La escalación efectuada, nos mostrará teóricamente la viabilidad de la construcción de un equipo y para la cual se tomó como base una planta productora de 4 toneladas por día de hielo, mínima

capacidad de las plantas construídas a nivel comercial con fuente de energía convencional para su funcionamiento.

Es importante mencionar que la escalación se ha efectuado tomando como base el mismo diseño de las unidades del prototipo y - por lo tanto cabe la posibilidad de que fuera necesario la optimización de los equipos, por lo que estos precios estimados pudieran verse notablemente afectados.

## 8.2 Costo del sistema solar de refrigeración. -

### a) Placa absorbadora.

Materiales	\$ 1,968.00	
Mano de Obra	\$ 1,200.00	
Total .....		\$ 3,168.00

### b) Tubería.

Materiales	\$ 5,937.00	
Mano de Obra	\$ 560.00	
Total .....		\$ 6,497.00

### c) Soldadura.

Materiales	\$ 1,036.50	
Mano de Obra	\$ 1,760.00	
Total .....		\$ 2,796.50

### d) Cubierta.

Materiales	\$ 3,379.20	
------------	-------------	--

Mano de Obra	\$ 844.80	
Total .....		\$ 4,224.00
e) <u>Aislante.</u>		
Materiales	\$ 1,963.20	
Mano de Obra	\$ 490.80	
Total .....		\$ 2,454.00
f) <u>Caja.</u>		
Materiales	\$ 3,540.50	
Mano de Obra	\$ 2,240.00	
Total .....		\$ 5,780.50
g) <u>Ensamblaje.</u> ( del colector solar )		
Materiales	\$ 570.00	
Mano de Obra	\$ 1,300.00	
Total .....		\$ 1,870.00
h) <u>Generador.</u>		
Materiales	\$21,320.00	
Mano de Obra	\$13,000.00	
Total .....		\$34,320.00
i) <u>Condensador.</u>		
Materiales	\$ 7,488.00	
Mano de Obra	\$ 2,652.00	
Total .....		\$10,140.00

j) <u>Evaporador.</u>		
Materiales	\$ 4,162.00	
Mano de Obra	\$ 3,118.00	
Total.....		\$ 7,280.00
k) <u>Absorbedor.</u>		
Materiales	\$ 4,445.00	
Mano de Obra	\$ 3,978.00	
Total .....		\$ 8,423.00
l) <u>Cambiador de Calor.</u>		
Materiales	\$ 7,488.00	
Mano de Obra	\$ 2,652.00	
Total .....		\$10,140.00
m) <u>Válvula de Expansión.</u>		
Precio .....		\$ 3,328.00
n) <u>Tubería.</u> ( de interconexión )		
Precio .....		\$ 354.00
o) <u>Estructura.</u> ( de soporte )		
Materiales	\$ 9,300.00	
Mano de Obra	\$ 2,500.00	
Total .....		\$11,800.00

COSTO DE FABRICACION (materiales y mano de obra)	\$112,575.00
GASTOS INDIRECTOS	<u>\$ 12,175.00</u>
	\$124,750.00

Este costo no incluye ni la bomba que se encuentra entre el absorbedor y el cambiador de calor, ni la bomba de recirculación de agua entre el generador y el colector solar.

Para el primer caso, no se ha localizado la suficiente información que permita hacer la selección de la bomba. Sin embargo, existe una bomba de fabricación estadounidense ( marca Procon ) de tipo de aspas rotatorias, la cual tiene un precio de aproximadamente \$8,000.00.

Para el segundo caso, es necesario verificar la caída de presión que existiría entre el colector solar y el generador, dependiendo de la instalación final; sin embargo en base a la experiencia, se puede afirmar que con una motobomba de 0.25 C.F., la cual tiene un precio de aproximadamente \$1,200.00, sería suficiente.

Siguiendo con la instrumentación, el costo de los manómetros es de aproximadamente \$850.00, por ambos, los termómetros un precio de \$350.00, de tal forma que el costo sería de \$5,250.00, por las quince unidades.

El medidor de flujo tiene un valor de \$9,950.00, y la instrumentación del sistema solar de refrigeración es una inversión de

aproximadamente \$ 25,250.00 de donde podemos concluir que la planta piloto requiere de una inversión total estimada de: \$150,000.00 M.N.

### 8.3 Escalación. -

El colector solar requiere de la captación de 448,800 Kcal (lo que equivale a una necesidad de 74,800 Kcal/h en una colección de 6 horas diarias).

De aquí, con la insolación existente obtenemos una necesidad de 150 metros cuadrados de captador, aproximadamente.

Como cada módulo tiene  $1.2 \text{ m}^2$ , entonces requeriríamos de 125 módulos.

El costo estimado por unidad es de aproximadamente - - \$2,435.00 M.N.

La inversión estimada para el colector solar asciende a la cantidad de \$304,375.00 M.N.

Para el sistema de refrigeración y basándose en un balance de energía análogo al efectuado en el capítulo 4 inciso 1, vemos que la cantidad de energía que requiere el evaporador es de 448,800 Kcal y para el período de insolación equivale a un manejo de potencia frigorífica de 64 Kw.

Las cantidades de energía manejadas por cada equipo son:

Generador	150,000 Kcal/h
Rectificador	4,000 Kcal/h
Condensador	96,000 Kcal/h
Evaporador	83,000 Kcal/h
Absorbedor	133,000 Kcal/h

La cantidad de calor recibido es de 233,000 Kcal/h, e igual al calor cedido.

Las áreas de los equipos serían de aproximadamente:

Generador	52.26 m <sup>2</sup>
Absorbedor	19.46 m <sup>2</sup>
Condensador	10.82 m <sup>2</sup>
Evaporador	44.14 m <sup>2</sup>
Intercambiador	13.41 m <sup>2</sup>

Para estimar el costo del generador y utilizando 144 tubos de tubería de 16 BWG de 19 mm de diámetro y 6,100 mm de longitud para obtener el área requerida y confirmando que los requerimientos mínimos del TEMA clase B siguen siendo los que rigen dichos diseños, llegamos al siguiente sumario:

( i ) 144 tubos 16 BWG de 19 mm de diámetro, en arreglo triangular de 25.4 mm.

( ii ) Cuerpo de 387.5 mm de diámetro y longitud total de 7,800 mm., con espesor de 7.93 mm.

- ( iii ) Baffles de 4.76 mm de espesor
- ( iv ) Espejo de 19 mm de espesor

Costo estimado del equipo \$ 225,000.00 M.N.

Para estimar el costo del condensador, satisfaciendo el área requerida mediante tubo de ced. 40 de 19 mm de diámetro y 1,500 mm de longitud, llegamos al siguiente sumario:

- ( i ) 86 tubos de ced. 40 de 19 mm de diámetro en arreglo triangular de 25.4 mm.
- ( ii. ) Cuerpo de 304.8 mm de diámetro y 2,200 mm de longitud con espesor de 9.52 mm.
- ( iii ) Baffles de 4.76 mm de espesor
- ( iv ) El espejo tiene espesor de 19 mm.

Costo estimado del equipo \$ 44,125.00 M.N.

El estimado del costo del evaporador, el cual requiere - - 44.14 m<sup>2</sup> de área de transferencia y se obtienen en 659 metros de tubería ced. 40 de 13 mm de diámetro, ésta iría en una caja de dimensiones aproximada de 6 metros de longitud por 2 metros de ancho y 3 de altura, es de \$52,000.00 M.N.

En el absorbedor el área requerida es de 19.46 m<sup>2</sup> la cual puede obtenerse por un recipiente de 1,540 mm de diámetro y 3,960 mm de altura en parte recta; el espesor sería de 3.17 mm y llevaría

una chaqueta de 25.4 mm de recámara. Costo estimado del equipo - \$33,500.00 M.N.

Por último el intercambiador, que tendría tubo de iguales características al del condensador y que necesitaría de 106 tubos para obtener el área requerida ( $13.41 \text{ m}^2$ ), presenta las características siguientes:

( i ) 106 tubos ced. 40 de 19 mm de diámetro en arreglo triangular de 25.4 mm.

( ii ) Cuerpo de 336.5 mm de diámetro y 2,200 mm de longitud con espesor de 9.52 mm.

( iii ) Baffles de 4.76 mm de espesor.

( iv ) Espejo con espesor de 19 mm.

Costo estimado del equipo \$45,000.00 M.N.

El costo de una válvula termostática es de \$ 3,500.00, la tubería de interconexión tiene un estimado de \$ 2,500.00

De todos estos datos se presenta un concentrado que sería la estimación de la inversión para una planta productora de hielo con energía solar

Colector Solar	\$ 304,275.00
Generador	\$ 225,000.00
Condensador	\$ 44,125.00

Evaporador	\$ 52,000.00
Absorbedor	\$ 33,500.00
Intercambiador	\$ 45,000.00
Válvula de expansión	\$ 3,500.00
Tubería	\$ <u>2,500.00</u>
INVERSION TOTAL .....	\$ 710,000.00

#### 8.4 Costo del equipo convencional. -

Una planta generadora de 4 toneladas diarias de hielo, es una planta fácilmente desmontable y que algunas compañías de diseño venden en forma de paquete.

Las características de una de estas plantas de hielo tipo -- paquete, las cuales están orientadas fundamentalmente a satisfacer las necesidades de pequeñas poblaciones, fueron proporcionadas por una compañía de refrigeración industrial.

Estas unidades tienen dos capas de poliestireno expandido de 51 mm de espesor como aislante, que son colocadas sobre la base de fierro estructural, la cual recibirá al tanque de congelación, Esta base está construida con vigueta tipo I tipo ligero, llevando en la parte superior lámina negra de 3.17 mm de espesor, donde recibirá el - aislamiento del fondo del tanque.

El tanque de congelación está construido con lámina negra

de 6.3 mm de espesor. Tanto las cabeceras como los costados del tanque son forrados con papel aluminio, lo cual proporciona una eficiente barrera de vapor. Los serpentines y acumulador para el tanque de congelación antes de su instalación son probados a una presión de 20 Kg/cm<sup>2</sup>.

Por último, ya que los costados y cabeceras del tanque de congelación han sido aislados, se recubren con lámina galvanizada de calibre No. 20.

El costo de una de éstas unidades paquete es de aproximadamente \$ 575,000.00 M.N.

## C O N C L U S I O N E S

Los resultados de este trabajo nos permiten establecer las siguientes conclusiones:

- 1) El diseño del sistema de refrigeración que se obtuvo permite que la construcción del mismo se realice en talleres donde no se necesita maquinaria ni mano de obra muy especializada.

Esto es importante debido a que los lugares donde serían instaladas estas pequeñas plantas, presentan problemas de acceso, - distancia, refacciones y mantenimiento, los cuales se piensa pueden ser resueltas en cualquier taller mecánico de construcción que tenga los elementos básicos.

- 2) El diseño mecánico del colector solar es prácticamente el mismo que se utiliza en la fabricación que tienen - compañías establecidas.

Con esto podemos esperar que el funcionamiento sea el adecuado, sin embargo queda abierta la posibilidad de mejorar el equipo cuando los costos del tratamiento de superficie selectiva permitan su

aplicación y con esto aumentar la eficiencia del colector solar.

Así mismo, el aprovechamiento de fibras de origen vegetal, para la fabricación de aislantes puede ser de gran ayuda, pues aparte de esta característica, se pueden comprimir en forma de planchas que unidas pueden formar la caja que contiene al colector.

Otra mejora pudiera ser el uso de películas plásticas como cubiertas en sustitución del vidrio, que tiene la gran desventaja de su fragilidad.

3) La escalación que realizó presenta diferencia de precio de aproximadamente 30% entre un sistema convencional y un refrigerador solar, con capacidad a escala comercial.

Es importante mencionar que el equipo para producir 4 toneladas diarias de hielo, utilizando la energía solar no ha sido diseñado. Únicamente se estimó su costo, tomando el diseño mecánico del prototipo que se presenta, modificando capacidades y dimensiones.

Sin embargo, nos da una idea de la inversión que se tendría que hacer para probar a nivel comercial este sistema que utiliza fuente de energía no convencional.

## B I B L I O G R A F I A

- (1) R. BEST B.  
Trabajo de investigación. Centro de Investigación de Materiales. UNAM  
Por publicarse.
- (2) M. L. CHIN / J. A. HERRERA  
"Diseño de un sistema de captación solar para generación de amoníaco en un refrigerador por absorción".  
1979.
- (3) THEKAEKARA / DRUMMOND  
"Standard values for the solar constant and its spectral components".  
1971.
- (4) R. ALMANZA / S. LOPEZ  
"Utilización de las superficies selectivas en la energía solar".  
Publicación del Instituto de Ingeniería, UNAM  
1976.

- (5) HOTTEL / WOERTZ  
"The performance of flate-plate solar-heat collectors "  
1942.
- (6) A. VIAN / J. OCON  
"Elementos de Ingeniería Química; Operaciones Básicas.  
1972.
- (7) HOUGEN, WATSON and RAGATZ  
"Chemical Process Principles "  
Part II, Thermodynamics  
1964.
- (8) J. H. PERRY  
Manual del Ingeniero Químico
- (9) J. C. V. CHINNAPPA  
"Experimental study of the intermittent vapour absorption  
refrigeration cycle employing the refrigerant-absorbent  
systems of ammonia-water and ammonia lithium nitrate".  
1961.
- (10) MERCKEL / BOSNAKOVIC  
Tabla del diagrama Entalpía-Concentración.  
ASHRAE, 1976
- (11) G. G. HASELDEN / S. A. MALATY  
"Heat and mass transfer accompanying the absorption of  
ammonia in water"  
1959.

- (12) D. Q. KERN  
"Procesos de Transferencia de Calor"  
1972
- (13) M. RUHEMANN  
" A study of the transfer of heat and matter in on  
ammonia absorber".  
1947
- (14) W. H. McADAMS  
"Heat Transmission"
- (15) ASHRAE  
"Handbook of fundamentals"  
Absorption Refrigeration Cycles  
1976.
- (16) DUFFIE / BECKMAN  
Solar Energy Thermal Processes  
1974
- (17) TEMA  
"Standars of Tubular Exchanger Manufacturers Association"  
1968
- (18) DE WINTER  
"How to design a solar collector"  
1978.