

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
FACULTAD DE QUIMICA

Diseño y Construcción de un Refrigerador  
Intermitente por Absorción  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$

T E S I S  
QUE PARA OBTENER  
EL TITULO DE  
INGENIERO QUIMICO  
PRESENTA  
ROBERTO BEST Y BROWN



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. Tesis  
ADQ. 1975  
FECHA  
PROC. MF 274



QUIMICA

JURADO ASIGNADO

PRESIDENTE: Prof. Roberto Enríquez Mendoza

VOCAL: Prof. Carlos Doorman Montero

SECRETARIO: Prof. Isaac Pilatowsky Figueroa

PRIMER SUPLENTE: Prof. Antonio Valiente Barderas

SEGUNDO SUPLENTE: Prof. Andoni Garritz Ruiz

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA:

Centro de Investigación de Materiales - U N A M

SUSTENTANTE: Roberto Best y Brown

ASESOR DEL TEMA: Ing. Isaac Pilatowsky Figueroa

A MAMA

"Con agradecimiento al Centro de Investigación de Materiales de la U N A M por las facilidades prestadas para la elaboración de este trabajo; al Ing. Isaac Pilatowsky Figueroa por su apoyo y dirección; al Dr. Eric Mayer por su paciencia y confianza."

# I N D I C E      G E N E R A L

	PAGINA
INTRODUCCION .....	2
CAPITULO 1	
GENERALIDADES .....	3
CAPITULO 2	
BASES TEORICAS .....	4
CAPITULO 3	
METODO PARA EVALUAR SISTEMAS .....	12
CAPITULO 4	
DISEÑO Y CONSTRUCCION .....	17
CAPITULO 5	
PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL .....	20
CAPITULO 6	
RESULTADOS EXPERIMENTALES .....	22
CAPITULO 7	
CONCLUSIONES .....	23
APENDICE I	
CALCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACION .....	26
APENDICE II	
CALCULO DEL AREA DEL COLECTOR SOLAR PARA OPERAR EL REFRIGERADOR INTERMITENTE .....	34

## I. INTRODUCCION

En países como México, donde existen gran número de comunidades rurales viviendo en zonas con escasos recursos energéticos, el uso de refrigeradores para la preservación de productos agrícolas, pesqueros y pecuarios es muy limitado o casi inexistente. Esta situación ha sido expuesta por varios autores (1).

En estas regiones económicamente desfavorecidas, las necesidades no son las mismas que las de las zonas industrializadas, donde la sociedad demanda refrigeradores muy eficientes y automatizados. En estas regiones rurales, este tipo de refrigeradores serían un lujo innecesario y su costo sería mucho mayor que el que se pudiera pagar.

Las necesidades en estas zonas serían más bien de pequeñas unidades o bodegas frigoríficas de servicio comunal, de bajo costo inicial, con costos de operación despreciables, con poca o muy simplificada operación manual y, principalmente, sin necesidad de combustible o electricidad, que serían muy costosos o, aún más, de los que se careciera completamente.

Ante esta situación, existe la necesidad de construir un refrigerador que tenga las características antes mencionadas.

Una posible solución es un refrigerador por absorción intermitente operado con energía solar, el cual ha sido propuesto con anterioridad por varios autores (2), (3).

En estas zonas del país, el índice de insolación es elevado y se ha señalado (4) a México como uno de los países de mayor riqueza en este tipo de energía. Además, cabe hacer mención que este recurso energético es "gratuito" y no contamina el ambiente.

En este trabajo se presenta el estudio, el diseño, la construcción y los métodos de cálculo de la eficiencia de un refrigerador intermitente; también se evalúa la cantidad de energía necesaria para el funcionamiento del sistema utilizando energía solar.

## II. GENERALIDADES

El equipo de absorción de amoníaco es uno de los sistemas de refrigeración más antiguos.<sup>(7)</sup> Su uso a fines del siglo pasado era una cosa común.

El perfeccionamiento de la compresora en el principio del siglo motivó que la máquina de absorción fuera rápidamente suplantada por este nuevo sistema, aún en los casos en que no era práctica su sustitución.

Es lógico pensar que las primeras máquinas de absorción eran precisamente intermitentes y que se fueron perfeccionando y optimizando hasta llegar a los grandes sistemas continuos utilizados en plantas industriales.

El hecho de que se vuelva la vista hacia los equipos intermitentes, que son menos eficientes que los continuos, se debe a que son factibles de ser operados por energía solar, que es, a su vez, una fuente de energía intermitente. Otro factor que contribuye al renovado interés de los sistemas intermitentes es la sencillez de su construcción y operación. Estos dos factores a favor se contraponen a la baja eficiencia que presentan.

### III. BASES TEORICAS

#### 1. Refrigerador por Compresión

Para comprender el funcionamiento del refrigerador por absorción, tal vez sea conveniente hacer una comparación con el refrigerador mecánico o de compresión, que es más conocido.<sup>(8)</sup> <sup>(9)</sup> Este sistema está representado esquemáticamente en la Figura 1, en donde se ven las cuatro partes básicas del equipo:

Compresor

Condensador

Válvula de Expansión

Evaporador

El refrigerador por compresión es el inverso de la máquina de vapor, es decir, la máquina absorbe calor a una temperatura baja y desecha una cantidad mayor de calor a una temperatura alta, realizándose un trabajo sobre el fluido que lleva a cabo la transferencia de calor. Este fluido es el refrigerante.

#### 2. Ciclo Refrigerante por Compresión

En el condensador, el refrigerante se encuentra lí-

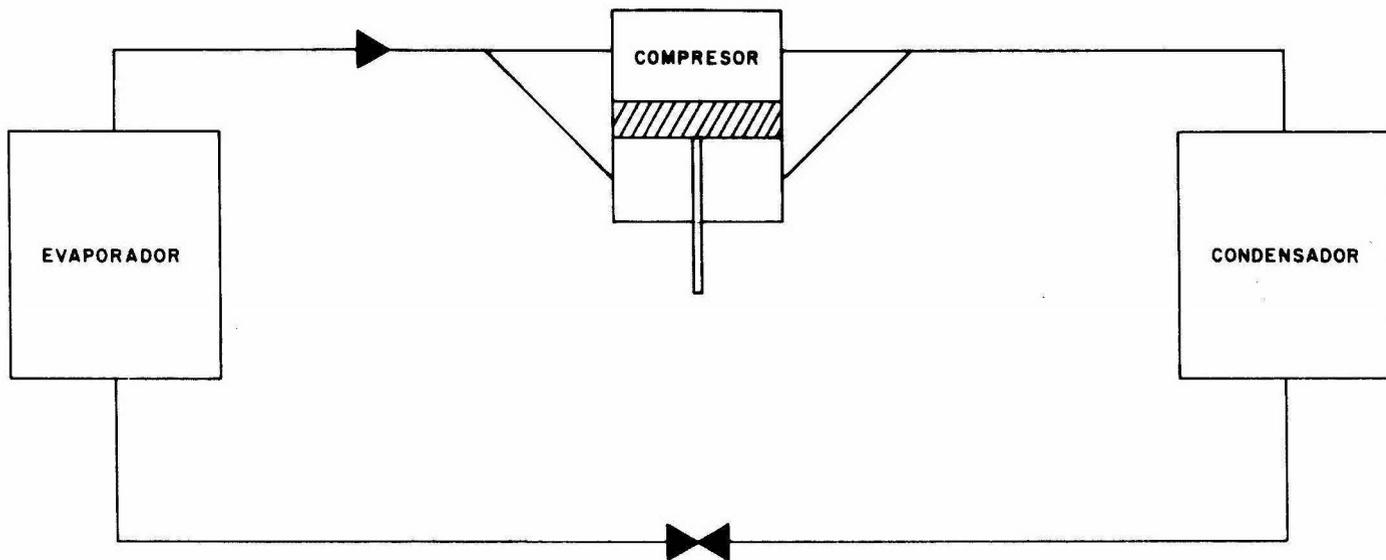


FIGURA 1

quido, a presión alta y a temperatura ambiente, ya sea por enfriamiento con aire o agua. Cuando el refrigerante líquido pasa por la válvula de expansión, la presión del líquido se reduce de la presión de condensación a la presión de evaporación. Cuando ocurre la expansión a través del orificio de la válvula, la temperatura del líquido también se reduce de la temperatura de condensación a la temperatura de evaporación. El calor latente de vaporización es suministrado por los materiales a enfriar. El refrigerante vaporizado es succionado por el compresor, donde al ser comprimido se incrementan la temperatura y la presión y se convierte en vapor sobrecalentado. En el condensador, el vapor sobrecalentado es enfriado hasta que condensa. El refrigerador funciona en un ciclo, y se distinguen dos zonas de presión:

- 1) La zona de alta presión formada por la descarga del compresor, el condensador y la entrada a la válvula de expansión.
- 2) La zona de baja presión, comprendida entre la salida de la válvula de expansión, el evaporador y la succión del compresor.

### 3. Refrigerador por Absorción

Si ahora se compara el ciclo anterior con el ciclo por absorción, se ve que la similitud es muy grande.

El sistema simplificado se muestra en la Figura 2.

Las partes básicas son:

Generador

Condensador

Válvula de Expansión

Evaporador

Absorbedor

#### 4. Ciclo Refrigerante por Absorción

En el absorbedor hay una solución de amoníaco no saturada que absorbe el amoníaco del evaporador hasta que la solución se satura. Este proceso se lleva a cabo a la presión del evaporador. El agua saturada de amoníaco se bombea al generador que opera a la presión del condensador. Se suministra calor al generador y el amoníaco se evapora y se separa de la mezcla. El vapor de amoníaco pasa a través del rectificador al condensador donde se condensa, y ya en forma líquida pasa al evaporador a través de la válvula de expansión y nuevamente al absorbedor, cerrándose el ciclo. Se distinguen también dos zonas de presión: 1) La zona de alta presión, formada por el generador, el rectificador, el condensador y la entrada a la válvula de expansión. 2) La zona de baja presión, que comprende desde la salida de la

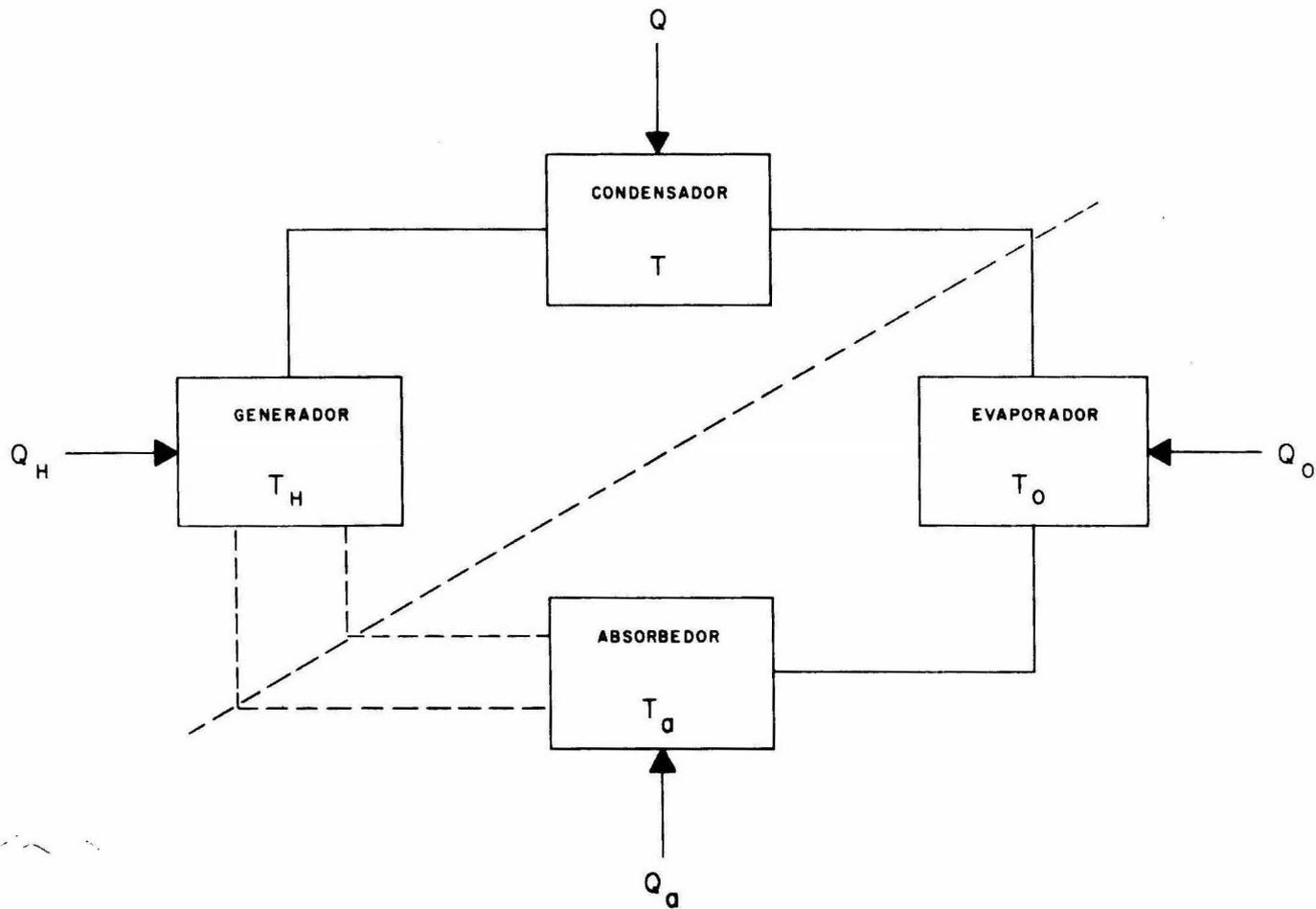


FIGURA 2-

válvula, el evaporador, el absorbedor, hasta la succión de bomba.

5. Comparación Compresión - Absorción

Como se ve, el sistema de refrigeración por absorción es similar al sistema por compresión, con la diferencia fundamental de que en la máquina de absorción no se realiza ningún trabajo mecánico, ya que la bomba consume muy poca potencia en comparación con la refrigeración obtenida. Esta es la principal razón de la utilización de este sistema con energía solar como única fuente energética.

De la analogía anterior se ve claramente que en el refrigerador por absorción se sustituye el proceso mecánico de compresión por lo que puede considerarse una "compresión térmica" durante el proceso absorción-generación.

<u>Sistema</u> <u>de Compresión</u>	<u>Sistema</u> <u>de Absorción</u>
Condensador .....	Condensador
Válvula de Expansión .....	Válvula de Expansión
Evaporador .....	Evaporador
Compresor .....	Absorbedor
	Generador

Resumiendo, el refrigerador por absorción es un sistema en el cual no hay compresores ni motores (descartando la bomba), siendo la única energía utilizada la calorífica, necesaria para hacer hervir y evaporarse el amoníaco en el generador.

#### 6. Refrigeración Intermitente

El principio básico de la refrigeración por absorción intermitente es el mismo que el de los continuos. La diferencia principal consiste en que el efecto refrigerante no es continuo, sino que existen dos períodos o etapas:

- 1) Período de Refrigeración, donde el refrigerante es destilado.
- 2) Período de Evaporación, que se puede considerar el período de trabajo, durante el cual se produce el enfriamiento útil.

#### 7. Ciclo de Refrigeración Intermitente

En un equipo típico intermitente representado esquemáticamente en la Figura 3, el generador que contiene la solución refrigerante es calentado. El vapor de amoníaco es separado y condensa en el condensador, donde es enfriado por aire o agua. Al terminar la generación, el condensador se coloca en el espacio a

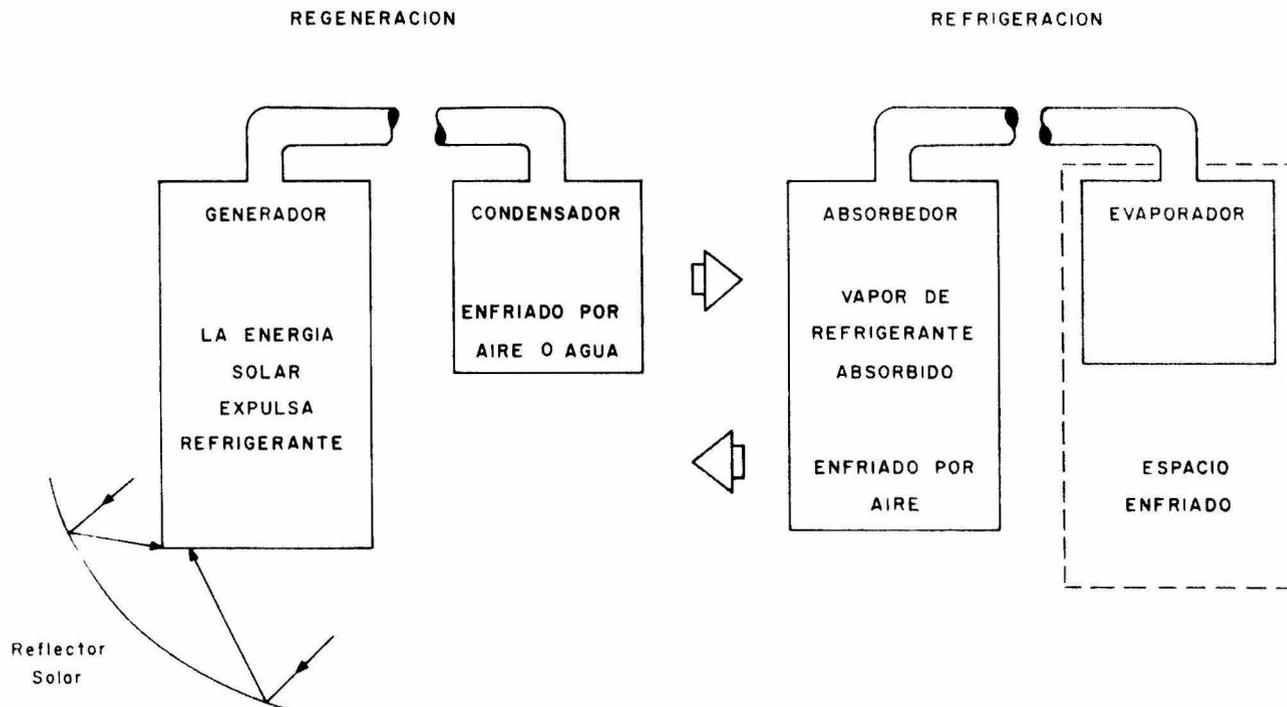


FIG. 3 DIAGRAMA DE UN REFRIGERADOR INTERMITENTE POR ABSORCION CALENTADO POR ENERGIA SOLAR.

enfriar, actuando ahora como evaporador. El generador es retirado de la fuente calorífica y enfriado, funcionando ahora como absorbedor. La presión de vapor sobre la solución decrece y el amoníaco en el evaporador se vaporiza y es reabsorbido en la solución.

#### 8. Ciclo Teórico Intermitente

Para comparar con los resultados obtenidos en esta investigación, se utilizó un modelo teórico desarrollado por Chinnappa <sup>(3)</sup>. Este autor propone dos ciclos teóricos, que se presentan en la Figura 4. Los ciclos de la solución se muestran en la parte central de la gráfica, mientras que las temperaturas del refrigerante correspondientes a los diferentes puntos de los ciclos se muestran a la derecha de la gráfica para  $X_R = 1.0$ .

A la primera forma del ciclo teórico se le llama "ciclo teórico con absorción a presión constante" y se representa por los puntos 2-3-4-5-2.

Al segundo ciclo teórico se le llama "ciclo teórico con absorción a temperatura constante" y se representa por los puntos 1-3-4-6-1.

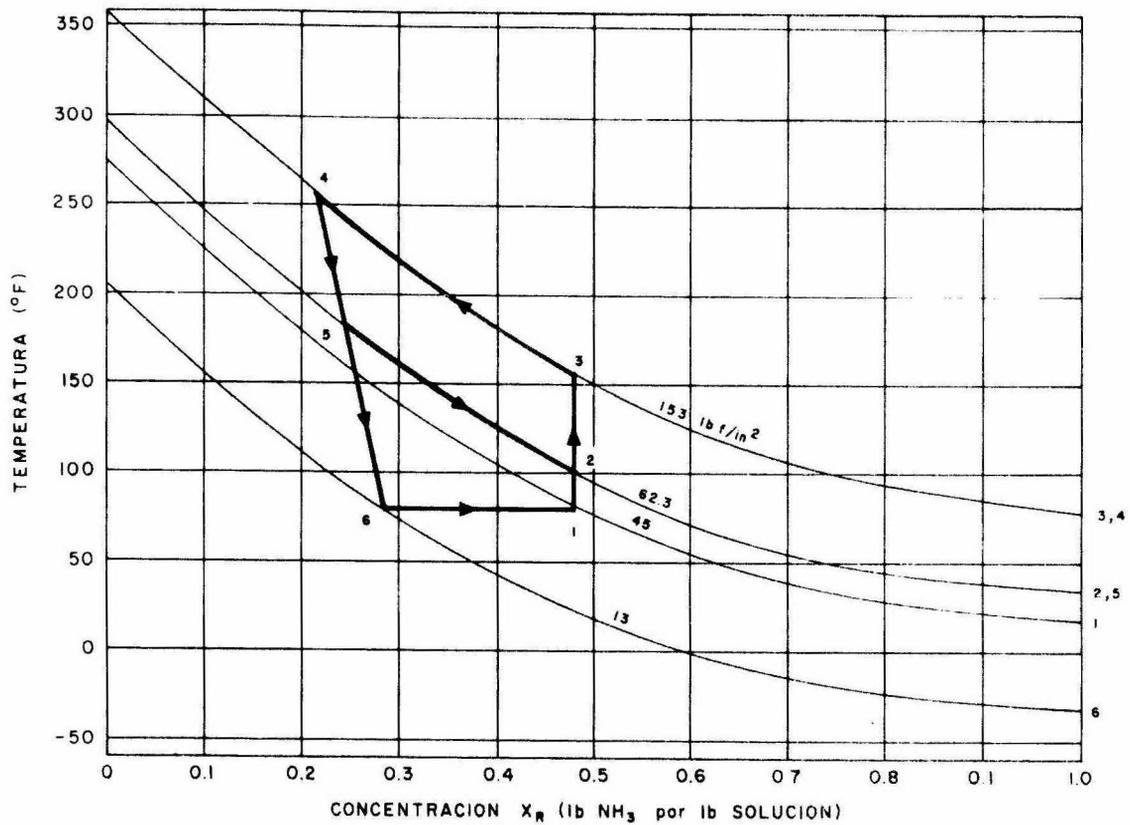


FIG. 4 CICLOS TEORICOS PARA EL SISTEMA AMONIACO - AGUA

## 9. Descripción del Ciclo Intermitente

Se proporciona calor al generador de 1 a 3 (2 a 3 para el ciclo a presión constante). En el punto 2, la presión de vapor de la solución es igual a la presión de saturación para la temperatura de condensación escogida. Al adicionarle más calor de 3 a 4, se vaporiza más amoníaco y se incrementa la temperatura de la solución en el generador. La temperatura de condensación de amoníaco permanece constante de 1 a 4 (2 a 4).

Cuando el calentamiento se para en el punto 4, la temperatura del generador desciende rápidamente. El amoníaco líquido en el condensador se enfría adiabáticamente, por evaporación de una parte del refrigerante líquido hasta la temperatura de evaporación específica  $T_e$ , que en este caso es  $0^{\circ}\text{C}$ . El amoníaco se vaporiza a  $0^{\circ}\text{C}$  y el vapor sale del evaporador a la misma temperatura. En el punto 1 (2) se ha evaporado todo el amoníaco, la temperatura del evaporador aumenta hasta llegar a la temperatura de condensación y la temperatura del generador-absorbedor se considera igual a la temperatura de equilibrio para la concentración inicial y a la presión de vapor del amoníaco, evaporándose a  $0^{\circ}\text{C}$ .

En el ciclo con absorción a temperatura constante, el generador es enfriado por agua durante el enfriamiento adiabático (4-6), hasta la temperatura  $T_6$ , que es igual a la temperatura inicial  $T_1$ .

Durante el ciclo ideal se suponen ciertas condiciones: la solución en el generador-absorbedor se encuentra a temperatura y presión uniformes durante todo el proceso; el vapor de amoníaco que sale del generador se encuentra en equilibrio de presión y temperatura con la solución; la presión en todo el sistema es la presión de saturación del amoníaco a las temperaturas de condensación o evaporación; el agua absorbente no es arrastrado hacia el condensador.

#### IV. METODO PARA EVALUAR SISTEMAS

El método propuesto para evaluar sistemas consta de dos partes:

- a) Propiedades deseables de los compuestos de los sistemas refrigerantes.- Esta evaluación es importante cuando se trata de probar nuevos sistemas o cuando se necesitan ciertas condiciones de operación específicas.<sup>(10)</sup> En esta tesis, esta evaluación no se llevó a cabo ya que se empleó una mezcla refrigerante ya conocida, amoníaco-agua, que, aunque sus componentes presentan una serie de propiedades no siempre deseables, es de la que se tiene la mayor cantidad de datos termodinámicos disponibles.
- b) Análisis de la eficiencia térmica de los sistemas.- Esta evaluación se realiza en base a datos termodinámicos y en ciclos ideales.

##### 1. Propiedades Deseables de Mezclas Refrigerantes

Las propiedades deseables o necesarias para los sistemas refrigerantes-absorbentes son las siguientes:

- a) Disponibilidad y Costo.- El refrigerante y el absorbente deben ser fácilmente obtenibles en las zonas donde las unidades frigoríficas piensen ser instaladas. Aquí se puede ver la utilidad de

usar una mezcla refrigerante industrial que se puede conseguir fácilmente. Es necesario minimizar el costo del refrigerador terminado y de las sustancias químicas utilizadas.

- b) Presión de vapor.- La presión de vapor del refrigerante a la temperatura máxima de condensación prevista debe ser lo bastante baja para permitir que la construcción del equipo sea de un costo razonable.
- c) Propiedades que afectan la transferencia de calor.- Es esencial que las mezclas refrigerantes absorbentes posean baja viscosidad y alta conductividad térmica.
- d) Volatilidad del absorbente.- La volatilidad del absorbente debe ser lo más baja posible, ya que, de lo contrario, la rectificación resulta difícil de lograr y el absorbente condensado no producirá refrigeración.
- e) Propiedades químicas, toxicidad e inflamabilidad.- Los componentes de la mezcla no deberán ser corrosivos y deberán ser estables hasta la temperatura máxima de utilización. No deben ser tóxicos ni inflamables, aunque estas limitaciones no se consideran definitivas, ya que eliminarían a varias mezclas muy promisorias. Además,

como el equipo consta de partes selladas sin partes móviles, se reducen al mínimo los peligros de intoxicación o explosiones.

- f) Calor latente de vaporización y capacidad calorífica.- Es deseable que el calor de vaporización sea alto y que la capacidad calorífica del absorbente sea alta.
- g) Solubilidad.- La solubilidad del refrigerante en el absorbente debe ser alta para las temperaturas del absorbedor y baja para las temperaturas del generador.
- h) Calor de mezclado.- El calor de mezclado del absorbente y refrigerante es una indicación útil de la practicidad del sistema. Los valores altos de calor de mezclado se asocian con buenas propiedades de equilibrio de los sistemas, aunque plantean problemas de disipación.

2. Eficiencia del Sistema. Coeficiente de Operación.-

El coeficiente de operación se define como:

$$\eta = \frac{Q_e}{Q_s} = \frac{\text{calor absorbido por el Ref. durante la ref.}}{\text{calor absorbido por la mezcla ref. durante la absorción}}$$

Los valores, tanto del numerador como del denominador, son dependientes de la naturaleza del ciclo.

Cuando se tienen datos de entalpía del vapor, de la solución y del refrigerante, Williams et al (2) y Chinnappa (3) proponen la siguiente ecuación para el ciclo de operación a presión constante:

$$\eta = \frac{Q_e}{Q_s} = \frac{W'_5 \times L_5}{W_4 H_4 - W_2 H_2 + \int_{W_4}^{W_2} H_v dw}$$

donde:

$Q_e$  = enfriamiento efectivo

$Q_s$  = calor a la solución durante generación

$W'_5$  = masa de refrigerante al comienzo del proceso 5-2, correspondiente a la refrigeración efectiva

$L_5$  = calor latente del refrigerante

$W$  = masa de la solución (el sufijo indica el punto en el ciclo)

$H$  = entalpía de la solución (el sufijo indica el punto en el ciclo)

$dw$  = masa diferencial de vapor saliendo del  
generador

$H_v$  = entalpía del vapor a la cual se eva-  
pora  $dw$

Para el ciclo a temperatura constante, se debe  
modificar la ecuación ligeramente debido a la  
diferencia en el proceso de refrigeración.

La ecuación es, entonces:

$$\eta = \frac{Q_e}{Q_s} = \frac{W_6' L_m}{W_4 H_4 - W_1 H_1 + \int_{W_4}^{W_1} H_v dw}$$

donde:

$W_6'$  = masa del refrigerante en el punto 6

$L_m$  = calor latente promedio del refrige-  
rante durante el proceso 6-1.

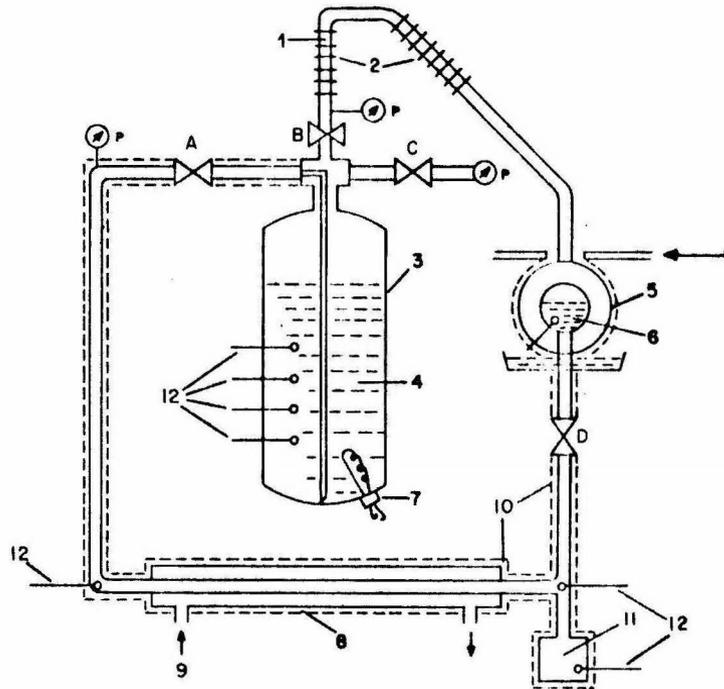
## V. DISEÑO Y CONSTRUCCION

El diseño del equipo se hizo tratando de que fuera lo menos complicado posible para permitir la construcción de estos refrigeradores con los materiales más asequibles. El refrigerador, como se ve, consiste en unidades perfectamente selladas y soldadas, unidas por tubería. Es de lo más simple de construir. Los materiales--tubo de fierro, tubería de acero al carbón y el aislamiento--son comúnmente usados en la mayor parte del país.

Un esquema del refrigerador experimental se muestra en la Figura 5. El generador consiste en un tanque de acero inoxidable de 30 cm de diámetro por 50 cm de altura y de 3.75 mm de pared. En la parte inferior del generador se instaló una resistencia eléctrica de 700 W de potencia.

El generador está unido al condensador a través de una tubería de acero al carbón Cédula 80 de 12.5 mm de diámetro y 2.50 m de largo, de los cuales 1 m se colocó en forma vertical, agregándose aletas de cobre para aumentar el área de disipación del calor y mejorar la rectificación.

DIAGRAMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION



- |                          |                                 |
|--------------------------|---------------------------------|
| 1) Rectificador          | 7) Resistencia de Calentamiento |
| 2) Aletas de Cobre       | 8) Cambiador de Calor           |
| 3) Absorbedor Generador  | 9) Agua                         |
| 4) Solución Amoniacal    | 10) Aislamiento Térmico         |
| 5) Condensador           | 11) Evaporador                  |
| 6) $\text{NH}_3$ Líquido | 12) Termopares                  |

FIGURA 5

El condensador consiste en un recipiente horizontal de fierro de 10.5 cm de diámetro interior por 53.5 cm de largo. En una de las caras del condensador se montó una brida con un visor de acrílico para poder medir el nivel de amoníaco condensado. El condensador cuenta con una circulación de agua por la parte externa con el fin de controlar la temperatura de condensación. El condensador está conectado por 40 cm de tubería del mismo tipo al evaporador, con una válvula intermedia-ria.

El evaporador en la primera parte de la experimentación consistió en una porción de tubo (de 1 m de largo) que conecta al condensador con el absorbedor. Sobre esta sección de tubo se montó otro de 25 mm de diámetro dentro del cual se hacía circular una mezcla de agua y glicol.

En la segunda parte de la experimentación se agregó un recipiente a la salida del condensador. El recipiente consiste en una caja de fierro de 30 cm de largo por 10 cm de ancho.

La salida del evaporador se prolonga con la misma tubería hasta el absorbedor, en donde la tubería penetra

dentro de la solución. La tubería y el evaporador se aislaron con poliestireno expandido de 50 mm de espesor. En las partes principales del equipo, se instalaron manómetro y juntas termopares para determinar la temperatura y presión de generación, la temperatura de condensación, así como la temperatura y presión de evaporación.

## VI. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Al inicio de la experimentación, el generador era alimentado a través de la válvula "c" (ver Figura 5) con un volumen de solución amoniaca (32% en peso de  $\text{NH}_3$ ) fijado de antemano.

Al comenzar el período de generación, se cierran las válvulas "A", "C" y "D" y se abre la válvula "B" que comunica al condensador. Se conecta la resistencia de calentamiento que se encuentra dentro de la solución. El vapor de amoníaco pasa por el rectificador hacia el condensador (que es enfriado por una circulación de agua), donde se condensa el amoníaco. Se registran la presión y temperatura de generación y condensación, así como el nivel de condensado a través de toda la corrida experimental hasta llegar a la temperatura máxima de generación fijada de antemano. Se cierra la válvula "B" para aislar el condensador del generador y se deja enfriar el generador hasta la temperatura de absorción fijada.

Para empezar el período de refrigeración, se abren las válvulas "D" y "A" mientras se hace circular una mezcla de agua y glicol a través del cambiador de calor. El

amoníaco se vaporiza y absorbe calor del líquido circulante y posteriormente es conducido dentro del generador donde es absorbido. La refrigeración termina al no haber más líquido en el condensador.

En la segunda parte de la experimentación, cuando se agregó un recipiente en la parte inferior del condensador que sirviera como evaporador para iniciar el período de refrigeración, se abre la válvula "D" y se deja pasar todo el amoníaco al evaporador. Posteriormente, se abre la válvula "A" y se inicia la absorción. En este caso, la vaporización del refrigerante se realiza sin circulación de agua-glicol.

En una serie de experimentos, se cubrió el evaporador con un recipiente con agua para proporcionar una carga térmica al refrigerante. Se registran a través del experimento la presión y temperatura de evaporación y absorción.

## VII. RESULTADOS EXPERIMENTALES

Se realizaron una serie de corridas experimentales de octubre de 1974 a enero de 1975. El comportamiento del sistema en seis de los experimentos más ilustrativos se muestra gráficamente en las Figuras 1-12. Se presenta el ciclo de generación y refrigeración completo para cada una de las corridas, menos la primera, en que los datos de refrigeración no eran útiles.

La gráfica 1 muestra la generación de amoníaco sin enfriamiento del condensador, lo cual provoca que la temperatura de condensación aumente y, por lo tanto, también la presión. Como consecuencia, se obtiene muy poca cantidad de amoníaco destilado.

Las gráficas 2-3 muestran un ciclo completo con enfriamiento con agua en el condensador y la refrigeración se realiza sin carga térmica.

Las gráficas 4-7 muestran dos ciclos completos con circulación de una mezcla glicol-agua en el evaporador.

Las gráficas 8-11 muestran dos ciclos en que la evaporación se realizó sin flujo. En la gráfica 11 se agregó una carga térmica al evaporador.

TABLA 1

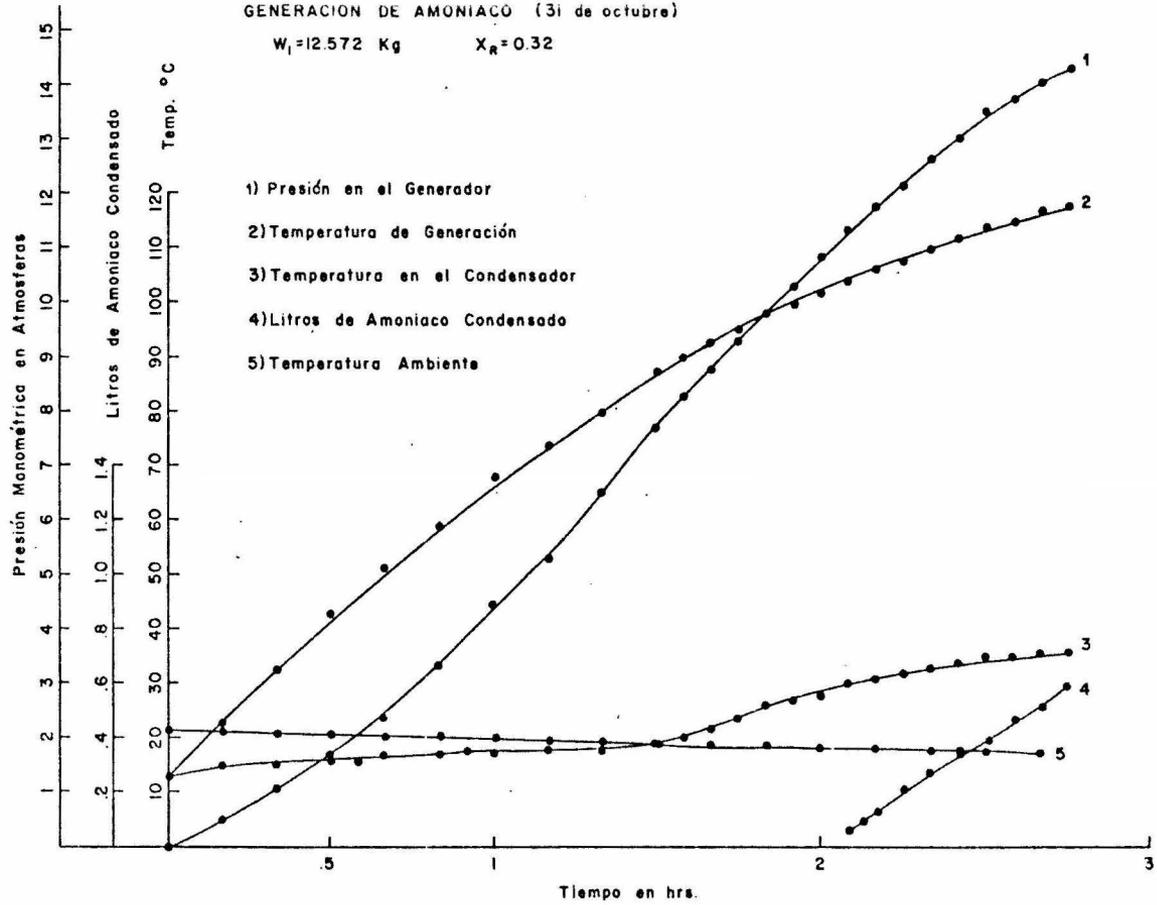
RESUMEN DE RESULTADOS

Experiencia No.:	1	2	3	4*	5*	6
Masa inicial (Kg)	12.57	13.47	12.57	16.61	12.57	17.06
Temperatura inicial de la solución °C	13	20	14	67	17	50
Temperatura máxima de la solución °C	117	120	120	109	125	119
Presión máxima (Kg/cm <sup>2</sup> )	14.3	10.2	9.6	9.8	11.4	10.0
Temperatura de condensación (°C)	15-35	12-18	16-18.5	13.5-15	16-18	13-15
Masa de amoníaco condensado (Kg)	.36	1.6	1.7	.83	1.24	1.93
Concentración final (% NH <sub>3</sub> )	30	23	21.5	28	24.5	23
Energía suministrada (Kcal)	1,587	2,122	2,132	1,239	2,003	2,120
Energía útil (Kcal)	100	462	498	236	350	566
Mínima temperatura de evaporación (°C)	-11	-29	-45	-11	-6	-34
COP real	.06	.22	.23	.19	.17	.27
COP teórico	.24	.26	.24	.37	.27	.33

\* Experiencias con carga térmica durante el proceso de enfriamiento.

GENERACION DE AMONIACO (31 de octubre)

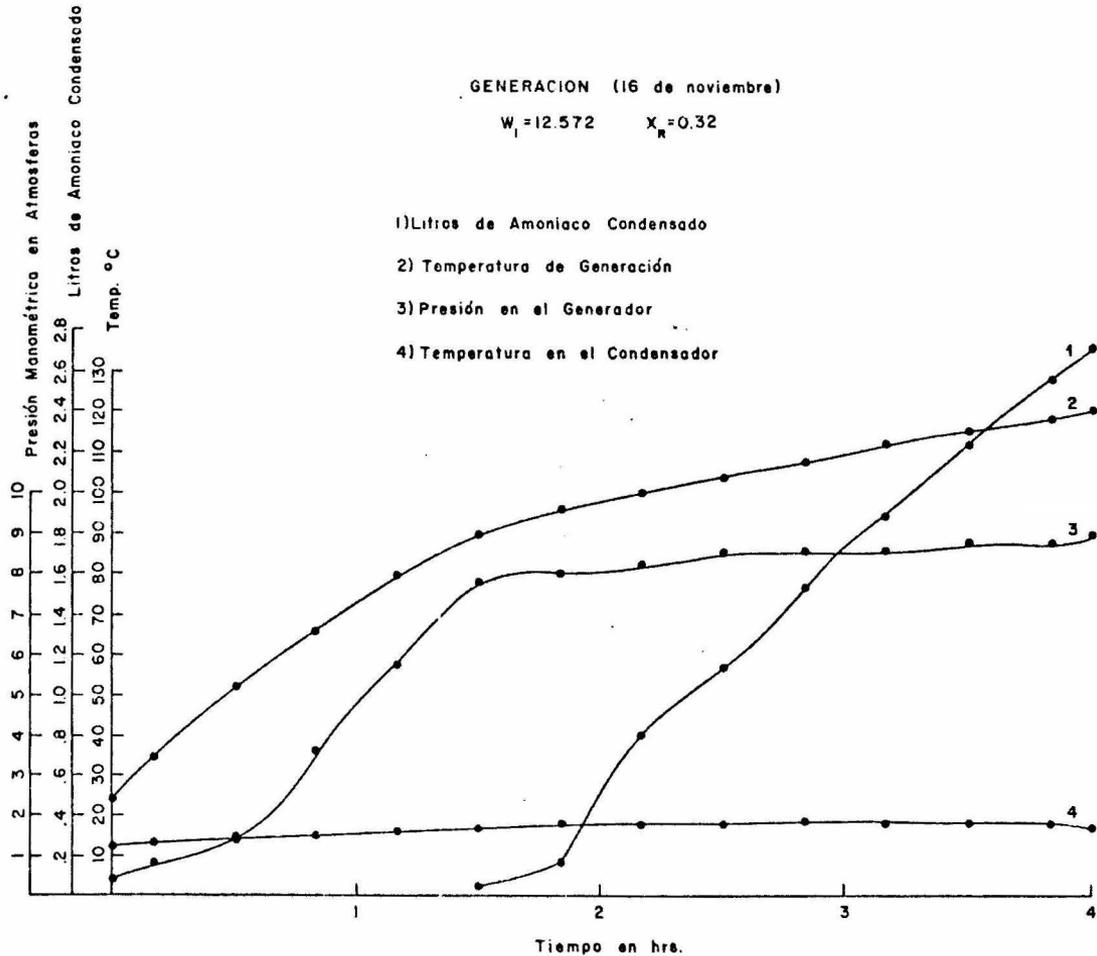
$W_1 = 12.572 \text{ Kg}$        $X_R = 0.32$



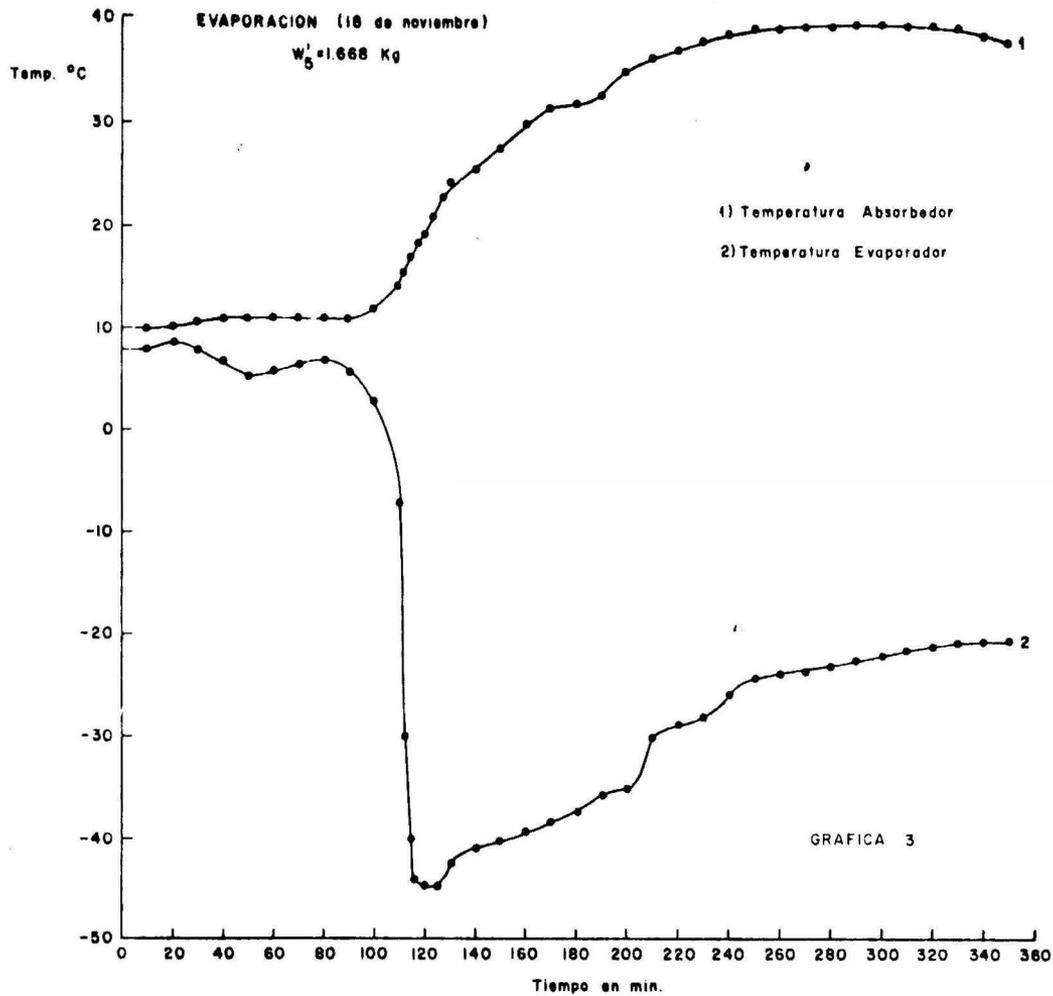
GRAFICA 1

GENERACION (16 de noviembre)

$W_1 = 12.572$      $X_R = 0.32$

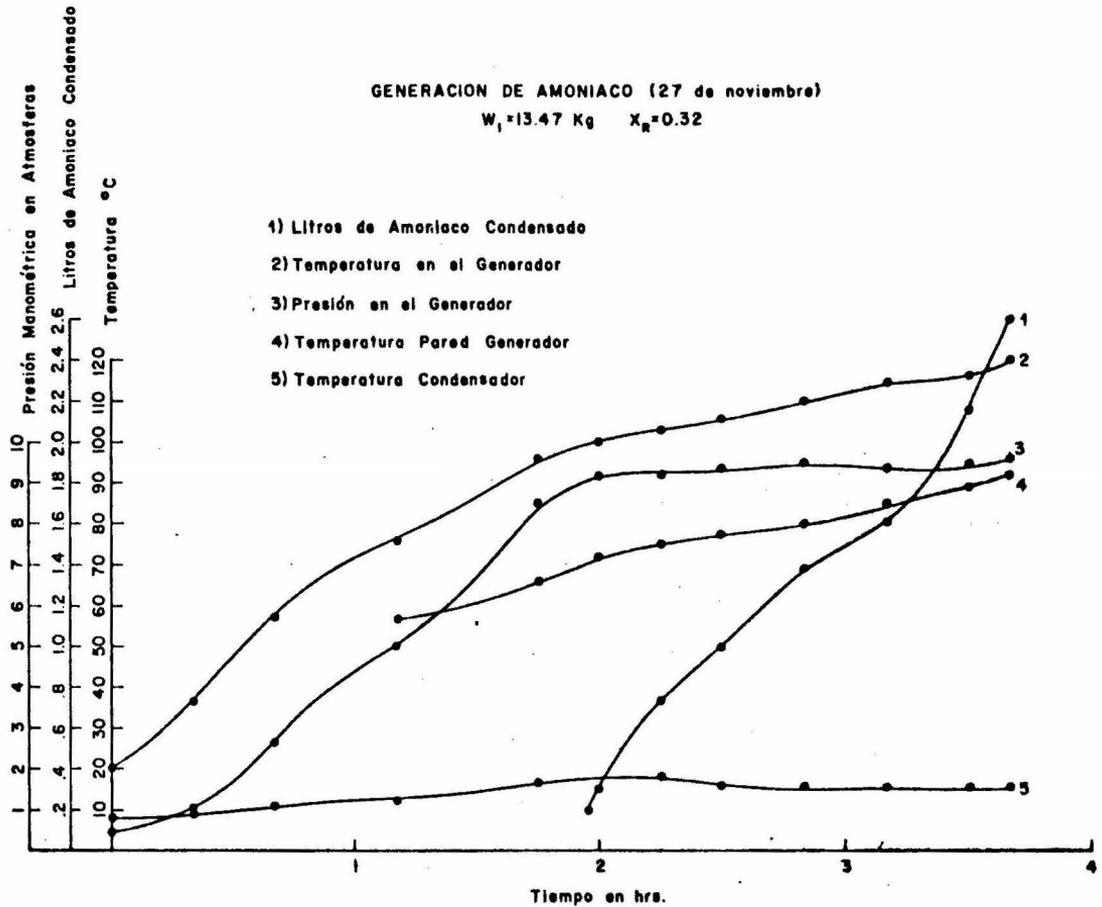


GRAFICA 2

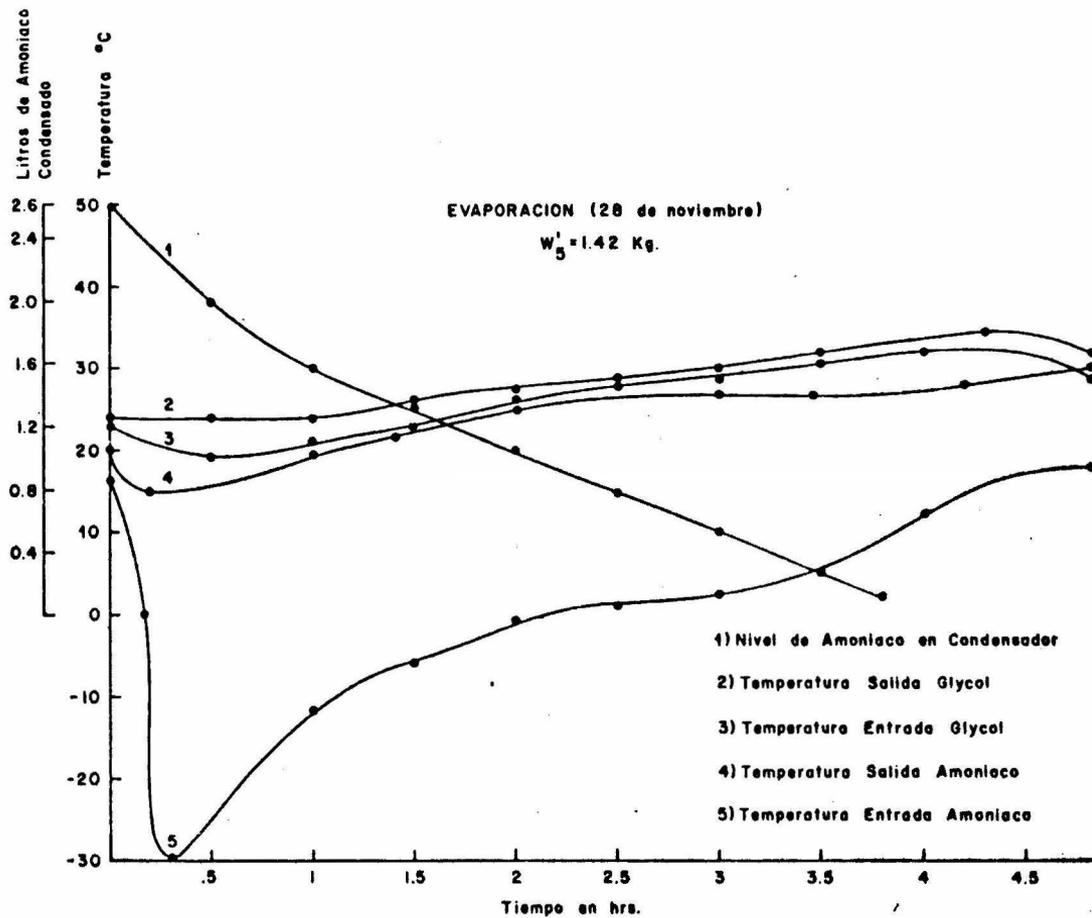


GENERACION DE AMONIACO (27 de noviembre)

$W_1 = 13.47 \text{ Kg}$     $x_R = 0.32$

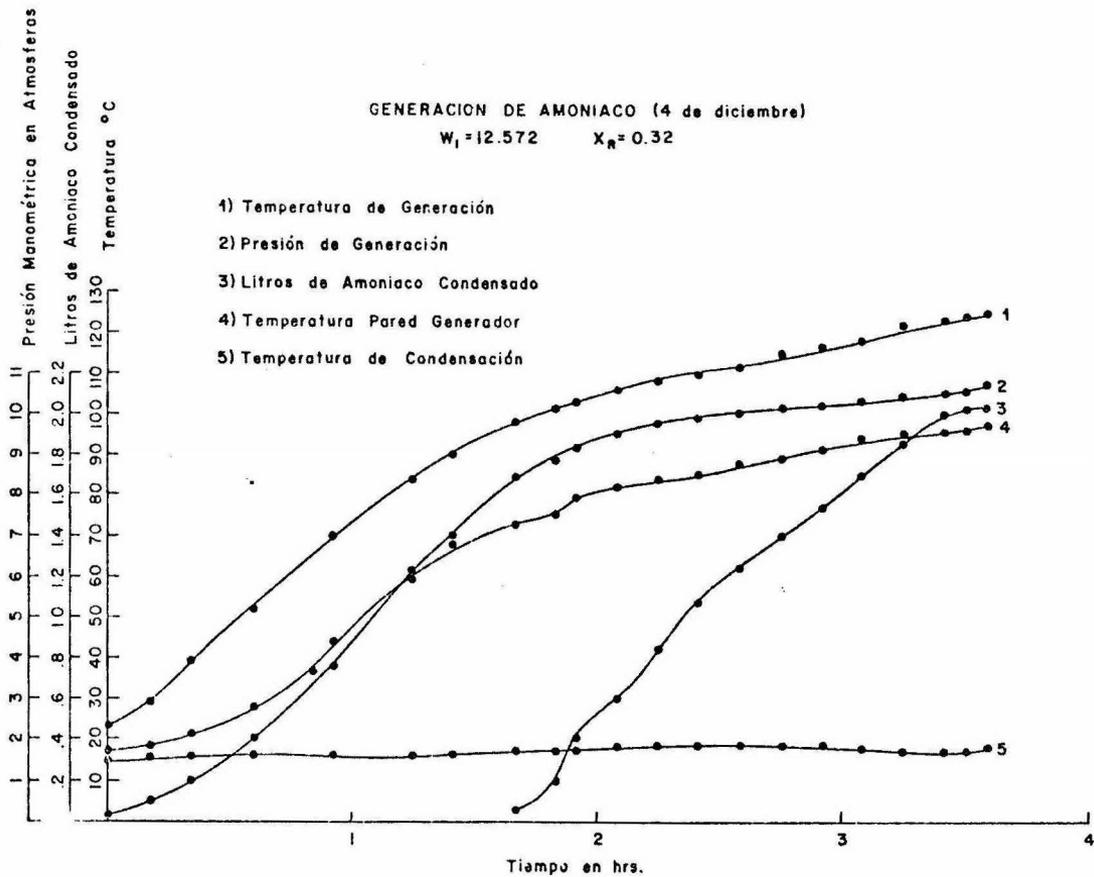


GRAFICA 4

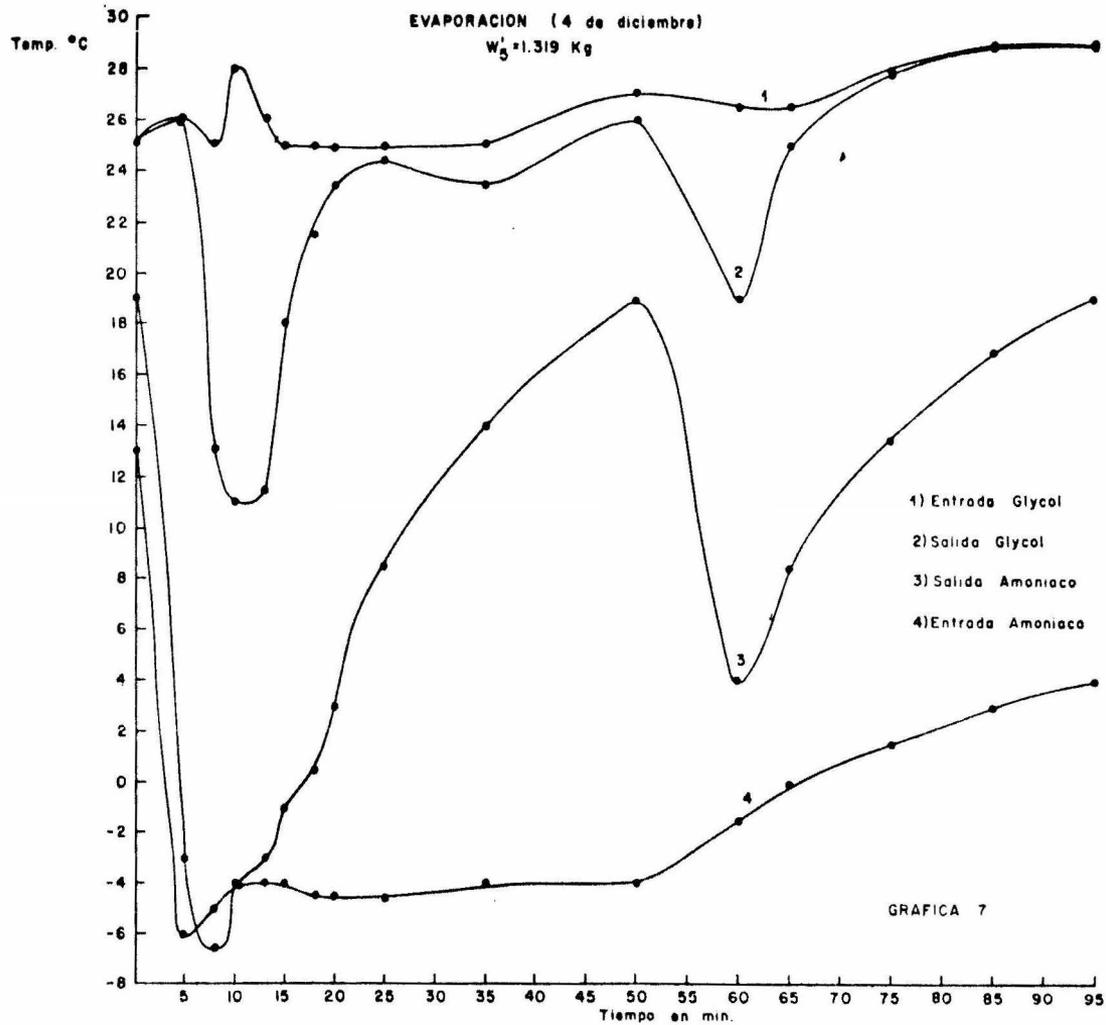


GENERACION DE AMONIACO (4 de diciembre)

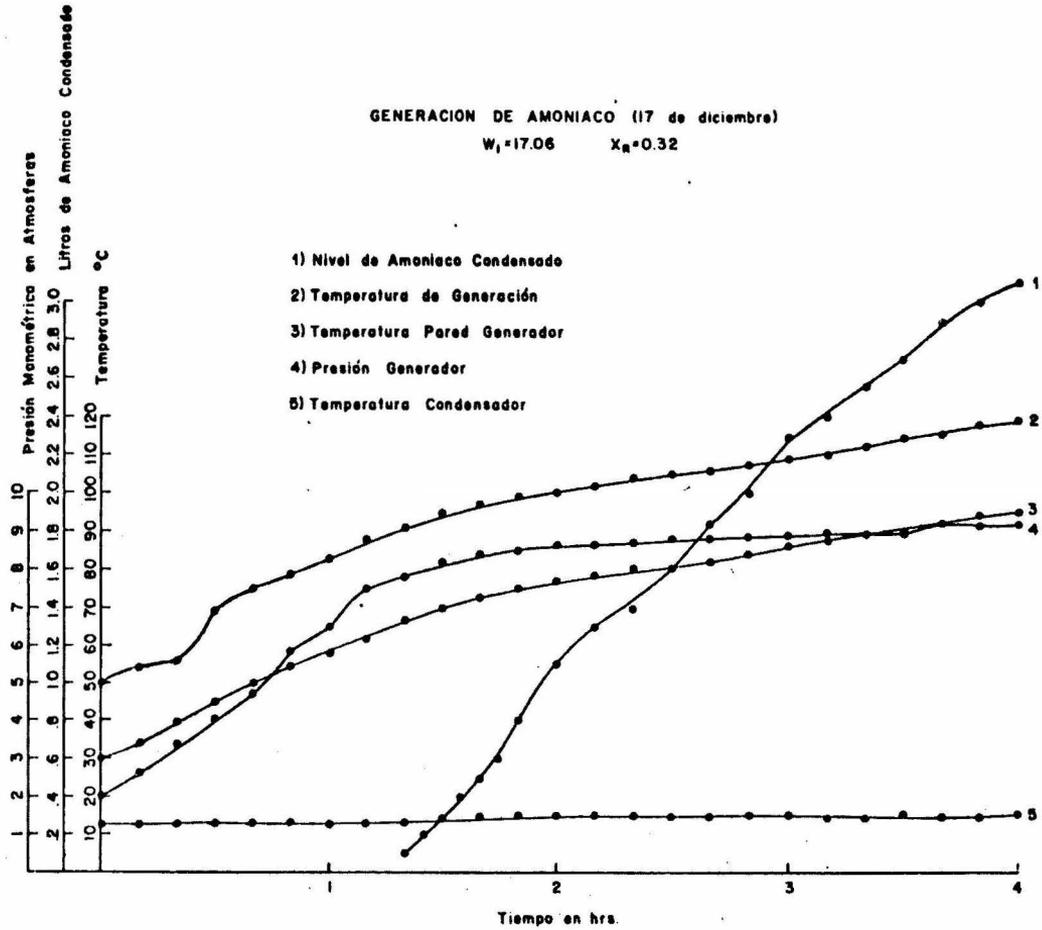
$W_1 = 12.572$      $X_R = 0.32$



GRAFICA 6



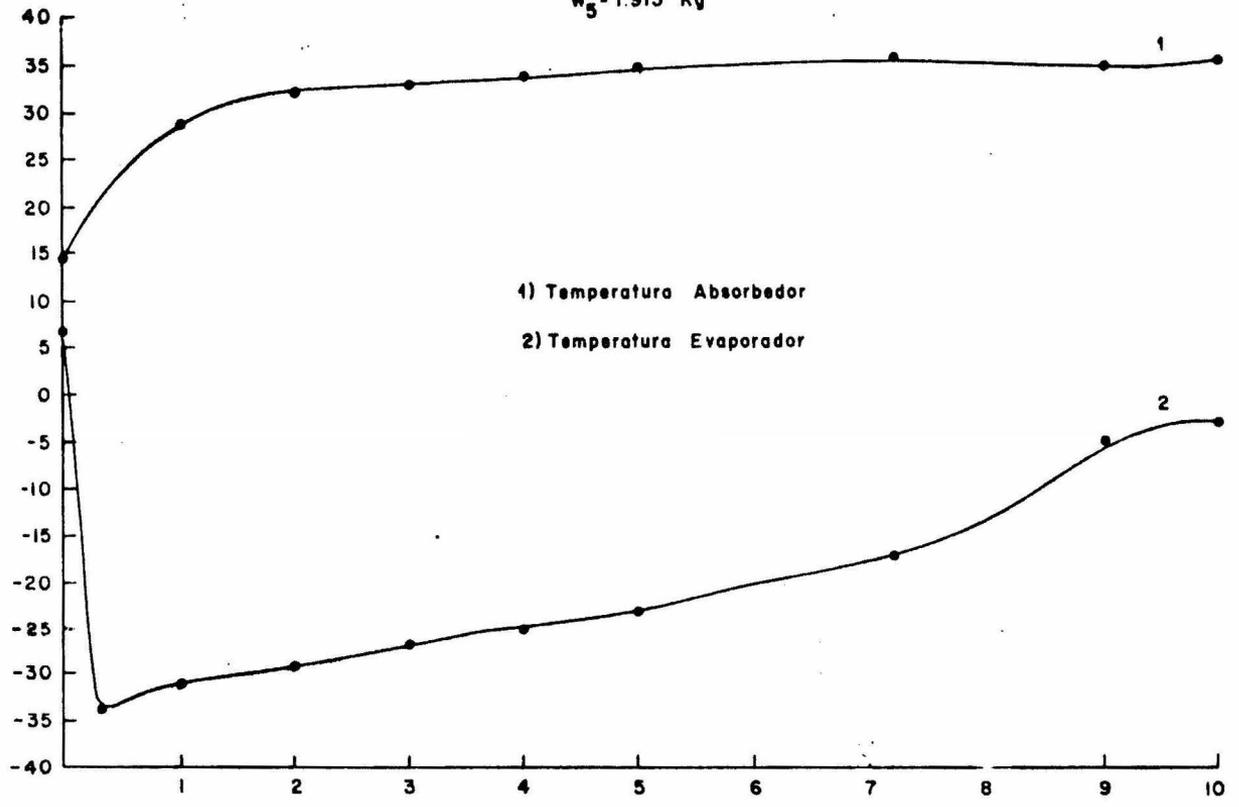
GENERACION DE AMONIACO (17 de diciembre)  
 $W_1=17.06$      $X_R=0.32$



GRAFICA 8

EVAPORACION (18 de diciembre)

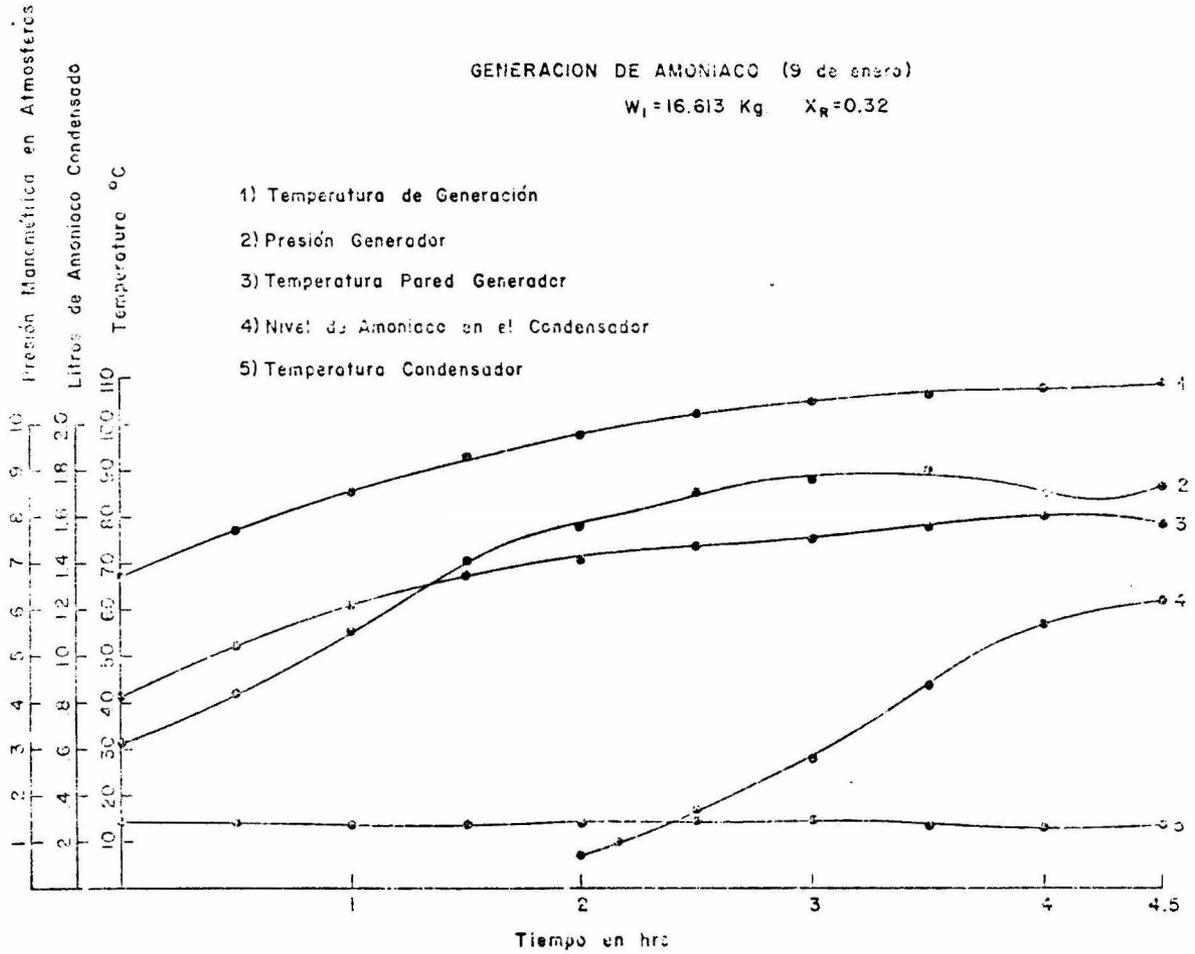
$W_5 = 1.915 \text{ Kg}$



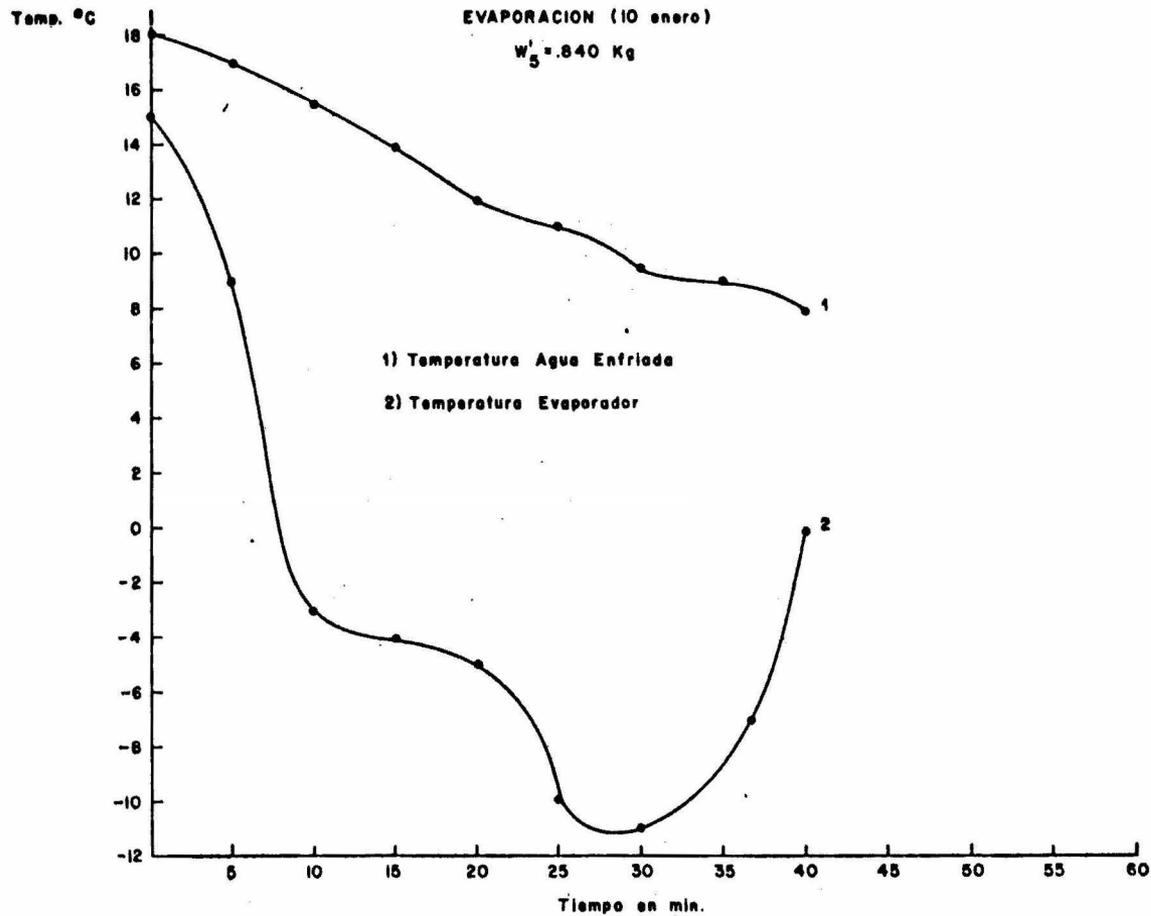
GRAFICA 9

GENERACION DE AMONIACO (9 de enero)

$W_1 = 16.613 \text{ Kg}$      $X_R = 0.32$



GRAFICA 10



GRAFICA II

## VIII. CONCLUSIONES

1. El prototipo de refrigerador intermitente ha sido operado exitosamente.
2. Los parámetros que afectan la eficiencia en el ciclo intermitente son:
  - a) La concentración de la mezcla refrigerante.
  - b) La temperatura de generación.
  - c) La temperatura de condensación que nos fija la presión en el sistema.
  - d) La temperatura de evaporación.
  - e) La temperatura del absorbedor.
3. Cuando se utilizan concentraciones bajas ( $X_R = 32\%$ ) y temperaturas de generación elevadas ( $100-120^\circ\text{C}$ ), se obtienen temperaturas de evaporación lo suficientemente bajas para la conservación de alimentos o para la producción de hielo para refrigeración doméstica.
4. Disminuyendo la temperatura de condensación, se perderá menos refrigerante en la extracción del calor sensible del evaporador y de su contenido para llegar a la temperatura de evaporación, lo cual au-

menta el coeficiente de operación.

5. Aumentando la concentración de la solución inicial, se puede destilar más amoníaco para una misma temperatura de generación que en el caso de concentraciones más bajas, lo que aumenta la eficiencia; esto provoca, sin embargo, que la temperatura de evaporación sea más alta, ya que el absorbedor se encontrará a una presión mayor. Esto no es conveniente para el uso que se le intenta dar al equipo, aunque sería útil para sistemas de aire acondicionado en que no se requieren temperaturas menores de 0°C.
  
6. Durante la refrigeración, mientras más frío está el absorbedor, mayor será la afinidad del amoníaco en la solución débil. La absorción del amoníaco en la solución débil es un proceso exotérmico, y si este efecto es muy grande, la velocidad de absorción disminuye. Los resultados demuestran que hay que enfriar el absorbedor.
  
7. La eficiencia del refrigerador puede ser sostenida arriba de 20%.

8. Es posible construir un colector solar plano que proporcione una temperatura de generación de  $120^{\circ}\text{C}$  para operar un refrigerador por absorción utilizando una mezcla comercial ( $26^{\circ}\text{Be}$ ) de amoníaco y agua. Esto permite operar el evaporador con temperatura del orden de  $-30^{\circ}\text{C}$ .
  
9. La simplicidad del equipo, causa principal de su baja eficiencia, es, sin embargo, un factor importante en lo que se refiere al costo del refrigerador y su operación.
  
10. Demostrada la factibilidad de operar un refrigerador intermitente con energía solar, es necesario atacar ahora el problema de su adaptación a una bodega frigorífica que pueda operar las veinticuatro horas del día.

CALCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACION

De acuerdo al diagrama del ciclo ideal de la Figura 4, el coeficiente de operación teórico está definido de la siguiente manera:

$$\eta = \frac{Q_e}{Q_s} = \frac{W'_4 L_m}{W_3 H_3 - W_1 H_1 + \int_3^1 H_V dw}$$

El término  $Q_e = W'_4 L_m$  es relativamente fácil de evaluar. Al final de la generación--el punto 3 en el ciclo--hay una cantidad  $W'_3$  de amoníaco líquido mayor que  $W'_4$  en el evaporador. Una parte de éste debe evaporarse para enfriar el resto del refrigerante de la temperatura de condensación hasta la temperatura de evaporación. Por lo tanto, la cantidad  $W'_3 - W'_4$  no se utiliza en un enfriamiento útil.

La masa de refrigerante en el punto 4 se puede obtener de la expresión:

$$\frac{W'_4}{W'_3} = \exp. \left( \frac{H'_4 - H'_3}{L_m} \right)$$

donde:

$L_m$  = calor latente promedio del refrigerante durante el proceso 4-1

$H'$  = entalpía del refrigerante líquido (el sufijo indica el punto en el ciclo).

El término  $Q_s = W_3H_3 - W_1H_1 + \int_3^1 H_V dw$  se calcula de la siguiente manera:

Los dos primeros términos se pueden evaluar leyendo los valores  $H_3$  y  $H_1$  directamente del diagrama entalpía concentración.<sup>(11)</sup> El vapor de amoníaco (considerando que el destilado es 100% amoníaco) empieza a salir del generador cuando se alcanza el punto 2. La presión del sistema permanece constante durante el proceso 2-3, así que la entalpía del vapor se considera sólo función de la temperatura entre los estados 3-4.

#### CALCULO DEL COEFICIENTE TEORICO

##### PARA LA EXPERIENCIA NO. 2

1.  $X_{R_1} = 0.32$  Kg  $NH_3$ /Kg solución
2. Temperatura inicial:  $20^\circ C$
3. Temperatura máxima solución:  $120^\circ C$
4. Masa inicial: 13.47 Kg



10. Cálculo de  $\int_1^3 dwH_V$  :

dw	T	H <sub>V</sub>	dwH <sub>V</sub>
Kg	°C	Kcal/Kg	Kcal
0.2	92	450	90.0
0.2	95	455	91.0
0.2	99	459	91.8
0.2	102	463	92.6
0.2	105	466	93.2
0.2	108	472	94.4
0.2	112	476	95.2
0.2	115	482	96.4
0.2	118	486	97.2
<u>0.22</u>	120	490	<u>107.8</u>
2.02			949.6

Por lo tanto,  $\int_1^3 dwH_V = 949.6 \text{ Kcal}$

11.  $Q_s = 1236.6 \text{ Kcal} - (-67.35 \text{ Kcal}) + 949.6 \text{ Kcal}$   
 $= 2253.55 \text{ Kcal}$

12. Cálculo de la refrigeración útil:

$$W'_4 = W'_3 \exp \left[ \frac{H'e - H'c}{Lm} \right]$$

Para el amoníaco:

$$\begin{array}{l} 9 \text{ atm} \\ | \\ H'c = 118 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \\ 20^\circ\text{C} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} 4 \text{ atm} \\ | \\ H'e = 77.9 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \\ 0^\circ\text{C} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} 9 \text{ atm} \\ | \\ L = 510.5 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \\ 20^\circ\text{C} \end{array}$$

$$\begin{array}{l} 4 \text{ atm} \\ | \\ L = 543.1 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \\ 0^\circ\text{C} \end{array}$$

$$L_m = \frac{510.5 + 543.1}{2} = 526 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$W'_3 = 2.02 \text{ Kg}$$

por lo tanto,

$$\begin{aligned} W'_4 &= 2.02 \exp. \left( \frac{77.9 - 118.3}{526} \right) = 2.02 \times 0.923 \\ &= 1.86 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$W'_4 = 1.86 \text{ Kg}$  es la cantidad de amoníaco útil para la refrigeración

La energía útil para refrigeración será:  $W'_4 \cdot L_m$

Lm se calcula entre el valor correspondiente a 0°C y el valor correspondiente a la temperatura mínima supuesta: -40°C.

$$L_m = \frac{593 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} + 543 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}}{2} = 568 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} = 315.8 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

por lo tanto,

$$Q_e = 1.86 \text{ Kg} \times 315.8 \text{ Kcal/Kg} = 587.4 \text{ Kcal}$$

por consiguiente,

$$\text{C.O.P.} = \frac{587.4 \text{ Kcal}}{2253.55 \text{ Kcal}} = 0.26$$

El coeficiente de operación teórico para la Experiencia No. 2 es de 0.26 o 26% de eficiencia.

#### CALCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACION REAL

##### PARA LA EXPERIENCIA NO. 2

1.  $W_1$  y  $H_1$  no cambian, son las condiciones iniciales;  
por lo que:  $W_1 \times H_1 = -67.35 \text{ Kcal}$
2. Se condensó 1.6 Kg de amoníaco =  $W'_3$
3.  $W_3 = W_1 - W'_3 = 13.47 \text{ Kg} - 1.6 \text{ Kg} = 11.87 \text{ Kg}$
4.  $\left. \begin{array}{l} 10.2 \text{ atm} \\ H_3 = 109 \text{ Kcal/Kg} \\ 120^\circ\text{C} \end{array} \right\}$

Por lo tanto,

$$M_3H_3 = 11.87 \text{ Kg} \times 109 \text{ Kcal/Kg} = 1293.83 \text{ Kcal}$$

5. La entalpía del vapor que sale del generador no es sólo función de la temperatura, como en el caso ideal, sino que varía también con la presión. Es, por lo tanto, necesario evaluar cada valor de  $H_v$  para una cierta masa  $dw$  para la presión y temperatura correspondientes.

Por consiguiente, la entalpía del vapor es:

$dw$	T	P	$H_v$	$dwH_v$
Kg	°C	atm	Kcal/Kg	Kcal
.1236	100	9.1	460	56.85
.1236	101.5	9.2	462	57.10
.1236	102.5	9.2	465	57.47
.1236	103	9.2	468	57.84
.1236	105	9.3	470	58.09
.1236	108	9.4	473	58.46
.1236	110	9.4	475	58.71
.1236	114	9.3	477	58.95
.1236	115.5	9.3	479	59.20
.1236	116.5	9.3	482	59.57
.1236	118	9.3	484	59.82
.1236	118.5	9.35	486	60.06
.1236	120	9.44	489	60.31
<u>1.606</u>				<u>762.443 Kcal</u>

Por lo tanto,  $\int_1^3 H_V dw = 762.443 \text{ Kcal}$

6.  $Q_s = 1293.83 \text{ Kcal} - (-67.35 \text{ Kcal}) + 762.443 \text{ Kcal}$

$Q_s = 2122.533$

7.  $W'_4 = W'_3 \exp. \frac{(H'e - H'c)}{L_{prom.}}$

$W'_4 = 1.6 \text{ Kg} \times .923 = 1.477 \text{ Kg}$

Por lo tanto,  $Q_e = W'_4 L_m$

$L_m = \frac{L (-2a^\circ\text{C})}{2} + \frac{L (0^\circ\text{C})}{2} = \frac{583 \text{ BTU/lb}}{2} + \frac{543 \text{ BTU/lb}}{2}$

$L_m = 563 \text{ BTU/lb} = 313 \text{ Kcal/Kg}$

Por lo tanto,  $Q_e = 1.477 \text{ Kg} \times 313 \text{ Kcal/Kg} = 462 \text{ Kcal}$

Por consiguiente, el coeficiente de operación será:

$$\frac{462}{2122.53} = .22$$

El coeficiente de operación real será de 0.22 o la eficiencia del refrigerador es de 22%. En la Tabla ( 1) se encuentran resumidos los cálculos de todas las experiencias.

En la Figura 6 se compara el ciclo teórico con el ciclo real para el Experimento No. 2.

COMPARACION DEL CICLO REAL CON EL CICLO TEORICO  
 PARA EL EXPERIMENTO No. 2

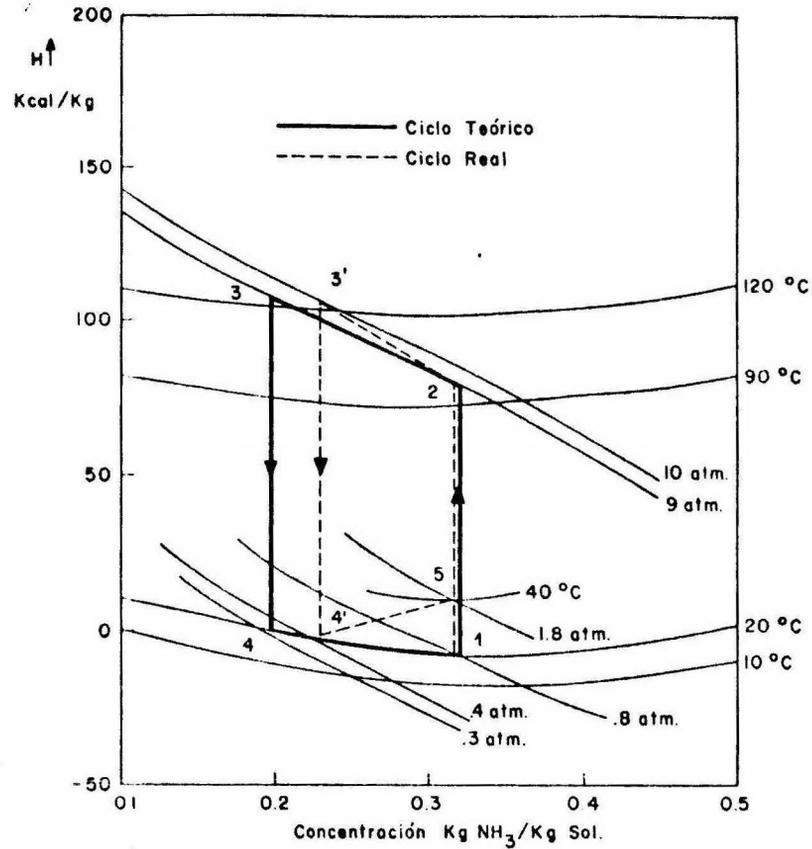


FIGURA 8

CALCULO DEL AREA DEL COLECTOR SOLAR PARA  
OPERAR EL REFRIGERADOR INTERMITENTE

De la referencia (5) se obtiene el valor de la radiación solar promedio anual para la Ciudad de México, que es igual a 6,205 Kcal/m<sup>2</sup>día.

Para un colector plano con tres placas de vidrio, con emisividad igual a 0.96, con temperatura ambiente igual a 20°C y operando a 120°C, la eficiencia del colector es de 0.4, (Referencia 6).

Tomando como base 1.6 Kg de amoníaco condensado, se necesita suministrar al generador 2,122 Kcal.

Si suponemos un día completo de operación del colector, con eficiencia de 0.4, la cantidad de energía aprovechable por metro cuadrado de colector será:

$$6,205 \text{ Kcal/m}^2\text{día} \times 0.4 \times 1 \text{ día} = 2,482 \text{ Kcal/m}^2$$

Si se requieren 2,122 Kcal en el generador, el área mínima necesaria de colector solar será:

$$\frac{2,122 \text{ Kcal}}{2,482 \text{ Kcal/m}^2} = 0.86 \text{ m}^2$$

Se puede aumentar el valor del área del colector y disminuir el tiempo de operación, optando por la alternativa más económica.

#### CALCULO DE LA EFICIENCIA TOTAL

Al operar el refrigerador intermitente con energía solar, será útil el cálculo de la eficiencia del sistema, que será igual a:

$$E = \frac{\text{refrigeración efectiva}}{\text{radiación solar incidente}} = \frac{Q_e}{G}$$

El coeficiente de operación del generador será:

$$\epsilon = \frac{\text{calor absorbido por el generador}}{\text{radiación solar incidente}} = \frac{Q_s}{G}$$

El coeficiente de operación del refrigerador intermitente será:

$$\eta = \frac{\text{refrigeración efectiva}}{\text{calor absorbido por el generador}} = \frac{Q_e}{Q_s}$$

Por lo tanto,

$$E = \epsilon \eta = \frac{Q_s}{G} \times \frac{Q_e}{Q_s} = \frac{Q_e}{G}$$

Para el refrigerador operado con el colector calculado, la eficiencia total será:

$$E = \epsilon \eta = 0.4 \times 0.22 = .088$$

Por lo tanto, la eficiencia total es de 8.8%.

## INDICE DE FIGURAS

Figura 1	Refrigerador por compresión	Trabajo de tesis
Figura 2	Refrigerador por absorción continuo	Trabajo de tesis
Figura 3	Refrigerador intermitente operado con energía solar	Ref. 2, Pág. 1
Figura 4	Ciclos teóricos intermitentes	Ref. 3, Pág. 4
Figura 5	Diagrama del refrigerador experimental	Trabajo de tesis
Figura 6	Comparación del ciclo teórico con el ciclo real	Trabajo de tesis
Figuras 7-17	Gráficas experimentales	Trabajo de tesis
Tabla 1	Resumen datos experimentales	Trabajo de tesis

## NOMENCLATURA

C.O.P.	=	coeficiente de operación
dw	=	masa diferencial de vapor (Kg)
$\epsilon$	=	coeficiente de operación del generador
E	=	coeficiente de operación total
G	=	radiación solar incidente (Kcal/m <sup>2</sup> día)
H	=	entalpía de la solución (Kcal/Kg)
H'	=	entalpía del refrigerante (Kcal/Kg)
H <sub>v</sub>	=	entalpía del vapor de amoníaco (Kcal/Kg)
L	=	calor latente (Kcal/Kg)
Lm	=	calor latente promedio (Kcal/Kg)
$\eta$	=	coeficiente de operación del refrigerador
P	=	presión en el sistema (atmósferas)
Qe	=	enfriamiento efectivo (Kcal)
Qs	=	calor a la solución durante generación (Kcal)
Te	=	temperatura de evaporación (°C)
Tc	=	temperatura de condensación (°C)
W	=	masa de la solución (Kg)
W'	=	masa del refrigerante (Kg)
X <sub>R</sub>	=	concentración de amoníaco en la solución KgNH <sub>3</sub> /Kg de solución

## BIBLIOGRAFIA

1. Alcaide, G.; Careaga, J.A.; Mayer, E.; Muñoz, F.  
"La cadena del frío". Naturaleza, número especial,  
pp. 26-35, Dic. 1973
2. Williams, D.A.; Chung, R.; Lof, G.O.G.; Fester, D.A.;  
and Duffie, J.A. "Intermittent Absorption Cooling  
Systems with Solar Regeneration". Paper No. 57-A-60,  
A.S.M.E., 1957
3. Chinnappa, J.C.V. "Experimental Study of the Inter-  
mittent Vapour Absorption Refrigeration Cycle Employ-  
ing the Refrigerant-Absorbent Systems of Ammonia Wa-  
ter and Ammonia Lithium Nitrate". Solar Energy, 1,  
(1), 1961
4. Proceedings of the World Symposium on Applied Solar  
Energy. Ferguson & Co., San Francisco, Calif., pp.  
281-288, 1950
5. Distribución espacio tiempo de la energía solar en  
la República Mexicana. (en preparación)
6. Zanem, A.M., Erway, D. Introduction to the Utiliza-  
tion of Solar Energy. McGraw-Hill, 1963

7. Ruhemann, M. "The Ammonia Absorption Machine".  
Transactions of the Institution of Chemical Engineers, 25, 1947
8. Goribar, E.H. Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración. Editorial LIMUSA, México, 1973
9. Institute Français du Pétrole. Thermodynamique Appliquée aux Machines. Tome II, Mai, 1959
10. Hainsworth, W.R. "Refrigerants and Absorbents".  
Refrigerant Engineering, 48, (2), August, 1944
11. Merkel, F. and Boznakowic, F. Diagrams and Tables for Calculating Absorption Machines. Springer, Berlin, 1929