



**ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**

Diseño y Construcción de un Refrigerador Solar  
Empleando el Ciclo de Absorción Intermitente

**TESIS DE GRADO**

**Previa a la Obtención del Título de  
INGENIERO MECANICO**

**PRESENTADA POR:  
Roberto Bohórquez B.**



**Guayaquil**

**BIBLIOTECA**

**Ecuador**

**1984**



71  
697.932  
B676

ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL  
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN REFRIGERADOR SOLAR  
EMPLEANDO EL CICLO DE ABSORCIÓN INTERMITENTE

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

ROBERTO BOHORQUEZ B.



BIBLIOTECA  
GUAYAQUIL - ECUADOR

-1984

## DEDICATORIA

A mis padres, quienes me han en  
caminado por el sendero del bien,  
como muestra de mi amor y gratii  
tud.

A mis hermanos, en quienes con-  
fío sean útiles a la familia y  
a la Patria.



## AGRADECIMIENTO

Al ING. GUIDO FRANCO MUJICA,  
Director de Tesis, por su va  
liosa ayuda para la realiza-  
ción de este trabajo.

Al SR. FERNANDO ESCOBAR, Ayu-  
dante del Laboratorio de Me-  
cánica de Fluidos, por su co  
laboración en la construcción  
del Equipo.



BIBLIOTECA

*Eduardo Orces*

ING. EDUARDO ORCES P.  
DECANO  
FACULTAD ING. MECANICA

*Guido Franco*

ING. GUIDO FRANCO M.  
DIRECTOR DE TESIS

*Alfredo Barfiga*

DR. ALFREDO BARRIGA R.  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

*Francisco Santelli*

ING. FRANCISCO SANTELLI  
MIEMBRO DEL TRIBUNAL



BIBLIOTECA

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y d ctrinas  
expuestos en esta Tesis, me corresponden exclusiva-  
mente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la  
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL"

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la  
ESPOL).



BIBLIOTECA

*Roberto Bohorquez B.*

ROBERTO BOHORQUEZ BENITES

## RESUMEN



La necesidad de buscar el desarrollo de tecnología propia en el diseño y construcción de un sistema de refrigeración barato y eficiente a mediano plazo han sido los motivos principales para llevar adelante el presente trabajo experimental.

Para tener una idea del contenido y alcance de esta Tesis mencionaremos los puntos más importantes de la misma.

- a) El primer paso fue recopilar información sobre el sistema de refrigeración intermitente de absorción, sean estos trabajos teóricos o experimentales.
- b) Luego se codificó y estudió la información obtenida, con la finalidad de cuantificar las posibilidades de desarrollar un equipo experimental.
- c) Se investigó en el mercado local sobre la existencia y costos de los diferentes materiales a ser utilizados.
- d) El siguiente paso fué establecer el plan de trabajo (Temario de Tesis) para la aprobación respectiva del Director del Proyecto. Aquí se fijaron las características del prototipo, las pruebas que se realizarían y los resultados que se esperaban obtener.
- e) Se procedió a la construcción del equipo experimental. Su ensamblaje fue necesario realizarlo varias veces, ya que se presentaron problemas de fuga que son descritos en detalle en el desarrollo del capítulo 4.

- f) Con todos los instrumentos de medición ya calibrados y el sistema cargado con el fluido de trabajo (una solución agua-amoniaco) se procedió a realizar 13 pruebas, variando la concentración, temperatura de generación máxima, masa y en las cuatro últimas se retiró el rectificador, colocando en su lugar tubería de 1/2 Pulgada con la finalidad de comprobar experimentalmente su importancia.
- g) El paso final fué evaluar los datos obtenidos, anotar las conclusiones y recomendaciones en base a la experiencia adquirida durante el trabajo experimental.
- h) Es necesario indicar que en esta Tesis de grado se trabajará en el sistema de refrigeración dejando para una segunda fase el uso de un colector solar, dado que no existe ningun trabajo anterior a este sobre el ciclo mismo en el Ecuador.

## INDICE DE ABREVIATURAS

$A_t$	Area Total
$^{\circ}C$	Grados centígrados
$C_p$	Calor específico a presión constante
$cm^2$	Centímetros cuadrados
C.O.P.	Coefficiente de funcionamiento
e	Espesor
Ec.	Ecuación
h	Entalpía
hr	Hora
$H_2O$	Agua
K	Conductividad
Kcal	Kilocalorías
Kgr	Kilogramo
$Kgr/cm^2$	Kilogramos por centímetro cuadrado
Kcal/kgr	Kilocalorías por kilogramo
L	longitud
Lm	Calor latente de vaporización
Lba	Libra
m	Metro
mm	Milímetro
max	Máximo
min	Mínimo

$m_{\text{NH}_3}$	Masa de amoníaco
$\text{NH}_3$	Amoníaco
$p$	Presión
pulg.	Pulgada
psia	Libras por pulgada cuadrada absolutas.
psig	Libras por pulgada cuadrada manométricas
$Q$	Calor
$\dot{q}$	Rapidez de transferencia de calor
$t$	Temperatura
$T$	Tiempo
$V$	Volúmen
$v$	Volúmen específico
$w$	masa
watts	vatios
$X$	Concentración
$\Delta H_x$	Calor de solución
$\Delta S$	Diferencia de entropía
$\Delta t$	Diferencia de temperatura
$\rho$	Densidad
$\sigma_1$	Tensión Tangencial
$\sigma_2$	Tensión longitudinal.

## INDICE GENERAL

	Pag.
RESUMEN .....	VI
INDICE DE ABREVIATURAS .....	VIII
INDICE GENERAL .....	X
INDICE DE FIGURAS .....	XIII
INDICE DE TABLAS .....	XIV
INTRODUCCION .....	17
I FUNDAMENTOS TEORICOS DEL SISTEMA .....	20
1.1.- Refrigeración por Absorción .....	20
1.1.1.- Definición de Absorción .....	20
1.1.2.- Propiedades elementales de las mezclas binarias .....	21
1.1.3.- Diagrama entalpía - concentración ...	25
1.1.4.- Variantes del Ciclo Teórico de absor- ción .....	29
1.1.5.- Coeficiente de funcionamiento teóri- co (C.O.P.) .....	33
1.1.6.- Comparación con el sistema de compre- sión de vapor .....	37
1.1.7.- Fluído de trabajo .....	38
1.2.- Funcionamiento del refrigerador solar .....	38
1.2.1.- Operación del sistema .....	38
1.2.2.- Proceso de generación .....	39
1.2.3.- Proceso de refrigeración .....	40



1.2.4.- Diagrama entalpía-concentración para el ciclo teórico. ....	40
1.2.5.- Diagrama temperatura-concentración para el ciclo teórico. ....	43
1.3.- Análisis del ciclo teórico. ....	43
1.3.1.- Variables que controlan el ciclo. ....	43
1.3.2.- Cálculo de los parámetros reales para el diseño. ....	47
1.3.3.- Cálculo del C.O.P. teórico. ....	51
1.3.4.- Tiempo de duración del ciclo. ....	52
II DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL REFRIGERADOR .....	54
2.1.- Sistema Colector de Energía. ....	54
2.2.- El generador. ....	55
2.3.- El condensador. ....	71
2.4.- El evaporador. ....	76
2.5.- El absorbedor. ....	79
2.6.- Selección de válvulas, tuberías y medidores. ....	81
2.7.- Selección del fluido de trabajo. ....	84
III CONSTRUCCION DEL EQUIPO .....	88
3.1.- Calibración de instrumentos auxiliares. ....	88
3.2.- Materiales usados en la construcción. ....	90
3.3.- Influencia de costos en el equipo. ....	94
3.4.- Problemas presentados en el ensamblaje. ....	97

IV	PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL .....	100
	4.1.- Pruebas de sellado del equipo. ....	100
	4.2.- Obtención del coeficiente de funcionamiento real. ....	102
	4.2.1.- Parámetros medidos. ....	102
	4.2.2.- Presentación de datos obtenidos. ....	104
	4.2.3.- Cálculos y resultados. ....	104
	4.2.4.- Valores del coeficiente de funciona miento teórico. ....	107
	4.3.- Obtención de curvas experimentales. ....	110
V	EVALUACION DE RESULTADOS .....	112
	5.1.- Comparación del ciclo real con el teórico. ....	112
	5.2.- Comparación con el ciclo de compresión de <u>va</u> por. ....	119
	5.3.- Comparación con el ciclo de absorción contí- nuo. ....	125
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	131
	APENDICES .....	138
	BIBLIOGRAFIA .....	221

## INDICE DE FIGURAS

	Pag.
Fig. 1-1.- Variación del volúmen en la mezcla de dos líquidos. ....	23
Fig. 1-2.- Características de evaporación y condensación de una mezcla binaria homogénea. ....	26
Fig. 1-3.- Diagrama h-x esquemático de una mezcla agua-amoniaco. ....	28
Fig. 1-4.- Diagrama de flujo de un sistema de absorción continuo. ....	30
Fig. 1-5.- Diagrama de flujo de un sistema de absorción intermitente. ....	32
Fig. 1-6.- Transferencias de energía en un sistema de refrigeración por absorción. ....	34
Fig. 1-7.- Diagrama h-x para el ciclo teórico de la solución. ....	42
Fig. 1-8.- Diagrama t - x para el ciclo teórico de la solución. ....	44
Fig. 1-9.- Esquema t - x indicando los parámetros reales que controlan el ciclo. ....	46

Fig. 1-10.-	Esquema t - x del ciclo teórico de la solución. ....	48
Fig. 1-11.-	Diagrama t - x indicando los puntos del ciclo teórico de la solución $H_2O - NH_3$ . ..	50
Fig. 2-1.-	Diagrama eléctrico de la instalación de la resistencia. ....	56
Fig. 2-2.-	Diagrama esquemático del sistema colector de energía. ....	57
Fig. 2-3.-	Diagrama esquemático del rectificador. ...	68
Fig. 2-4.-	Diagrama esquemático del condensador. ....	72
Fig. 2-5.-	Diagrama esquemático del ciclo de la solución. ....	80
Fig. 2-6.-	Diagrama esquemático del absorbedor. ....	82
Fig. 2-7.-	Diagrama esquemático del sistema. ....	87
Fig. 3-1.-	Diagrama del conjunto generador-tanque colector. ....	93
Fig. 3-2.-	Estructura de apoyo al sistema. ....	95
Fig. 3-3.-	Equipo al final de la construcción. ....	95
Fig. 4-1.-	Esquema del equipo con todos los parámetros	



BIBLIOTECA

medidos. ....

Fig. 5-1.- Diagrama p - h de un ciclo de compresión  
de vapor. ....

101

Fig. 5-2.- Sistema de refrigeración por absorción. ....

127

Fig. 5-3.- Sistema industrial de absorción. ....

128

## INDICE DE TABLAS

TABLA 1-1	Datos del ciclo teórico de la solución .....	51
TABLA 2-1	Dimensiones de los componentes del sistema ...	86
TABLA 3-1	Lista de materiales usados en la construcción del equipo .....	96
TABLA 4-1	Presentación de resultados del ciclo real ....	106
TABLA 4-2	Valores del coeficiente de funcionamiento real	107
TABLA 4-3	Resultados del ciclo teórico .....	109
TABLA 4-4	Valores del coeficiente de funcionamiento real para una concentración constante .....	110
TABLA 5-1	Valores de entalpía para el ciclo de compre- sión de vapor .....	122
TABLA B-1	Valores de presión del manómetro a calibrar ..	146
TABLA B-2	Valores de temperatura del registrador a ca- librar. ....	148



BIBLIOTECA

## INTRODUCCION

La fluctuación casi impredecible de los precios del petróleo a nivel internacional, el agotamiento acelerado de los combustibles fósiles y la contaminación generada por combustión en gran escala hace forzar a la humanidad a mirar hacia nuevas fuentes de energía tal como: el sol, el viento, el gradiente térmico del océano, la energía de las mareas, etc.

Entre estas nuevas fuentes, la energía solar presenta una mayor promesa para el hombre, por ser abundante, no contaminante y aprovechable en forma gratuita. De todos los posibles usos directos de la energía solar, el primero que puede ser aceptado con gran entusiasmo es la refrigeración solar.

Refrigerar mediante un sistema de compresión de vapor puede ser un método eficiente. Sin embargo, la energía de entrada es trabajo suministrado mecánicamente y, por tanto, costosa. Se requiere una cantidad relativamente grande de trabajo, porque durante la compresión el vapor experimenta una gran variación en su volumen específico.

Si hubiera medios disponibles para elevar la presión del refrigerante sin alterar apreciablemente su volumen podría reducirse apreciablemente el trabajo requerido.

• Existe "El Proceso de Refrigeración por Absorción" pudiendo ser éste

continuo o intermitente, esto último influirá en que una pequeña cantidad de trabajo mecánico se necesite para el primero y ninguna para el segundo. Sin embargo, encontramos que se requiere un suministro de calor muchas veces mayor que el trabajo requerido por el ciclo de compresión de vapor. Si el calor es suficientemente barato, el ciclo de refrigeración por absorción será atractivo económicamente.

Siendo la energía solar una fuente intermitente de calor, "El Ciclo de Refrigeración por Absorción Intermitente" provee los medios idóneos de utilizarla disminuyendo el costo de conseguir el proceso deseado.

En años recientes se han realizado trabajos teóricos-prácticos en varios países con la finalidad de aumentar la eficiencia del ciclo.

Se han probado varias sustancias como fluidos de trabajo; entre las cuales tenemos: Solución agua amoníaco a varias concentraciones, solución amoníaco-nitrato de litio, freon 21- Eter Dimetiltetraetilenglicol, amoníaco-cloruro de calcio. En todos estos trabajos a más de lograr menores eficiencias se tiene muy presente la aplicación óptima del proceso para citar un ejemplo. Si se desea solamente enfriar agua puede utilizarse una solución de Amoníaco-Nitrato de Litio, pero si el propósito es congelar (alcanzar temperaturas bajo  $0^{\circ}\text{C}$ ) se utiliza una solución de Amoníaco-Agua como una alternativa.

Como se comprenderá en un sólo trabajo de "Tesis de Grado", no es posi



ble atacar todos los inconvenientes y buscar sus soluciones.

En esta Tesis de Grado se trabajará fundamentalmente en el ciclo de refrigeración, simulando el uso de la energía solar con otra fuente.

En la parte final se hará las recomendaciones necesarias para la adaptación de un colector solar plano ya con el sistema probado y funcionando.

## CAPITULO I

### FUNDAMENTOS TEORICOS DEL SISTEMA

#### INTRODUCCION

En este capítulo se describirá los principios básicos en que se fundamenta el sistema de absorción, indicando las variantes existentes en el ciclo teórico. Se hará una comparación con el sistema de compresión de vapor. Se explicará el funcionamiento del refrigerador a construir y se incluirá en la parte final el análisis del ciclo teórico tomando en consideración los parámetros reales para el diseño.

#### 1.1. REFRIGERACION POR ABSORCION.

El Francés Ferdinand Carré, inventó el sistema de Refrigeración por absorción que patentó en los Estados Unidos en 1860.

##### 1.1.1.- Definición de Absorción.

Absorción es la capacidad que tiene una sustancia de captar y mantener dentro de sí a otra sustancia relativamente a bajas presiones y temperaturas. En la refrigeración por absorción, se aprovecha la propiedad de una sustancia líquida de absorber dentro de sí a un gas, este gas puede ser liberado cuando energía térmica sea suministrada aumentando la temperatura y presión de la solución (mezcla binaria), la sustancia líquida absorbente más el gas (refrigerante) da origen de una mezcla binaria.

La compresión de la refrigeración por absorción será mayor mientras

mejor conozcamos el comportamiento de los fluidos de trabajo.



### 1.1.2.- Propiedades Elementales de las Mezclas Binarias.

BIBLIOTECA

Las mezclas se forman mediante dos o más sustancias puras pudiendo ser homogéneas o heterogéneas.

a) Mezcla Homogénea: Es uniforme en su composición sin importar cuán pequeñas sean las partículas, las diferentes propiedades, como densidad, presión y temperatura, son uniformes en toda mezcla, no pueden ser separada en sus constituyentes por medios mecánicos puros, como decantación o centrifugación. Prácticamente todas las mezclas gaseosas son homogéneas, debido a la tendencia de los gases a difundirse unos en otros. Un ejemplo es el aire húmedo, que es una mezcla de aire seco y vapor de agua.

b) Mezcla Heterogénea: No es uniforme en su composición, puede ser separada por medios mecánicos ordinarios. Ejemplo de una mezcla heterogénea son la niebla o una nube, las cuales son una mezcla de aire saturado y agua líquida.

El estado termodinámico de una mezcla no puede determinarse sólo por presión y temperatura como puede hacerse con una sustancia pura. Para el tratamiento general de las mezclas binarias consideraremos la composición cuantitativa en función de la concentración  $x$  que es la masa de un constituyente arbitrario dividida por la masa de la mezcla.

Conociendo la presión, temperatura y concentración, podemos establecer

el estado termodinámico de la mezcla.

Las mezclas binarias convenientes para los sistemas de absorción deben ser completamente miscibles en la fase líquida y en la fase vapor.

Mezcla Miscible.- Se considera así cuando en todo un intervalo arbitrario de valores de concentración se forma una mezcla homogénea.

Mezcla no Miscible.- Se denomina así cuando es una mezcla heterogénea.

Debe considerarse que la miscibilidad es afectada por la temperatura.

Dos fenómenos importantes que ocurren al mezclar dos líquidos son el cambio de volumen y cambio de temperatura de los constituyentes durante la mezcla.

La figura 1.1 (a) muestra esquemáticamente un recipiente dividido que contiene  $x$  kgrs de líquido A y  $(1 - x)$  kgrs de líquido B.

Cada líquido está a la misma temperatura  $t_1$ . El volumen de la mezcla de constituyentes es:

$$V_1 = xV_A + (1 - x) V_B \quad (1.1)$$

Supongamos que la división se retira y que los dos líquidos se mezclan completamente. Generalmente  $V_2 \neq V_1$ . No hay una regla definida que indique si  $\Delta V$  será positivo o negativo (concentración del volumen) y será necesario buscar el resultado por experimentación.

En cuanto a la temperatura, generalmente  $t_2 \neq t_1$ . En algunos casos en

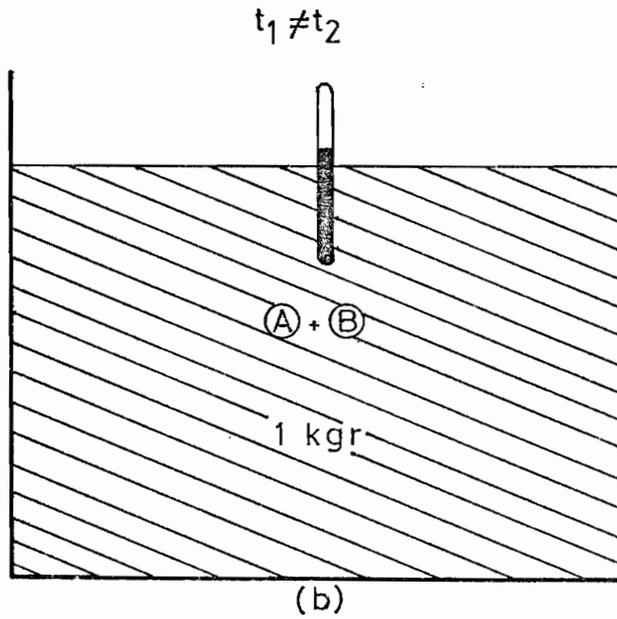
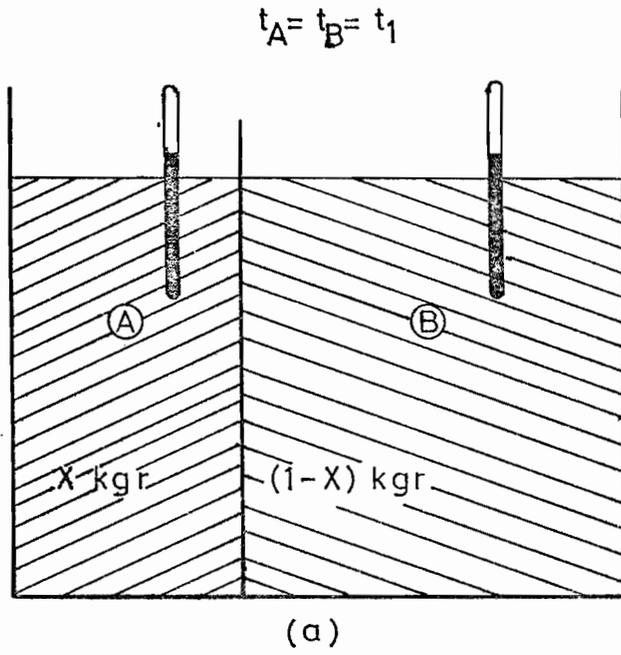


fig1-1 variación del volumen en la mezcla de dos líquidos

contramos un efecto de calentamiento y en otros disminución de la temperatura. Este efecto puede ser expresado a partir del calor de solución  $\Delta H_x$ . Se puede medir el calor que habría de retirar o suministrar para mantener la temperatura constante.

Si la mezcla se efectúa a presión constante,  $\Delta H_x$  estará relacionado estrictamente con la entalpia de la mezcla. Para los componentes originales, tenemos:

$$h_1 = xh_a + (1 - x) h_b \quad (1.2)$$

Y después de la mezcla

$$h_2 = h_1 + \Delta H_x \quad (1.3)$$

$$h_2 = xh_a + (1 - x) h_b + \Delta H_x \quad (1.4)$$

La Ec. (1.4) permite el cálculo de la entalpia específica en kcal por el  $\text{kg}_m$  de mezcla para una solución de concentración, presión y temperatura conocidas si se conocen las entalpias de los componentes puros y el calor de disolución isotérmico.

Las relaciones presión - temperatura para una mezcla líquida binaria por ebullición o una mezcla binaria de vapor en condensación, son de especial importancia en la Refrigeración por Absorción.

La figura 1.2 muestra como varían las propiedades de una mezcla de acuerdo a la entrada o salida de calor.

En 1.2 (a) comenzamos con una solución líquida (estado (1) y lentamente



le vamos suministrando calor, conservando la concentración constante hasta que alcanza la temperatura  $t_2$ , observamos que la solución permanece completamente líquida, si suministramos más calor líquido empieza a vaporizarse, si nos detenemos en las condiciones mostradas (3 y 4 de 1.2a) líquido y vapor tendrán concentraciones diferentes y aún más ambas son distintas de la concentración original. La concentración del líquido  $x_3 < x_1$ . Si añadimos más calor, notamos que el líquido va gradualmente desapareciendo y que las concentraciones del líquido y del vapor van disminuyendo; cuando alcanza el punto 5 tendremos solo vapor y observamos que  $x_5 = x_1$ . Si calentamos más, recalentamos el vapor a concentración constante.

Si repetimos este análisis para diferentes valores iniciales de concentración pero a la misma presión obtendremos las líneas de equilibrio de evaporación y condensación de 1.2(a).

Si repetimos el análisis pero a diferentes presiones obtendremos los resultados mostrados en 1.2(b). En 1.2(c) empezamos analizando la solución cuando está recalentada, eliminando calor llegamos a los resultados mostrados.

La conclusión extraída de estos diagramas es que en las mezclas binarias a diferencia de las sustancias puras, no tienen una única temperatura de ebullición o condensación, a presión constante. La temperatura de equilibrio o de saturación es también dependiente de la concentración.

### 1.1.3.- Diagrama Entalpia - Concentración.

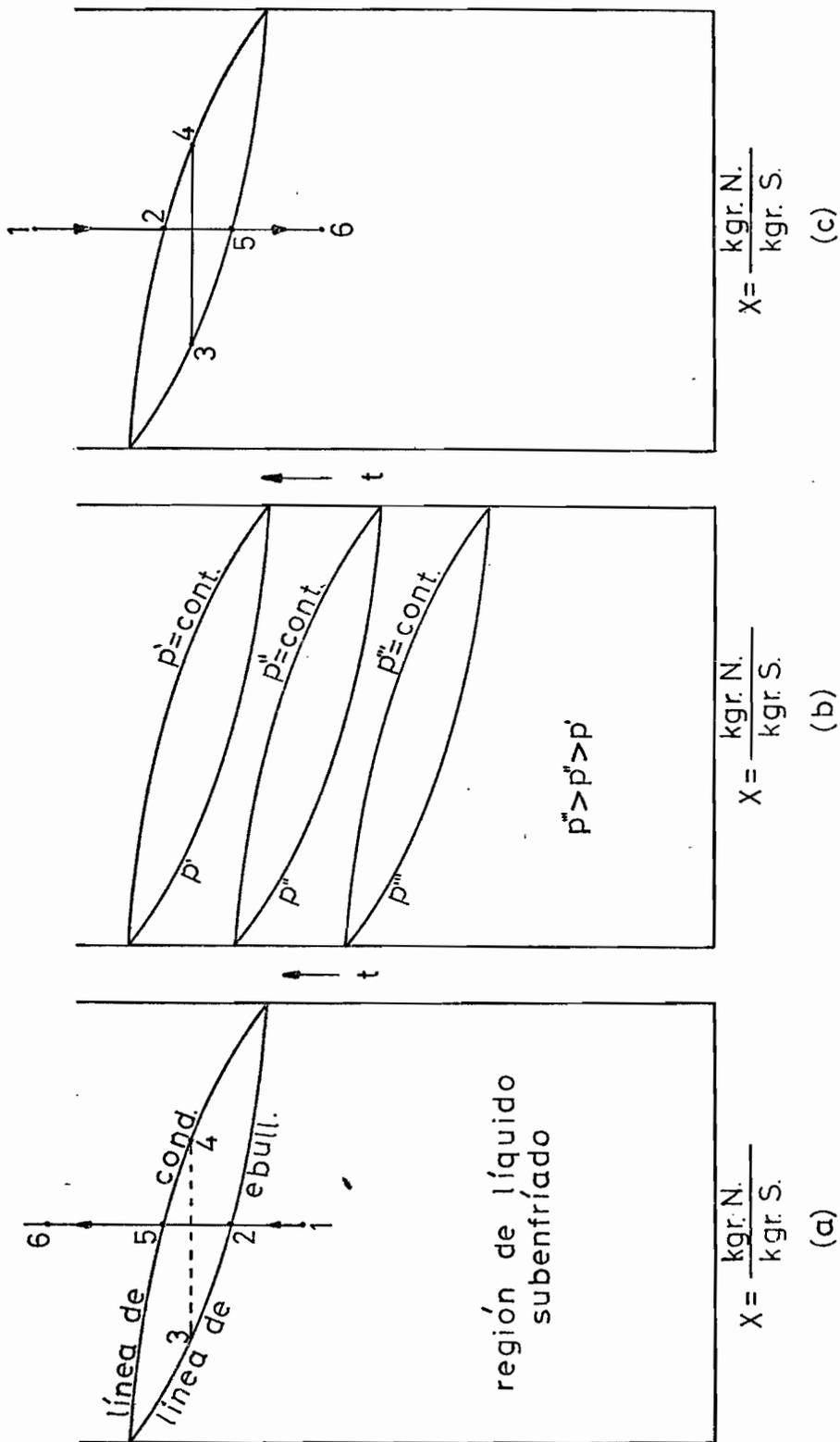


fig1-2 características de evaporación y condensación de una mezcla binaria homogénea

El diagrama entalpia - concentración es el más útil para determinar las propiedades en una solución (mezcla binaria).

Examinaremos la construcción de la figura 1.3 con algún detalle.

La carta se ha dibujado para soluciones saturadas o en equilibrio de amoníaco y agua. La región líquida es la parte inferior del diagrama.

Se ilustran líneas de líquido en equilibrio (línea de ebullición) para varias presiones; se ilustran también líneas isotérmicas en la región líquida. Si se sabe que una solución líquida está saturada, puede localizarse el punto de estado en la intersección de la línea de temperatura con la línea de líquido saturado para la presión apropiada.

Si la solución líquida está subenfriada, puede localizarse el estado de un vapor saturado en equilibrio con un líquido saturado de estado conocido, mediante el uso de las líneas de construcción de equilibrio.

Podemos ilustrar el procedimiento con un ejemplo para las condiciones de saturación de  $10.2 \text{ kgr/cm}^2$  y  $93.3^\circ \text{ C}$ . Se traza una línea vertical desde el punto de líquido saturado hasta la línea de construcción de equilibrio de  $10.2 \text{ kgr/cm}^2$ . De esta interacción se traza una línea horizontal hasta la línea de vapor saturado de  $10.2 \text{ kgr/cm}^2$ . Esta intersección es el punto de estado del vapor. Ahora conocemos las propiedades del vapor saturado  $t = 93.3^\circ \text{ C}$ ,  $p = 10.2 \text{ kgr/cm}^2$ ,

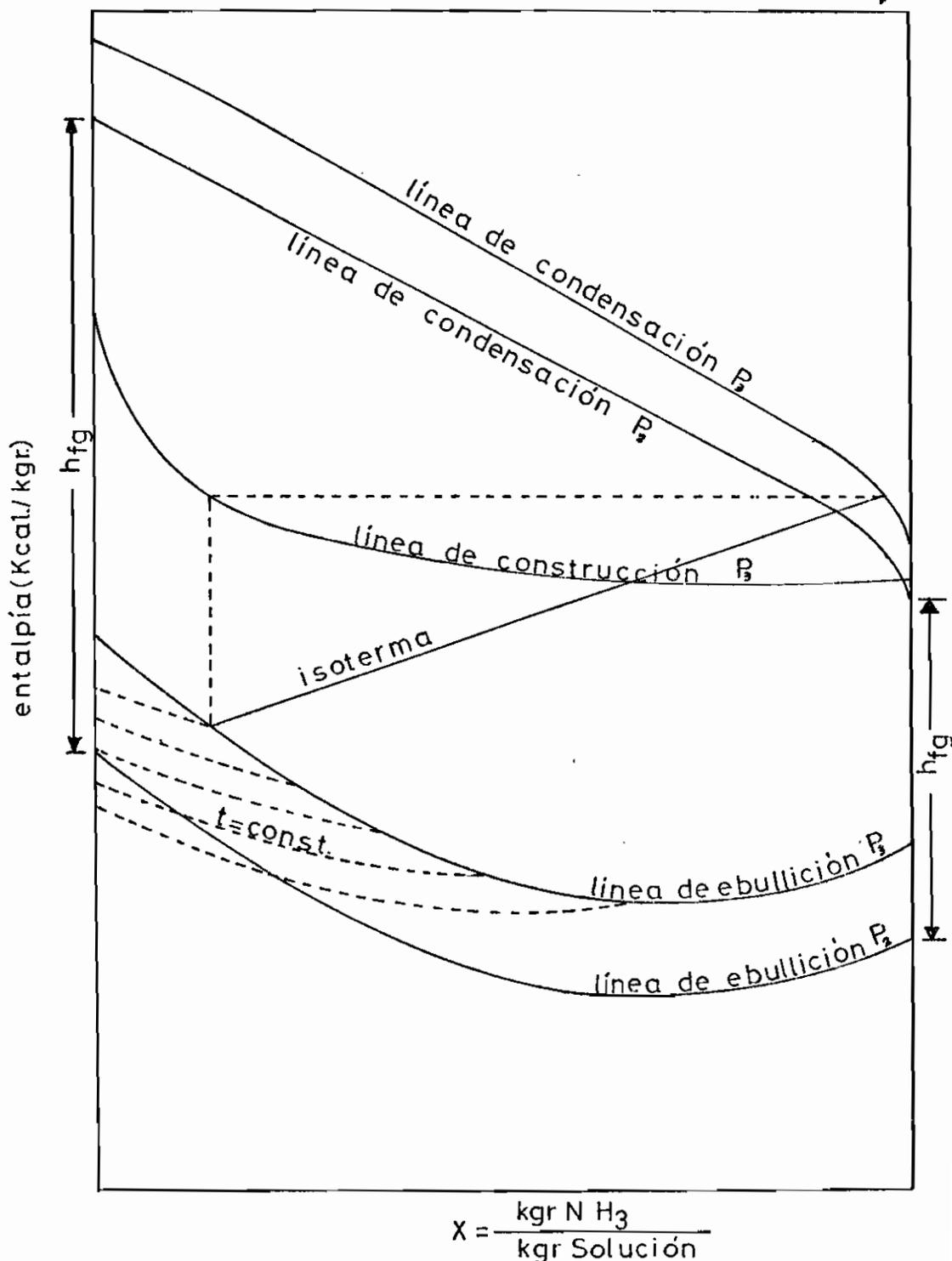


fig-13 diagrama h-X esquemático de una mezcla agua-amoniaco

$h = 405.5$  kcal/kg de solución,  $x = 0.936$  kg de  $\text{NH}_3$ /kg de solución.

Aún más, la línea recta que une el líquido saturado con el vapor saturado es una isoterma para la región líquido - vapor.



#### 1.1.4.- Variantes del Ciclo Teórico de Absorción.

El sistema de absorción puede ser continuo o intermitente. Para explicar la diferencia se dará a continuación una descripción de ambos.

Resulta un sistema continuo tipo cuando la generación y la refrigeración se dá al mismo tiempo, sustituyendo el compresor de un sistema de compresión de vapor por el conjunto generador - absorbedor.

La figura 1.4 representa el digrama del flujo del sistema tipo. El conjunto generador - absorbedor comprime el vapor refrigerante desde la presión del evaporador a la del condensador, absorbiendo primeramente el vapor por un líquido (absorbente), aumentando la presión del líquido hasta la del condensador y liberando después el vapor. Cuando el vapor refrigerante se disuelve en el absorbente, la temperatura de la solución tiende a aumentar. Para oponerse a esta tendencia, un serpentín refrigerador extrae este calor de solución. La solución en el absorbedor se llama fuerte porque es rica en refrigerante.

La bomba toma esta solución fuerte, aumenta la presión, e introduce la solución en el generador.

En el generador, la adición de calor aumenta la temperatura, producién

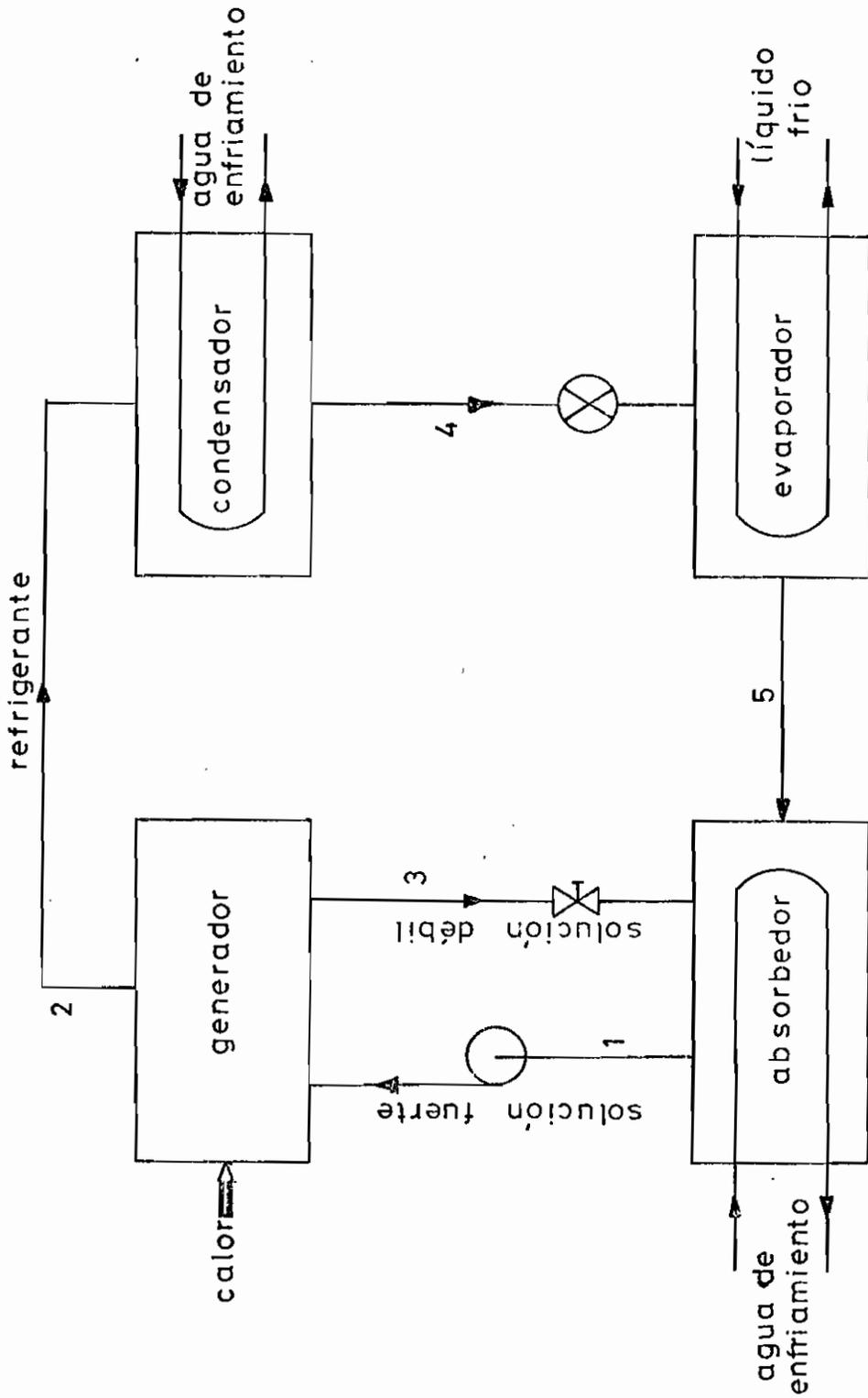


fig1-4 diagrama de flujo de un sistema de absorción continuo

do la evaporación de parte del refrigerante a alta presión y temperatura. La solución en el generador se hace débil (baja concentración) y que regresa al absorbedor por una restricción que mantiene la presión diferencial entre el condensador y evaporador. Desde el generador el refrigerante pasa a través del condensador, válvula de expansión y evaporador, lo mismo que en el sistema de compresión de vapor.

La figura 1.5 representa el diagrama del flujo de un sistema de absorción intermitente.

Un sistema de refrigeración es intermitente cuando las etapas de generación y evaporación (producción de frío) se realizan en tiempos diferentes. Esto depende de las variables de operación que controlan el sistema.

Existen dos ciclos teóricos para un sistema de refrigeración por absorción intermitente con los cuales pueden ser evaluados o comparados los ciclos reales.

- a) El ciclo teórico de Absorción a Presión Constante.
- b) El ciclo teórico de Absorción a Temperatura Constante.

La diferencia está en la forma como toma lugar el enfriamiento (efecto refrigerante). En el caso a se lo realiza a presión constante y en b a temperatura constante.

De los dos ciclos el más eficiente es el de absorción a presión constante, debido al hecho que menos refrigerante es usado durante el enfriamiento.

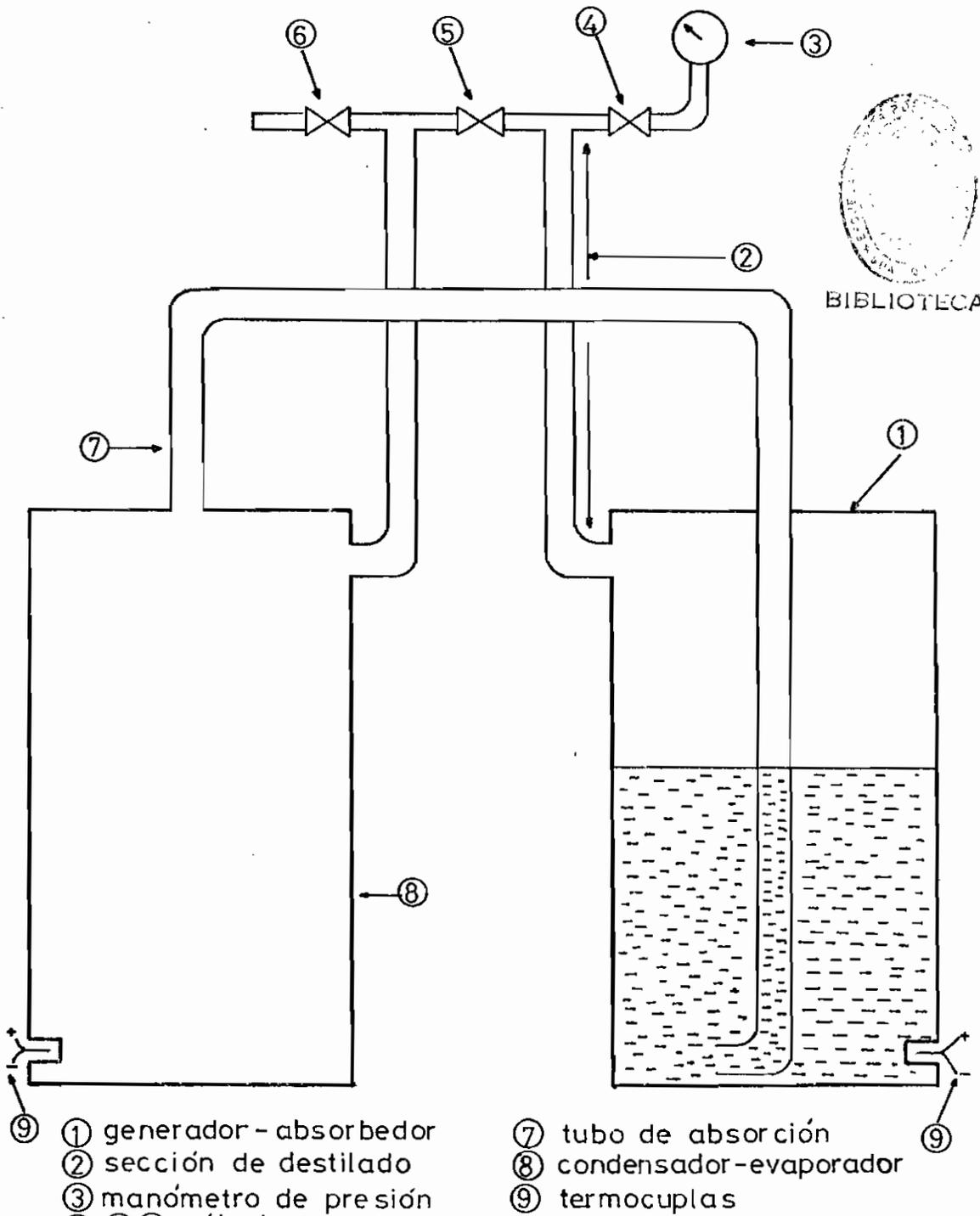


fig1-5 diagrama de flujo de un sistema de absorción intermitente

to.

Sin embargo el ciclo de presión constante es más difícil de realizar en la práctica. La dificultad principal proviene en el control de la razón de enfriamiento del generador absorbedor durante el estado de refrigeración, para esto es necesario una regulación de la razón de enfriamiento.

#### 1.1.5.- Coeficiente de Funcionamiento Teórico (C.O.P.)

En refrigeración es bien conocido que el ciclo de Carnot proporciona el máximo coeficiente del funcionamiento para un sistema de compresión mecánica de vapor.

Para hallar el C.O.P. máximo en un sistema de absorción usaré el método de Bosnjakovic, escrito en la referencia 10. La figura 1.6 muestra la transferencia de energía de y hacia el sistema.

El medio de calentamiento del generador suministra un calor  $Q_g$  al sistema.

La bomba suministra el trabajo  $W_p$ . La sustancia enfriada en el evaporador suministra un calor  $Q_e$  al sistema. El sistema entrega calor al medio ambiente (agua de enfriamiento o aire atmosférico) en el absorbedor ( $Q_a$ ) y en el condensador ( $Q_c$ ). Podemos combinar estas últimas cantidades en el calor perdido.

$$Q_o = Q_a + Q_c \quad \text{Ec (1.5)}$$

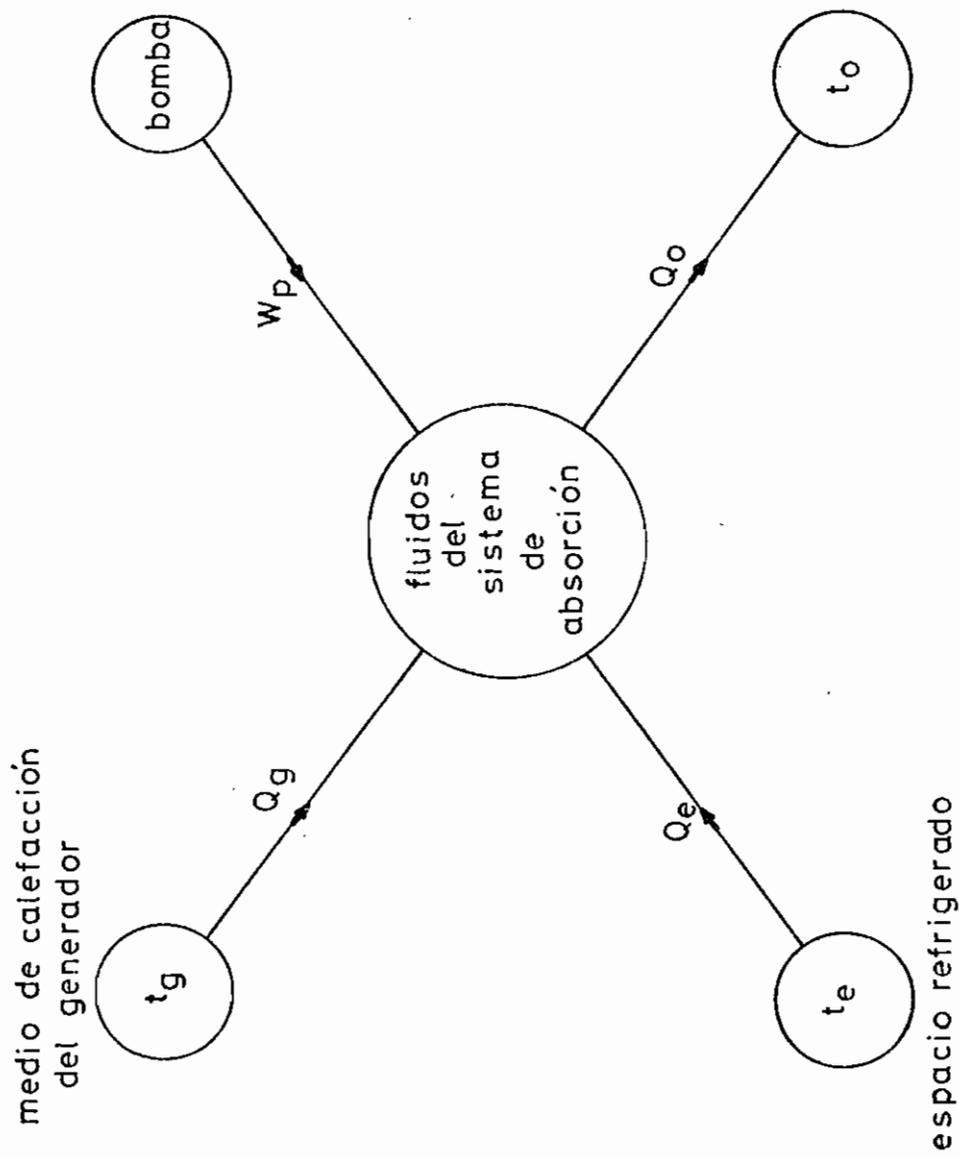


fig1-6 transferencias de energía en un sistema de refrigeración por absorción

Por la primera ley de la termodinámica

$$Q_o = Q_g + Q_e + W_p \quad (1.6)$$

Asumimos que  $t_g$ ,  $t_e$  y  $t_o$  son constantes.

$t_g$  temperatura del medio calentador del generador

$t_e$  temperatura de la sustancia refrigerada

$t_o$  temperatura del medio ambiente

Los fluidos circulan en el sistema de absorción en un ciclo cerrado. En estado estacionario, la variación total de entropía en el sistema total son las que ocurren externamente a los fluidos del sistema de absorción. La variación de entropía para el medio de calentamiento del generador es:

$$\Delta S_g = -Q_g/t_g \quad (1.7)$$

Para la sustancia refrigerada

$$\Delta S_e = -Q_e/t_e \quad (1.8)$$

Para el medio ambiente

$$\Delta S_o = Q_o/t_o \quad (1.9)$$

De la segunda ley de la termodinámica tenemos:

$$\Delta S = \Delta S_g + \Delta S_e + \Delta S_o \geq 0$$

6

$$\Delta S = -\frac{Q_g}{t_g} - \frac{Q_e}{t_e} + \frac{Q_o}{t_o} \geq 0 \quad (1.10)$$

De las Ecs. (1.6) y (1.10), obtenemos.

$$Q_g \left( \frac{t_g - t_o}{t_g} \right) \geq Q_e \left( \frac{t_o - t_e}{t_e} \right) - W_p$$

Si suponemos que  $W_p$  es despreciable, tenemos

$$\text{C.O.P.} = \frac{Q_e}{Q_g} \leq \frac{t_e (t_g - t_o)}{t_g (t_o - t_e)}$$



BIBLIOTECA

Y para un sistema completamente reversible

$$(\text{C.O.P.})_{\text{Max}} = \frac{t_e}{t_o - t_e} * \frac{t_g - t_o}{t_g} \quad \text{Ec. (1.11)}$$

La Ec. (1.11) muestra un resultado interesante: el C.O.P. máximo alcanzable en un sistema de absorción es igual al C.O.P. de un ciclo de refrigeración Carnot que opera entre las temperaturas  $t_e$  y  $t_o$  multiplicado por el rendimiento de una máquina de Carnot que trabaja entre las temperaturas  $t_g$  y  $t_o$ . La Ec. (1.11) también muestra que para una temperatura dada del medio ambiente  $t_o$ , el C.O.P. aumenta con el incremento de la temperatura de la región refrigerada,  $t_e$ .

En la práctica sin embargo el C.O.P. es mucho menor que el dado por la ecuación (1.11).

#### 1.1.6.- Comparación con el Sistema de Compresión de Vapor.

Si comparamos el C.O.P. de un Sistema de compresión de una sola etapa y uno de absorción, ambos utilizando como fluido refrigerante amoníaco y trabajando aproximadamente a las mismas temperaturas de evaporación y condensación, se tiene que el C.O.P. del primero será considerablemente mayor que el segundo.

Sin embargo no es del todo realista hacer este tipo de comparación sin tomar en cuenta que en un ciclo de compresión mecánica el C.O.P. fue calculado en base a la suposición, de una compresión isentrópica.

Para hacer una comparación más real se debe multiplicar el C.O.P. real de un ciclo de compresión mecánica por el rendimiento térmico de la planta de potencia. Debemos incluir también las pérdidas de calor en el compresor. Haciendo esto, encontramos que el sistema de compresión mecánica tiene sólo una pequeña superioridad termodinámica sobre el sistema de absorción.

Aparte de las condiciones sobre el C.O.P., el sistema de absorción tiene algunas ventajas prácticas sobre el sistema de compresión mecánica. El sistema de absorción tiene menos desgaste y mantenimiento. Puede operar a presiones de evaporación reducidas con una pequeña disminución del rendimiento de refrigeración.

Algún líquido remanente en el evaporador no causa dificultades:

En el capítulo 5 haremos una comparación entre el resultado que obten<sup>g</sup>amos del (C.O.P.) real del sistema de absorción con uno de compresión mecánica.

### 1.1.7.- Fluído de Trabajo

Para explicar en detalle el funcionamiento del refrigerador a construirse, nos anticiparemos en mencionar que el fluído de trabajo será una solución de Agua-Amóníaco a una concentración determinada.

En el capítulo 2 sección 2.7 se expondrá las razones para haber seleccionado dicha solución.

## 1.2.- FUNCIONAMIENTO DE REFRIGERADOR SOLAR

Como ya se explicó en la sección 1.1.4. un sistema intermitente es aquel que proporciona refrigeración cada cierto período de tiempo.

Es necesario entonces indicar mediante diagramas como operará el sistema.

### 1.2.1.- Operación del Sistema

El ciclo de refrigeración por absorción a temperatura constante para un sistema intermitente está formado por dos procesos.

a) Proceso de generación: Se denomina de generación porque aquí se

produce el vapor de amoníaco que será condensado en el condensador como líquido a baja temperatura y presión.

b) Proceso de Refrigeración: Es el proceso en el cual ocurre la evaporación del amoníaco puro en el evaporador y la absorción del mismo en el absorbedor.

### 1.2.2.- Proceso de Generación

La radiación solar es usada para calentar la solución fuerte (alta concentración) en el generador, utilizando, un colector solar plano en donde se producirá un flujo de la solución líquida por efecto de termosifón la energía suministrada tiene que ser la suficiente para evaporar amoníaco de la solución, esto hace que aumente la presión del sistema (el calentamiento) disminuyendo a la vez la concentración de la solución. En este experimento no se usará energía solar, simulando la misma con el calentamiento de una resistencia eléctrica, con la finalidad de concentrarse en el ciclo de refrigeración. Esto de ninguna manera invalida lo explicado en el proceso de generación. El vapor de amoníaco pasa a través del tubo de conexión al condensador (depende de la temperatura del agua de enfriamiento) en donde se condensa. En otras palabras la temperatura del agua fría que hay en el depósito del condensador tiene que ser menor que la temperatura de saturación del amoníaco, de lo contrario nunca habrá condensación del  $NH_3$ . La generación continúa a presión constante (la misma presión de saturación) hasta que se haya producido la suficiente cantidad de amoníaco líquido para que

se dé el efecto de refrigeración deseado. Hay que anotar que la concentración de la solución se hará más débil debido a la generación del vapor de amoníaco.

### 1.2.3.- Proceso de Refrigeración

Quando se tenga la suficiente cantidad de amoníaco líquido para nuestro requerimiento se incomunica el generador y el condensador.

El generador es enfriado en un baño de agua, de ese modo la solución se enfría dando como resultado la disminución de la presión del sistema, lo cual a su vez influye para que la temperatura de saturación del amoníaco líquido que se encuentra en el evaporador disminuya. Aquí el absorbedor comienza a funcionar, la energía absorbida por el evaporador de los alrededores provee la refrigeración efectiva y el vapor naciente es absorbido en el absorbedor hasta que la solución llega al estado inicial. Debe anotarse que mientras menor sea la presión del sistema mejor será el efecto de refrigeración ya que la temperatura de saturación del amoníaco líquido en el evaporador será menor.

### 1.2.4.- Diagrama Entalpia.- Concentración para el Ciclo Teórico

El ciclo teórico a seguir trabaja de la siguiente forma: La presión de alta del sistema depende como ya se mencionó, de la temperatura de saturación del amoníaco. La presión de baja viene dada por la tem-

**BIBLIOTECA**

peratura de saturación (mínima) del líquido  $\text{NH}_3$  en el evaporador que se quiera obtener. La temperatura de la solución permanecerá constante mientras dure el efecto refrigerante. Por tanto el ciclo de la solución en un diagrama  $h - x$  estará hecho como se muestra en la figura 1.7.

El proceso de 1 - 2 es con la finalidad de calentar la solución para elevar su temperatura y presión manteniendo constante la concentración. Este proceso en el diagrama es una línea vertical que va desde 1 hasta 2. La concentración  $x_1 = x_2$  corresponde a la concentración alta de la solución.

De 2 a 3 el proceso es a presión constante (presión de saturación), finalizando cuando se ha alcanzado la temperatura requerida.

Para pasar de la presión de alta a la de baja debe producirse un enfriamiento de la solución. En el diagrama esto es una línea que une los puntos 3 y 4, puede notarse que no es a concentración constante, esto se debe a que una parte mínima del vapor de  $\text{NH}_3$  producido no llega al condensador y cuando se enfría el generador esta pequeña cantidad de  $\text{NH}_3$  regresa a la solución enfriándose hasta el punto 4 ganando algo en concentración la solución si comparamos con el punto 3. Finalmente el proceso de 4 a 1 es el más importante del ciclo y se produce a temperatura constante, es llamado el efecto de refrigeración.

Como corolario a lo anotado podemos decir:

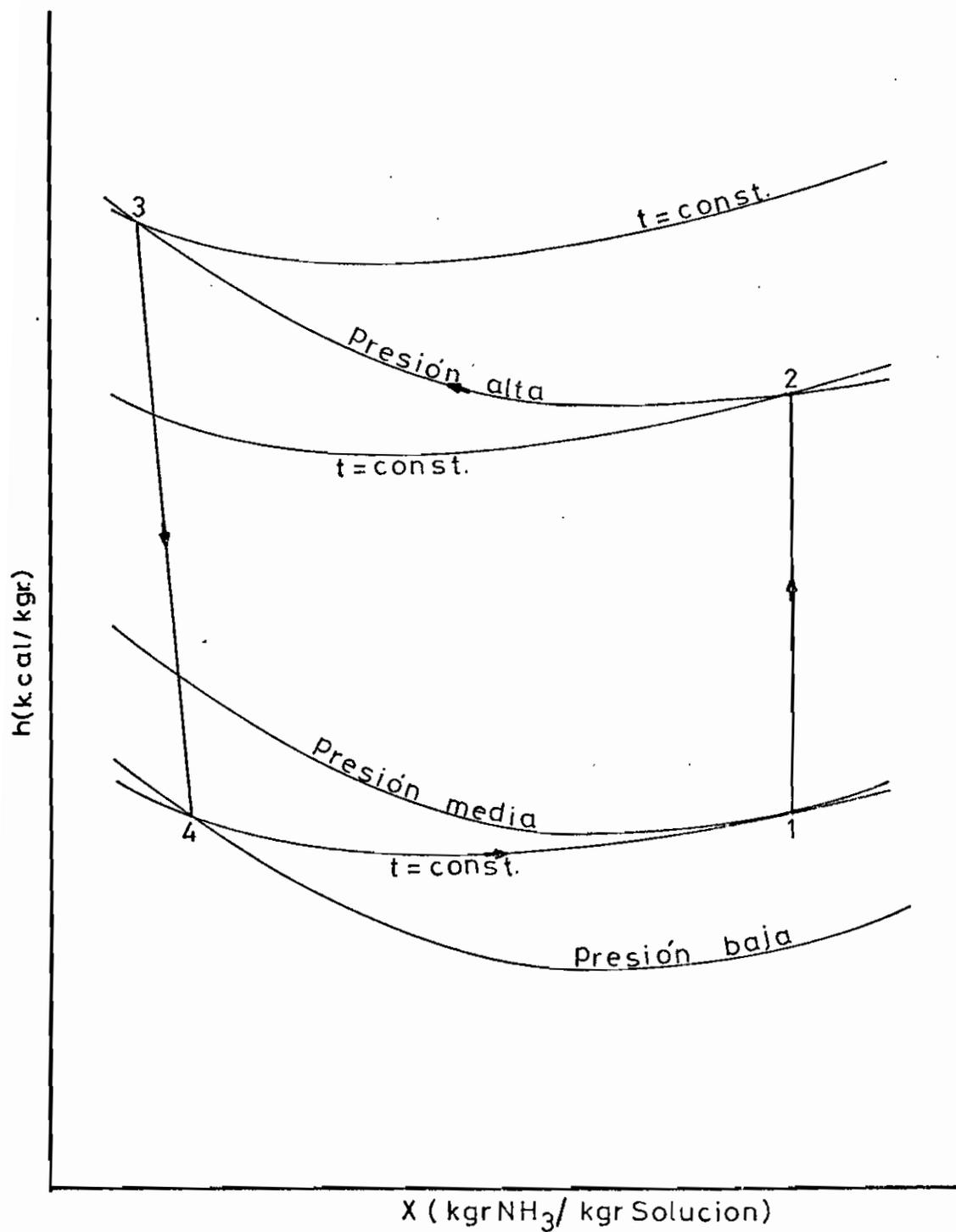


fig.1-7 diagrama  $h-X$  para el ciclo teórico de la solución

El proceso de generación se compone de

- a) Calentamiento de la solución
- b) Generación de vapor  $\text{NH}_3$

El proceso de refrigeración se compone de

- a) Enfriamiento de solución
- b) Efecto de refrigeración

#### 1.2.5.- Diagrama Temperatura - Concentración para el ciclo Teórico.

El mismo diagrama  $h - x$  puede ser representado en un diagrama  $t - x$  en donde el ciclo que realiza la solución se encuentra en el centro y también se representan los estados de equilibrio del amoníaco puro a la derecha del gráfico, figura 1.8.

### 1.3.- ANALISIS DEL CICLO TEORICO

Ahora que se conoce como funcionará el sistema, es necesario fijar las condiciones de operación de acuerdo a nuestras limitaciones prácticas.

#### 1.3.1.- Variables que controlan el Ciclo

Las variables que controlan el sistema son:

- a) La temperatura del agua ambiente, que determina la temperatura mínima de la solución y la presión de alta del sistema.
- b) La temperatura máxima alcanzable en el colector solar plano que regula la máxima temperatura de la solución.

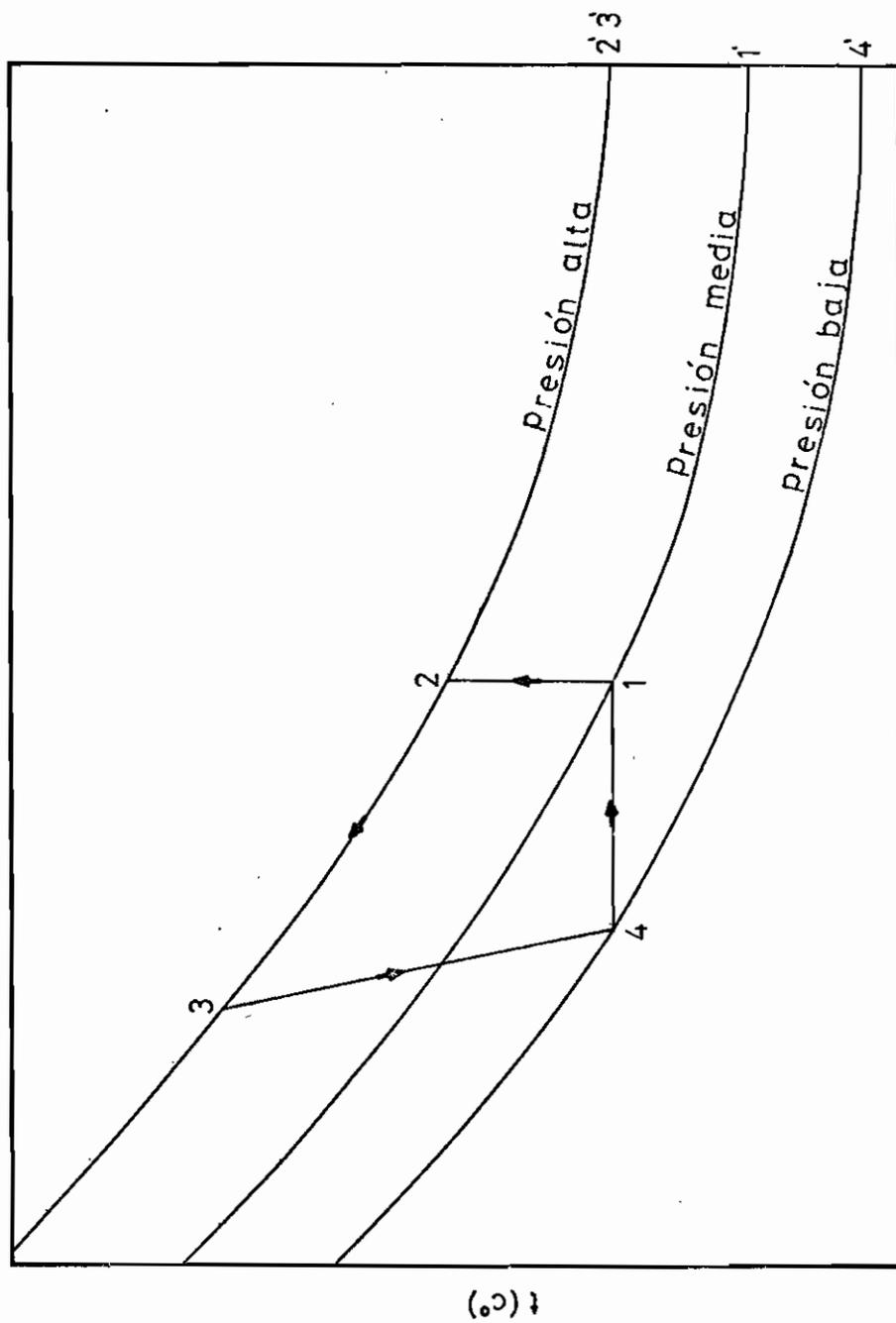


fig 1-8 diagrama t-X para el ciclo teórico de la solución

En un diagrama  $t - x$ , estos parámetros se verán tal como muestra la figura 1-9.

Estos parámetros fijan la concentración más baja posible del sistema ( $x_s$ ).

Como ya se mencionó antes de la generación de vapor  $\text{NH}_3$  se hará utilizando una resistencia eléctrica.

El efecto de refrigeración deseado determina la temperatura mínima de los elementos a refrigerar y por consiguiente la presión mínima del sistema. Dicha presión no podrá ser menor que la correspondiente al punto de intercepción de la concentración más baja posible con la temperatura mínima de la solución, punto s visto en la figura 1.-9.

Además no deberá ser mayor que la presión de saturación del  $\text{NH}_3$  correspondiente a la temperatura ambiente, porque de lo contrario no habría ningún efecto refrigerante. Podemos graficar lo dicho en la figura 1-10.

Con  $p_{\min}$  fijada y la  $t_{\min}$  de la solución podemos encontrar cual será la concentración baja de la solución ( $x_b$ ).

Como ya se mencionó en la sección 1.2.3 mientras menor sea la presión del sistema mejor será el efecto de refrigeración, esto hay que considerar al obtener los parámetros reales del ciclo.

Asumiendo una concentración inicial ( $x_a$ ) encontramos la presión de la



BIBLIOTECA

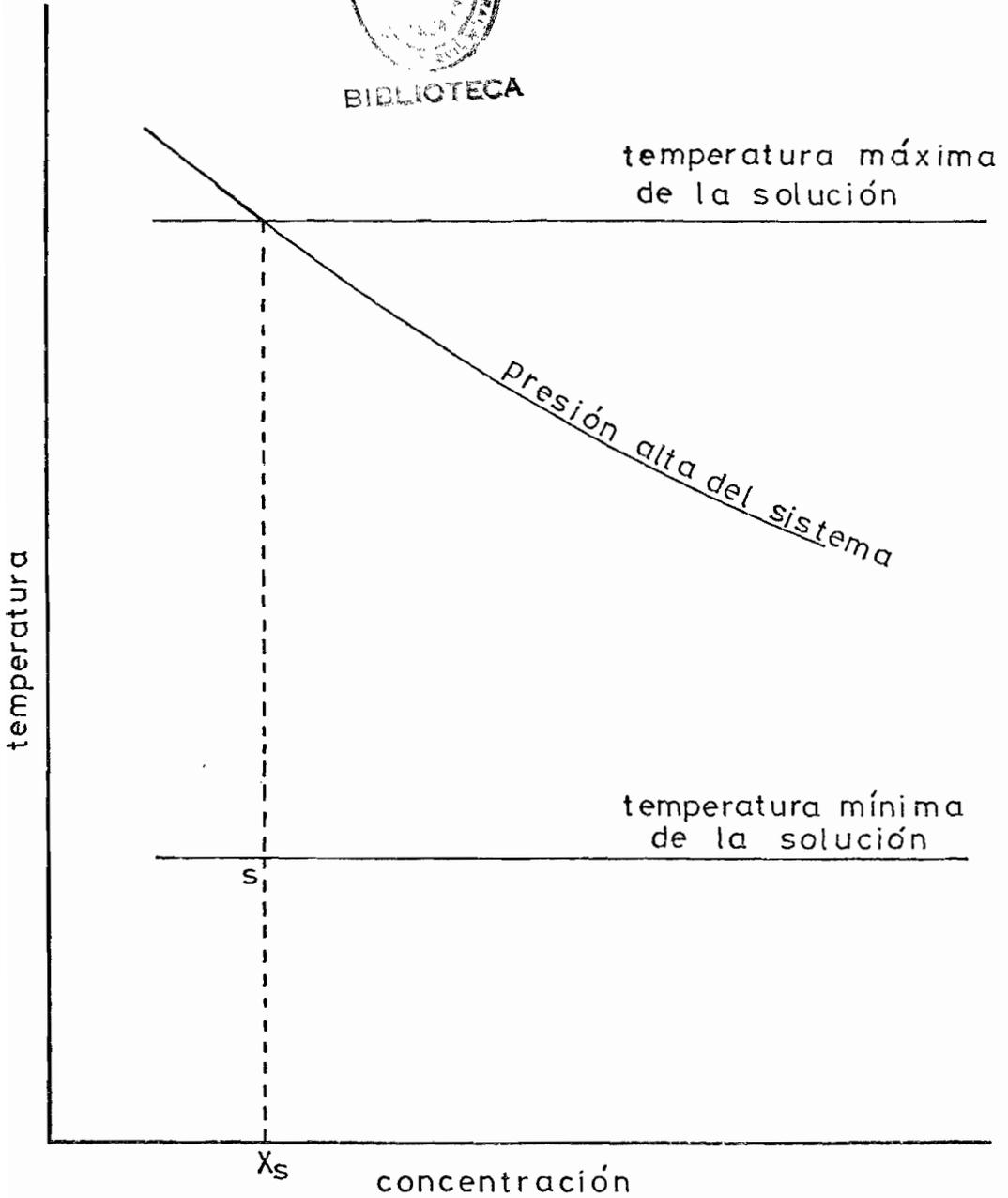


fig.1-9 esquema t-X indicando los parámetros reales que controlan el ciclo

presión de la solución en el comienzo de la generación dicha presión debe estar necesariamente entre la  $p_{\min.}$  y  $P_{\max.}$  del sistema.

Esta asunción nos permitirá tratar de lograr varias curvas para el C.O.P. cambiando la temperatura máxima de generación.

Como puede observarse en la figura 1-10 que el ciclo de la solución ha sido completado y también para el  $\text{NH}_3$  en la parte derecha del gráfico.

### 1.3.2.- Cálculos de los Parámetros Reales para el Diseño.

La temperatura del agua ambiente para Guayaquil es  $28^\circ\text{C}$  ( $82.4^\circ\text{F}$ ) aproximadamente. Esto limita la temperatura de las partes del sistema que son enfriadas con agua. En estos casos, asumiremos una temperatura mínima de  $32.2^\circ\text{C}$  ( $90^\circ\text{F}$ ).

Considerando lo antes dicho la temperatura de saturación a la cual se estará condensando el amoníaco en el condensador será  $32.2^\circ\text{C}$ . La presión de saturación correspondiente a esta temperatura es  $12.7(\text{kgr}/\text{cm}^2)$ . De esta forma queda determinada la presión de alta del sistema.

En el absorbedor se usará agua para enfriar la solución por lo tanto la temperatura mínima de la solución será  $32.2^\circ\text{C}$  ( $90^\circ\text{F}$ ).

La temperatura que se puede obtener en los colectores planos es variable. Asumiremos  $80^\circ\text{C}$  ( $176^\circ\text{F}$ ). Es posible entonces trabajar con una temperatura de  $80^\circ\text{C}$  como temperatura máxima de la solución. Como puede notarse este parámetro puede ser cambiado. Con  $t_{\max.} = 80^\circ\text{C}$  y



BIBLIOTECA

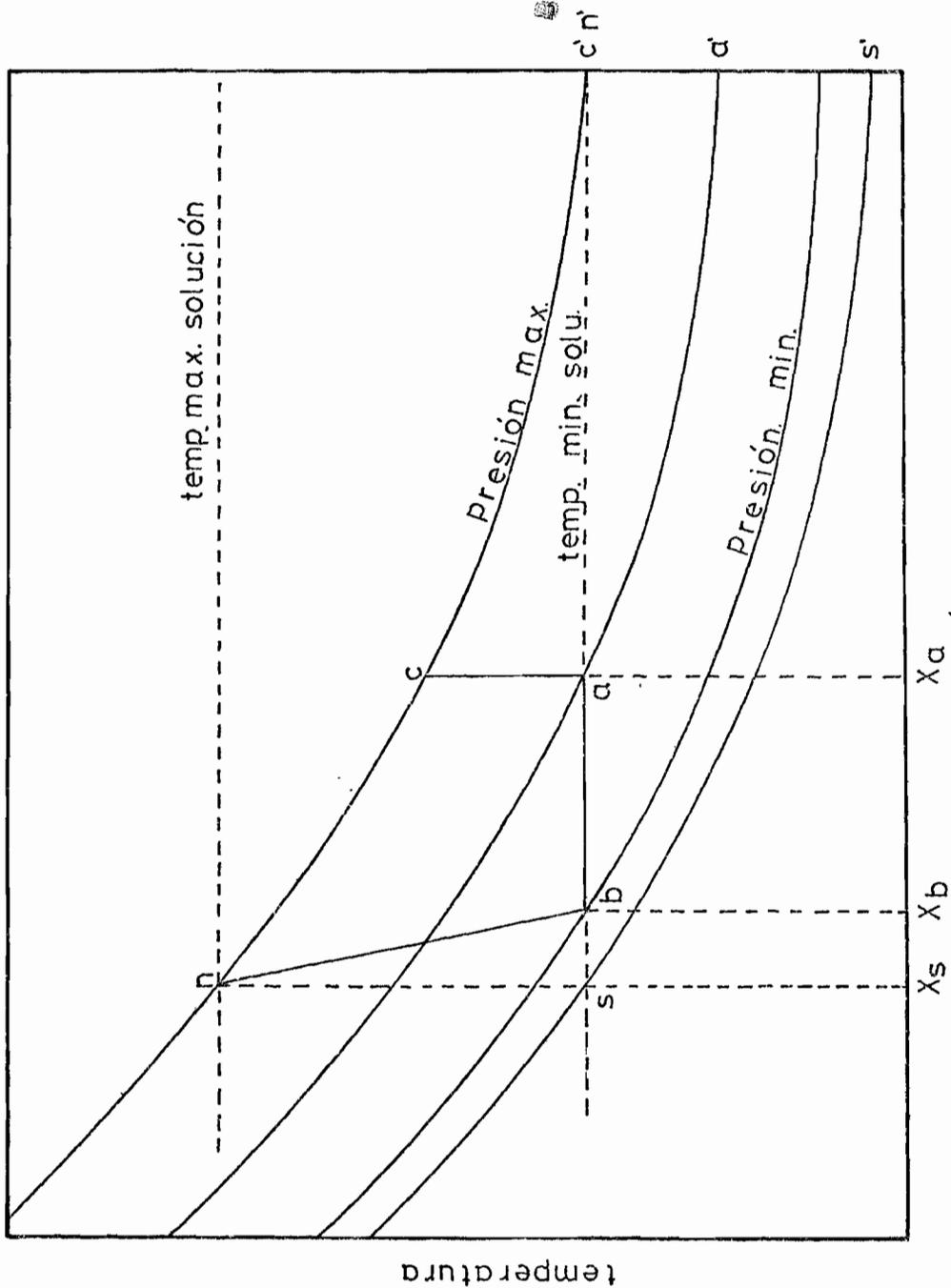


fig.1-10 esquema t-X del ciclo teórico de la solución

$P_{\max.} = 12.7 \text{ Kgr/cm}^2$  podemos encontrar  $X_s$  en un gráfico.  $t - x$  ó  $h - x$ . Así tenemos que  $X_s = 0.45$ .

Para esta concentración de solución líquida, la concentración de los vapores que se generan es de alrededor del 98% (casi puro) a pesar de esto se usa unos platos en el rectificador para asegurar que solamente pase  $\text{NH}_3$  al condensador.

La presión  $P_s$  correspondiente a  $X_s = 0.45$  y  $t_{\min} = 32.2^\circ\text{C}$ . En el gráfico  $t - x$  ó  $h - x$  es  $P_s = 3.25 \text{ kgr/cm}^2$ . El efecto refrigerante que se quiere obtener es refrigerar a  $21^\circ\text{F}$  ( $-6.11^\circ\text{C}$ ).

Por lo tanto en el evaporador habrá  $\text{NH}_3$  saturado a  $-6.11^\circ\text{C}$ .

Con la temperatura de saturación igual a  $-6.11^\circ\text{C}$  se encuentra la presión de saturación que es igual a  $3.68 \text{ kgr/cm}^2$ .

Esta presión es mayor que la correspondiente al punto s que tiene un valor de  $3.25 \text{ kgr/cm}^2$  (ver figura 1-11). Debe notarse que  $p_{\min.}$  también cumple con la condición de ser menor a la presión de saturación del  $\text{NH}_3$  correspondiente a la temperatura ambiente que tiene un valor de  $12.7 \text{ kgr/cm}^2$ .

Con  $p_{\min.} = 3.68 \text{ kgr/cm}^2$  y  $t_{\min.} = 32.2^\circ\text{C}$  encuentro  $X_4 = 0.48$

Con una concentración inicial  $X_a = 0.60$  y  $t_{\min.} = 32.2^\circ\text{C}$  se logra ubicar el punto l cuya presión será  $P_l = 6.12 \text{ kgr/cm}^2$ .

De esta forma queda establecido todos los puntos del ciclo teórico tal

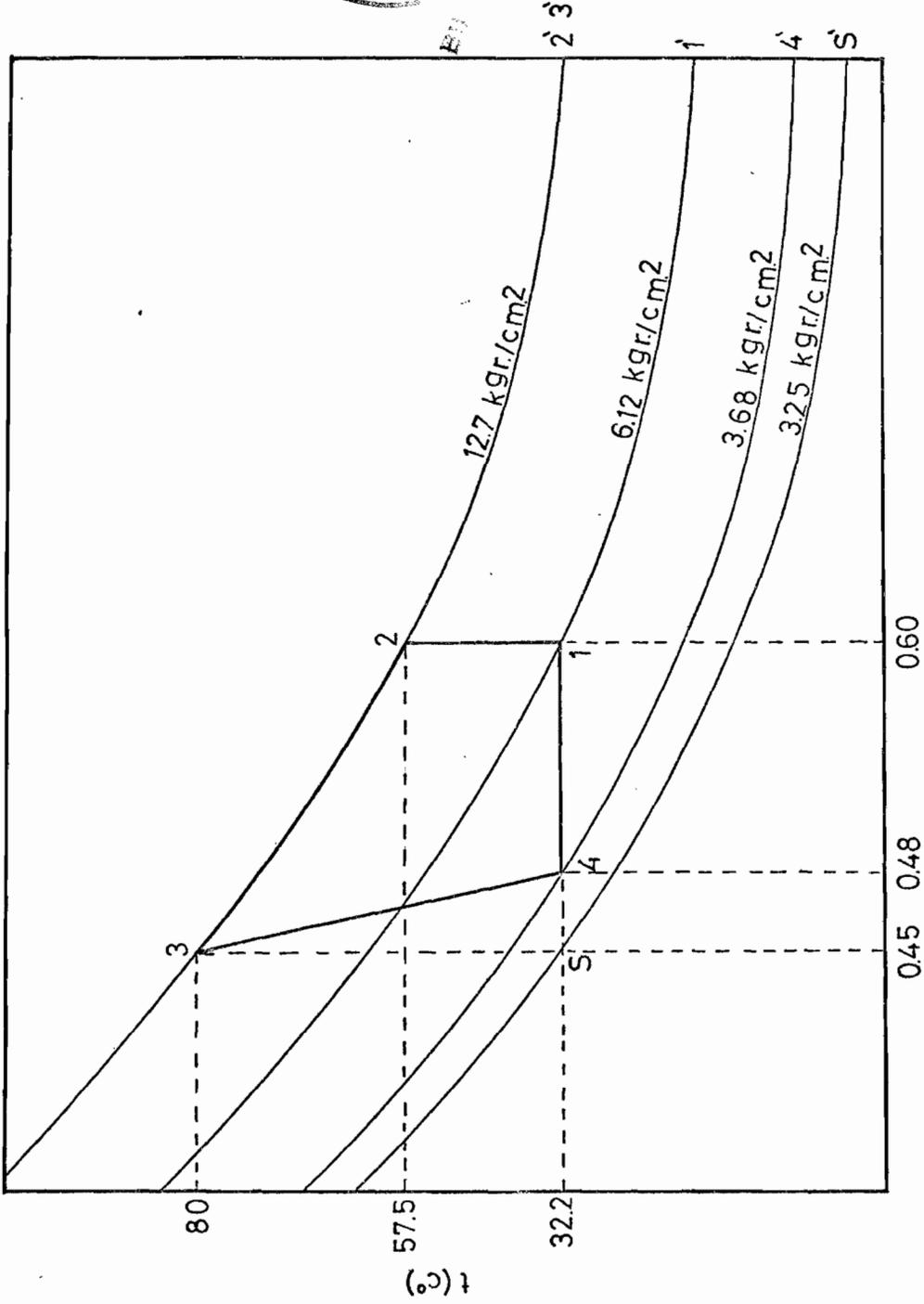


fig.1-11 diagrama t-X indicando los puntos del ciclo teórico de la solución  $\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$

como se muestra en la figura 1-11.

### 1.3.3.- Cálculo del C.O.P. Teórico

El coeficiente de performance (C.O.P.) está dado en función de la energía que en forma de calor se suministra al sistema y la energía que en forma de calor el sistema retira del ambiente [ ver apéndice A ].

De acuerdo a los parámetros ilustrados en la figura 1-11 tenemos:

Puntos del Ciclo	X (kgr NH <sub>3</sub> /kgr S.)	t (°C)	p (kgr/cm <sup>2</sup> )	h (kcal/kgr)
1	0.60	32.2	6.12	- 22.22
2	0.60	57.5	12.7	5.555
3	0.45	80	12.7	27.77
4	0.48	32.2	3.68	- 26.39

TABLA 1-1

Datos del Ciclo Teórico de la solución.

Para una masa inicial de la solución igual a 4.54 kgr y utilizando las fórmulas desarrolladas en el apéndice A encontramos:

$$\dot{W}_3 = 0.727$$

$$Q_g = 668.63 \text{ Kcal}$$

$$Q_r = 317.73 \text{ Kcal}$$

$$\text{C.O.P. teórico} = 0.475$$



BIBLIOTECA

En el capítulo 4 se calcularán valores de coeficiente de funcionamiento teórico (C.O.P.) para concentraciones y temperaturas máximas de generación diferentes.

#### 1.3.4.- Tiempo de duración del ciclo.

- Para el proceso de generación tenemos:

668.63 Kcal son necesarios para calentar la solución  $H_2O - NH_3$  que está a  $32.2^\circ C$  y  $6.12 \text{ kgr/cm}^2$  hasta una temperatura máxima de generación igual a  $80^\circ C$ . Si se usara uncolector solar plano, el tiempo de aprovechamiento de la radiación solar sería en promedio alrededor de 6 horas diarias.

Tomando esta referencia asumiremos que el tiempo de generación sea de 6 horas. Así tenemos:

$$Q_g = \dot{q} * \text{tiempo de generación} \quad \text{Ec(1-12)}$$

$$\dot{q} = 111.36 \text{ kcal/hr.}$$

Este valor  $\dot{q}$  es la rapidez de transferencia de calor, que nos servirá de referencia, ya que podemos alargar o acortar este tiempo dependiendo de la capacidad que se tenga.

En este caso contamos con una resistencia que proporciona como máximo 1719 Kcal/hr.

- Para el proceso de refrigeración tenemos:

El calor que el evaporador retirará del ambiente será  $Q_r = 317.73 \text{ Kcal}$  y el amoníaco debe llegar a  $3.68 \text{ kgr/cm}^2$  y  $-6.11^\circ C$  antes de retornar

al generador pasando antes por el absorbedor.

El calor latente de vaporización a 3.68 kgr/c

$$L_m = 296.6 \text{ Kcal/Kgr.}$$

$$Q_r = m_{\text{NH}_3} \cdot L_m \quad \text{Ec.}$$

donde  $m_{\text{NH}_3}$  es la masa de amoníaco

$$m_{\text{NH}_3} = 1.07 \text{ Kgr.}$$



BIBLIOTECA

Por transferencia de calor se conoce que el calor del evaporador será igual a las Kcal/

él están depositados, suponiendo que no hay resistencia al paso del calor a través del metal que forma el evaporador.

El tiempo de refrigeración será por consiguiente el necesario para llevar el amoníaco almacenado en el evaporador hasta el absorbedor.

La temperatura del amoníaco en el evaporador será siempre menor a la temperatura ambiente durante todo el tiempo de refrigeración.

De resultados experimentales realizados por el investigador J. Chinappa [1] se puede decir que el tiempo de refrigeración será de 6 horas aproximadamente.

En el capítulo 2 en el diseño del evaporador se hará un cálculo aproximado del tiempo de refrigeración.

## CAPITULO II

### DISEÑO DE LOS COMPONENTES DEL REFRIGERADOR

#### INTRODUCCION.

La construcción del equipo se basa en el diseño de sus componentes, que será realizado en este capítulo, tomando como referencia los parámetros fijados en la sección 1.3 del capítulo I. Esto no significará que el experimento sólo se pueda hacer usando los parámetros antes mencionados, porque como se indicará aquí en cada componente habrá suficiente capacidad para variar la temperatura, concentración, presión y masa, sin que afecte su estructura.

#### 2.1.- SISTEMA COLECTOR DE ENERGIA.

En el capítulo anterior se indicó que la primera parte del ciclo se denomina generación en el cual la temperatura de la solución debe llegar a 80°C. (176° F.) Esto se puede lograr suministrando energía en forma de calor al generador.

En el desarrollo de este experimento se usará una resistencia eléctrica para calentar un baño de aceite en el cual estará sumergido el generador.

La resistencia eléctrica tiene una capacidad de hasta 2000 watts o 1720 Kcal/hr.

Para el control de la energía suministrada usaremos un autotransformador y para su medición un vatímetro.

El aceite que se usará para el baño debe tener como requisitos:

- a) Ser barato
- b) Alto punto de ebullición

El aceite que se utiliza para lubricar los motores de combustión interna SAE 40 y que luego de algún tiempo se desecha será usado para este fin.

La figura 2-1 muestra un diagrama eléctrico de la instalación de la resistencia.

La figura 2-2 muestra como debe quedar el sistema colector de energía.

## 2.2.- EL GENERADOR.

El generador es un tanque cilíndrico que debe cumplir los siguientes requisitos:

- a) Tener una capacidad tal que permita variar el volúmen de la solución  $H_2O - NH_3$ .
- b) El material escogido para su construcción debe ser resistente al  $NH_3$  y tener un alto valor de conductividad  $K(kcal/hr.^{\circ}C. m.)$
- c) Resistir alta presión (sobre los 200 psia).

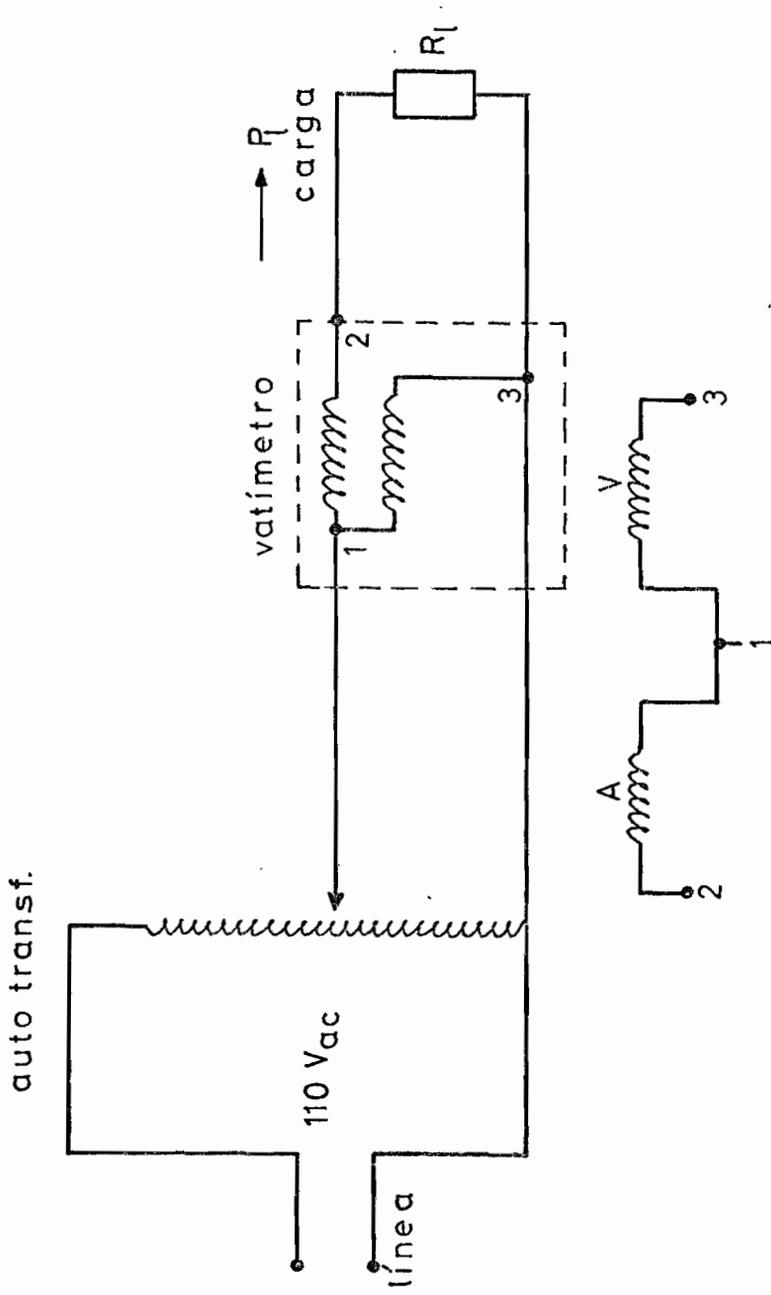
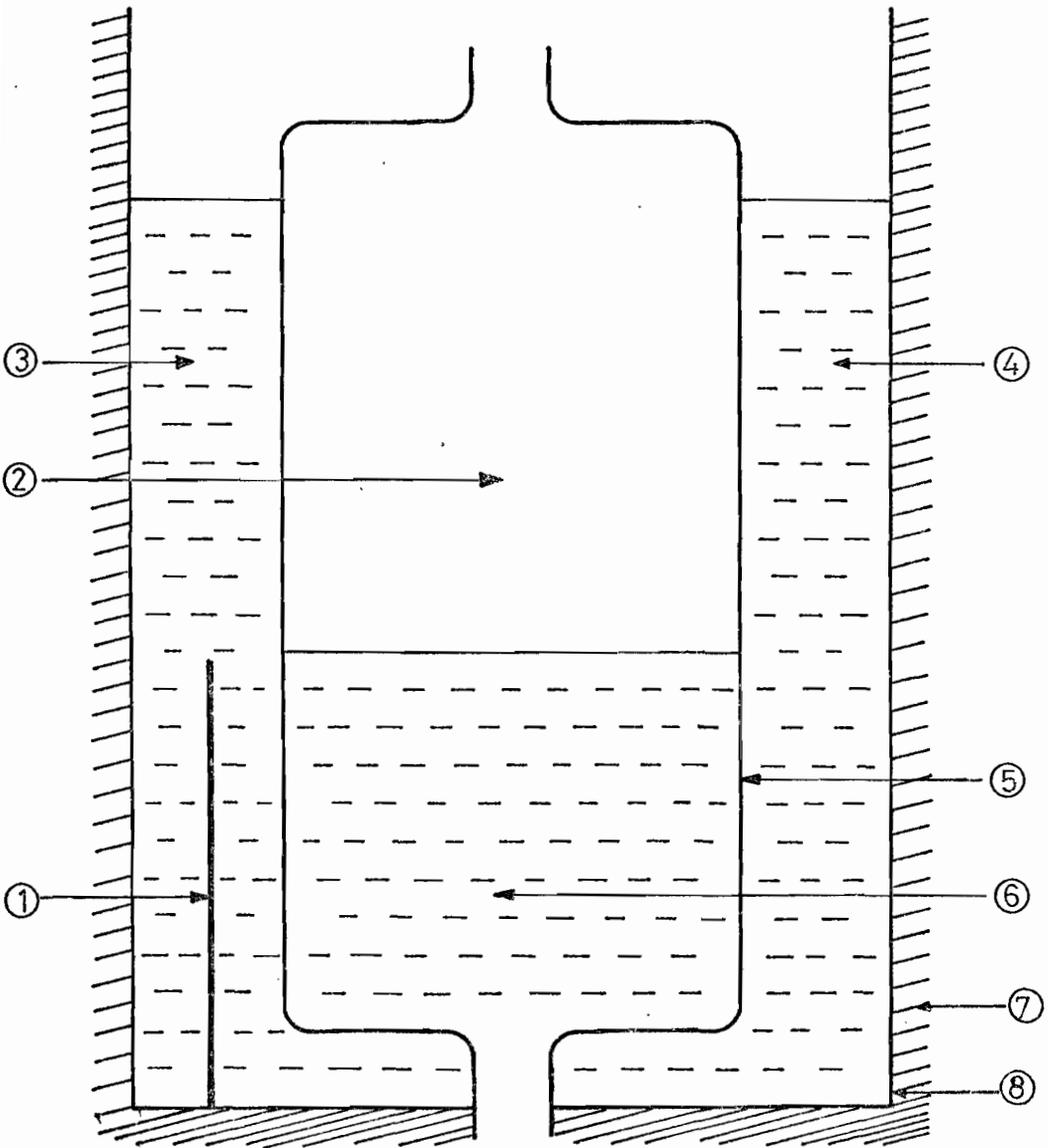


fig 2-1 diagrama eléctrico de la instalación de la resistencia



- |                          |                               |
|--------------------------|-------------------------------|
| ① resistencia            | ⑥ solución agua -<br>amoniaco |
| ② vapor de agua-amoniaco | ⑦ aislamiento térmico         |
| ③ ④ aceite               | ⑧ tanque colector             |
| ⑤ generador              |                               |

fig.2-2 diagrama esquemático del sistema colector de energía

d) Finalmente la forma cilíndrica escogida se debe a su facilidad de construcción.

Se desea tener como máximo 9.09 Kgr. de solución  $H_2O - NH_3$ . Es necesario recordar que la capacidad de la unidad está relacionada con la masa, es decir el calor que retira el evaporador del ambiente es:

$$Q_r = 461.5 (1 - W_3) W_1 \quad (\text{B.T.U.}) \quad \text{Ec}(2-1)$$

donde  $W_1$  será como máximo 20 lbs. ó 9.09 kgr.

El volúmen específico de la solución está dado por

$$V_1 = [(1 - X_1) V_{H_2O} + 0.85 X_1 V_{NH_3}] \quad \frac{m^3}{kgr} \quad \text{Ec (2-2).}$$

La ecuación (2-2) se la obtuvo de la referencia [10]

donde  $X_1$  = concentración inicial

$V_{H_2O}$  = Volúmen específico del agua desmineralizada  $m^3/kgr.$

$V_{NH_3}$  = Volúmen del amoníaco  $m^3/kgr.$

Todos los valores involucrados en la ecuación (2-2) son evaluados a la temperatura ambiente ( $28^\circ C. = 82.4^\circ F$ ).

$$V_{H_2O} = 1 \times 10^{-3} \quad m^3/kgr.$$

$$V_{NH_3} = 1.66 \times 10^{-3} \quad m^3/kgr.$$



BIEP

A

$$\dot{V}_1 = [(1-0.6) 1 \times 10^{-3} + 0.85 \times 0.6 \times 1.66 \times 10^{-3}] \text{ m}^3/\text{kgr.}$$

$$V_1 = 1.25 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kgr.}$$

Por consiguiente el volúmen del generador será:

$$v = W_1 V_1 \quad \text{Ec (2-3)}$$

$$v = 9.09 \text{ kgr} * 1.25 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kgr}}$$

$$v = 0.0114 \text{ m}^3$$

La resistencia a usar tiene 20 centímetros de longitud y será colocada como se indicó en la figura 2-2.

Por consiguiente la longitud l del generador debe ser mayor de 20 cms. ya que el aceite debe cubrir totalmente la resistencia.

La longitud del generador no debe ser demasiado grande, porque esto haría que se use mayor material para construir la estructura sobre la cual descansará el equipo. Por lo demás no hay otras limitaciones para elegir la longitud.

Asumimos un valor de 0.5 mt. para la longitud y obtenemos un radio de:

$$R = 0.085 \text{ mt. } \text{ ó } 8.5 \text{ cm.}$$

• Las dimensiones del generador a construirse serán:

Longitud = 50 cms.

Radio = 8.5 cms.

El Acero inoxidable resiste perfectamente a la corrosión y además tiene un alto valor de conductividad.

Sus especificaciones son Acero-304/2B en plancha de 1.22 x 2.44 mts. con un espesor de 2 milímetros Y un  $K = 38.74 \text{ Kcal}/(\text{kr m}^2)(^\circ\text{C/m})$ .

Para conocer su resistencia a la presión tenemos:

En un cilindro de paredes delgadas se supone que las tensiones están uniformemente distribuidas en todo el espesor de la pared: Hay dos tipos de tensiones principales y son:

Tensión de Zunchado o tensión Tangencial

Tensión Longitudinal.

La primera es debido a la presión interna sobre las paredes y la segunda debido a la acción de la presión interna sobre los extremos del cilindro.

La fuerza que tiende a separar las dos mitades del cilindro es  $p \cdot d$ , por unidad de longitud del mismo. Esta fuerza está equilibrada por la tensión tangencial que actúa uniformemente sobre el área sometida a tensión.

Tenemos entonces:

$$p * d = 2e \sigma_1 \quad \text{Ec. (2-4)}$$

donde  $\sigma_1$  = tensión tangencial.

La tensión longitudinal se encuentra a partir de la consideración de las fuerzas que actúan sobre los extremos del generador cerrado.

Esta fuerza es  $p (\pi d^2/4)$  y debe ser igual al producto de la tensión longitudinal por el área sobre la que actúa.

Tenemos entonces:

$$\frac{p \cdot \pi \cdot d^2}{4} = \sigma_2 \pi d \quad \text{Ec. (2-5)}$$

donde  $\sigma_2$  = tensión longitudinal

Las ecuaciones (2-4) y (2-5) son obtenidas de la referencia [6].

Para el tipo de acero utilizado (304/2B) el límite de fluencia tiene un valor aproximado de 2110  $\text{kgr}/\text{cm}^2$ .

De la ecuación (2-4) y (2-5) tenemos:

$$\sigma_1 = \frac{200 \frac{\text{Ibas}}{\text{pulg}^2} * 17 \text{ cm} * 1 \text{ pulg}^2 * 1 \text{ kgs}}{2 * 0.2 \text{ cm} * 2.54^2 \text{ cm}^2 * 2.2 \text{ Ibas.}} = 598.9 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{200 \text{ Ibas} * 17 \text{ cm} * 1 \text{ pulg}^2 * 1 \text{ kg}}{\text{pulg}^2 * 4 * 0.2 \text{ cm} * 2.54^2 \text{ cm}^2 * 2.2 \text{ Ibas}} = 299.4 \text{ kg}/\text{cm}^2$$

Estos valores de  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  son menores que el límite de fluencia por lo que hay suficiente margen de seguridad para trabajar con 200 lbs. por pulgada cuadrada de presión como máximo en todo el sistema sin ningún peligro. Ahora regresamos con la figura 2-2 y establecemos las dimensiones del tanque colector y tipo de aislamiento a utilizar.

Se puede apreciar en la figura 2-2 que las dimensiones del tanque colector deben ser algo mayor que las del generador.

Así tenemos:

La Longitud será 10 cm más, es decir 60 centímetros.

El diámetro se elige tomando en consideración el diámetro del generador y el espacio que se necesite para colocar la resistencia. De acuerdo a esto se asume un diámetro de 28 centímetros.

Por consiguiente las dimensiones del tanque colector serán:

Longitud = 0.6 mts.

Diámetro = 0.28 mts.

Espesor =  $1.5 \times 10^{-3}$  mts.

El material a usar para su construcción será latón común de  $1.5 \times 10^{-3}$  mts. de espesor.

El volumen que queda entre el generador y el tanque colector será lle-

nado de aceite.

$$V_{\text{aceite}} = 0.0259 \text{ m}^3$$

Las propiedades del aceite a utilizar son:

$$\text{Densidad} = \rho = 850.1 \text{ kgr/m}^3$$

$$\text{Calor específico} = C_p = 0.519 \frac{\text{Kcal}}{\text{kgr}^\circ\text{C}}$$

Si la temperatura máxima de la solución es de  $80^\circ\text{C}$  ( $176^\circ\text{F}$ ), podemos asumir que la temperatura máxima del aceite será  $100^\circ\text{C}$  ( $212^\circ\text{F}$ ) para que exista transferencia de calor del aceite a la solución Agua- Amoníaco. La energía requerida para calentar el aceite será:

$$Q = WC_p \Delta t \quad \text{Kcal} \quad \text{Ec. (2-6)}$$

donde

$W$  = masa de aceite

$C_p$  = calor específico

$\Delta t$  = diferencial de temperatura

$Q$  = calor absorbido por el aceite.

$$Q = (V_{\text{aceite}} * \rho) C_p * \Delta t \quad \text{Ec. (2-7)}$$

La ecuación (2-7) es obtenida de la referencia (4).

$$Q = (0.0259 \text{ m}^3 * 850.1 \text{ kgr/m}^3) 0.519 \frac{\text{Kcal}}{\text{kgr}^\circ\text{C}} (100-28)^\circ\text{C}$$

$$Q = 822.8 \text{ Kcal.}$$

Como el proceso de generación se asumió de 6 horas, la rapidez de transferencia de calor debería ser:

$$\dot{q} = \frac{Q}{\text{Tiempo de generación}} \quad \text{Ec. (2-8)}$$

$$\dot{q} = 137.13 \text{ Kcal/hr.}$$

Podemos asumir que las pérdidas a través del aislamiento son despreciables por lo que tenemos:

$$\dot{q}_r = \dot{q}_{cs} + \dot{q}_{ca} \quad \text{Ec. (2-9)}$$

$\dot{q}_r$  = Rapidez de transferencia de calor total

$\dot{q}_{cs}$  = Rapidez de transferencia de calor a la solución

$\dot{q}_{ca}$  = Rapidez de transferencia de calor al aceite.

$$\dot{q}_r = 111.36 \text{ Kcal/hr.} + 137.13 \text{ Kcal/hr.}$$

$$\dot{q}_r = 248.49 \text{ Kcal/hr.}$$



BIBLIOTECA

La resistencia a usar puede proporcionar como máximo 2000 watts es decir  $1720 \text{ Kcal/hr.}$

De acuerdo a este dato sólo estaremos usando aproximadamente 15% de la capacidad de la resistencia.

Este valor de ninguna manera puede ser exacto por las asunciones que se

han hecho, sin embargo nos será útil como valor de referencia.

Para encontrar el espesor de aislante que se debe usar tenemos:

Lana AW elaborado a base de finas fibras de vidrio resistentes y elásticas aglutinadas entre sí, con una resina de fraguado termoestable.

Este material es liviano empleado para temperaturas hasta 538°C.

La conductividad térmica de este aislante es 0.0327 Kcal/(hr m<sup>2</sup>)(°C/m)

Por circulación natural podemos hallar el coeficiente de transferencia de calor del tanque colector al ambiente  $\bar{h}_o$  en kcal/hr m<sup>2</sup> °C

$$\bar{h}_o = 1.318 \left[ \frac{\Delta t}{d} \right]^{1/4} \quad \text{Ec. (2-10)}$$

$$\Delta t = 100^\circ\text{C} - 28^\circ\text{C} = 72^\circ\text{C} \quad \text{ó} \quad t = 212^\circ\text{F} - 82^\circ\text{F} = 129.6^\circ\text{F}$$

$$d = 0.28 \text{ m} \quad \text{ó} \quad 0.918 \text{ pie}$$

$$\bar{h}_o = 1.318 \left( \frac{129.6}{0.918} \right)^{1/4}$$

$$\bar{h}_o = 4.543 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

La Ecuación (2-10) es obtenida de la referencia (4).

La rapidez de transferencia de calor del tanque al ambiente estará

dado por:

$$\dot{q} = \frac{2 \pi K l (t_i - t_o)}{\ln \frac{r_o}{r_i} + K / \bar{h}_o r_o} \quad \text{Kcal/ hr} \quad \text{Ec. (2-11)}$$

Esta ecuación (2-11) es obtenida de la referencia (4) y no se toma en cuenta el espesor del tanque colector, donde:

- $\dot{q}$  = rapidez de flujo de calor
- $l$  = longitud del tanque colector
- $K$  = conductividad térmica del aislante
- $t_i$  = temperatura de la superficie del tanque
- $t_o$  = temperatura del ambiente
- $r_o$  = radio crítico
- $r_i$  = radio del tanque colector.

Para el valor fijo del  $r_i$ , la rapidez del flujo de calor es una función de  $r_o$  es decir  $\dot{q} = \dot{q}(r_o)$  y será un máximo en el valor de  $r_o$  para el cual  $\frac{d\dot{q}}{dr_o} = 0$  Ec. (2-12)

Del desarrollo de la ecuación (2-12) obtendremos el radio crítico.

$$r_{oc} = \frac{k}{\bar{h}_o} \quad \text{Ec. (2-13)}$$

$$r_{oc} = \frac{0.0327 \text{ Kcal}/(\text{hr m}^2)(^\circ\text{C/m})}{4.543 \text{ Kcal/hr m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$r_{oc} = 7.2 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Cuando  $r_{oc} < r_i$  esto indica que cualquier espesor de aislante disminuirá la transferencia de calor de la superficie del tanque colector al ambiente y su espesor óptimo se escogerá en base al costo del aislante.

En el capítulo I sección 1.3.2 se mencionó el uso de un rectificador para asegurar que sólo  $\text{NH}_3$  pase al condensador.

Este consiste en un cilindro con unos platos en forma semicircular soldados en la parte superior como se muestra en la figura 2-3 en donde se indica la masa que entra y sale.

- $m_{vc}$  : masa de vapor  $\text{NH}_3$  que ingresa al condensador
- $m_{vg}$  : masa de vapor generado
- $X''$  : concentración del refrigerante en la masa que sale del generador
- $X'$  : concentración del refrigerante en la masa que regresa al generador.

La finalidad de colocar esos platos en la parte superior fue la de permitir la salida de vapor de amoníaco, condensando el vapor de agua que pueda llevar la masa de vapor generado ( $m_{vg}$ ) que asciende. Es importante evitar que agua llegue al evaporador porque esto haría que la temperatura del  $\text{NH}_3$  dentro del evaporador no descienda lo suficiente dando como resultado una disminución del efecto refrigerante.

Esto se debe a que el agua a la misma presión tiene una mayor temperatu-

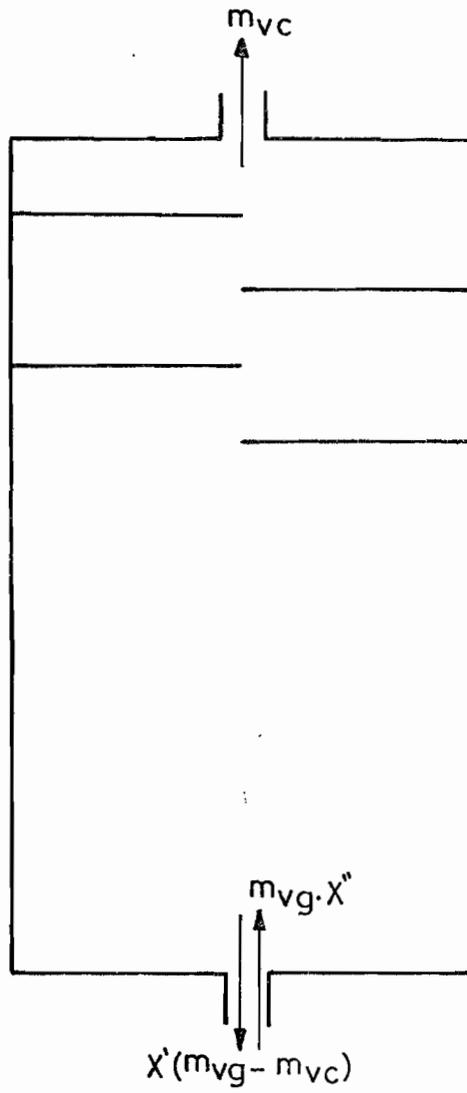


fig 2-3 diagrama esquemático del rectificador

ra de saturación que el amoníaco.



BIBLIOTECA

Se puede hacer un balance de masa

$$m_{VC} 1 + (m_{Vg} - m_{VC}) X' = m_{Vg} X'' \quad \text{Ec. (2-14)}$$

Reordenando tenemos:

$$m_{VC} = m_{Vg} \left( \frac{X'' - X'}{1 - X'} \right)$$

Podemos encontrar un valor aproximado de la masa de vapor generado ya que en el capítulo I obtuvimos un valor de masa de vapor condensada.

$$m_{VC} = 1.07 \text{ kgrs.}$$

Para una temperatura máxima de generación igual a 80°C y presión máxima de 12.7 kgr/cm<sup>2</sup>.

Tenemos:

$$X'' = 0.98 \quad X' = 0.45$$

De la ecuación (2-14) obtenemos:

$$m_{Vg} = 1.11 \text{ kgr.}$$

Esta masa de vapor generado estará compuesta por vapor de NH<sub>3</sub> y vapor

de  $H_2O$ . Como el  $H_2O$  se evapora a mayor temperatura que el  $NH_3$  para la misma condición de presión, es por esto que al chocar con los platos el agua se condensa y va arrastrando una mínima cantidad de amoníaco de regreso al generador.

Las dimensiones de este rectificador serán las siguientes:

Longitud = 0.7 m

Diámetro = 0.2 m

El diámetro es aproximadamente el mismo que el del generador y su altura un poco mayor para permitir que el gas se expanda y pase a través de los platos fácilmente sin que halla una caída de presión apreciable.

La distancia entre plato y plato será de 0.06 metros y el número de ellos será de 4 en forma semicircular.

Estos últimos datos son obtenidos en base a resultados experimentales para un trabajo similar efectuado por el Investigador J.C.V. Chinnappa. (referencia 1).

Luego de algunas pruebas el rectificador será desmontado, colocando en su lugar un tubo de igual diámetro que el resto de la tubería de conexión con la finalidad de observar experimentalmente su importancia.

### 2.3.- EL CONDENSADOR

Ya se mencionó en el capítulo anterior que cuando llega la solución a una temperatura y presión determinada (punto 2) se produce la evaporación del  $\text{NH}_3$  de la solución, a partir de ese punto la presión en la solución permanece constante aumentando su temperatura y por tanto produciendo una mayor cantidad de vapor  $\text{NH}_3$ .

Este vapor pasa a través de la tubería de conexión al condensador, en donde cede calor al agua de enfriamiento, produciéndose su condensación.

El condensador debe tener las siguientes características:

- Resistente a la presión (alrededor de  $14 \text{ kgr/cm}^2$ )
- Resistente a la corrosión causada por el amoníaco
- El material de que esté constituido permita una rápida transferencia de calor hacia el agua del reservorio en el que se encontrará.

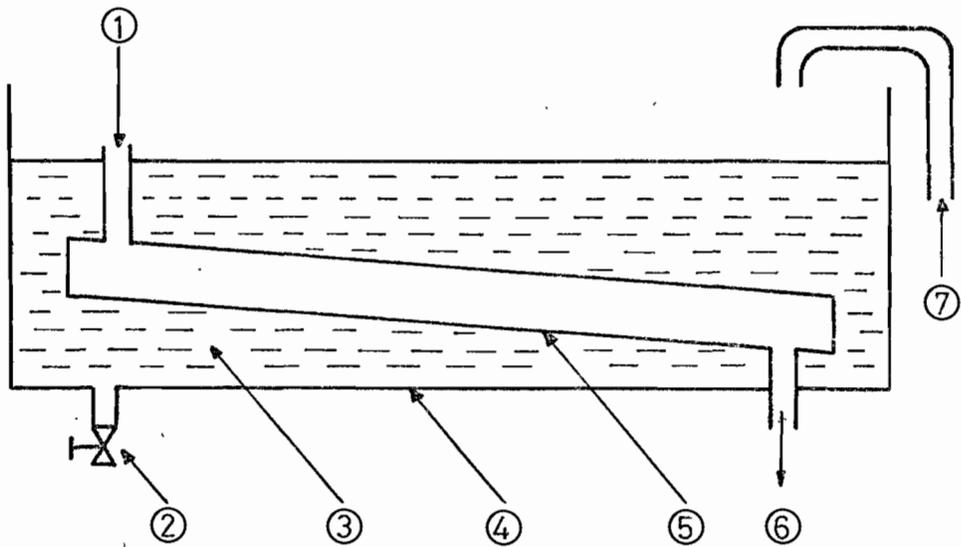


Se escoge un tubo de hierro negro con especificación A-36 de 1 pulgada de diámetro.

La figura 2-4 nos muestra la forma como estará instalado el condensador.

El amoníaco debe estar en condiciones de saturación para que suceda la condensación, es decir:

$$t_{\text{NH}_3} = 32.2^\circ\text{C} \quad p_{\text{saturación}} = 12.7 \text{ kgr /cm}^2$$



① vapor de amoniaco

② válvula de purga

③ agua de enfriamiento

④ deposito del condensador

⑤ condensador

⑥ líquido de amoniaco

⑦ entrada de agua

fig 2-4 diagrama esquemático del condensador

La temperatura del agua en el reservorio será de aproximadamente 28°C es decir la temperatura del ambiente.

$$Q_{\text{condensador}} = m * h_{fg} \quad \text{Ec. (2-15)}$$

Donde:  $Q_{\text{condensador}}$  = La cantidad de calor que retirará el agua de enfriamiento del condensador.

$m$  = Masa de vapor de  $\text{NH}_3$  que se condensará

$h_{fg}$  = Calor latente de condensación.

En la sección 1.3.4 del capítulo I obtuvimos 1.07kgr de amoníaco en el evaporador.

De la referencia (4) obtenemos las ecuaciones (2-15) y (2-16).

Donde :  $h_{fg} = h_g - h_f \quad \text{Ec. (2-16)}$

$h_g = 350.4 \text{ Kcal/ Kgr}$  entalpia del vapor de  $\text{NH}_3$

$h_f = 79.6 \text{ Kcal/kgr}$  entalpia del líquido de  $\text{NH}_3$

Valores obtenidos de la referencia (5)

Por tanto:

$$Q_{\text{condensador}} = 1.07 \text{ kgr} (350.4 - 79.6) \text{ Kcal/kgr}$$

$$Q_{\text{condensador}} = 289.8 \text{ Kcal.}$$

El tiempo que dure la condensación debe ser igual al tiempo que tome la solución ir del punto 2 al punto 3 en la figura 1-11.

Siendo conservadores podemos decir que ese tiempo será de 3 horas aproximadamente, esto es en base a que el tiempo para llegar del punto 1 al punto 3 la solución tarda 6 horas según la sección 1.3.4 del capítulo I.

La rapidez de transferencia de calor deberá ser:

$$\dot{q} = \frac{Q_{\text{condensación}}}{\text{tiempo de condensación}} \quad \text{Ec. (2-17)}$$

$$\dot{q} = \frac{289.8 \text{ Kcal}}{6 \text{ hr}}$$

$$\dot{q} = 48.3 \text{ Kcal/hr.}$$

El tubo escogido para condensador tiene las siguientes medidas:

$$l = 1.2 \text{ m}$$

$$d_i = 0.0254 \text{ m}$$

El material es hierro negro.

El área total será  $A_t$

$$A_t = 2 \frac{\pi d^2}{4} + \pi d l \quad \text{Ec. (2-18)}$$

donde  $d$  = diámetro

$l$  = longitud

$$A_t = 2 \pi (0.0254)^2 + \pi (0.0254) 1.2$$

$$A_t = 0.1 \text{ m}^2$$

$$\dot{q} = UA_t \Delta t \quad \text{Ec. (2-19)}$$



BIBLIOTECA

donde:

$U$  = Coeficiente global de transferencia de calor  
en (Kcal/hr  $\text{m}^2$   $^{\circ}\text{C}$ )

$A_t$  = Area Total (  $\text{m}^2$  )

$\Delta t$  = Diferencia de temperaturas entre sí  $\text{NH}_3$  y el  
 $\text{H}_2\text{O}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$\dot{U}$  = 585.66 Kcal/hr  $\text{m}^2$   $^{\circ}\text{C}$  valor obtenido de la  
referencia 8 .

$\Delta t$  =  $32.2^{\circ}\text{C} - 28^{\circ}\text{C} = 4.2^{\circ}\text{C}$

$\dot{q}$  =  $585.66 * 0.1 * 4.2$  Kcal/hr.

$\dot{q}$  = 245.97 Kcal/hr.

Este valor es mayor que el requerido por lo que se puede aumentar la masa inicial de la solución, y en consecuencia aumentar la masa de  $\text{NH}_3$  que debe condensarse. La presión que puede soportar el tubo es mayor a los  $70.3 \text{ kgr/cm}^3$  según las características del material dado por el fabricante por lo tanto no es necesario hacer ninguna prueba de resistencia ya que nuestro sistema llegará como máximo a  $14 \text{ kgr/cm}^2$ . Tam-

bién el material del tubo resiste perfectamente la corrosión que puede causar el amoníaco y tiene un valor de conductividad elevado.

#### 2.4.- EL EVAPORADOR

Consistirá en un recipiente cilíndrico porque es fácil de construir, con una oreja en la parte superior para poder unirlo por medio de un gancho al disco medidor de la masa, será del mismo material que el generador y el rectificador.

Para su diseño tenemos que considerar lo siguiente:

- El calor que el evaporador tiene que retirar del ambiente es de 317.49 Kcal según la sección 1.3.3 del capítulo I.
- El área debe ser lo suficiente como para permitir el flujo de calor de los alrededores hacia el  $\text{NH}_3$  líquido a baja temperatura.
- Su tamaño no sea exageradamente grande.
- Los coeficientes de transferencias de calor son tomados de la referencia [7] . No son valores experimentales.

$h_o$  = Coeficiente de transmisión de calor en los límites de un fluido por circulación natural sobre tubería.

$h_i$  = Coeficiente de ebullición para el amoníaco.

$t_a$  = Temperatura ambiente

$t_m$  = Temperatura media del metal.

$t_f$  = Temperatura del fluido.

$$h_o = 1.05 \left( \frac{t_a - t_m}{d_o} \right)^{1/4} \quad \text{Kcal/hr } ^\circ\text{C m}^2 \quad \text{Ec. (2-20)}$$

donde  $d_o$  es el diámetro exterior

$$h_i = 198 (t_m - t_f)^{1.2} \quad \text{Kcal/hr } ^\circ\text{C m}^2 \quad \text{Ec. (2-21)}$$

Ahora conocemos que:

$$t_a = 28^\circ\text{C}$$

$$t_f = -6.11^\circ\text{C}$$

Y asumiremos:

$$d_i = 0.3 \text{ m}$$

$$d_o = 0.304 \text{ m}$$

$$l = 0.7 \text{ m}$$

Por lo que el área será:

$$\text{Area exterior} = A_o = 1.25 \text{ m}^2$$

$$\text{Area interior} = A_i = 1.225 \text{ m}^2$$

Si despreciamos la resistencia del material a la transferencia de calor tenemos lo siguiente:

$$\left( \begin{array}{l} \text{Calor transmitido desde} \\ \text{el aire al tanque} \end{array} \right) = \left( \begin{array}{l} \text{Calor transmitido desde} \\ \text{el tanque al NH}_3 \end{array} \right) = \dot{q} \quad \text{Ec. (2-22)}$$

$$A_o h_o (t_a - t_m) = A_i h_i (t_m - t_f)$$

$$1.25 * 1.05 \frac{1}{d_o^{1/4}} (t_a - t_m)^{5/4} = 1.225 * 198 (t_m - t_f)^{2.2}$$

$$1.767 (t_a - t_m)^{5/4} = 242.55 (t_m - t_f)^{2.2} \quad \text{Ec. (2-23)}$$

De la ecuación (2-23) obtenemos que  $t_m = 5.327^\circ\text{C}$ .

$$\dot{q} = 141.6 \text{ Kcal/hr.}$$

$$Q_{\text{evaporación}} = \dot{q} * \text{tiempo de refrigeración} \quad \text{Ec. (2-24)}$$

$$\text{Tiempo de refrigeración} = \frac{Q_{\text{evaporación}}}{\dot{q}} = \frac{317.49 \text{ Kcal}}{141.6 \text{ Kcal/hr}}$$

$$\text{Tiempo de refrigeración} = 2.24 \text{ hrs.}$$

Se puede jugar con todas estas variables para cambiar las dimensiones del evaporador e incluso se puede hacer un evaporador similar al de las refrigeradoras domésticas con la finalidad de aumentar área de transferencia y disminuir el tiempo de refrigeración o también se puede aumen-

tar el tiempo si así se desea. Es de resaltar que el  $Q$  evaporación está en función de la masa inicial parámetro que se puede variar fácilmente para conseguir cualquiera de los fines antes mencionados.

## 2.5.- EL ABSORBEDOR

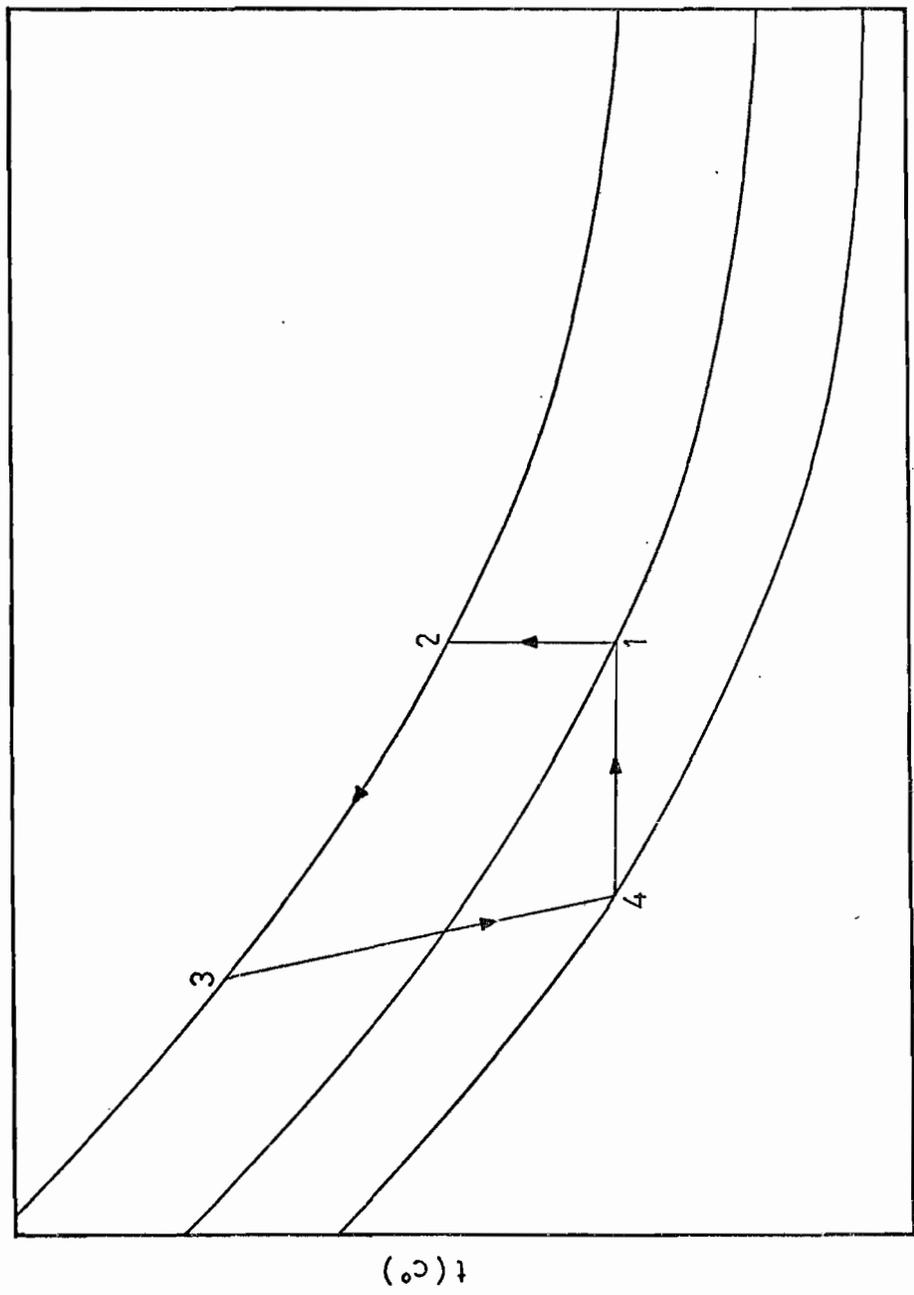
Como su nombre lo indica el absorbedor tiene la función de recibir el amoníaco que se ha evaporado producto de la transferencia de calor del ambiente al evaporador. El gas ( $\text{NH}_3$ ) se mezcla con la solución débil en forma lenta hasta llegar a la condición inicial con lo cual se cierra el ciclo, de la solución, figura 2-5.

Al aumentar la concentración de la solución, se produce una reacción exotérmica, por lo que el absorbedor deberá estar sumergido en un reservorio de agua para que el calor se disipe rápidamente y la solución conserve su temperatura tal como se muestra en la figura 2-5 del punto 4 al punto 1.

Otra condición que debe tener el absorbedor es que sea resistente a la presión y corrosión.

Se utilizará entonces tubería de hierro negro de 1/2 pulgada de diámetro ya que cumple perfectamente con todas las condiciones anotadas.

Según el fabricante la tubería resiste sobre los  $70 \text{ kgr/cm}^2$ . Es de in



$X$  (kg  $\text{NH}_3$ /kg S.)

fig.2-5 diagrama esquemático del ciclo de la solución

dicar que el absorbedor estará trabajando al mismo tiempo que el evaporador.

La masa de  $\text{NH}_3$  a absorber es de 1.07 kgr, la concentración inicial en el absorbedor será  $X_i = 0.45$  y la concentración final  $X_f = 0.6$ . La temperatura del agua deberá ser  $28^\circ\text{C}$  aproximadamente.

La figura 2-6 nos muestra la forma del absorbedor y del reservorio en el cual se encontrará.

El gas entre por el punto A a las dos tuberías que están en paralelo las cuales tendrán una longitud de 1 m; éstas a su vez están comunicadas al generador por medio de las válvulas VD. y VB.

Las dimensiones dadas al absorbedor son valores arbitrarios, en la cual las consideraciones hechas son:

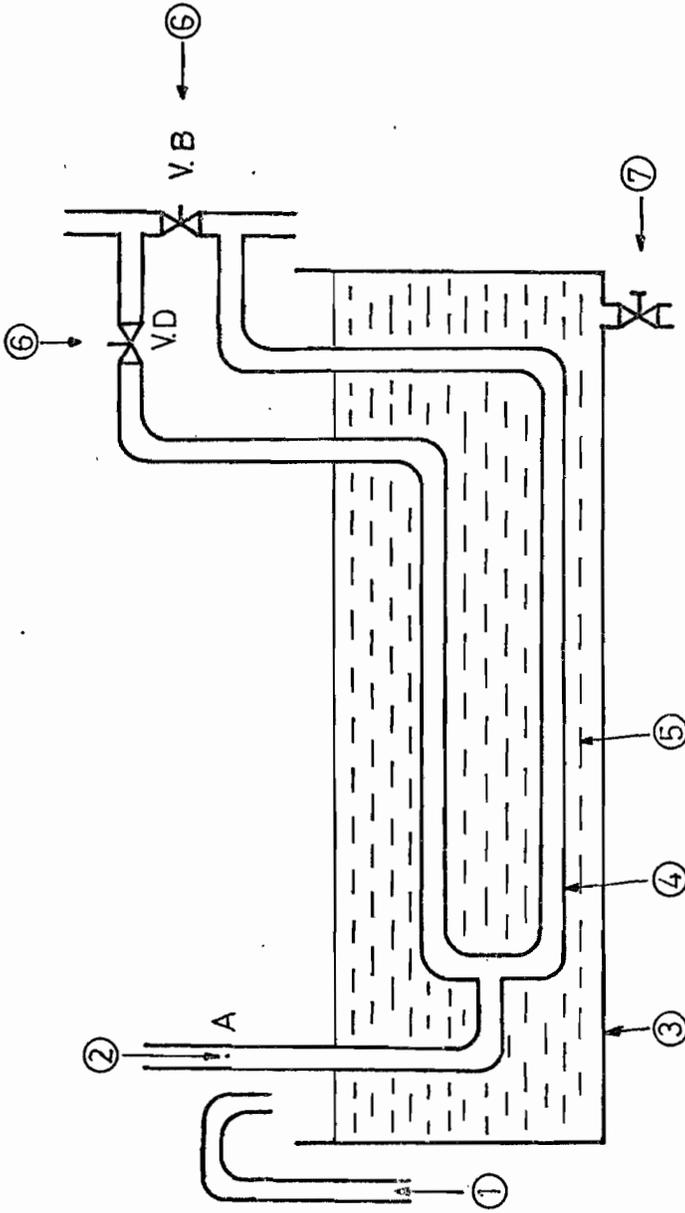
- a) Que su construcción sea fácil
- b) Los materiales de que esté hecho sean fáciles de conseguir
- c) Su conductividad sea elevada.



BIBLIOTECA

## 2.6.- SELECCION DE VALVULAS, TUBERIAS Y MEDIDORES.

En el proceso de generación habrá 2 válvulas que se necesitan estén abiertas totalmente, y son V.A. y V.B., las demás deben estar cerradas.



- 1 entrada de agua
- 2 amoniaco del evaporador
- 3 deposito del absorbedor
- 4 absorbedor
- 5 agua de enfriamiento
- 6 válvulas del sistema
- 7 válvula de purga

fig 2-6 diagrama esquemático del absorbedor

En el proceso de refrigeración son necesarias 2 válvulas totalmente abiertas son V.C. y V.D., las demás deben estar cerradas. (Ver figura 2-7).

El equipo tendrá una válvula que servirá para cargar el sistema. En total se usarán 5 válvulas.

En el mercado local hay un variado tipo de válvulas y sus costos varían de acuerdo al material y a la calidad. Por citar algunas tenemos: Válvulas de compuerta, válvulas de bola, válvulas de diafragma, válvulas de mariposa, etc.

Es importante que la válvula seleccionada me permita abrir o cerrar rápidamente, sólo trabajará en estas dos posiciones; resista la corrosión y la presión. La válvula de bola es seleccionada por ajustarse a nuestro requerimiento.

La tubería que servirá para unir los diferentes componentes del equipo tiene que tener como requisito fundamental los siguientes aspectos:

- a) Ser resistente a la corrosión al contacto con la solución Agua-Amóníaco.
- b) Resistir sobre los 14 Kgr/cm<sup>2</sup> de presión
- c) Resistente a la temperatura



d) Su costo no debe ser tan elevado.

Existen tuberías de varios materiales, entre los cuales tenemos cobre, PVC, Hierro negro, acero inoxidable, galvanizado.

De acuerdo a los requisitos antes expuestos selecciono tubería de hierro negro de 1/2 pulgada de diámetro. En el capítulo III en la sección 3.3 se especifica los costos de la tubería así como también las válvulas.

Sobre los medidores que serán empleados en este trabajo experimental sólo mencionaremos sus nombres ya que en el capítulo III se detallará su utilización específica y se procederá a realizar las curvas de calibración de ser necesario.

- Un manómetro especial para trabajar con amoníaco.
- Un autotransformador variable
- Un termómetro de vidrio
- Un registrador de temperatura electrónico
- Un vatímetro.

## 2.7.- SELECCION DEL FLUIDO DE TRABAJO

Ya se mencionó en la introducción algunas de las sustancias que pueden utilizarse para refrigeración, sin embargo presentamos una lista, de la

cual seleccionaremos la que más se ajuste a nuestros intereses.

- Solución amoníaco - nitrato de litio
- Amoníaco - Cloruro de calcio
- Freon 21 - Eter Dimetiltetraetilenglicol
- Solución Agua - Amoníaco
- Amoníaco \_ Nitrato de Litio.

En el mercado local es difícil conseguir algunos de estos productos, ya sea porque no se conoce la información necesaria o no venden en cantidades pequeñas.

Hay una gran información sobre la solución de Agua - Amoníaco ya sea en gráficos, tablas o ecuaciones, para encontrar los diferentes parámetros como temperatura, presión entalpia, concentración.

Es factible conseguir el  $\text{NH}_3$  en gas en cantidad razonable, el agua desmineralizada necesaria para formar la mezcla también es fácil de conseguir y su precio no es tan elevado.

En el laboratorio de Mecánica de Fluidos de la Facultad de Ingeniería Mecánica hay todo lo necesario para cargar el sistema si utilizamos este tipo de solución.

Por todas las razones expuestas selecciono la solución Agua-Amoníaco



como el fluido de trabajo.

Finalmente presentamos una tabla resumiendo las dimensiones de las partes constituyentes del sistema y un diagrama esquemático de todo el sistema. Figura 2-7 .

Dimensiones Componentes	Longitud (m)	Diámetro (m)	Espesor (mm)	Alto (m)	Ancho (m)
GENERADOR	0.5	0.17	2	-	-
RECTIFICADOR	0.7	0.2	2	-	-
CONDENSADOR	1.2	0.0254	2	-	-
EVAPORADOR	0.7	0.3	2	-	-
ABSORBEDOR	1 cada línea	0.0127	2	-	-
TUBERIA DE CONEXION	1.6	0.0127	2	-	-
TANQUE COLEC TOR DE ENERGIA	0.6	0.28	1.5	-	-
RESERVORIO DEL ABSORBEDOR	1.2	-	1.5	0.5	0.5
RESERVORIO DEL CONDENSADOR	1.3	-	1.5	0.2	0.2

TABLA 2-1

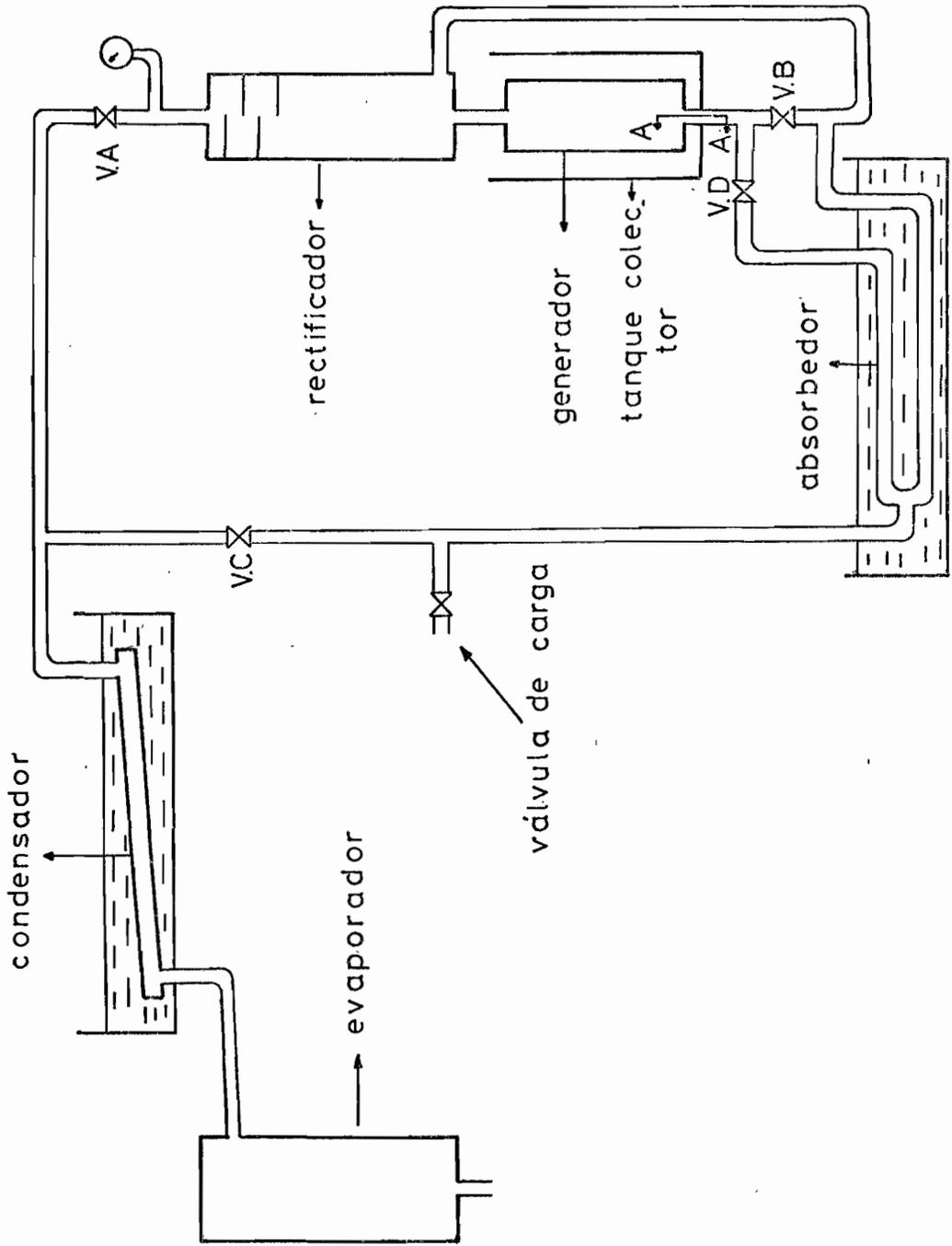


fig 2-7 diagrama esquemático del sistema

## CAPITULO III

### CONSTRUCCION DEL EQUIPO

#### INTRODUCCION

En este capítulo se indicará detalladamente todos los pasos necesarios para poder construir el sistema, tales como materiales, equipos usados, lugares de trabajo. En la sección 3.4 se explicará todos los problemas que se presentaron.

#### 3.1.- CALIBRACION DE INSTRUMENTOS AUXILIARES

Para medir los parámetros involucrados en el experimento fue necesario usar:

- a) Un manómetro para amoníaco de 0 a 15  $\text{kg}/\text{cm}^2$
- b) Un registrador de temperaturas eléctrico de 10 canales marca Comark, tipo 1624 que trabaja con termocuplas tipo T (cobre-constatan)
- c) Un vatímetro marca Weston con dos escalas de 0 a 500 Watts. y de 0 a 1000 watts.
- d) Un autotransformador variable marca POWERSTAT, tipo 3PN13 ó B con un voltaje de entrada de 120 voltios y una salida de 0 a 140 voltios, con una corriente máxima de 22 amperios.
- e) Un termómetro de mercurio con un rango de 0 a 150°C de precisión ( $\pm 0.05^\circ\text{C}$ ).

Se calibró el manómetro en el calibrador de transductores de presión.

Ver apéndice B.

La ecuación de la mejor recta utilizando el método de los mínimos cuadrados es:

$$p_o = 0.97 p_i + 0.33$$

donde:

$p_i$  : es la presión real en psig

$p_o$  : es la presión indicada en el instrumento a calibrar en psig.

La desviación standard fué:

$$Sp_i = 1.40$$

Un procedimiento similar fué empleado para calibrar el registrador de temperaturas eléctrico.

Se utilizó un equipo que contiene un termómetro digital y un microcomputador, marca FLUKE Modelo 2190A. Ver apéndice B.

La ecuación de la mejor recta fué

$$t_o = 1.01 t_i + 0.58$$

donde:

$t_i$  : temperatura real en °C

$t_o$  : temperatura marcada en el medidor en °C

La desviación standard fué:

$$St_j : 0.533$$



No fue necesario hacer una calibración del vatímetro porque se pudo comprobar por medio de mediciones independientes de voltaje y amperaje que la potencia suministrada daba igual en ambos casos (usando el vatímetro primero y luego con el amperímetro de gancho y un voltímetro), todo esto en el rango de trabajo de este experimento.

El termómetro de vidrio fue usado como referencia para medir la temperatura ambiente que daba la termocúpula conectada a uno de los canales del registrador y además para tomar la temperatura del aceite en el tanque colector.

### 3.2.- MATERIALES USADOS EN LA CONSTRUCCION

El evaporador, el generador y el rectificador fueron contruidos del mismo material, acero inoxidable, cuya especificación es 304/2B en lámina de 1.22 x 2.44 m de 2 mm. de espesor.

Los cortes rectos en la lámina se realizaron con una cizalla con capacidad de corte hasta 5 mm. de espesor.

Los cilindros fueron rolados con una baroladora de capacidad de hasta 7 m.m. y un diámetro mínimo de 100 m.m.

La soldadura utilizada para construir los cilindros fue "MONEL" que es una aleación especial para soldar acero. Sus características son varillas de 8.6 pulgadas de largo por  $3/32$  pulgadas de diámetro.

Luego de contruidos los cilindros, se realizó una prueba hidroestática en cada uno de ellos, con el fin de detectar fugas en los cordones de soldadura. Usando el compresor del Laboratorio de Mecánica de Fluidos inyectamos aire a presión lentamente hasta 1.2 veces la presión máxima de trabajo.

Se detectó una fuga pequeña en un cordón de soldadura en el generador lo cual fue corregido inmediatamente.

Para la construcción del tanque colector, el depósito del absorbedor y el depósito del condensador se utilizó una lámina de latón de 1.5 mm. de espesor.

La soldadura utilizada en este caso fue 6011 de  $1/8$  de pulgada.

Para verificar que estos depósitos estuvieren bien soldados se los llenó de agua, no existiendo ningún problema al respecto.

En el fondo del tanque colector se hizo un agujero para colocar la resistencia. Se soldaron dos pernos contra el asiento del mismo, alrededor del agujero con la finalidad de sujetar una placa y apretar el asiento.

to de la resistencia contra el asiento del tanque, cabe indicar que se puso como sello un pedazo de caucho, para evitar que pueda filtrar el aceite . Ver figura 3-1.

Para la construcción del absorbedor y la tubería de conexión se cortaron los tubos negros de 1/2 pulgada de diámetro por 6 metros de largo de acuerdo a las medidas especificadas.

Los accesorios usados para el efecto fueron:

- 11 codos negros roscados de 1/2 pulgada
- 7 nudos negros B/FE de 1/2 pulgada
- 6 Tees negras roscadas de 1/2 pulgada.



Todos estos elementos tienen una resistencia a la presión de  $21 \text{ kg/cm}^2$ .

La figura 3-2 muestra la estructura que se necesitó construir para apoyar el sistema. El material utilizado para su construcción fué:

- 6 Platinas en ángulo de  $1\frac{1}{4}$  pulg. X  $\frac{1}{8}$  pulg. X 6 metros de largo.
- 1/2 Kilogramo de soldadura 6011 de  $\frac{1}{8}$  de pulgada.

Finalmente se acopló al sistema una red de tubos de media pulgada de P.V.C. para llevar agua a los dos depósitos que servirían de reservorios y al tanque colector cuando se realice el proceso de refrigeración.

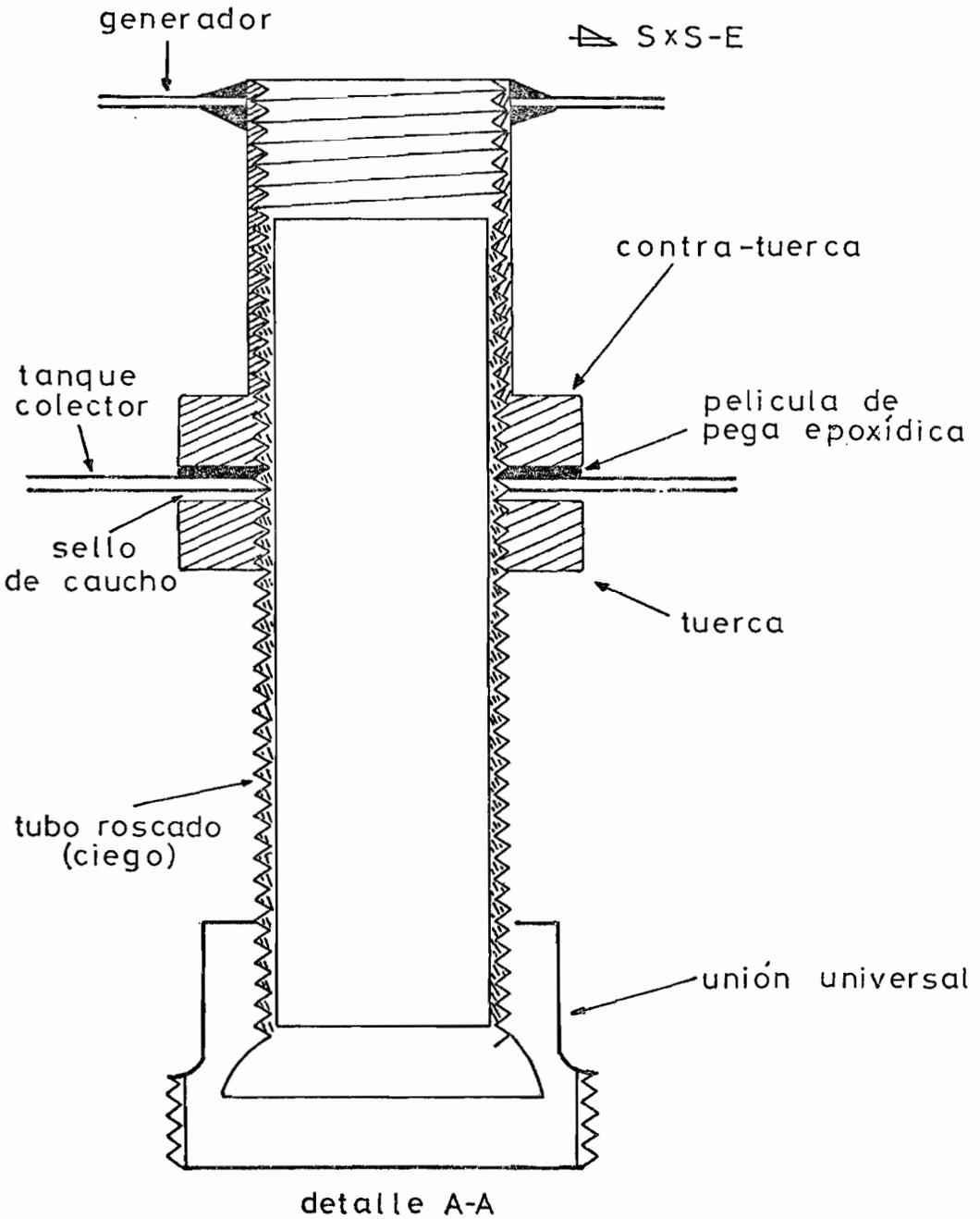


fig 3-1 diagrama del conjunto generador  
tanque-colector

El material utilizado fué:

- 7 válvulas de compuerta de cobre de 1/2 pulgada
- 3 tubos de P.V.C. de 1/2 pulgada por 6 metros de largo
- 6 uniones de P.V.C. pegables.
- 11 uniones de P.V.C. pegables roscables
- 13 codos a 90°C de P.V.C. pegables
- 4 Tees de P.V.C. pegables

La figura 3-3 muestra el sistema al final de la construcción y listo para ser cargado.

### 3.3.- INFLUENCIA DE COSTOS EN EL EQUIPO

Cuando se está trabajando en un modelo experimental, se acepta como práctica común que el costo de cada componente no interfiera para nada en la capacidad del sistema. Sin embargo se comprenderá no siempre es posible trabajar bajo esta premisa.

Por la razón expuesta algunos componentes que se eligieron no son del todo recomendados para el trabajo requerido y su utilización se debió exclusivamente a su costo. Esto de ninguna manera significa que el sistema se deteriorará en corto tiempo, como tampoco que esto afecte el rendimiento del sistema.

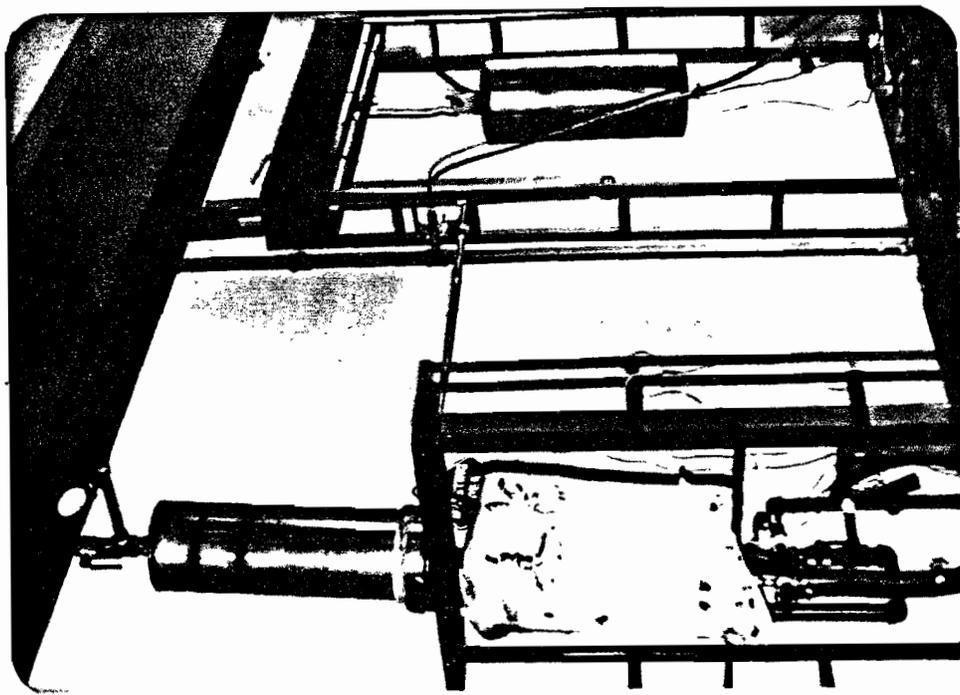


fig 3-3 equipo al final de la construcción

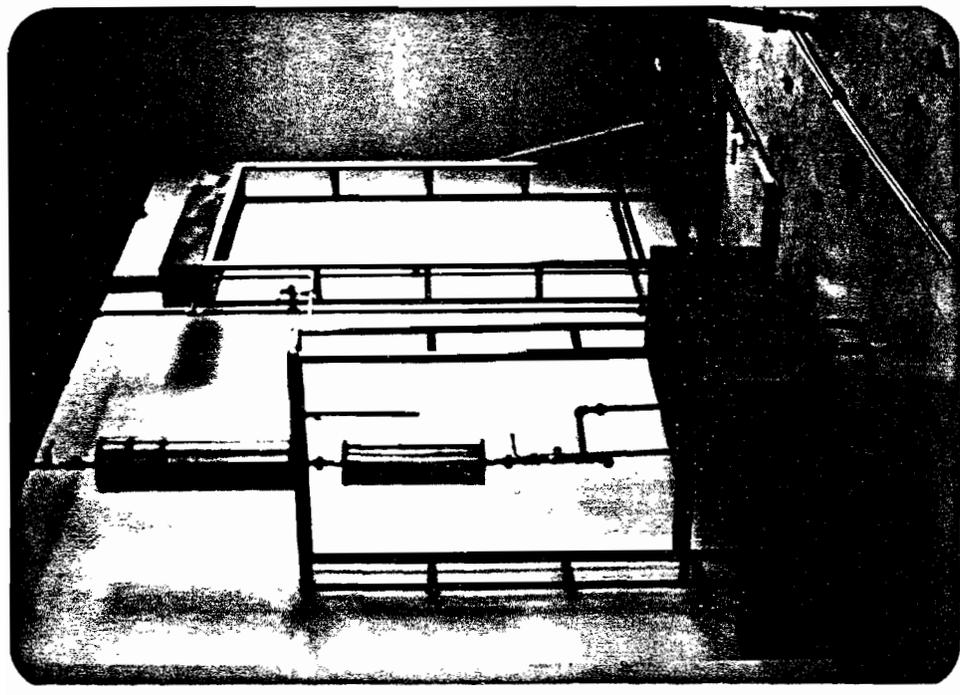


fig3-2 estructura de apoyo al sistema

A continuación se presenta una lista de materiales usados con su costo respectivo.

1	Plancha de Acero inoxidable opaca de 2 mm	S/.	10.000
1	Plancha negra de 1.5 mm	"	1.430
11	Codos negros roscados 1/2"x 300	"	767
7	Nudos Negros de 1/2" x 300	"	2.144
6	Tees negras de 1/2" x 200	"	597
22	Pies cuadrados de lana de vidrio	"	629
2	Tubos de 1/2" x 6 metros de hierro negro	"	3.307
1	Tubo de 1" x 1.2 metros de hierro negro	"	680
6	válvulas de bola de 1/2"	"	3.949
7	Uniones de acero inoxidable de 1/2"	"	2.025
2	Mangueras de presión de 1/2"	"	1.800
1	Libra de MONEL (Soldadura) 3/32"	"	2.500
4	Válvulas de 1/2" de compuerta	"	1.045
1	Tubo de 1/2" pegable de P.V.C.	"	145
13	Codos 1/2" pegables de P,V.C.	"	198
5	Tees 1/2" pegables de P.V.C.	"	85
5	Uniones 1/2" pegables de P.V.C.	"	80
1	Unión 1/2" roscable de P.V.C.	"	15
6	Platinas en ángulo de 1 1/4" x 1/8" de hierro	"	1.860
1	Tarro de cemento plástico	"	35
3	Tarros de pintura gris de 1/16 de galón	"	199
1	Bipolar de porcelana y 2 tapones	"	390

3 Enchufes de caucho	S/.	120
25 Grapas para cable de luz	"	25
25 Clavos de cemento para grapas	"	25
1 Brocha de 2"	"	60
1 Tarro de Esmalte negro de 1/2 litro	"	110
1 Pleigo de Lija de fierro	"	20
1 Sierra	"	20
8 Tapones de agua macho	"	190
1 Bujingj galvanizado 3/8" x 1/4"	"	41
5 Galones de agua desmineralizada	"	250
2 Cartuchos de Teflón en pasta	"	1.153
10 Cintas de teflón	"	439
5 Acoples machos de 1/2" de P.V.C.	"	180
1 Codo 1/2" de tres vías pegable	"	60
7 Cartuchos de acero plástico	"	1.990
	S/.	<u>38.537</u>

El total antes mencionado es el gasto fijo que se tiene, porque no se ha considerado el consumo de agua, ni de energía eléctrica lo cual se hará en las conclusiones y recomendaciones.

#### 3.4.- PROBLEMAS PRESENTADOS EN EL ENSAMBLAJE

El principal problema que se presentó fué el de conseguir la estanqueidad del sistema. En el capítulo IV en la sección 4.1 se hablará en detalle de las pruebas de sellado, sin embargo se mencionará los materiales utilizados para eliminar las fugas.

- Acero plástico Exosy (Plastic Steel Epoxy) marca DEVCON en pasta.
- Acero plástico R-201 marca DEVCON en pasta
- Teflón en pasta marca LOCTITE



Todos estos selladores se secan en aproximadamente 2 horas. BIBLIOTECA

Debido a la falta de experiencia en hacer las roscas y al material de la tubería (hierro negro) que era duro pero quebradizo estas no salieron tan satisfactorias.

Las primera vez que se ensambló todo el sistema los empates se sellaron con teflón en cinta, pero esto no fue suficiente.

Fue necesario armar y desarmar el equipo 3 veces antes de conseguir la estanqueidad del sistema.

Hubo algunos otros problemas que se fueron superando como por ejemplo:

- a) No había como ensamblar el condensador con el evaporador, no se lo podía hacer con la misma tubería, porque se necesitaba algo flexible ya que el evaporador perdería o ganaría peso en el momento de tomar los datos. Esto fué superado al colocar una manguera flexible de alta presión.
- b) La tubería para llevar aire del compresor al sistema fue necesario

prestarla al Laboratorio de Generación de Poder para superar este inconveniente.

- c) Se utilizó manguera flexible para unir la tubería que viene del absorbedor y rectificador con el condensador, luego de varios intentos con otros elementos.
- d) Existió problemas para sellar el huelgo que quedaba en el fondo del depósito del condensador por donde pasaba la manguera flexible que unía a éste con el evaporador.
- e) Sellar el huelgo que quedaba entre la tubería que unía el generador con el absorbedor y el tanque colector fué otro inconveniente que tomó tiempo resolver. Se colocó una tuerca soldada en el fondo del tanque colector, un sello de caucho en la parte de afuera y una contratuerca solucionaron el problema.

## CAPITULO IV

### PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

#### INTRODUCCION

En este capítulo se tratará sobre la forma como se realizaron las pruebas de sellado, los parámetros que se midieron y los resultados que se obtuvieron de las diferentes pruebas.

#### 4.1.- PRUEBAS DE SELLADO DEL EQUIPO

En el capítulo III se explicó sobre los problemas que se presentaron en la construcción del equipo y algo se habló de las fugas que habían en el sistema, ahora se explicará en detalle las pruebas que se hicieron para detectar dichas fugas.

En el laboratorio de Fluídos de la Facultad de Ingeniería Mecánica hay un compresor de dos etapas con enfriamiento intermedio marca Gilker - Rollab formando parte del túnel supersónico de viento, este compresor permite comprimir el aire hasta 200 libras por pulgada cuadrada.

Usando una línea de cobre de  $\frac{3}{8}$  de pulgada se lleva aire del compresor al sistema. Al llegar a 200 libras por pulgada cuadrada el compresor se apaga automáticamente, en ese momento se cerraba la válvula de carga del sistema, quedando éste presurizado y listo para verificar si e-

xistían fugas.

Con una solución de agua y jabón se formaba espuma que se aplicaba en los codos, tees uniones, válvulas, logrando de esta manera encontrar los puntos de fuga.

Si la pruebas con la solución de agua y jabón era negativa (no había fugas) se dejaba cargado el sistema a esa presión (200 psig) durante 12 horas para una mejor verificación.

Si por el contrario había fugas de aire, entonces se marcó con tiza los sitios y se descargaba el sistema, procediendo a realizar las reparaciones necesarias.

Una prueba adicional hecha fué retirar todo el aire del sistema usando una bomba de vacío marca Kinney modelo RCAR. Con esta bomba se logra aproximadamente 25 pulgadas de Mercurio de vacío, dejando en estas condiciones al sistema durante 12 horas.

Luego de realizar las tres pruebas antes mencionadas y con la seguridad de que ya no existían fugas se procedió a cargar el sistema. (Ver apéndice C).



BIBLIOTECA

#### 4.2.- OBTENCION DEL COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO REAL.

En total fueron hechas trece pruebas variando la masa inicial, la temperatura máxima de generación y la concentración inicial. Ver figura 4-1.

##### 4.2.1.-Parámetros Medidos.

Los parámetros que se midieron para evaluar el funcionamiento del equipo fueron los siguientes:

$p$  : presión en psig

$t_1$  : temperatura en el evaporador ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_2$  : temperatura a la entrada del absorbedor ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_3$  : temperatura a la entrada del rectificador ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_4$  : temperatura a la salida del absorbedor ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_5$  : temperatura a la salida del rectificador ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_6$  : temperatura a la entrada del generador ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_7$  : temperatura del aceite en el tanque colector ( $^{\circ}\text{C}$ )

E.S.: Energía suministrada (watts)

$t_{\text{H}_2\text{O}}$ : temperatura del agua en los reservorios ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{ambiente}}$ : temperatura del medio ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ )

$m$  : masa destilada o evaporada (kgr)

$T$  : tiempo (hr)

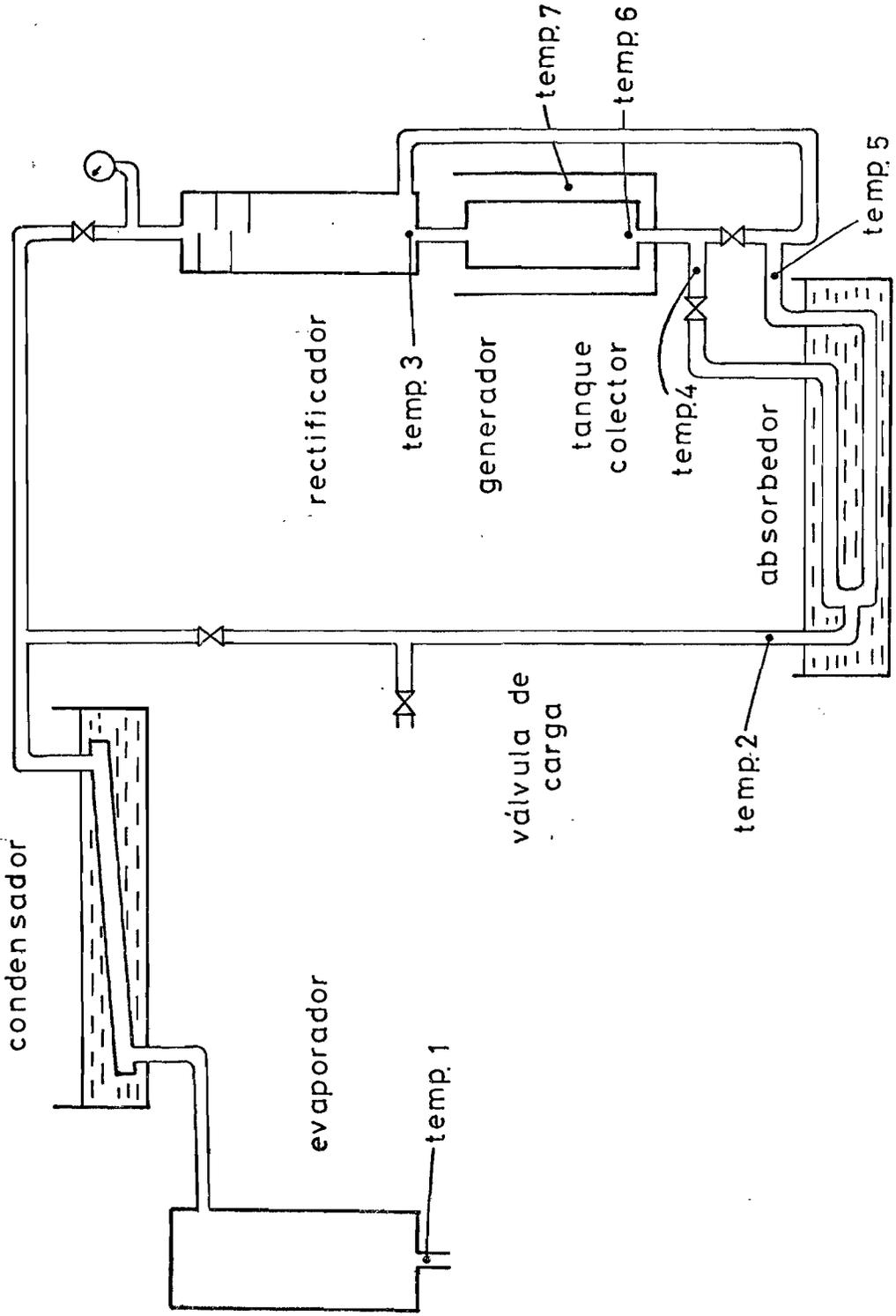


fig4-1 esquema del equipo con todos los parámetros medidos

#### 4.2.2.- Presentación de datos obtenidos

Los datos obtenidos se presentan tabulados en el apéndice D. Indicándose que para las cuatro últimas pruebas se realizó la siguiente variación:

Era necesario comprobar experimentalmente la utilidad del rectificador, por consiguiente se intercambi6 este con una tubería de 1/2 pulgada de diámetro de la misma longitud y el mismo material que la tubería de conexión (hierro negro), los resultados serán analizados en el siguiente capítulo.



#### 4.2.3.- Cálculos y resultados

Utilizando un diagrama entalpía-concentración para mezclas de agua-amoníaco se pueden localizar los puntos que forman el ciclo real y luego con las ecuaciones desarrolladas en el apéndice A evaluar el coeficiente de funcionamiento real.

BIBLIOTECA

A continuación se presenta las tablas con los resultados reales.

PRUEBA N°-	Resultados				
	Puntos del ciclo	p (kgr/cm <sup>2</sup> )	t (°C)	X (kgr NH <sub>3</sub> /Kg.S)	h (Kcal/Kgr)
1	1	6.10	29.4	0.60	- 24.99
	2	12.64	58.3	0.60	8.33
	3	12.99	64.2	0.559	11.11
	4	5.25	30.5	0.575	- 24.99

2	1	5.96	29.5	0.60	- 23.89
	2	12.85	60	0.60	8.33
	3	13.34	74	0.50	18.89
	4	4.9	30.9	0.55	- 26.11
3	1	6.10	30	0.60	- 23.33
	2	12.99	60.7	0.60	9.44
	3	13.34	80	0.46	24.99
	4	4.90	30.9	0.55	- 26.11
4	1	4.55	30.5	0.54	- 27.77
	2	12.78	72	0.52	16.66
	3	12.99	80	0.46	25.55
	4	5.25	35	0.53	- 22.22
5	1	4.55	30.5	0.54	- 27.77
	2	12.99	69	0.52	13.88
	3	12.99	80	0.46	25.55
	4	5.25	34.7	0.53	- 22.22
6	1	4.55	30.7	0.54	- 28.33
	2	12.99	73	0.525	19.44
	3	12.99	80	0.46	25.55
	4	5.25	34.9	0.53	- 22.49
7	1	6.31	30	0.60	- 24.44
	2	12.78	58.4	0.60	8.33
	3	12.99	67	0.535	12.22
	4	4.90	30	0.56	- 24.99
8	1	6.31	31	0.60	- 24.99
	2	12.64	59.2	0.58	7.22
	3	13.34	80	0.46	24.99
	4	4.55	29	0.55	- 27.77
9	1	6.31	30.6	0.60	- 25.89
	2	12.85	60	0.60	8.33
	3	13.51	80.5	0.46	26.1
	4	4.55	28.5	0.56	- 27.77
10	1	6.03	30	0.60	- 24.99
	2	12.64	59	0.60	7.22
	3	12.85	64	0.56	11.11
	4	4.33	25.9	0.57	- 30.55
11	1	5.96	30	0.60	- 24.99
	2	13	60.7	0.59	8.888

11	3	13.34	70	0.525	14.99
	4	4.4	28	0.55	- 27.77
12	1	60	32	0.60	- 23.33
	2	13	59	0.60	8.33
	3	13.3	90	0.41	38.88
	4	3.14	27	0.48	- 31.66
13	1	5.88	30.7	0.60	- 24.99
	2	13.34	57.5	0.60	8.33
	3	13.34	90	0.41	38.88
	4	3.14	28.2	0.47	- 31.8

TABLA 4-1  
PRESENTACION DE RESULTADOS DEL CICLO REAL

PRUEBA N°-	$W_1$ (Kgr)	$\dot{W}_3$	$T_{\text{generación}}$ (hr)	E.S. (Kcal/hr)	$Q_g$ (Kcal)	$Q_r$ (Kcal)	C.O.P. real
1	4.54	0.907	6	430	321.38	108.23	0.336
2	4.54	0.8	5	430	525.86	232.77	0.442
3	4.54	0.741	5	430	641.67	301.44	0.469
4	4.54	0.852	5.5	430	483.01	172.24	0.356
5	4.54	0.852	5.5	602	483.0	172.25	0.356
6	4.54	0.852	5.5	602	485.55	172.25	0.354
7	6.82	0.860	6	430	605.12	244.77	0.404
8	6.82	0.741	5.5	*	975.24	452.83	0.464

9	6.82	0.741	4.5	*	986.98	452.83	0.459
10	6.82	0.909	6.5	*	477.67	159.11	0.333
11	6.82	0.842	6.5	*	670.43	276.21	0.412
12	6.82	0.677	6.75	602	1184.71	564.69	0.477
13	682	0.677	6.5	602	1196.0	564.69	0.472

TABLA 4-2

## VALORES DEL COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO REAL

\* No se suministró una cantidad de energía constante, por lo que a continuación se detalla los valores en kiloCalorias por hora y el tiempo.

PRUEBA 8	860 Kcal/hr. durante 1.5 horas	344 Kcal/hr durante 4 hr.
PRUEBA 9	860 Kcal/hr. durante 1.5 hr.	344 Kcal/hr. durante 3 hr
PRUEBA 10	430 Kcal/hr. durante 3 horas	258 Kcal/hr. durante 3.5 hr.
PRUEBA 11	602 Kcal/hr. durante 3.5 hs.	258 Kcal/hr. durante 3 hr.

## 4.2.4.- Valores del coeficiente de funcionamiento teórico.

En la sección 1.3.3 del capítulo I se calculó el C.O.P. teórico para una concentración inicial de 0.6 y una temperatura máxima de generación de 80°C, ahora calcularemos el mismo valor para otras concentraciones y temperaturas de generación con el fin de poder comparar estos valores con los reales ya obtenidos en la sección anterior.

$W_1$ (Kgr)	$X_{inicial}$ (Kgr $NH_3$ /Kgr S)	$t_{max}$ (°C)	PUNTO DEL CICLO	$p$ (Kgr/cm <sup>2</sup> )	$t$ (°C)	$X'$ (Kgr $NH_3$ /Kgr S)	$h$ (Kcal/kg)	$\dot{w}_3$	$Q_c$ (Kcal)	$Q_g$ (Kcal)	$Q_c$ (Kcal)	C.O.P. teórico
		64.2	1	6.12	32.2	0.60	-22.22	0.899	322.36	117.55	0.365	
			2	12.7	57.5	0.60	5.555					
			3	12.7	64.2	0.555	11.11					
			4	5.20	32.2	0.56	-22.77					
4.54	0.60	74	1	6.12	32.2	0.60	-22.22	0.784	548.76	251.39	0.458	
			2	12.7	57.5	0.60	5.555					
			3	12.7	74.	0.49	20					
			4	4.22	32.2	0.505	-25					
		80	1	6.12	32.2	0.60	-22.22	0.727	668.63	317.73	0.475	
			2	12.7	57.5	0.60	5.555					
			3	12.7	80	0.45	27.77					
			4	3.68	32.2	0.48	-26.39					
4.54	0.54	80	1	4.72	32.2	0.54	-24.99	0.836	504.86	190.87	0.378	
			2	12.7	66	0.54	12.22					
			3	12.7	80	0.45	27.77					
			4	3.68	32.2	0.48	-26.38					



$W_1$ (Kgr)	$X_{inicial}$ (kgr $NH_3$ /kgrS)	$t_{max}$ (°C)	PUNTO DEL CICLO	p (kgr/cm <sup>2</sup> )	t (°C)	$X'$ (kgr $NH_3$ /Kgr S)	$h$ (Kcal/Kgr)	$\dot{W}_3$	$Q_g$ (kcal)	$Q_r$ (Kcal)	C.O.P. teórico
		67	1	6.12	32.2	0.60	- 22.22	0.851	612.81	260.51	0.425
			2	12.7	57.5	0.60	5.555				
			3	12.7	67	0.53	12.22				
			4	4.65	32.2	0.54	- 24.5				
6.82	0.60	70	1	6.12	32.2	0.60	- 22.22	0.816	713.92	321.7	0.45
			2	12.7	57.5	0.60	5.555				
			3	12.7	70	0.51	14.44				
			4	4.50	32.2	0.52	- 24.73				
		80	1	6.12	32.2	0.60	- 22.22	0.727	1004.41	477.26	0.475
			2	12.7	57.5	0.60	5.555				
			3	12.7	80	0.45	27.77				
			4	3.68	32.2	0.48	- 26.39				
		90	1	6.12	32.2	0.60	- 22.22	0.661	1222.42	592.73	0.485
			2	12.7	57.5	0.60	5.555				
			3	12.7	90	0.395	40.55				
			4	3.0	32.2	0.44	- 24.99				

TABLA 4-3 RESULTADOS DEL CICLO TEORICO

PRUEBA N°	(Kgr NH <sub>3</sub> /Kgr S)	t <sub>max</sub> generacion (°C)	C.O.P. real
1	0.60	64.2	0.336
7	0.60	67	0.404
11	0.60	70	0.412
2	0.60	74	0.442
3	0.60	80	0.469
12	0.60	90	0.477

TABLA 4-4

VALORES DE COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO  
REAL PARA UNA CONCENTRACION CONSTANTE.

#### 4.3.- OBTENCION DE CURVAS EXPERIMENTALES

La mejor forma de analizar los resultados obtenidos de un trabajo experi  
mental es graficando los parámetros medidos durante su desarrollo.

De las tablas 4-1, 4-2, 4-3, 4-4 y datos obtenidos del apéndice D se  
harán los siguientes gráficos:

- Para cada proceso de generación {
  - masa destilada (kgr) VS tiempo (hr)
  - presión (kgr/cm<sup>2</sup>) VS tiempo (hr)
  - temperatura en el evaporador (°C) VS tiempo (hr)
  - temperatura en el generador (°C) VS tiempo (hr).

- Para cada proceso de refrigeración 

{	masa evaporada (kgr) VS tiempo (hr)
	presión ( $\text{kgr/cm}^2$ ) VS tiempo (hr)
	temperatura en el evaporador ( $^{\circ}\text{C}$ ) VS tiempo (hr)
	temperatura en el absorbedor ( $^{\circ}\text{C}$ ) VS tiempo (hr)
  
- Ciclos teórico y real en un diagrama temperatura-concentración para cada prueba.
  
- Coeficiente de funcionamiento real VS temperatura máxima de generación.

todos estos gráficos son presentados en el apéndice E.

## CAPITULO V

### EVALUACION DE RESULTADOS

#### INTRODUCCION

Luego de conocer los gastos que demandó construir el prototipo del sistema y todos los resultados, podemos analizar estos valores con respecto al ciclo teórico, al ciclo de compresión de vapor y al ciclo de absorción continuo.

#### 5.1.- COMPARACION DEL CICLO REAL CON EL TEORICO

De las 13 pruebas realizadas en el apéndice E constan todos gráficos que comparan el ciclo teórico de la solución Agua-Amónico con el ciclo real.

Comenzaremos a analizar los resultados por el proceso de generación.

El proceso 1-2 que tiene como objetivo calentar la solución aumentando su presión y temperatura, manteniendo constante la concentración se cumple tal como se explicó en la teoría del ciclo para las pruebas 1, 2, 3, 7, 9, 10, 12 y 13 no así para las pruebas 4, 5, 6, 8 y 11, en las cuales la concentración disminuye ligeramente ( Ver apéndice E).

En las tablas de datos (apéndice D) podemos notar que al inicio de las pruebas la temperatura y presión estaban en el valor pre-fijado o en sus alrededores (punto 1), con el tiempo al suministrar calor al sistema la presión aumentaba más rápidamente que la temperatura, es decir,  $\partial P / \partial T > \partial t / \partial T$  por lo que la solución en el generador no sigue exactamente la trayectoria que indica el ciclo teórico (una línea recta vertical).

Para conocer cual era el punto 2 real hubo la necesidad de fijar una regla fácil de aplicar y a la vez que no afecte el cálculo del coeficiente de funcionamiento. Se conocía cual debía ser la presión y temperatura teórica para el punto 2 (Ver tabla 4-3) y como ejemplo tomaremos la prueba 4 en la cual sus valores teóricos eran  $12.7 \text{ kgr/cm}^2$  y  $66^\circ\text{C}$  respectivamente.

Si observamos la tabla de generación para la prueba en mención (Apéndice D) tenemos:

tiempo (hr)	4 1/2	5
Presión (psig)	164 ( $12.57 \text{ kgr/cm}^2$ )	167 ( $12.78 \text{ kgr/cm}^2$ )
temp. solución $6^\circ\text{C}$	62.7	72

Esto indica claramente que la solución alcanzó la presión y temperatura fijada teóricamente entre las 4 1/2 y 5 horas después de iniciado el proceso, instante que no se registró porque las mediciones se efec



tuaban cada 1/2 hora por no tener un registrador automático de temperatura. Es así como se decidió tomar como punto 2 real valores de temperatura superior a la indicada por el cálculo teórico, por consiguiente en el caso expuesto el punto 2 real tiene una temperatura de  $72^{\circ}\text{C}$  y una presión de  $12.78 \text{ kgr/cm}^2$ , observándose además una  $X_2^{\text{real}} < X_2^{\text{teórica}}$ . Es por esta razón que en algunas pruebas la concentración real del punto 2 es menor que la correspondiente teórica.

El proceso 2-3 es la finalización de la generación, dándose por concluida cuando llegamos a la temperatura pre-fijada en el cálculo teórico (punto 3).

De los gráficos del apéndice E observamos que la presión real es mayor en cada instante que la teórica. Para explicar esto partamos del punto 2, es decir, desde que se alcanza la presión de condensación - del amoníaco, en adelante la temperatura debía aumentar manteniendo la presión constante e igual a la de condensación (proceso isobárico), pero esto no sucede porque la masa de amoníaco que se esta evaporando e ingresando al condensador no tiene un flujo uniforme y como calor se sigue suministrando al sistema, esto causa el aumento de presión hasta llegar al punto 3.

El proceso 3-4 representa la primera parte del proceso de refrigeración en el cual la temperatura del amoníaco en el evaporador debe ir

disminuyendo conforme el sistema pierda presión, debido al enfriamiento de la solución en el generador, ya que se hará recircular el agua del tanque colector.

Como consecuencia de esto una parte del amoníaco se evapora pasando al absorbedor y aumentando de esta forma la concentración de la solución en el generador (punto 4). Este proceso era lento y se decidió que una vez terminada la generación había que aguardar alrededor de 12 horas (generalmente las noches) para tomar datos del proceso 4-1, pues la presión disminuye lentamente y aún más en las pruebas 4, 5 y 6 la presión del punto 4 en el ciclo real ni siquiera disminuyó a la presión de inicio del proceso de generación por lo que el efecto refrigerante fué bien corto.

Otra observación importante es que siempre la concentración real del punto 3 fué mayor a la prevista en la teoría.

El proceso 4-1 es el más importante del ciclo porque representa el efecto refrigerante que se desea conseguir.

En las tablas del proceso de refrigeración (apéndice D) la temperatura en el generador no fué constante como se esperaba, sin embargo su valor oscila alrededor de lo calculado teóricamente, y la razón de esto está en que el flujo de vapor de amoníaco que sale del evaporador no era uniforme ni constante, afectando de paso a las tomas de temperaturas 2, 4 y 5 las cuales cambiaban ligeramente con el tiempo.

En algunas pruebas resultó que la línea que representa el proceso 4-1 (ver apéndice E) estaba más bajo de la línea teórica, porque el agua en los depósitos del condensador y absorbedor fué menor a 28 °C que era la temperatura fijada en los cálculos.

En las pruebas 4, 5 y 6 la presión del punto 4 fué mayor que la correspondiente al punto 1, lo cual es opuesto totalmente a la teoría. Para explicar este fenómeno cabe anotar los siguientes detalles:

- a) Se trabajó con una concentración inicial de 0.54 kgr de amoníaco/ kgr de solución.
- b) La temperatura máxima de generación fué de 80°C en las tres pruebas.
- c) No había agua de enfriamiento en los depósitos del condensador y absorbedor.

El punto b es igual que en otras pruebas por consiguiente se puede a asegurar que hasta el fin del proceso de refrigeración no hay mayor variación con respecto a las otras pruebas ( ver apéndice D).

El punto c es el más crítico ya que el amoníaco que ingresa al ab sorbedor se mezcla con la solución débil que en él está depositada produciendo una reacción exotérmica (cede calor). Este calor tarda en

ser disipado en el ambiente, aumentando por consiguiente la temperatura en el generador (toma 6); esto es lo que no permite que la presión disminuya.

El punto a afecta al efecto refrigerante (menor tiempo de refrigeración) ya que si comparamos estas pruebas con la prueba 1 tenemos:

<u>PRUEBA</u>	<u>t<sub>max</sub></u>	<u>Q<sub>r</sub> (kcal)</u>	<u>C.O.P.</u>
4	80	172.24	0.356
5	80	172.25	0.356
6	80	172.25	0.354
1	64.3	108.23	0.336

El coeficiente de performance es casi igual, sin embargo en la prueba 1 se necesitó una menor cantidad de calor, siendo igual la masa de solución en todas estas pruebas, por consiguiente se puede afirmar que al disminuir la concentración en el sistema se hace menos eficiente.

En todas las pruebas el proceso real 4-1 es más corto que el teórico, esto se debe a la diferencia de concentración entre el punto 1 y el punto 4 es menor en el proceso real que en el teórico. La explicación está en que la presión mínima del sistema es mayor que la calculada, afectando de manera adversa el efecto refrigerante, no pudiendo alcanzar el evaporador las temperaturas previstas teóricamente para

este proceso.

Finalmente se presenta a continuación una comparación del C.O.P. real de la prueba 12 con el C.O.P. máximo que es posible alcanzar en un sistema de absorción ya descrito en la sección 1.1.5.

### PRUEBA 12

t. evaporación promedio	=	5°C = 278°k
t. condensación promedio	=	32°C = 305°k
t. del medio calentador promedio	=	100°C = 373°k

Calor suministrado a la solución	=	$Q_g$ (kcal/kgr)= 173.72
Calor retirado del ambiente	=	$Q_r$ (kcal/kgr)= 82.79
Coefficiente de performance	=	C.O.P. = 0.477

De la sección 1.1.5 tenemos:

$$(C.O.P.)_{\max} = \frac{t_e}{t_o - t_e} * \frac{t_g - t_o}{t_g}$$

$$(C.O.P.)_{\max} = \frac{278}{305 - 278} * \frac{373 - 305}{373}$$

$$(C.O.P.)_{\max} = 1,88$$

Si asumimos que 1,88 es un 100%, tendremos que con el sistema tal como está alcanzamos un 25,4%, resultado aceptable, considerando que el sistema no está optimizado.

## 5.2.- COMPARACION CON EL CICLO DE COMPRESION DE VAPOR

La diferencia técnica principal entre el sistema de absorción y el de compresión de vapor es que el primero funciona por calor mientras que el segundo funciona por trabajo mecánico.

Los datos de funcionamiento según referencia [7] demuestran que generalmente, por cada tonelada de refrigeración se necesitan más calorías por hora de calor para hacer funcionar el sistema de absorción que calorías por hora de trabajo para proporcionar la potencia del ciclo de compresión de vapor. Esto no indica necesariamente que el sistema de absorción sea de funcionamiento más caro, ya que una caloría de trabajo es siempre más cara que una caloría de energía térmica.

La prueba 12 en la cual se obtuvo una temperatura en el evaporador de 0°C nos servirá de base para comparar el ciclo de absorción nuestro con uno de compresión de vapor.

En el ciclo intermitente las temperaturas de evaporación y condensación no se mantienen constantes, por lo tanto tomaremos un valor pro

medio para hacer la comparación de la prueba 12 en el ciclo de compresión de vapor.

$$\text{temperatura promedio} = 5^{\circ}\text{C} = 278^{\circ}\text{K}$$

$$t_{\text{condensación promedio}} = 32^{\circ}\text{C} = 305^{\circ}\text{K}$$

Son resultados de la prueba 12:

$$Q_g = 173.72 \text{ kcal/kg}$$

$$Q_r = 82.79 \text{ kcal/kg}$$

$$\text{C.O.P.} = 0.477$$

Si hacemos un diagrama presión - entalpía para amoníaco graficando las temperaturas promedio y asumiendo que vapor saturado ingresa al compresor y que líquido saturado sale del condensador encontramos fácilmente el coeficiente de funcionamiento para este ciclo hipotético.

El trabajo efectuado por el compresor está dado por:  $h_2 - h_1$

El efecto refrigerante está dado por :  $h_1 - h_4$

El coeficiente de funcionamiento es:

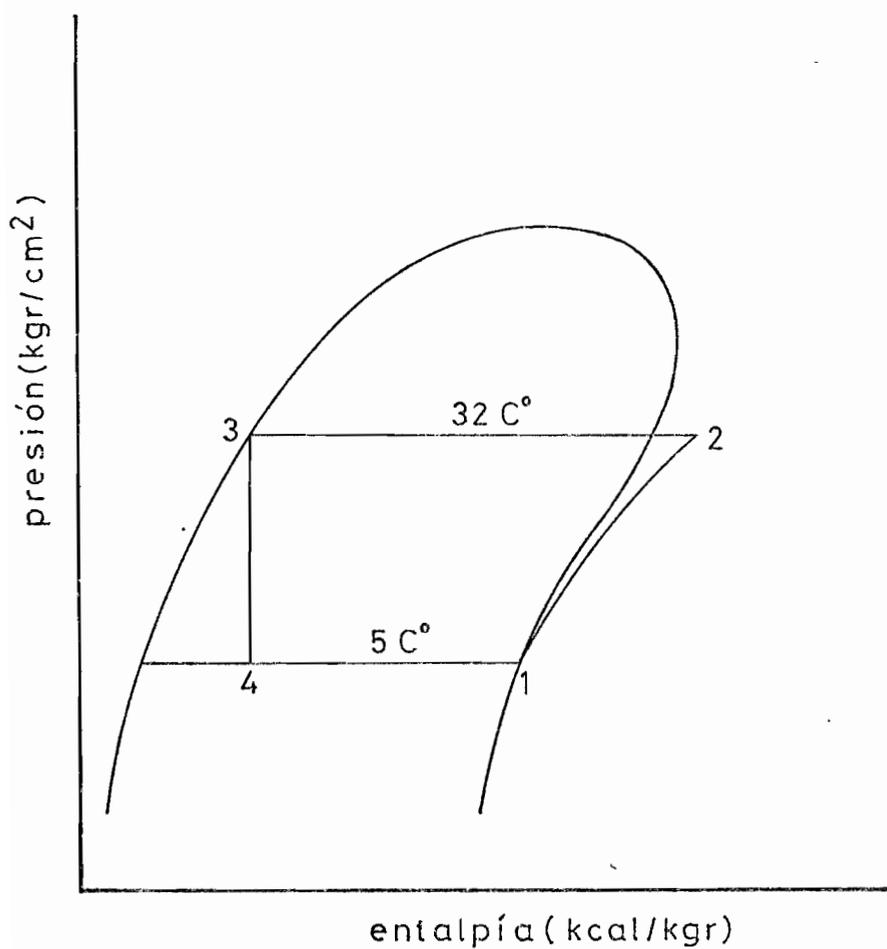


fig 51 diagrama p-h del ciclo de compresión de vapor.

$$\text{C.O.P.} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad \text{Ec. (5.1)}$$

La ecuación (5.1) es obtenida de la referencia [7].

Del manual del Ingeniero Químico obtenemos los correspondientes valores de entalpía.

PUNTOS DEL CICLO	t (°C)	p (kcal/kg)	h (kcal/kg)	h <sub>2</sub> - h <sub>1</sub> (kcal/kg)	h <sub>1</sub> - h <sub>4</sub> (kcal/kg)	C.O.P.
1	5	5.26	346.22			
2	32	12.7	351.18	4.96	266.51	53.7
3	32.2	12.7	79.71			
4	5	5.26	79.71			

tabla 5-1 valores de entalpía

El valor del C.O.P. obtenido es muy alto si lo comparamos con el C.O.P. real del ciclo de absorción, ya que este valor es ideal, teniendo que hacerse los ajustes recomendados en la sección 1.1.6 del capítulo I.

De acuerdo a la referencia [7] es posible comparar el trabajo realizado en el compresor real con el realizado en el compresor ideal mediante el llamado "rendimiento de la compresión adiabática". La definición de este rendimiento es:

$$N_a = \frac{\text{trabajo en la compresión isoentrópica}}{\text{trabajo realizado en la compresión real}}$$

De la figura 5-12 de la referencia [7] obtenemos  $N_a = 74\%$ .

El nuevo valor del C.O.P. será:

$$\text{C.O.P.} = 53.7 * 0.74$$

$$\text{C.O.P.} = 39.7$$



El rendimiento térmico de una máquina de Carnot puede ser evaluado si se conocen las temperaturas del medio calentador y del medio ambiente.

En la prueba 12 tenemos esos valores y son:

$$\text{temperatura del medio calentador} = 100^{\circ}\text{C} \text{ ó } 373 \text{ }^{\circ}\text{K} = t_g$$

$$\text{rendimiento térmico} = \frac{t_g - t_o}{t_g} \quad \text{Ec. (5.2)}$$

La ecuación 5.2 es obtenida de la referencia [7].

$$\text{rendimiento térmico} = \frac{373 - 301}{373} = 0.193$$

Si multiplicamos el C.O.P. antes obtenido por el rendimiento térmico podemos obtener un valor de C.O.P. más real para comparar con el C.O.P. del ciclo absorción.

$$\text{C.O.P.} = 39.7 * 0.193$$

$$\text{C.O.P.} = 7.66$$

Este valor indica que el ciclo de compresión de vapor tiene una superioridad termodinámica sobre el ciclo de absorción, sin embargo como se mencionará en las recomendaciones es posible aumentar el C.O.P. del ciclo de absorción, además de las ventajas prácticas ya mencionadas en el capítulo I.

Otras diferencias técnicas son:

El sistema de absorción tiene menor desgaste y mantenimiento ya que no tiene partes móviles, puede operar a presiones de evaporación reducidas con una pequeña disminución del rendimiento de refrigeración. Al gún líquido remanente en el evaporador no causa dificultades.

Hay una diferencia económica entre un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y el sistema de absorción tipo desarrollado en esta Tesis.

En el capítulo III se trató sobre los costos de construcción del prototipo, llegando este valor a S/. 40.000 incluido el gasto en la compra del gas. Se puede asegurar que contando con las facilidades necesarias, construir el colector solar tendría un costo aproximado de S/. 35.000 y de esta manera se corregiría la energía requerida para el proceso de generación, por consiguiente el modelo desarrollado en este trabajo experimental es más caro inicialmente que un refrigerador doméstico que funcione usando el ciclo de compresión de vapor, compensando su costo en el tiempo.

En general, la elección entre un sistema de absorción y un sistema de compresión mecánica, está muy condicionada por factores económicos. La máquina enfriadora de agua por absorción, usada en acondicionamiento de aire, puede ser económicamente atractiva donde halla disponible combustible a bajo costo, donde las tarifas de electricidad sean altas, donde las calderas de calefacción estén inactivas total o parcialmente, donde halla vapor de desecho y donde la electricidad no sea adecuada para la instalación del motor eléctrico que acciona el compresor.

### 5.3.- COMPARACION CON UN CICLO DE ABSORCION CONTINUO

En teoría el ciclo de absorción continuo es tan fácil de realizar como el ciclo de absorción intermitente, pero en la práctica esto no es así y para demostrarlo presentamos una comparación de todos los compo

nentes del sistema que usa el ciclo continuo con el sistema que sigue el ciclo intermitente desarrollado en esta Tesis y explicado en el capítulo II.

La figura 5-2 muestra la disposición esquemática de un sistema de refrigeración que trabaja con el ciclo continuo.

Asumiremos que todos conocemos el comportamiento de las mezclas binarias y que el sistema mostrado trabaja con una solución de  $H_2O - NH_3$ .

Inicialmente en el absorbedor (Punto 1) se encuentra la solución fuerte (alta concentración de  $NH_3$ ), la bomba eleva entonces la presión de la solución líquida a la presión del generador (Punto 2) pasando por un cambiador de calor (Punto 3) antes de llegar al generador. En el generador se suministra calor  $Q_g$  y esto hace que la temperatura de la solución líquida se eleve, llegando a extraerse vapor refrigerante (Punto 7) el cual asumimos como  $NH_3$  puro, esto a su vez hace que la solución remanente en el generador sea de baja concentración y la regresamos al absorbedor pasando antes por el cambiador de calor (Punto 4 para aprovechar la alta temperatura que tiene de esta forma cede calor a la solución fuerte que ingresa al generador) y que por una válvula de expansión (Punto 5 para que pierda presión e ingrese al absorbedor Punto 6).



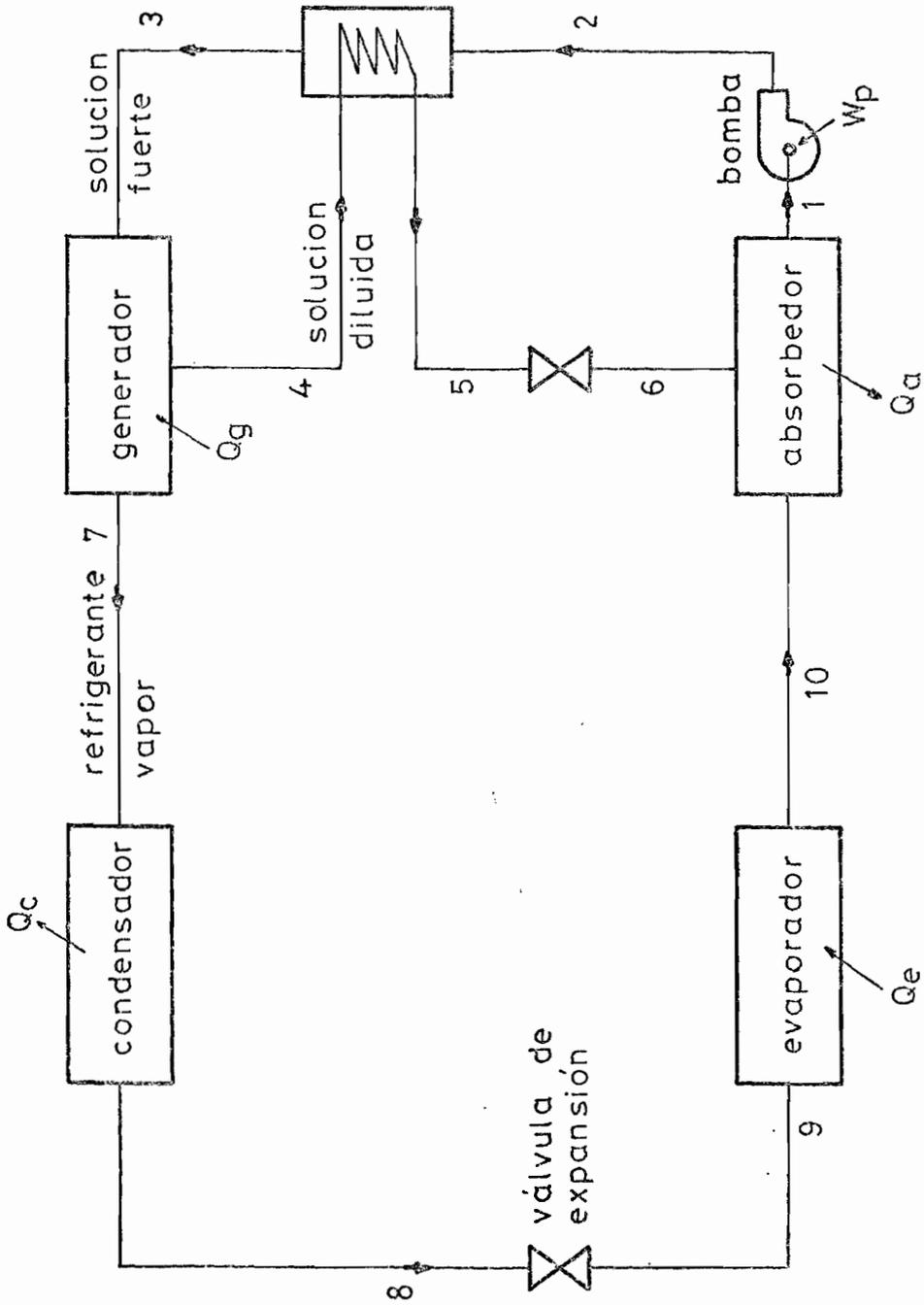


fig 5-2 sistema de refrigeración por absorción

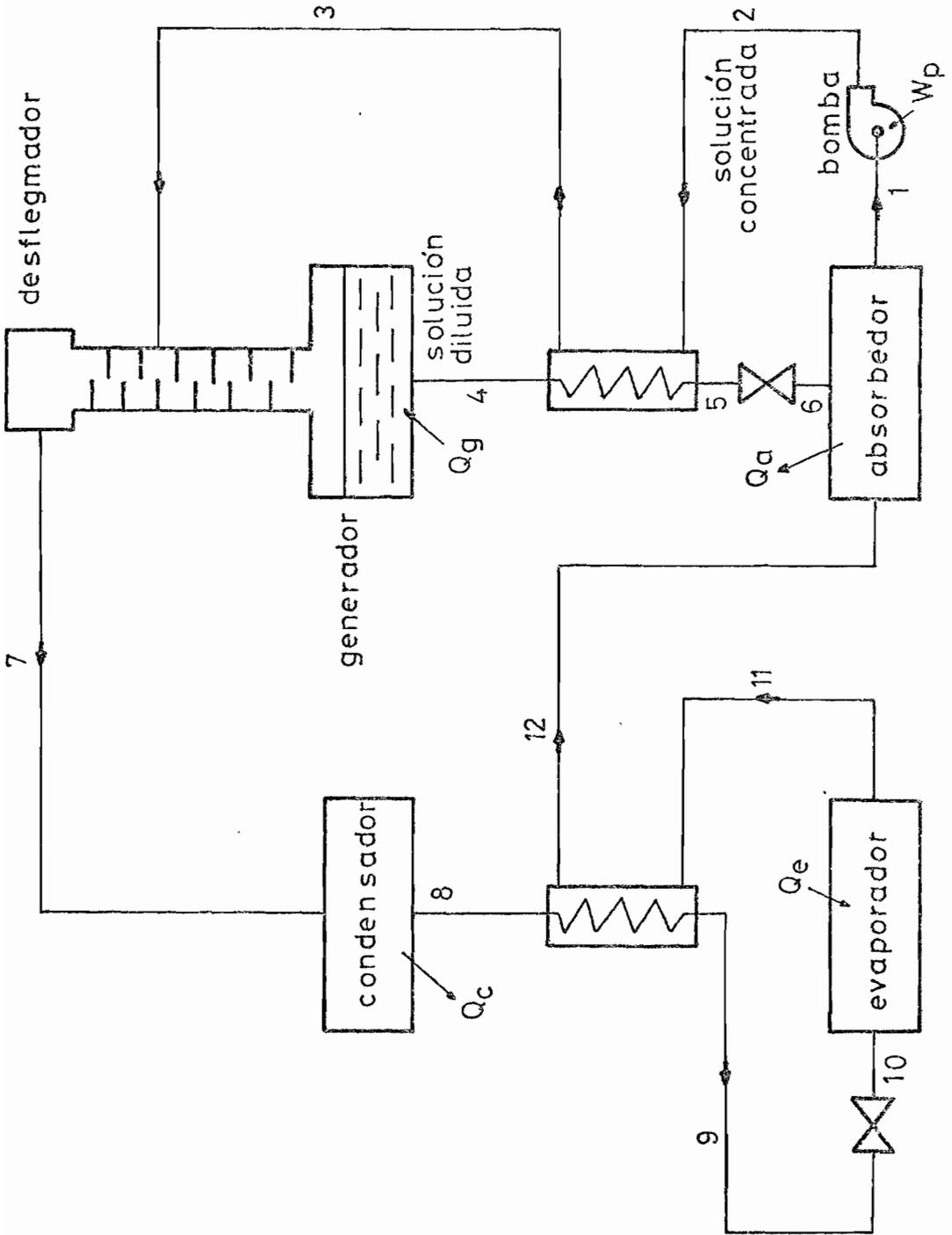


fig 5-3 sistema industrial de absorción

El vapor de  $\text{NH}_3$  que salió del generador\* ingresa al condensador en donde cede calor al ambiente  $Q_c$  y se condensa pasando luego a través de una válvula de expansión (Del punto 8 al punto 9) al evaporador en donde se encuentra en forma líquida y a baja temperatura permitiendo de esta forma ganar calor de los elementos a refrigerar  $Q_r$  cumpliéndose así el objetivo del sistema.

Vapor de  $\text{NH}_3$  sale del evaporador (Punto 10) e ingresa al absorbedor para formar nuevamente una solución fuerte en él mismo, terminándose de esta forma el ciclo del sistema.

\* Esta aseveración no es del todo cierto ya que para asegurar que al condensador ingrese vapor de  $\text{NH}_3$  es necesario colocar una columna doble de rectificación y desflegmador tal como se muestra en la figura 5-3.

Hasta aquí todo lo dicho parece fácil de llevar a la práctica, más sin embargo enunciaremos los problemas que están intrínsecos en el ciclo y que no son fáciles de superar.

a) De las figuras 5-2 y 5-3 podemos darnos cuenta fácilmente que hay más componentes si comparamos con el sistema intermitente desarrollado en esta Tesis.

Esto de por sí ya dificulta la construcción del prototipo porque es necesario usar más material aumentando su costo.

- b) El diseño se hace más complicado, aquí es necesario controlar flujo másico tanto en el lado de alta como de baja presión lo que dificulta grandemente el control de todos los demás parámetros (temperatura, presión, concentración, calor suministrado).
  
- c) Conseguir la bomba y el motor respectivo es otro problema difícil de superar tomando en cuenta que la solución  $H_2O - NH_3$  es corrosiva y de no tomarse todas las medidas del caso se podría deteriorar.
  
- d) Cuenta mucho la experiencia que se tenga en diseño y construcción ya que esto proporciona una especie de intuición para evitar posibles problemas.

En definitiva siempre es conveniente empezar una investigación de la forma más sencilla posible.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES



BIBLIOTECA

- Los resultados obtenidos demuestran que optimizando el sistema y acoplándole un colector solar plano se conseguiría varias horas de refrigeración sin consumo de energía.
- El gráfico C.O.P. versus temperatura máxima de generación a concentración constante presentado en el apéndice E muestra que a mayor temperatura máxima del generador el coeficiente de funcionamiento aumenta, sin embargo esto tiene un límite, y pasando éste la curva comenzará a descender pero muy lentamente.
- Para una misma temperatura máxima de generación si aumentamos la concentración inicial de la solución agua-amoniaco el coeficiente de funcionamiento aumenta.
- Para una misma temperatura máxima de generación es necesario suministrar más calor al generador, mientras mayor sea la concentración inicial de la solución.
- Para una misma concentración inicial de la solución al aumentar la temperatura máxima de generación, la masa de vapor generado aumenta.
- Mientras menor sea la presión mínima del sistema, la temperatura en el evaporador disminuirá y a la vez aumentará el tiempo de refrigeración ú

til,

- Debe haber por lo menos una diferencia de  $10^{\circ}\text{C}$  entre la temperatura a la cual el amoníaco empieza a evaporarse ( $t_2$ ) y la temperatura máxima de generación ( $t_3$ ) para conseguir una buena cantidad de amoníaco en el evaporador, puesto que de lo contrario el efecto refrigerante se perdería en menor tiempo y no se alcanzaría una temperatura en el evaporador baja.
- Una vez finalizado el proceso de generación, debe drenarse inmediatamente el aceite del tanque colector y hacer recircular agua a través del mismo. Pasado alrededor de 10 minutos se debe cerrar la válvula V.A. y esperar que la presión del conjunto generador-absorbedor disminuya para empezar el proceso de refrigeración.
- El rectificador debe ser rediseñado para que cumpla exactamente con sus funciones, ya que no afectó al sistema su no utilización durante las cuatro últimas pruebas.
- La conclusión anterior nos lleva a decir que el sistema no se degeneró con el tiempo, porque no se depositó agua en el evaporador.
- En el proceso de generación la presión aumenta más rápidamente que la temperatura, es decir, 
$$\frac{\partial p}{\partial T} > \frac{\partial t}{\partial T}$$

- En el proceso de refrigeración la temperatura del evaporador será menor mientras mayor ha sido la temperatura máxima de generación.
- La tubería que une el generador de vapor con el condensador fué lo suficientemente larga como para asegurar una rectificación completa en las cuatro últimas pruebas,
- Por cada prueba se recirculó aproximadamente 4 veces el volúmen del condensador y 2 veces el volúmen del absorbedor, por consiguiente el gasto de agua fué de  $0,84 \text{ m}^3$  de agua, es decir S/.16,8 por prueba.
- Por cada prueba se usó un promedio 600 watts por hora, si tomamos un promedio de 6 horas por prueba tenemos S/. 10.8 por prueba.
- En total puede aproximarse y decir que por cada prueba se gastó 28 sucres,
- De la prueba 12 tenemos:

El calor retirado del ambiente fué  $Q_r = 564,69 \text{ Kcal}$ ,

El calor retirado también es igual al calor que se necesitaría extraer a una masa  $m$  de agua que esté a temperatura ambiente para solidificarla (hielo),

$$Q_r = m C_p (t_{\text{amb.}} - t_{\text{sol.}}) + m L.$$

donde:

$t_{\text{amb.}}$  : temperatura ambiente ( $^{\circ}\text{C}$ )

$t_{\text{sol.}}$  : temperatura de solidificación ( $^{\circ}\text{C}$ )

$L$  : Calor latente de solidificación (Kcal/kg)

$C_p$  : Calor específico (Kcal/kg $^{\circ}\text{C}$ ).

$$m = \frac{Q_r}{C_p (28 + 4) + L}$$

Los valores de  $C_p$  y  $L$  son tomados de la referencia 4 .

$$m = \frac{564,69 \text{ Kcal}}{1 \text{ Kcal/kg}^\circ\text{C} (28 + 4)^\circ\text{C} + 80 \text{ Kcal/kg}}$$

Por consiguiente con el sistema desarrollado en esta tesis podemos obtener 5,04 kgr de hielo por prueba.

- Al ejecutar un rediseño del sistema para optimizarlo se aconseja disminuir el evaporador (su tamaño) a la mitad.
- Usar otro tipo de evaporador de ser posible que tenga mayor área de contacto con el refrigerante.
- Utilizar siempre el sellador de teflón en pasta "Loctite" en las roscas y acero plástico "devcon" en las uniones, para asegurar que no halla fugas.
- Para poner en marcha el sistema se debe consultar en el apéndice F. si no se está seguro como proceder con las válvulas.
- Si se desea acomodar un colector plano al equipo tal como está, se recomienda añadir al evaporador una válvula de purga para verificar si no se deposita agua luego de un ciclo,
- En el proceso de generación se recomienda verificar la temperatu

ra del agua en el depósito del condensador cada hora, si aumenta a más de  $35^{\circ}\text{C}$  se la debe cambiar.

-- En el proceso de refrigeración se recomienda medir la temperatura del agua en el depósito del absorbedor cada hora y si aumenta a más de  $30^{\circ}\text{C}$  se la debe cambiar.

- No es necesario que haya agua en el depósito del condensador en el proceso de refrigeración, en especial cuando se lleve a cabo la refrigeración útil.

- De pruebas experimentales resultó apropiado para un sistema similar al desarrollado en esta Tesis un colector plano con las siguientes características:

Una placa de cobre de  $1.52\text{ m} \times 1\text{ m}$  de  $0.8\text{ mm}$  de espesor, pintada de color negro sin brillo. A esta placa se soldarán 6 tubos de acero de  $1/4$  de pulgada de diámetro en intervalos de  $15.3$  centímetros. Los extremos de la tubería de  $1/4$  de pulgada estaban soldados a dos tubos de  $1/2$  pulgada de diámetro, los cuales se conectaban a su vez con el sistema.

La parte posterior de la placa fué aislada con un tablero de corcho de  $4$  pulgadas de espesor. Frente a la superficie colectora se usó  $3$  capas de vidrio de  $1/8$  de pulgada de calidad comercial. El claro entre la superficie colectora y la primera capa era de  $5.08$  cen-

tímetros, entre la primera y la segunda y entre la segunda y ter cero era 2,54 centímetros. Las dimensiones de la caja que conte nía todo era de 1.8 mm x 1.2 m. Finalmente este colector era usado directamente para calentar la solución agua-amoníaco alcan zando temperaturas de generación de hasta 100°C.

- Hay que tener cuidado en el proceso de generación que el aceite del tanque colector no llegue a tener una temperatura superior a la de ebullición porque puede aumentar su volúmen y sobrepasar la capacidad del tanque y por consiguiente derramarse.
  - Se recomienda cambiar las válvulas por unas de acero inoxidable ya que las actuales no son resistentes a la corrosión.
  - Hacer pruebas encerrando el evaporador en algún recinto cerrado adecuado y medir su efecto en el proceso de refrigeración.
  - En el proceso de refrigeración cuando la temperatura del evapora dor suba demasiado y aún halla masa de amoníaco en el evaporador es recomendable cerrar la válvula C, y esperar que la presión del sistema disminuya antes de continuar con el proceso de refrigera ción. Esto se hizo en las pruebas 12.
- 
- Es posible industrializar este sistema, pero no inmediatamente, para ello se requiere un rediseño, la adaptación del colector, pro



BIBLIOTE

bar el conjunto, evaluarlo y volver a rediseñar el conjunto sistema de refrigeración-colector.

- Una recomendación final sería que se continúe con la investigación.

A P E N D I C E S

## APENDICE A

### DEDUCCION DE LAS ECUACIONES PARA EVALUAR EL CALOR DE GENERACION, EL EFECTO REFRIGERANTE Y EL COEFICIENTE DE FUNCIONAMIENTO DEL CICLO INTERMITENTE DE ABSORCION

Las deducciones teóricas de estas fórmulas se harán en base a las figuras (A-1), (A-2) y (A-3).

En la figura A-1 se observa en el centro el ciclo de la solución y a la derecha los puntos que representan el amoníaco en el evaporador.

En la figura A-2 podemos identificar los siguientes parámetros.

$Q_g$  : Calor suministrado a la solución

$W$  : Masa de la solución, el sub índice marca el punto del ciclo.

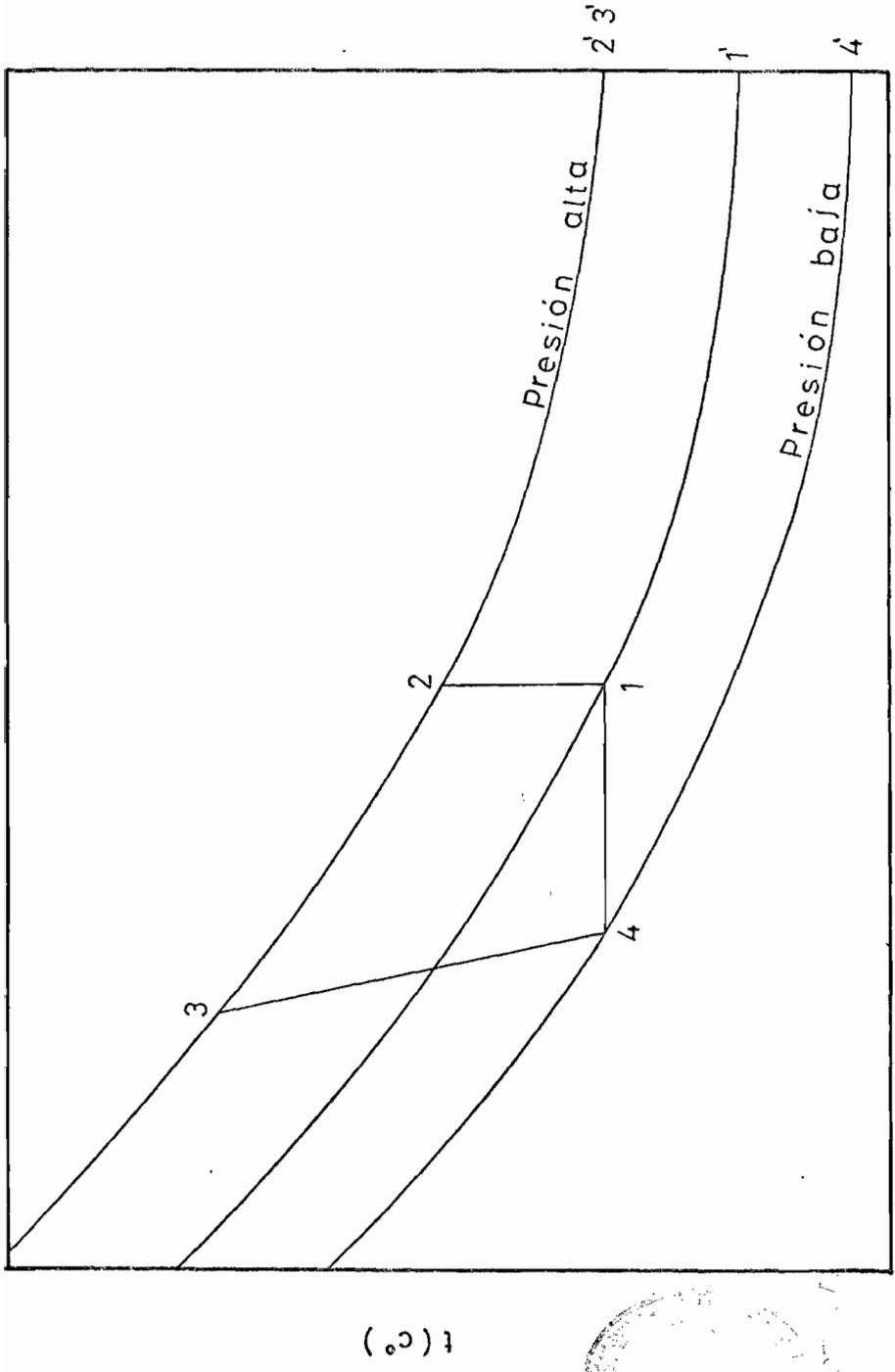
$h$  : Entalpía de la solución, el sub índice marca el punto del ciclo.

$h_v$  : Entalpía del vapor a la temperatura en la cual se evapora.

$dw$  : Masa diferencial de vapor generado fuera de la solución

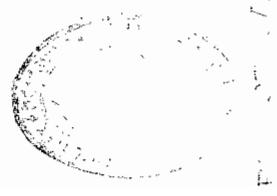
$dw_s$  : Masa diferencial de vapor que pierde el generador.

Realizando un balance de energía en el generador (Ver figura A-2) tenemos:



$X$  (kgr  $\text{NH}_3$  / kgr Solución)

figA-1 diagrama t-X para el ciclo teórico de la solución



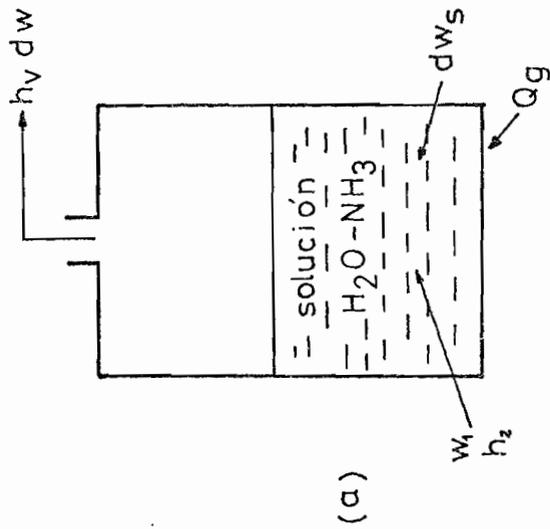


fig A-2

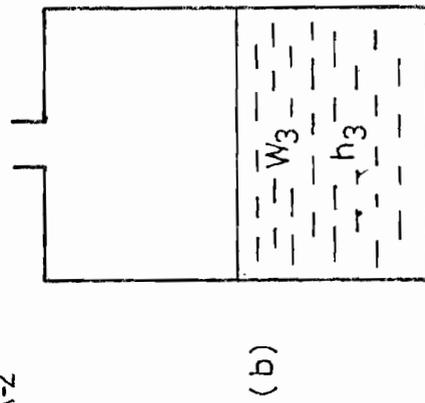
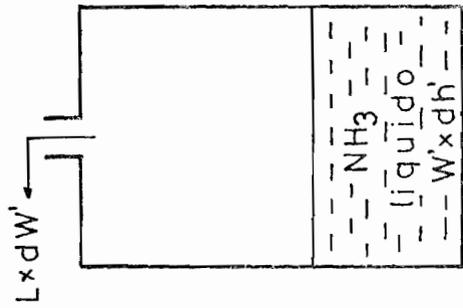


diagrama esquemático del generador



Energía que pierde el  $\text{NH}_3 = \Delta E = E_s - E_e$

$$L \times dW' = W' \times dH'$$

$$\int_3^4 \frac{dW'}{W'} = \int_3^4 \frac{dH'}{L}$$

$$\ln \frac{W'_4}{W'_3} = \frac{H'_4 - H'_3}{L}$$

$$\frac{W'_4}{W'_3} = e^{\frac{h'_4 - h'_3}{L}}$$

figA-3 diagrama esquemático del evaporador

$$W_1 h_1 + Q_g = W_3 h_3 + \int_{W_1}^{W_3} h_v dw_s \quad \text{Ec. (A-1)}$$

$$dw = - dw_s \quad \text{Ec. (A-2)}$$

Combinando (A-1) y (A-2) y despejando el calor generado tenemos:

$$Q_g = W_3 h_3 - W_1 h_1 + \int_{W_3}^{W_1} h_v dw \quad \text{Ec. (A-3)}$$

En la figura A-3 podemos identificar los siguientes parámetros:

$Q_r$  : Calor retirado por el evaporador

$W'$  : Masa del refrigerante ( $\text{NH}_3$ ), el sub índice marca el punto del ciclo.

$h'$  : Entalpía del refrigerante líquido, el sub índice marca el punto del ciclo.

$L_m$  : Calor latente medio del refrigerante durante el proceso 4-1 fig. A-1.

Realizando un balance de energía en el evaporador (Ver figura A-3) tenemos:

$$Q_r = W'_4 \times L_m \quad \text{Ec. (A-5)}$$

El coeficiente de funcionamiento está definido por:

$$\text{C.O.P.} = \frac{Q_r}{Q_g} \quad \text{Ec. (A-6)}$$

Reemplazando en (A-6) las ecuaciones (A-3) y (A-5) tenemos:

$$\text{C.O.P.} = \frac{W_4' \times Lm}{W_3 h_3 - W_1 h_1 + \int_{W_3}^{W_1} h_v dw} \quad \text{Ec. (A-7)}$$

La ecuación (A-7) requiere de tediosos cálculos para ser evaluada, una simplificación es posible haciendo las siguientes restricciones.

Asumiremos que amoníaco puro se condensa en el condensador y se deposita luego en el evaporador.

Si hacemos un balance de masa de amoníaco en la solución tenemos:

$$W_1 = W_3 + m \text{ NH}_3 \text{ que se evaporó} \quad \text{Ec. (A-8)}$$

$$W_1 - W_3 = m \text{ NH}_3 \text{ que se evaporó} = W_4' \quad \text{Ec. (A-9)}$$

$$W_1 - W_3 = W_1 X_1 - W_3 X_3$$

$$W_1 (1 - X_1) = W_3 (1 - X_3)$$

$$\dot{W}_3 = \frac{W_3}{W_1} = \frac{1 - X_1}{1 - X_3} \quad \text{Ec. (A.10)}$$

Si la ecuación (A-7) la dividimos y multiplicamos por  $W_1$ , tenemos:

$$\text{C.O.P.} = \frac{(\dot{W}_4 / W_1) L_m}{(W_3 / W_1) h_3 - (W_1 / W_1) h_1 + (1 / W_1) \int_{W_3}^{W_1} h v dw}$$

Si reemplazo (A-9) y (A-10) nos queda:

$$\text{C.O.P.} = \frac{(1 - \dot{W}_3) \times L_m}{\dot{W}_3 h_3 - h_1 + (1 / W_1) \int_{W_3}^{W_1} h v dw} \quad \text{Ec. (A-11)}$$

Tomaremos valores promedios para  $L_m$  y  $h v$

El valor de  $L_m$  depende de la temperatura a la que se realice el proceso 4-1.

Esta temperatura es de 32.2°C ó 90°F.

Del libro de Transferencia de Calor por Donald Q. Kern obtenemos un gráfico para  $L_m$ . Estos valores son válidos para un rango de  $(t_c - t)$  (°F) entre 176°F a 392°F donde  $t_c$  es la temperatura del punto triple del amoníaco y  $t$ , es la temperatura a la cual se produce el proceso 4-1. Así se obtiene un valor promedio de 461.5 BTU/Lba para el calor latente de vaporización.

Del manual del Ingeniero Químico [5] se obtiene el valor promedio de  $\bar{h}_v$  válido para un rango de concentración inicial de 0.40 hasta 0.60, para valores de temperatura  $t_1$  y  $t'_3$  de  $76.6^\circ\text{C}$  a  $37^\circ\text{C}$  y para valores de temperatura máxima de generación  $t_3$  bajo  $127^\circ\text{C}$ . Este valor es  $691.5 \text{ BTU/Lba}$ .

Reemplazando estos valores en la ecuación (A-11) tenemos:

$$\text{C.O.P.} = \frac{691.5 (1 - \dot{W}_3) W_1}{\left[ \dot{W}_3 h_3 - h_1 + 691.5 (1 - \dot{W}_3) \right] W_1} \quad (\text{A-12})$$

Con las ecuaciones (A-10) y (A-12) se puede evaluar el calor generado, el calor retirado del ambiente y el coeficiente de funcionamiento, todo en unidades inglesas,

La misma ecuación (A-12) pero en unidades del sistema internacional se presenta aquí:

$$\text{C.O.P.} = \frac{256.36 (1 - \dot{W}_3) W_1}{\left[ \dot{W}_3 h_3 - h_1 + 384.13 (1 - \dot{W}_3) \right] W_1} \quad \text{Ec. (A-12)}$$

## APENDICE B

### CALIBRACION DE INSTRUMENTOS DE MEDICION

Para calibrar el manómetro de amóniaco se utilizó el calibrador de transductores de presión del laboratorio de Mecánica de Fluidos.

La ecuación de la mejor recta está dada por:

$$p_o = mp_i + b \quad \text{Ec. (B-1)}$$

donde:

$p_o$  = presión indicada en el manómetro en psig

$p_i$  = presión aplicada (real) en psig

$m$  = pendiente de la recta, adimensional

$b$  = punto de corte, adimensional

$$m = \frac{N \sum p_o p_i - (\sum p_i)(\sum p_o)}{N \sum p_i^2 - (\sum p_i)^2} \quad \text{Ec. (B-2)}$$

$$b = \frac{(\sum p_o)(\sum p_i^2) - (\sum p_i p_o)(\sum p_i)}{N \sum p_i^2 - (\sum p_i)^2} \quad \text{Ec. (B-3)}$$

Las ecuaciones (B-2) y (B-3) fueron obtenidas de la referencia (3).

La tabla siguiente muestra los datos obtenidos:

$P^o(\text{psig})$	0	5	12.5	15	25	26	30	35	36
$P_i(\text{psig})$	0	4.32	12.95	15.11	25.91	25.91	30.23	36.70	36.70

45	50	65	70	88	90	110	130	167
47.50	47.50	69.09	69.09	90.69	90.69	112.28	133.87	171.01

tabla B-1

N : número de puntos = 18

$$\sum P_o P_i = 93539.3 \quad \sum P_o = 999.5 \quad \sum P_i = 1019.56$$

$$\sum P_i^2 = 95646.329 \quad (\sum P_i)^2 = 1039502.6$$

Usando las ecuaciones (B-2) y (B-3) obtenemos:

$$m = 0.974$$

$$b = 0.3365$$

$$P_o = 0.974 P_i + 0.336 \quad \text{Ec. (B-4)}$$



La desviación standard está dada por la siguiente ecuación.

$$Sp_i = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N \left( p_i - \frac{p_o - b}{m} \right)^2}{(N-1)}} \quad \text{Ec. (B-5)}$$

$$Sp_i = 1.40 \text{ psig}$$

Por consiguiente tenemos que :  $P_{\text{real}} \pm 3 Sp_i$  de estadística es considerada con un margen de seguridad de 99,7%.

$$1,027 p_o - 0,345 \pm 4,200 \quad \text{Ec. (B-6)}$$

Para calibrar el registrador de temperatura se procedió de la siguiente manera:

- a) Se utilizó un equipo que contiene un termómetro digital y un microcomputador marca Fluke modelo 2190-A, que posee un rango de temperatura de  $-252^{\circ}\text{C}$  hasta  $2471^{\circ}\text{C}$ .
- b) Se conectó el modelo 2190-A al registrador de temperaturas por medio de una termocupla tipo T, ya que es la única con la que trabaja el registrador.
- c) Se verificó que para un valor de temperatura en el modelo 2190-A la temperatura en cada canal de registrador fuera la misma, de esta forma sólo había que calibrar un canal cualquiera.

La ecuación de la mejor recta está dada por:

$$t_o = mt_i + b \quad \text{Ec. (B-7)}$$

donde:

- $t_0$  : temperatura en el registrador en °C  
 $t_i$  : temperatura en el modelo 219-A en °C (real)  
 $m$  : pendiente de la recta, adimensional  
 $b$  : punto de corte, adimensional

Para evaluar los valores de  $m$  y  $b$  se procedió igual que con el manómetro.

La tabla siguiente muestra los datos obtenidos.

$t_0$ (°C)	5.75	10.59	15.85	20.72	25.96	30.75	35.97	40.79	46.05	50.87
$t_i$ (°C)	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50

56.10	60.95	66.16	71.0	76.34	81.42	86.47	91.31	96.62	101.42
55	60	65	70	75	80	85	90	95	100

tabla B-2

$N$  : Número de puntos = 20

$$\sum t_i = 1050 \quad (\sum t_i)^2 = 1102500 \quad \sum t_0 = 1071.09$$

$$\sum t_i t_0 = 73005.35 \quad \sum t_i^2 = 71750 \quad (\sum t_0)^2 = 1147233.8$$

Obtenemos los valores de m y b

$$m = 1.0009$$

$$b = 0.586$$

$$t_o = 1.0009t_i + 0.586 \quad \text{Ec. (B-8)}$$

La desviación standard es:

$$St_i = 0.536$$

$$0.999 t_o - 0.585 \pm 0.536 \quad \text{Ec. (B-9)}$$

## APENDICE C

### PROCEDIMIENTO DE CARGA DEL SISTEMA

Para cargar el sistema con la solución agua-amoniaco se necesitó lo siguiente:

- a) Una romana
- b) Un recipiente graduado
- c) Una botella con amoniaco puro presurizado
- d) Una bomba de vacío
- e) Agua desmineralizada

En un recipiente de 1 litro con divisiones de 0.1 litro se graduó otro recipiente de vidrio de mayor volumen, el suficiente para permitir introducir la cantidad exacta de agua desmineralizada al sistema.

De un laboratorio químico se adquirió el agua desmineralizada.

La romana del laboratorio de Fluidos que se utilizó tenía una capacidad de 140 kilogramos.

Con todo lo necesario ya en el laboratorio de Fluidos, en donde se realizaron todas las pruebas se procedió de la siguiente forma:

- 1) Usando la bomba de vacío se llega a 25 pulgadas de mercurio de vacío en el sistema. Esto tarda aproximadamente 6 minutos.
- 2) Se abren las válvulas A,B,D y se cierra la válvula C (Ver figura C-1).
- 3) Usando el recipiente de vidrio graduado se introduce por diferencia de presión el agua desmineralizada al sistema (La conexión se la realiza con una manguera de presión transparente). Se cierra inmediatamente la válvula de carga cuando se ha llegado al volumen deseado. Esto tarda aproximadamente 2 minutos (Ver figura C-2).
- 4) Se conectó la válvula de carga del sistema con la botella de amoníaco usando la misma manguera transparente y con la romana se pesó la botella de amoníaco conociendo de esta forma la masa total (masa del recipiente más la carga).
- 5) Se abrió la válvula de carga dejando que el amoníaco ingrese al sistema mezclándose con el agua. Como se conocía la masa de amoníaco que se requería para tener una concentración de la solución inicial predeterminada fué fácil saber el momento en que se debía cerrar la válvula de carga. Esto tardó aproximadamente 3 horas (Ver figura C-3). El agua y el amoníaco se tienen que mezclar en el generador y absorbedor por lo que se usó agua de enfriamiento.

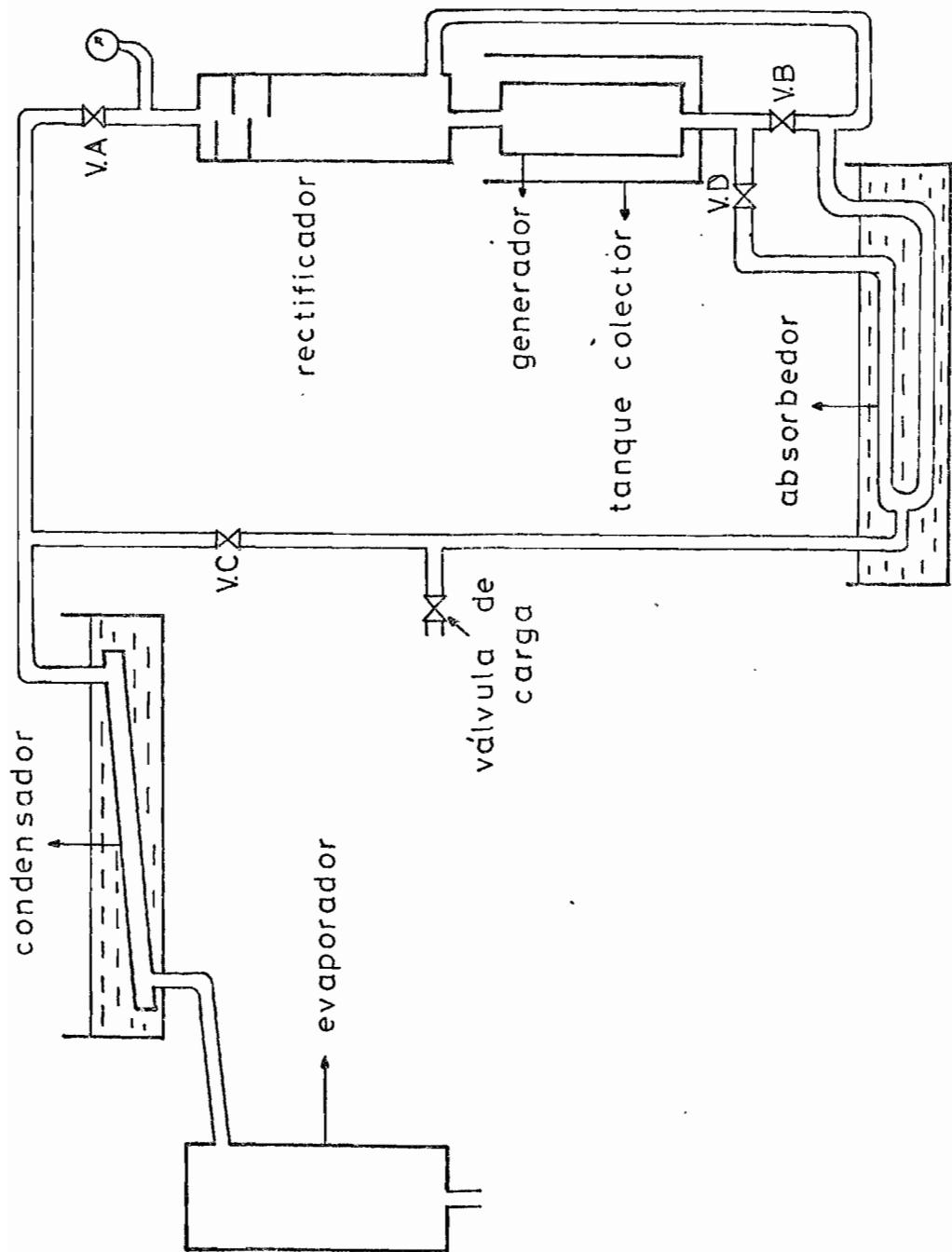


fig C-1 diagrama esquemático del sistema



BIBLIOTECA

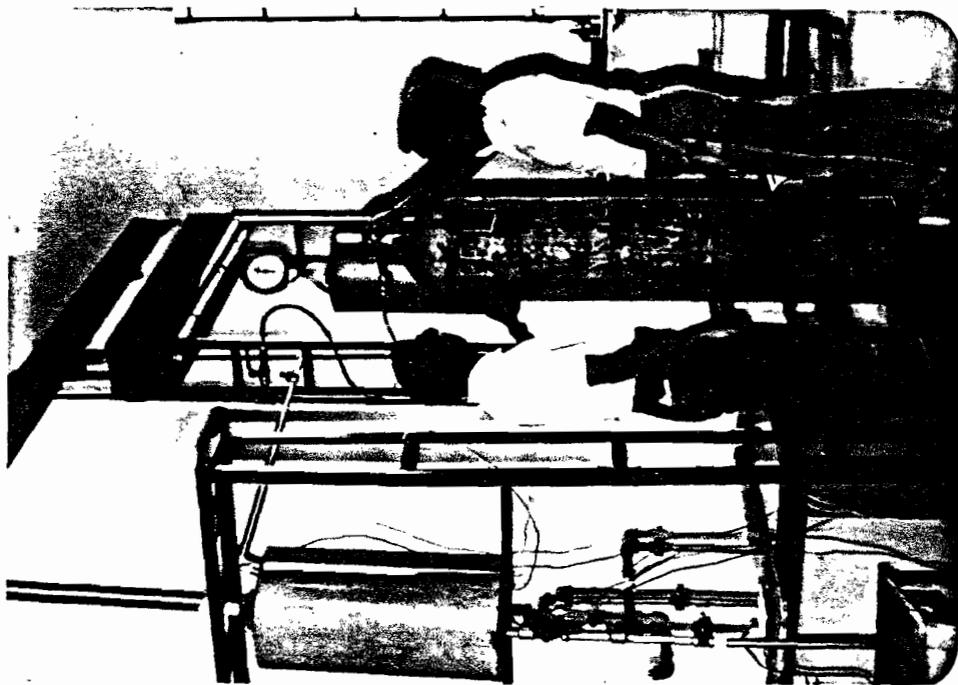


fig. C-3

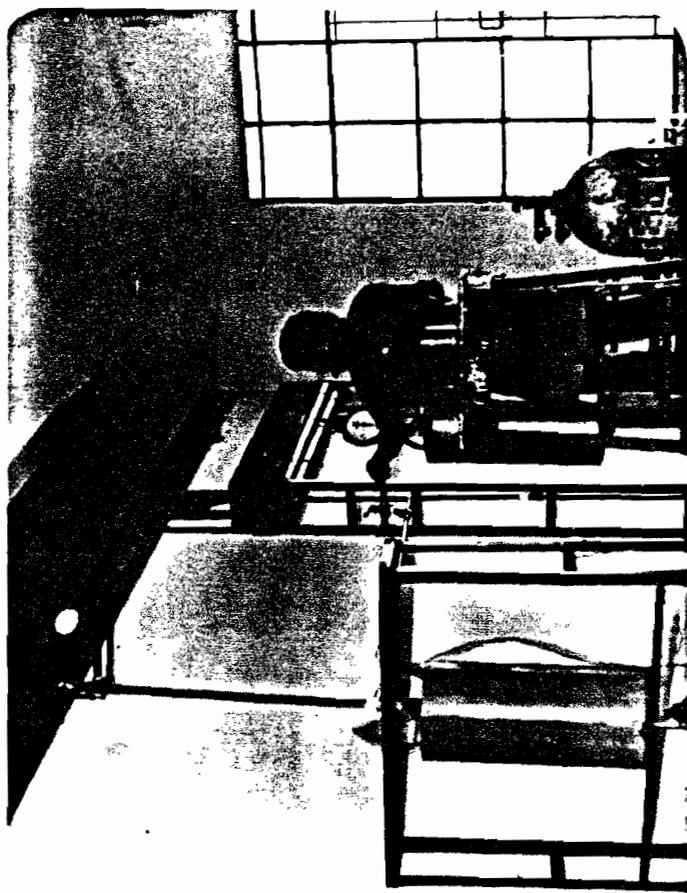


fig. C-2

proceso de carga del sistema

miento tanto en el depósito del absorbedor como en el tanque colector para absorber el calor producto de la reacción exotérmica que se produce.

Luego de todos los pasos antes anotados el sistema se encontró a la temperatura y presión pre-fijados, y listo para ser puesto en marcha.

APENDICE D

TABLAS DE DATOS

GENERACION PRUEBA 1

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6.0
Presión (psig)	72	74	100	120	145	155	158	160	160	165	168	170
Masa destilada (kgr)	0.00	0.00	0.10	0.11	0.25	0.35	0.45	0.55	0.65	0.72	0.85	1.10
temp. en evaporador 1 (°C)	29.3	29.2	30.0	31.6	32.5	30.5	30.3	30.3	30.2	31.2	31.2	30.9
temp. solución 2 (°C)	28.5	28.8	28.8	28.7	28.6	28.4	28.8	28.9	28.9	29.0	29.0	29.0
temp. solución 3 (°C)	28.5	29.0	31.1	33.6	34.3	34.3	34.6	34.6	34.2	34.0	35.7	36.0
temp. solución 4 (°C)	29.5	29.1	29.7	30.6	34.3	31.0	32.2	33.0	34.4	34.4	34.4	36.3
temp. solución 5 (°C)	29.2	28.6	29.1	29.9	29.6	29.4	30.0	30.5	31.0	30.8	31.5	31.5
temp. solución 6 (°C)	29.4	30.6	33.2	36.4	39.4	40.7	44.5	48.5	53.9	58.3	60.2	64.2

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 27.5°C a 28°C. La E.S. fué de 500 watts ó 430 kcal/hr.  $X_{inicial} = 0.6$ .  $t_{ambiente}$  fué de 29°C.  $m_{inicial} = 4.54$  kgr.

Realizado 02/IV/84. Iniciando la prueba a las 09h00.

## REFRIGERACION PRUEBA 1

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
Presión (psig)	60	60	62	62	63	64	65	65	67	70
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.10	0.23	0.28	0.32	0.40	0.50	0.58	0.72	0.80
temp. en evaporador 1 (°C)	11.0	11.0	11.2	11.3	11.7	12.2	12.8	13.4	13.5	14.0
temp. solución 2 (°C)	28.6	28.8	28.6	28.8	29.1	20.2	29.2	29.3	29.3	29.6
temp. solución 3 (°C)	29.0	29.0	29.5	30.0	30.2	30.2	30.5	30.8	31.1	31.5
temp. solución 4 (°C)	32.0	32.0	31.0	30.8	30.9	30.9	30.3	30.3	30.5	30.6
temp. solución 5 (°C)	28.6	28.5	28.4	28.6	28.8	28.7	28.5	28.9	29.1	28.8
temp. solución 6 (°C)	30.5	30.6	30.7	30.7	30.8	30.8	30.7	30.6	30.6	30.5

La temperatura del H<sub>2</sub>O en los depósitos del condensador y absorbedor varió 27°C a 27.5° C.

La temperatura ambiente fué de 29°C.

Esta etapa de la prueba se realizó el 03/IV/84.a las 07h00.

GENERACION PRUEBA 2

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
Presión (psig)	70	75	100	130	155	162	165	165	168	170	175
Masa destilada (kgr)	0.00	0.00	0.10	0.15	0.30	0.45	0.60	0.72	0.90	1.10	1.20
temp. en evaporador 1 (°C)	29.6	30.2	31.9	33.0	31.9	31.4	30.0	30.1	30.1	30.2	30.6
temp. solución 2 (°C)	28.6	28.7	28.4	28.2	28.4	28.5	28.3	28.1	28.2	28.2	28.2
temp. solución 3 (°C)	29.5	30.0	32.0	34.3	36.0	35.8	35.7	35.5	36.5	42.0	48.0
temp. solución 4 (°C)	28.3	28.5	28.9	29.2	29.8	30.5	30.4	31.1	32.3	36.0	36.0
temp. solución 5 (°C)	27.9	28.2	28.4	28.6	28.8	29.1	29.2	29.5	30.6	31.5	32.0
temp. solución 6 (°C)	29.5	30.0	35.0	36.9	40.5	47.4	51.5	60.0	64.0	70.0	74.0

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 27°C a 28°C. La E.S. fué de 500 watts

ó 430 kcal/hr.  $X_{inicial} = 0.6$ .  $t_{ambiente}$  fué de 28.5°C a 30°C.  $m_{inicial} = 4.54$  kgr.

Realizado 4/IV/84 a las 16h30.

## REFRIGERACION PRUEBA 2

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0
Presión (psig)	55	55	56	57	57	57.5	60	60	62.5	65	66	68	70
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.00	0.10	0.20	0.22	0.25	0.30	0.34	0.40	0.55	0.60	0.80	1.0
temp. en Evaporador 1(°C)	8.0	8.0	8.0	8.6	9.0	9.3	9.7	9.8	9.8	10.2	10.3	10.6	11.0
temp. solución 2 (°C)	28.4	28.6	28.4	28.9	29.2	29.3	29.3	29.3	29.4	29.7	29.8	29.8	30.0
temp. solución 3 (°C)	28.4	29.0	29.5	30.0	30.2	30.2	30.6	30.9	3.12	31.6	31.6	31.7	31.9
temp. solución 4 (°C)	31.9	31.1	30.0	29.8	29.9	29.9	30.2	30.3	30.3	30.3	30.9	31.0	30.5
temp. solución 5 (°C)	28.7	28.6	28.3	28.0	28.4	28.6	28.9	28.9	29.2	29.4	29.0	28.9	28.8
temp. solución 6 (°C)	30.9	31.0	29.5	28.8	29.1	29.3	29.6	29.7	29.7	30.0	30.2	30.0	30.00

La temperatura del H<sub>2</sub>O en los depósitos del condensador y absorbedor varió 26.8°C a 27.3°C:

La temperatura ambiente fué de 29.1°C a 30.2°C.

Esta parte de la prueba se realizó el 5/IV/84 a las 07h00.

GENERACION + PRUEBA 3

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
Presión (psig)	70	83	110	137	160	165	168	170	175	175	175
Masa destilada (kgr)	0.00	0.00	0.09	0.10	0.30	0.45	0.60	0.72	0.85	1.00	1.25
temp. en evaporador 1 (°C)	29.5	30.6	32.2	33.5	32.7	30.7	30.6	30.8	31.0	31.1	13.5
temp. solución 2 (°C)	30.0	29.8	29.4	29.2	29.4	29.4	29.4	29.3	29.5	29.5	29.6
temp. solución 3 (°C)	31.1	32.4	33.8	35.4	36.5	37.0	38.0	38.0	37.6	44.0	50.0
temp. solución 4 (°C)	30.2	31.5	31.6	31.7	32.8	33.1	34.4	36.1	38.3	38.5	38.6
temp. solución 5 (°C)	29.6	31.5	31.0	31.2	31.3	31.0	31.4	32.1	33.0	33.3	33.6
temp. solución 6 (°C)	30.0	31.2	35.5	42.7	47.0	53.0	56.8	60.7	67.0	78.0	80.0

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 28°C a 28.5°C. La E.S. fué de 500 watts ó 430 kcal/hr.  $\lambda_{inicial} = 0.6$ .  $t_{ambiente}$  varió entre 29.1°C y 30.5°C.

$m_{inicial} = 4.54$  kgr.

Realizado 6/IV/84. Iniciando la prueba a las 17h00.

REFRIGERACION PRUEBA 3

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5
Presión (psig)	55	60	61	63	63	65	67.5	67.5	68	68	70	70
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	0.95	1.05
temp. en evaporador 1 (°C)	7.3	7.3	7.3	7.3	7.5	7.8	7.9	8.0	8.6	9.2	9.7	11.0
temp. solución 2 (°C)	29.5	29.8	29.8	30.2	30.4	30.5	30.3	30.1	30.0	30.2	30.3	30.4
temp. solución 3 (°C)	29.9	30.3	30.6	30.4	30.7	30.5	30.3	30.5	30.3	30.4	30.6	30.6
temp. solución 4 (°C)	33.0	33.2	33.3	33.2	33.4	33.1	33.0	33.0	32.9	32.7	32.7	32.5
temp. solución 5 (°C)	29.3	29.5	29.6	29.7	30.0	30.0	29.9	29.7	29.6	29.7	29.9	30.0
temp. solución 6 (°C)	30.9	31.0	31.2	30.0	31.3	31.3	31.1	31.5	31.2	31.0	31.3	31.5

La temperatura del H<sub>2</sub>O en los depósitos del condensador y absorbedor varió entre 27.5°C a 27.8°C

La temperatura ambiente fué de alrededor de 29°C.

Esta prueba se realizó el 07/IV/84. (08h00).

GENERACION PRUEBA 4

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.5	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5
Presión (psig)	50	55	61	82	110	130	145	155	160	164	167	170
Masa destilada (kgr)	0.00	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.30	0.45	0.55	0.70	0.80	0.90
temp. en evaporador 1 (°C)	27.3	27.6	28.1	28.7	29.2	30.1	31.8	29.7	29.7	29.8	30.0	30.7
temp. solución 2 (°C)	28.2	28.3	28.4	28.7	28.8	29.0	29.1	29.1	29.4	29.5	29.5	29.9
temp. solución 3 (°C)	28.0	28.4	30.0	32.0	34.2	35.5	36.2	37.8	39.5	40.7	41.6	39.2
temp solución 4 (°C)	28.1	28.3	28.7	29.3	30.0	31.3	32.1	32.6	34.8	36.8	37.0	58.6
temp. solución 5 (°C)	28.0	28.1	28.4	29.1	29.6	30.2	30.4	30.7	31.7	32.6	33.1	39.0
temp. solución 6 (°C)	30.5	31.0	32.2	34.5	39.4	44.2	46.2	50.7	57.0	62.7	72.0	80.0

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 26.5°C a 27°C. La E.S. fué de 500 watts ó 430 kcal/hr.  $X_j = 0.5$  Kgr  $NH_3$ /kgr solución.  $t_{ambiente}$  fué de 28.2°C a 30.3°C.  $m_{inicial} = 4.54$  kgr.

Realizado 25/IV/84. Iniciando a las 08h30.

## REFRIGERACION PRUEBA 4

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5
Presión (psig)	60	60	60	60	60	60	60	60
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.10	0.20	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
temp. en Evaporador 1(°C)	8.9	8.9	9.4	9.9	10.7	11.2	13.0	15.0
temp. solución 2 (°C)	28.7	28.7	28.7	28.4	28.3	28.5	28.5	28.8
temp. solución 3 (°C)	28.6	28.8	28.7	28.6	28.6	28.7	28.6	28.7
temp. solución 4 (°C)	32.5	32.6	32.7	32.4	32.2	32.3	32.1	32.0
temp. solución 5 (°C)	29.3	29.3	29.1	28.9	28.7	28.6	28.5	29.0
temp. solución 6 (°C)	35.0	34.3	34.2	34.0	34.0	33.5	33.0	32.0

La temperatura del H<sub>2</sub>O en los depósitos del condensador y absorbedor no pudo ser registrada (No hubo). La temperatura ambiente fué de alrededor de 31°C.

Se comenzó a las 23h30 del 25/IV/84.

GENERACION PRUEBA 5

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5
Presión (psig)	50	59	75	100	131	155	162	165	170	170	170	170
Masa destilada (kgr)	0.00	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.45	0.50	0.60	0.70	0.80	1.00
temp. en evaporador 1 (°C)	30.0	29.9	31.0	31.4	30.5	30.5	30.6	30.7	31.0	31.2	31.0	30.8
temp. solución 2 (°C)	28.9	28.6	28.5	28.5	28.6	28.6	28.5	28.5	28.5	28.4	28.6	28.9
temp. solución 3 (°C)	30.1	34.8	38.3	41.0	42.4	43.8	46.2	47.7	47.8	49.8	50.0	54.0
temp. solución 4 (°C)	29.4	29.5	29.7	30.0	31.0	32.3	34.6	37.0	39.6	42.8	45.0	50.0
temp. solución 5 (°C)	29.0	28.9	29.4	29.7	29.9	30.1	31.2	32.6	33.6	34.6	35.0	35.8
temp. solución 6 (°C)	30.5	31.9	33.3	37.2	40.8	46.7	53.1	60.0	65.0	69.0	75.0	80.0

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 27°C a 27.5°C. La E.S. fué de 700 watts ó 602 kcal/hr  $X_i = 0.5$ .  $t_{ambiente}$  fué de 29°C a 31.8°C.  $m_{inicial} = 4.54$  kgr.

Realizado 27/IV/84. Iniciando la prueba 17h30.

## REFRIGERACION PRUEBA 5

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
Presión (psig)	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.10	0.18	0.27	0.35	0.44	0.51	0.61	0.70
temp. en evaporador 1 (°C)	8.5	8.6	8.6	8.9	9.0	9.2	11.0	12.5	15.0
temp. solución 2 (°C)	28.4	28.7	28.8	28.8	28.9	29.1	29.0	29.2	29.0
temp. solución 3 (°C)	28.6	28.8	28.7	28.9	29.0	29.1	29.3	29.5	29.5
temp. solución 4 (°C)	32.0	31.8	31.7	31.9	32.2	32.1	32.1	32.3	32.1
temp. solución 5 (°C)	29.0	29.4	28.7	28.8	28.8	28.9	28.8	28.9	28.5
temp. solución 6 (°C)	34.7	34.2	34.2	33.7	33.4	33.0	32.7	32.3	31.9

La temperatura del H<sub>2</sub>O en los depósitos del condensador y absorbedor no fué registrada (No hubo H<sub>2</sub>O). La temperatura ambiente fué entre 30°C y 31.5°C. Se comenzó a las 10h00 del 28/IV/84.



GENERACION PRUEBA 6

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5
Presión (psig)	50	60	75	100	130	150	160	165	168	170	170	170
Masa destilada (kgr)	0.00	0.00	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.65	0.85	1.00
temp. en evaporador I (°C)	27.7	28.9	29.9	29.8	29.7	29.6	29.4	29.4	29.6	29.7	30.0	30.4
temp. solución 2 (°C)	27.8	27.9	28.0	28.3	28.2	28.2	28.4	28.4	28.5	28.6	28.8	28.7
temp. solución 3 (°C)	29.0	29.2	32.4	36.6	40.0	40.9	43.2	44.0	45.1	45.6	45.8	46.0
temp. solución 4 (°C)	28.0	28.6	29.0	30.0	31.0	32.4	35.0	36.8	40.0	41.9	43.0	46.0
temp. solución 5 (°C)	27.6	28.0	28.5	29.0	29.3	29.4	31.1	31.4	31.9	32.5	34.0	37.0
temp. solución 6 (°C)	30.7	31.6	33.5	38.2	42.2	47.8	53.8	57.8	64.8	73.0	78.0	80.0

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 26°C a 26.8°C. La E.S. fué de 700 watts ó 602 kcal/hr.  $X_i = 0.5$ .  $t_{ambiente}$  fué de 27.5°C a 28°C.  $m_{inicial} = 4.54$  kgr.

Realizado 17/V/84. Iniciando la prueba a las 07h30

## REFRIGERACION PRUEBA 6

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
Presión (psig)	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.15	0.25	0.35	0.45	0.55	0.65	0.70	0.75
temp. en evaporador 1 (°C)	8.0	8.0	8.5	9.0	9.5	9.9	9.9	10.0	16.0
temp. solución 2 (°C)	27.7	27.9	28.1	28.3	28.4	28.5	28.8	28.8	29.0
temp. solución 3 (°C)	27.7	28.0	28.2	28.2	28.6	28.7	28.6	28.7	28.7
temp. solución 4 (°C)	32.3	32.5	32.5	32.2	32.3	32.4	32.2	32.1	32.1
temp. solución 5 (°C)	28.8	28.8	28.9	28.8	28.9	28.9	28.9	28.8	29.0
temp. solución 6 (°C)	34.9	34.7	34.5	34.3	34.1	33.7	33.2	33.3	33.0

No había agua en los depósitos del condensador y absorbedor.

La temperatura ambiente fué de 28°C hasta 31.5°C. Se inició a las 07h30 del 18/V/84.

GENERACION PRUEBA 7

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0
Presión (psig)	75	80	95	112	136	150	165	167	168	169	169	170	170
Masa destilada (kgr)	0.00	0.00	0.05	0.10	0.20	0.30	0.40	1.00	1.65	1.95	2.00	2.10	2.20
temp. en evaporador 1 (°C)	28.4	28.8	29.4	30.1	31.4	30.5	31.0	30.6	30.6	30.7	30.6	30.7	30.6
temp. solución 2 (°C)	28.1	28.3	28.0	28.8	27.8	28.2	28.8	28.9	29.1	29.3	29.3	29.4	29.2
temp. solución 3 (°C)	28.7	29.6	31.0	32.2	33.3	37.3	39.7	40.0	40.7	41.0	42.0	43.5	45.0
temp. solución 4 (°C)	28.2	28.6	28.9	29.6	32.0	32.2	32.0	29.4	28.8	29.0	29.1	29.2	29.2
temp. solución 5 (°C)	28.1	28.4	28.5	28.8	28.9	30.0	33.2	33.8	34.2	34.3	34.3	35.0	34.8
temp. solución 6 (°C)	30.0	30.7	31.8	35.3	43.4	45.7	55.9	58.4	61.2	64.0	64.9	65.9	67.0

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 26°C a 27.1°C. La E.S. fué de 500 watts ó 430 kcal/hr.  $X_i = 0.6$  kgr  $NH_3$ /kgr solución.  $t_{ambiente}$  fué de 28.4°C a 29.2°C.  $m_{inicial} = 6.82$  kgr. Realizado 28/V/84. Iniciando la prueba a las 10h00.

## REFRIGERACION PRUEBA Z

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
Presión (psig)	55	57	57	59	59	60	60	60	60	61	62
Masa destilada (kgr)	0.00	0.25	0.31	0.41	0.51	0.55	0.60	0.70	0.75	0.80	0.90
temp. en evaporador 1 (°C)	8.1	8.1	8.1	8.3	8.3	8.4	8.4	8.5	8.6	8.6	8.9
temp. solución 2 (°C)	28.1	28.5	29.0	29.4	29.3	29.4	29.5	29.8	29.5	29.6	29.8
temp. solución 3 (°C)	28.0	28.7	28.9	29.2	29.9	29.9	29.7	29.8	29.8	29.8	29.7
temp. solución 4 (°C)	28.2	30.0	32.0	32.5	32.7	32.9	32.5	32.2	32.0	32.9	32.9
temp. solución 5 (°C)	28.1	28.9	29.0	29.3	29.6	29.7	29.4	29.2	29.4	29.5	29.8
temp. solución 6 (°C)	30.0	31.5	32.0	32.2	32.3	32.4	32.3	32.3	32.4	32.1	33.0

La temperatura del H<sub>2</sub>O en los depósitos del condensador y absorbedor se mantuvo alrededor de

28.3°C.

REFRIGERACION PRUEBA 7

5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5	10.0	10.5
62	62.5	65	67	69	70	72.5	74	74	75	75
0.95	1.00	1.06	1.21	1.35	1.50	1.70	1.85	1.90	1.95	2.0
8.9	8.9	9.0	9.0	9.1	9.3	10.0	11.3	12.5	14.0	16.0
30.0	30.1	30.0	30.2	30.3	30.4	30.3	30.2	30.3	30.4	30.6
29.8	29.9	30.0	30.0	29.8	29.9	30.0	30.1	30.3	30.2	30.0
32.2	32.3	32.9	32.7	32.5	32.3	32.5	32.6	32.4	32.8	32.7
29.8	29.8	29.8	29.6	29.5	29.7	29.7	29.9	29.8	29.6	29.7
32.9	33.0	33.1	33.1	33.1	33.2	32.8	32.7	32.5	32.4	32.4

La temperatura ambiente varió de 28°C a 29.8°C. La válvula V.C. no se abrió hasta que la presión fué 55 psig.

Esta etapa de la prueba se realizó 29/V/84 a las 08h30.

GENERACION PRUEBA 8

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5
Presión (psig)	75	117	160	165	170	175	175	175	175	175	175	175
Masa destilada (kgr)	0.00	0.05	0.65	1.05	1.45	1.65	1.85	1.90	2.05	2.15	2.25	2.30
temp. en evaporador 1 (°C)	26.0	27.7	29.7	29.9	29.8	29.8	29.7	29.7	29.8	29.6	29.3	30.5
temp. solución 2 (°C)	27.0	27.2	27.5	27.6	27.8	27.7	28.0	28.0	28.4	28.4	28.2	28.3
temp. solución 3 (°C)	26.9	30.5	31.5	40.6	42.9	41.7	40.0	39.8	40.0	40.0	38.9	42.5
temp. solución 4 (°C)	27.5	27.8	29.0	32.8	35.3	38.5	40.4	40.5	40.0	39.8	39.4	40.0
temp. solución 5 (°C)	27.4	27.6	28.0	29.1	30.9	32.0	32.6	32.6	32.3	32.1	32.0	34.0
temp. solución 6 (°C)	31.0	38.8	48.6	53.0	59.2	61.7	62.5	63.0	65.0	67.1	68.4	80.0

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 26.5°C a 28°C. La E.S. fué de 1000 watts  
 la primera hora y media y luego 400 watts.  $X_i = 0.6$  kgr  $NH_3$ /kgr s.  $t_{ambiente}$  fué de  
 25.8°C a 28.4°C.  $m_{inicial} = 6.82$  kgr.

Realizado 31/V/84. Comenzando a las 08h30.

## REFRIGERACION PRUEBA 8

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
Presión (psig)	50	55	55	57	57.5	57.5	58	58	60	60	60
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.30	0.40	0.50	0.61	0.67	0.75	0.80	0.85	0.90	0.95
Temp. en evaporador 1 (°C)	7.0	7.0	7.0	7.2	7.3	7.3	7.3	7.4	7.4	7.4	7.6
temp. solución 2 (°C)	28.3	28.2	28.4	29.0	29.3	29.4	29.6	29.7	29.4	29.5	29.6
temp. solución 3 (°C)	28.0	28.1	28.3	29.3	29.2	29.4	29.9	29.6	29.8	29.7	29.3
temp. solución 4 (°C)	28.4	29.0	31.0	32.2	32.6	32.8	33.0	32.5	32.0	31.8	31.7
temp. solución 5 (°C)	28.2	28.7	30.0	30.4	30.7	30.4	29.7	29.8	27.6	29.4	29.8
temp. solución 6 (°C)	29.0	30.0	31.0	31.8	32.2	32.0	31.8	32.0	31.7	31.5	31.6

La temperatura del H<sub>2</sub>O en los depósitos del condensador y absorbedor se mantuvo alrededor de 28°C

La temperatura ambiente varió de 28°C a 30°C.



BIBLIOTECA

## REFRIGERACION PRUEBA 8

5.5	5.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5	10.0	10.5
61	62.5	62.5	62.5	62.5	65	65	68	70	72	75
1.05	1.15	1.30	1.40	1.50	1.56	1.61	1.71	1.80	1.90	2.05
7.7	7.7	7.9	8.4	8.4	9.0	9.1	10.0	12.0	15.0	20.0
29.7	29.8	29.7	29.6	29.8	29.9	29.9	29.7	29.7	29.9	29.8
29.6	29.7	29.8	29.7	30.0	30.2	30.5	30.2	29.9	30.4	30.7
31.6	31.8	31.9	32.0	32.2	32.2	31.5	31.7	31.8	31.9	32.0
29.7	29.7	29.8	29.7	29.9	29.6	29.7	29.5	29.7	29.7	29.9
31.8	31.7	32.0	32.3	31.5	31.8	31.8	31.8	31.9	32.2	32.0

La válvula V.C. no se abrió hasta que la presión fué 50 psig.

Esta etapa de la prueba se realizó en 01/VI/84, a las 10h00.

GENERACION PRUEBA 9

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5
Presión (psig)	75	95	160	168	175	177	177	177	177.5	177.5
Masa destilada (kgr)	0.00	0.05	0.45	1.10	1.50	1.85	2.00	2.10	2.25	2.35
temp. en evaporador 1 (°C)	28.0	29.0	32.0	32.7	33.4	33.5	32.7	32.1	31.4	31.0
temp. solución 2 (°C)	28.2	28.3	29.0	29.5	29.5	29.5	29.5	29.5	29.5	29.5
temp. solución 3 (°C)	28.3	29.4	39.4	45.8	48.5	47.6	43.5	43.2	41.9	50.0
temp. solución 4 (°C)	28.5	28.7	29.9	32.5	37.4	40.3	41.1	44.0	45.5	43.3
temp. solución 5 (°C)	28.3	28.5	29.1	30.9	33.7	34.1	34.5	38.4	36.7	35.2
temp. solución 6 (°C)	30.6	35.0	46.8	60.0	68.0	71.0	76.0	79.0	80.0	80.5

$t_{H_2O}$  en los deósitos del condensador y absorbador fué de 25.5°C a 29.2°C. Se hizo recircular el H<sub>2</sub>O luego de las dos primeras horas. La E.S. fué de 1000 watts la primera hora y media y luego 400 watts.  $X_i = 0.6$ .  $t_{ambiente}$  fué de 27.9°C a 29.5°C.  $m_{inicial} = 6.82$  kgr

Realizado 5/VI/84 a las 11h00.

## REFRIGERACION PRUEBA 9

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
Presión (psig)	50	55	55	57	57	57.5	57.5	58	58	60	60
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.75	0.85	0.95	1.05
temp. en evaporador 1 (°C)	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.8	7.0	7.0	7.0
temp. solución 2 (°C)	29.4	29.4	28.7	29.5	29.5	29.3	29.2	29.2	29.5	29.5	29.6
temp. solución 3 (°C)	29.6	29.9	30.6	30.8	30.5	30.0	29.7	29.6	29.8	29.7	29.6
temp. solución 4 (°C)	29.4	35.0	37.0	37.0	36.0	35.5	35.0	34.5	34.0	33.5	33.0
temp. solución 5 (°C)	29.2	33.0	35.0	36.0	35.0	35.4	36.0	34.0	33.5	33.0	33.3
temp. solución 6 (°C)	28.5	34.6	36.0	35.0	34.0	34.4	34.8	35.0	34.0	33.5	33.6

La temperatura del H<sub>2</sub>O en los depósitos del condensador y absorbedor se mantuvo alrededor de 28.5°C.

La temperatura ambiente varió de 28°C a 31°C.

REFRIGERACION PRUEBA 9

5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5	10.0	10.5
61	62	63	63	65	65	67.5	72	72.5	75	75
1.15	1.25	1.35	1.45	1.55	1.65	1.75	1.85	1.95	2.05	2.10
7.1	7.1	7.2	7.3	7.3	7.4	7.4	9.0	11.0	14.0	18.0
29.9	30.0	29.7	29.8	29.8	29.6	29.7	29.9	29.8	29.9	30.0
29.8	29.9	30.0	30.2	30.1	30.1	30.2	30.3	30.2	30.3	30.4
33.2	33.5	33.1	33.2	32.9	32.7	32.7	32.5	32.6	32.4	32.4
32.7	32.0	32.5	31.0	31.3	31.5	31.5	31.8	31.4	31.2	31.0
33.7	33.8	33.7	33.6	33.7	33.5	33.5	33.4	33.3	33.4	33.0

La válvula V.C. no se abrió hasta que la presión fué 50 psig.

Se realizó el 06/VI/84. a las 10h00.

GENERACION PRUEBA 10

Tiempo (hr)	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5
Presión (psig)	71	75	100	123	140	154	160	160	160	165	165	165	168	168
Masa destilada (kgr)	0.00	0.00	0.10	0.15	0.25	0.50	0.70	0.90	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50	1.60
temp. en evaporador 1 (°C)	27.1	27.8	28.2	29.9	29.4	28.9	29.2	29.6	29.6	29.9	29.9	29.9	29.8	29.8
temp. solución 2 (°C)	27.1	27.7	27.3	27.7	27.3	27.6	27.7	27.9	28.2	28.4	28.4	28.6	28.5	28.5
temp. solución 3 (°C)	27.6	31.6	34.4	40.5	48.2	51.9	57.8	60.2	59.5	59.1	59.3	60.2	60.4	60.7
temp. solución 4 (°C)	27.5	27.6	27.8	28.7	29.2	30.0	30.9	32.7	33.3	33.4	33.4	33.4	33.4	33.6
temp. solución 5 (°C)	27.5	27.5	27.6	28.0	28.3	28.4	28.8	29.0	29.8	30.1	30.3	30.3	30.2	30.4
temp. solución 6 (°C)	30.0	31.2	32.6	38.5	43.3	48.9	51.4	57.3	58.2	59.0	60.3	61.4	62.7	64.0
temp. aceite 7 (°C)	26.7	60.4	70.5	77.6	79.9	90.7	94.5	94.5	93.7	94.9	94.9	98.7	98.7	101.3

tambiente fué de 26.2°C a 26.8°C.  $t_{H_2O}$  de enfriamiento fué de 26°C. La E.S. fué de 500 watts durante las 3 primeras horas, luego 300 watts.  $X_i = 0.60$  kgr.  $NH_3$ /kgr de solución. Realizado 23/VII/84. Comenzando a las 10h45.

REFRIGERACION PRUEBA 10

Tiempo (hr)	0	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5
Presión (psig)	47	50	50	55	55	56	60	60	63	65	65	67	70	70
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.30	0.40	0.50	0.50	0.58	0.61	0.65	0.71	0.80	0.80	0.85	0.90	1.0
temp. en evaporador 1 (°C)	27.3	12.1	7.3	7.1	7.1	7.6	8.1	9.0	9.8	10.4	10.8	10.9	11.2	14.3
temp. solución 2 (°C)	28.2	28.0	28.1	27.1	27.8	27.8	27.6	27.7	27.5	27.6	27.3	27.2	27.0	28.2
temp. solución 3 (°C)	27.8	27.5	27.5	27.6	27.6	27.6	27.6	27.8	27.6	27.5	27.3	27.4	27.0	28.4
temp. solución 4 (°C)	29.8	31.1	29.8	29.9	29.9	30.0	30.3	30.6	30.5	30.8	30.6	31.2	31.0	32.2
temp. solución 5 (°C)	26.0	27.4	27.9	27.8	27.8	27.7	27.8	27.9	27.5	27.4	27.1	26.9	26.9	27.7
temp. solución 6 (°C)	25.9	28.3	28.6	28.3	28.4	28.9	29.2	29.5	27.6	29.8	29.8	29.3	29.0	30.0

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor varió de 25°C a 26.3°C.  
 $t_{ambiente}$  fué de 26°C a 27.7°C. Esta etapa de la prueba se hizo el 24/VII/84 a las 18h00.



BIBLIOTECA

GENERACION PRUEBA 11

Tiempo (hr)	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5
Presión (psig)	70	95	120	145	163	165	165	165	170	173	175	175	175	175
Masa destilada (kgr)	0.00	0.00	0.12	0.22	0.49	0.82	0.97	1.22	1.52	1.72	1.82	2.12	2.20	2.32
temp. en evaporador 1 (°C)	24.3	26.0	28.5	29.2	28.3	28.6	28.7	28.6	28.9	29.0	29.2	29.3	29.1	29.2
temp. solución 2 (°C)	25.4	26.4	27.1	27.2	27.0	27.2	27.5	27.3	27.4	27.3	27.2	27.4	27.3	27.4
temp. solución 3 (°C)	26.0	31.8	40.5	47.3	59.5	60.0	62.1	69.5	73.0	79.3	84.1	86.2	89.9	90.2
temp. solución 4 (°C)	25.5	26.1	26.2	31.9	30.0	30.0	31.1	31.9	33.3	36.2	38.2	28.7	36.7	39.0
temp. solución 5 (°C)	25.6	26.2	26.4	27.7	27.8	28.6	29.0	29.4	29.9	30.2	30.7	31.5	31.4	31.8
temp. solución 6 (°C)	30.0	27.8	33.7	44.0	46.1	49.6	51.2	56.4	60.7	64.5	66.2	68.3	69.5	70.0
temp. aceite 7 (°C)	26.4	60.5	70.9	81.9	90.0	91.2	99.0	106.2	118.7	124.4	130.4	134.4	137.4	141.4

La  $t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 26°C a 27°C. La E.S. fué de 700 watts las 3.5 primeras horas y luego 300 watts.  $X_j = 0.6$  kgr  $NH_3$ /kgr de solución. también fué de 25°C a 27°C. Realizado 26/VII/84. Comenzando a las 10h30.

## REFRIGERACION PRUEBA 11

Tiempo (hr)	0.0	0.5	1.25	1.5	1.75	2.0	2.25	2.5	3.0	4.0	4.5
Presión (psig)	48	15	30	45	45	45	45	45	45	50	50
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.00	0.10	0.35	0.40	0.45	0.55	0.55	0.65	0.75	0.82
temp. en evaporador 1 (°C)	24.6	24.0	19.1	8.0	2.4	1.6	1.8	1.8	2.3	4.30	4.20
temp. solución 2 (°C)	26.0	23.6	23.7	23.4	24.9	25.7	26.2	26.5	26.5	26.7	26.8
temp. solución 3 (°C)	25.0	25.1	25.7	26.3	26.9	27.2	27.6	27.7	27.8	28.1	28.1
temp. solución 4 (°C)	26.0	29.2	32.1	38.6	33.4	32.4	32.0	32.1	32.1	32.4	31.3
temp. solución 5 (°C)	24.9	24.9	25.5	26.5	26.7	27.0	27.3	27.3	27.5	27.7	27.7
temp. solución 6 (°C)	28.0	27.7	29.9	36.4	31.5	30.7	30.8	31.0	31.2	32.0	30.0

$t_{H_2O}$  varió entre 25°C y 27.5°C.

## REFRIGERACION PRUEBA 11

5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5
50	52	55	55	55	57	60	62	64	67
0.85	0.93	0.96	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50	1.62	1.73
3.80	4.20	5.00	5.30	5.60	5.90	6.90	7.30	8.30	9.40
26.9	26.8	26.8	27.0	27.4	27.5	27.3	27.2	27.4	28.2
27.9	27.9	27.9	28.0	28.2	28.0	28.7	28.4	28.6	28.9
30.8	30.9	31.0	31.8	31.6	31.5	31.6	31.9	31.8	31.4
27.7	27.7	27.6	28.2	28.4	28.5	28.4	28.7	28.8	28.6
29.8	30.0	30.2	30.7	30.6	30.9	31.1	31.3	30.8	30.7

$t_{\text{ambiente}}$  fué de 26°C a 27°C.

Se inició la prueba a las 10h00 del 27/VII/84.

GENERACION PRUEBA 12

Tiempo (hr)	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5	6.75
Presión (psig)	71	85	120	150	162	167	170	170	173	173	173	173	175	175	175
Masa destilada (kgr)	0	0	0.05	0.25	0.65	0.95	1.30	1.55	1.80	2.00	2.10	2.25	2.45	2.60	2.75
temp. en Evaporador 1 (°C)	25.0	25.7	29.2	28.9	28.7	29.0	29.4	29.4	29.4	29.4	29.4	29.4	29.6	29.5	29.7
temp. solución 2 (°C)	26.0	25.9	26.8	27.1	27.3	27.3	27.3	27.4	27.3	27.2	27.4	27.2	27.5	27.6	27.7
temp. solución 3 (°C)	26.2	28.2	35.3	45.0	52.5	59.0	63.0	67.8	83.7	91.1	91.4	93.0	103.0	112.0	90.0
temp. solución 4 (°C)	27.0	26.2	27.2	32.9	31.0	30.6	33.4	34.0	35.2	37.8	37.8	39.1	41.2	41.6	42.0
temp. solución 5 (°C)	26.0	26.1	26.8	28.1	28.2	28.9	29.5	30.3	30.7	31.4	31.4	31.8	32.3	32.3	33.3
temp. solución 6 (°C)	32.0	34.0	35.5	45.0	49.2	53.3	59.0	63.2	64.2	65.3	66.7	67.3	68.8	72.1	90.0
tem. aceite 7 (°C)	25.8	77.4	88.9	98.4	104.4	110.0	116.5	118.6	126.9	130.7	142.7	151.0	158.2	160.2	161.0

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 25°C a 27.5°C. La E.S. fué de 700 watts las tres primeras horas y luego 300 watts.  $X_i = 0.6$  kgr  $NH_3$ / kgr de solución.  $t_{ambiente}$  fué de 25.5°C a 28.4°C.  $m_{inicial} = 6.82$  kgr.

Realizado 30/VII/84. Comenzando a las 09h30.



## REFRIGERACION PRUEBA 12

Tiempo (hr)	0	5/60	15/60	20/60	25/60	1/2	35/60	40/60	50/60	1.0	1.5
Presión (psig)	30	5	25	40	43	43	40	40	40	40	40
Masa evaporada (kgr)	0.00	0.05	0.10	0.30	0.40	0.45	0.50	0.50	0.51	0.56	0.65
temp. en evaporador 1 (°C)	25.2	25.5	21.0	15.0	9.20	5.60	4.20	3.10	0.00	0.00	0.00
temp. solución 2 (°C)	25.4	21.8	21.0	20.0	21.5	22.2	22.6	23.0	23.5	25.5	25.5
temp. solución 3 (°C)	26.5	26.3	26.7	26.7	26.8	27.0	27.2	27.4	27.6	28.6	28.6
temp. solución 4 (°C)	25.9	33.3	39.0	42.5	43.3	41.7	38.0	36.2	25.7	36.5	36.5
temp. solución 5 (°C)	25.7	26.1	26.4	26.4	26.2	26.5	26.4	26.5	26.8	26.9	26.9
temp. solución 6 (°C)	27.0	31.0	42.0	43.0	41.3	39.4	37.0	36.2	34.6	34.7	35.0

$t_{H_2O}$  varió entre 25°C y 27.5°C.

REFRIGERACION PRUEBA 12

2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	Se cerró la válvula V.C. por 1.5 hr. para analizar el efecto.	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5
43	45	45	50	50		43	50	54	55	55
0.74	0.80	0.85	0.90	0.99		1.00	1.20	1.28	1.35	1.40
0.00	0.00	0.00	2.00	2.80		1.29	3.20	3.70	4.00	5.00
25.7	25.7	26.0	26.2	26.2		26.7	27.0	27.3	27.3	27.4
28.8	28.8	28.9	29.2	29.3		28.5	29.0	29.2	29.4	29.5
34.6	34.5	34.2	33.6	34.2		28.0	33.0	32.4	32.2	32.1
27.2	27.1	27.3	27.5	27.6		27.7	28.1	28.3	28.6	28.9
34.3	34.5	34.6	34.5	34.0		28.1	32.0	32.1	31.4	30.8

$t_{\text{ambiente}}$  varió entre 25°C y 28°C.

## REFRIGERACION PRUEBA 12

8.0	8.5	9.0	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0
55	57	60	62	64	67	67	68	70
1.45	1.50	1.60	1.70	1.80	1.90	2.0	2.10	2.20
5.3	5.7	6.7	7.5	8.0	8.3	8.9	9.4	10.3
27.6	27.5	27.3	27.0	26.7	26.8	26.7	26.9	26.8
29.4	28.8	28.7	28.2	27.7	27.9	28.0	28,4	28.6
31.8	31.5	31.5	31.6	31.5	31.2	32.0	31.7	31.8
28.7	28.5	28.3	28.0	27.5	28.0	28.4	28.6	28.9
30.7	30.9	31.1	31.3	31.3	31.4	31.6	30.7	30.8

La masa evaporada aumenta muy lentamente, por ello el efecto refrigerante disminuye.

Se inició la prueba a las 09h00 del 31/VII/84.

GENERACION PRUEBA 13

Tiempo (hr)	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5
Presión (psig)	69	90	135	155	165	170	175	175	175	180	175	164	157	175
Masa destilada (Kgr)	0	0	0.12	0.42	0.72	0.92	1.02	1.62	1.82	2.12	2.22	2.42	2.57	2.72
Temp. en Evaporador 1 (°C)	27.1	28.2	28.8	29.8	29.6	29.0	30.7	30.9	30.9	31.0	30.8	30.4	29.7	29.7
Temp. solución 2 (°C)	26.9	26.9	26.8	27.1	26.9	27.3	27.1	27.1	26.9	27.0	26.9	27.0	26.9	26.9
Temp. solución 3 (°C)	26.9	30.4	40.4	49.8	58.1	59.0	74.2	80.3	90.0	93.0	92.0	93.4	108.6	96.0
Temp. solución 4 (°C)	26.0	27.0	27.6	28.6	29.6	30.6	35.6	35.4	39.1	40.3	41.6	41.7	44.3	36.0
Temp. solución 5 (°C)	26.7	27.0	27.4	27.8	28.2	28.9	29.9	30.4	31.1	31.5	31.0	31.2	32.0	32.5
Temp. solución 6 (°C)	30.0	32.5	36.2	42.6	48.7	53.3	57.5	58.2	68.0	81.0	87.0	91.7	85.5	90.0
Temp. aceite 7 (°C)	28.1	75.1	90.8	101.5	107.9	112.0	112.6	127.5	140.0	142.0	142.0	144.9	162.8	165.5

$t_{H_2O}$  en los depósitos del condensador y absorbedor fué de 25.5°C a 27.5°C. La E.S. fué de 700 watts.  $X_i = 0.6$  kgr NH<sub>3</sub>/kgr de solución. también fué de 26°C a 28.3°C.  $m_{inicial} = 6.82$  kgr

Realizado 01/VIII/84. Comenzando a las 10h30.

REFRIGERACION PRUEBA 13

Tiempo (hr)	0	5/60	10/60	20/60	1/2	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
Presión (psig)	30	10	25	50	50	45	45	45	42	45
masa evaporada (kgr)	0.00	0.05	0.20	0.26	0.40	0.55	0.65	0.85	0.90	0.95
temp. H <sub>2</sub> O a enfriar 1 (°C)	25.0	25.5	25.9	16.4	14.8	13.0	13.0	SE RETIRO ESTA CARGA (H <sub>2</sub> O A ENFRIAR)		
temp. solución 2 (°C)	25.0	20.6	15.4	22.8	23.5	25.2	25.4	25.7	25.6	25.8
temp. solución 3 (°C)	26.6	26.4	27.2	27.4	27.2	27.0	27.3	27.4	26.4	25.8
temp. solución 4 (°C)	25.6	33.2	37.5	40.0	36.5	31.8	31.7	29.8	30.0	27.8
temp. solución 5 (°C)	26.0	26.1	26.7	26.0	26.3	26.6	26.8	26.7	26.7	26.4
temp. solución 6 (°C)	28.2	30.7	38.7	39.7	35.8	30.7	30.4	26.8	24.7	25.0
temp. en evaporador 7 (°C)	25.0	NO SE PODIA MEDIR .....					1.0	0.30	0.30	0.30

t<sub>H<sub>2</sub>O</sub> varió entre 25°C y 28°C.

REFRIGERACION PRUEBA 13

4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.00	11.00
48	52	55	60	65	67	70	70
1.15	1.27	1.37	1.47	1.60	1.70	1.80	2.00
SE RETIRO ESTA CARGA ( H <sub>2</sub> O A ENFRIAR ).							
26.0	25.6	26.1	27.5	26.9	26.7	26.8	26.9
26.5	26.5	27.2	28.0	27.8	27.8	27.7	27.9
28.4	28.6	29.3	30.2	30.6	30.7	30.4	30.6
26.6	26.5	26.8	28.0	27.3	27.7	27.8	27.9
26.5	27.2	28.3	29.5	30.0	30.4	30.3	30.2
4.30	5.60	8.00	8.50	10.5	10.5	11.7	14.2

t<sub>ambiente</sub> varió entre 25°C y 28.5°C.

Se inició la prueba a las 09h00 del 02/VIII/84.

## APENDICE E

### GRAFICOS DE RESULTADOS



BIBLIOTECA

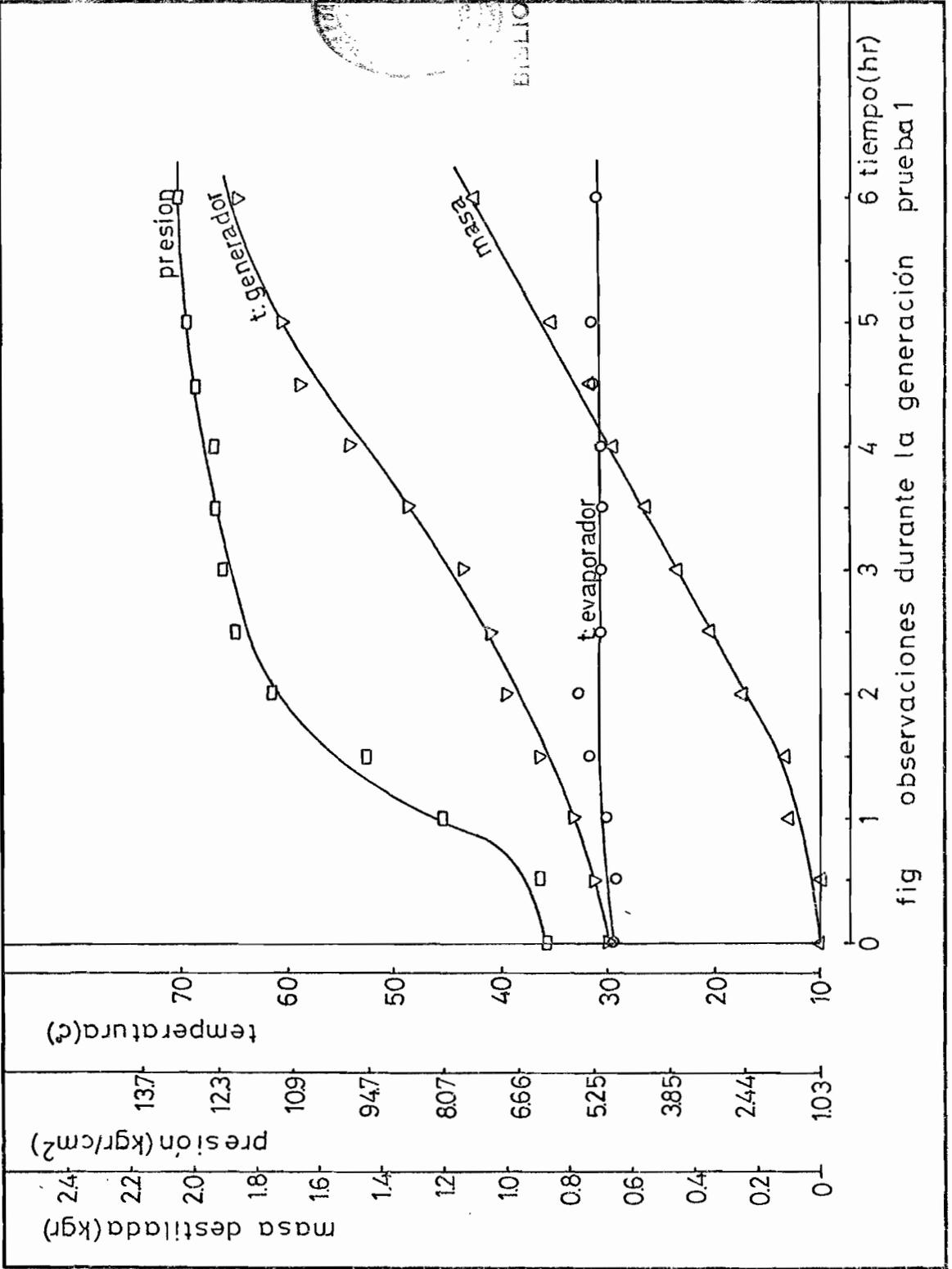
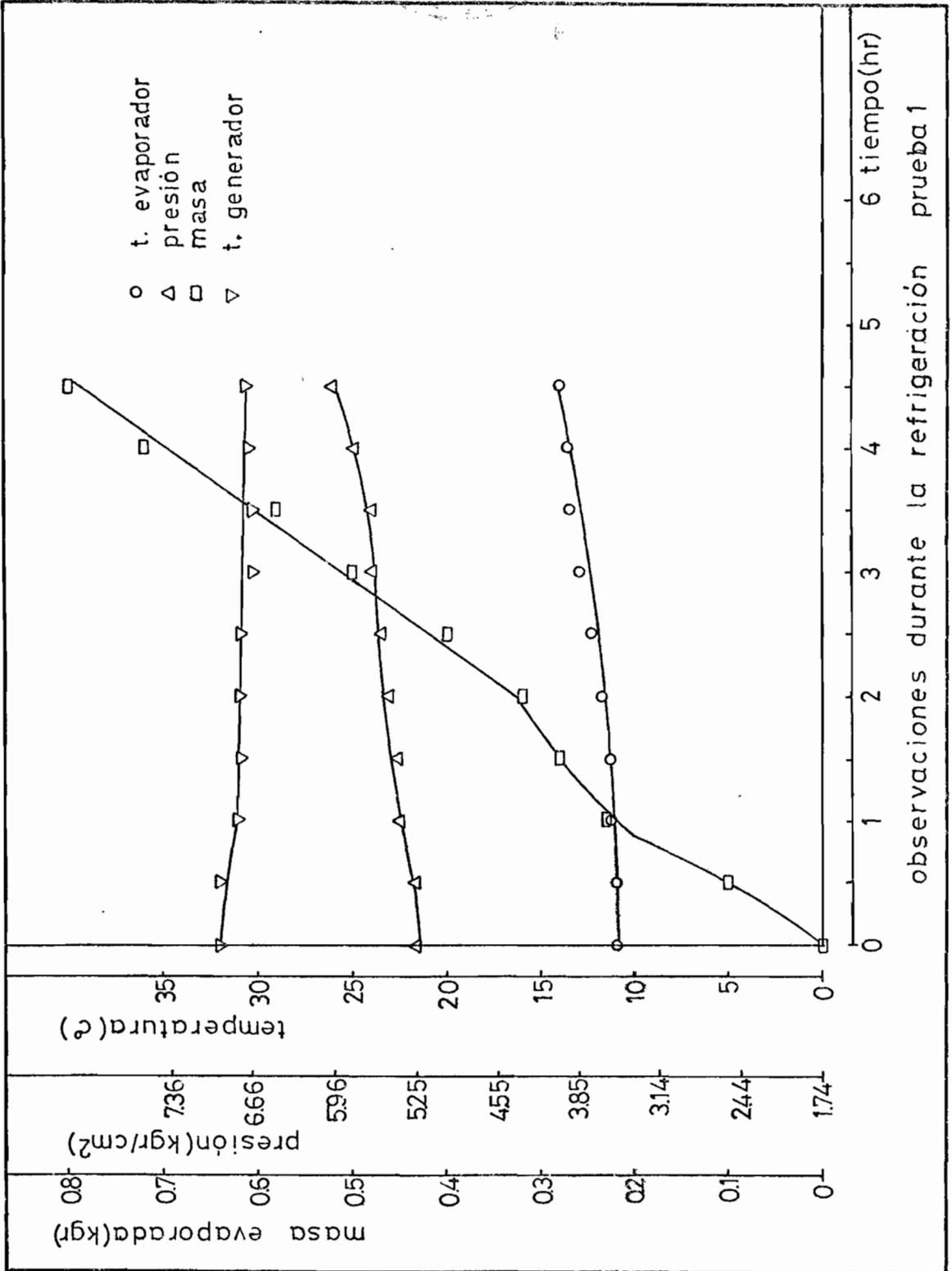
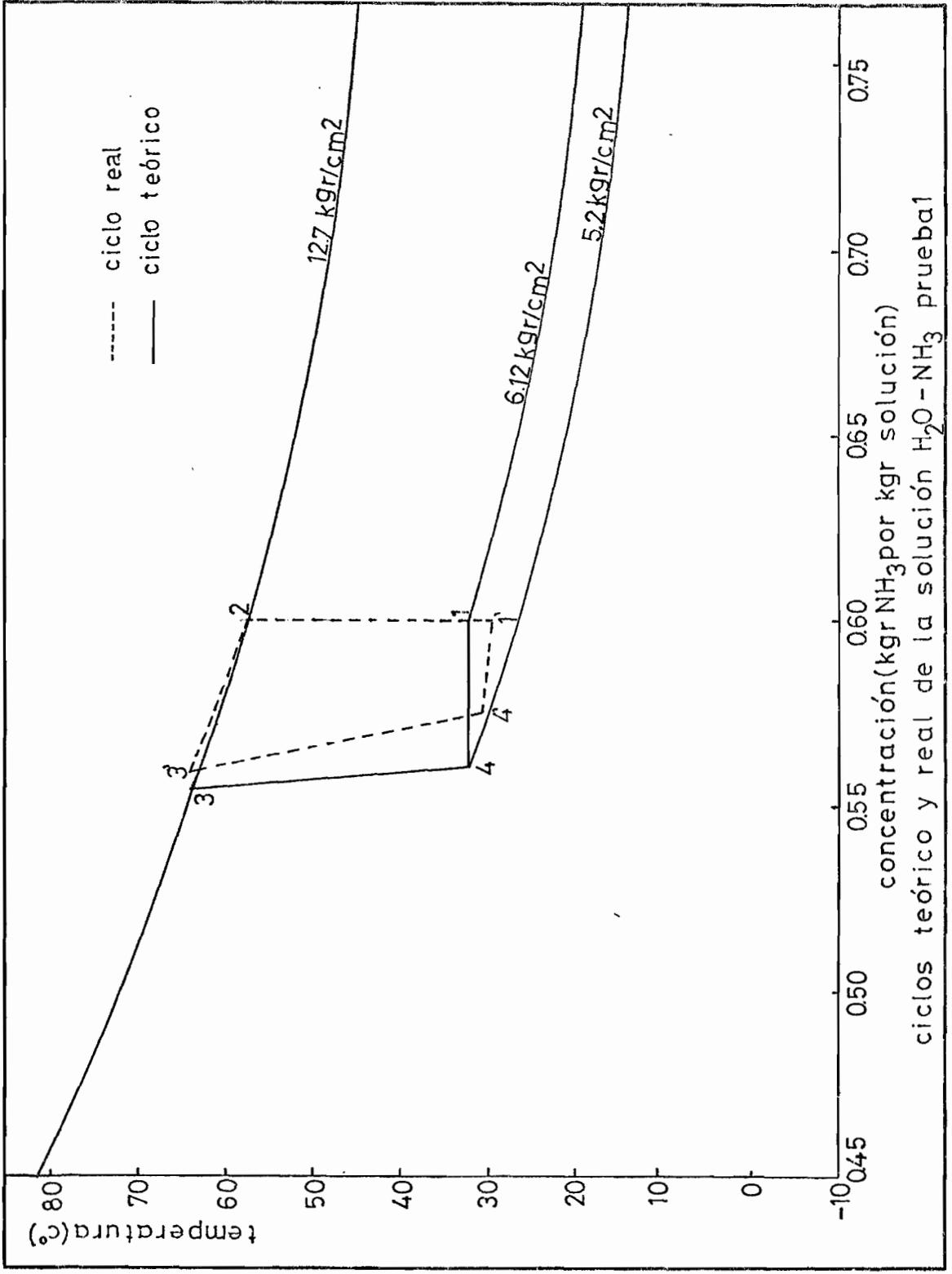
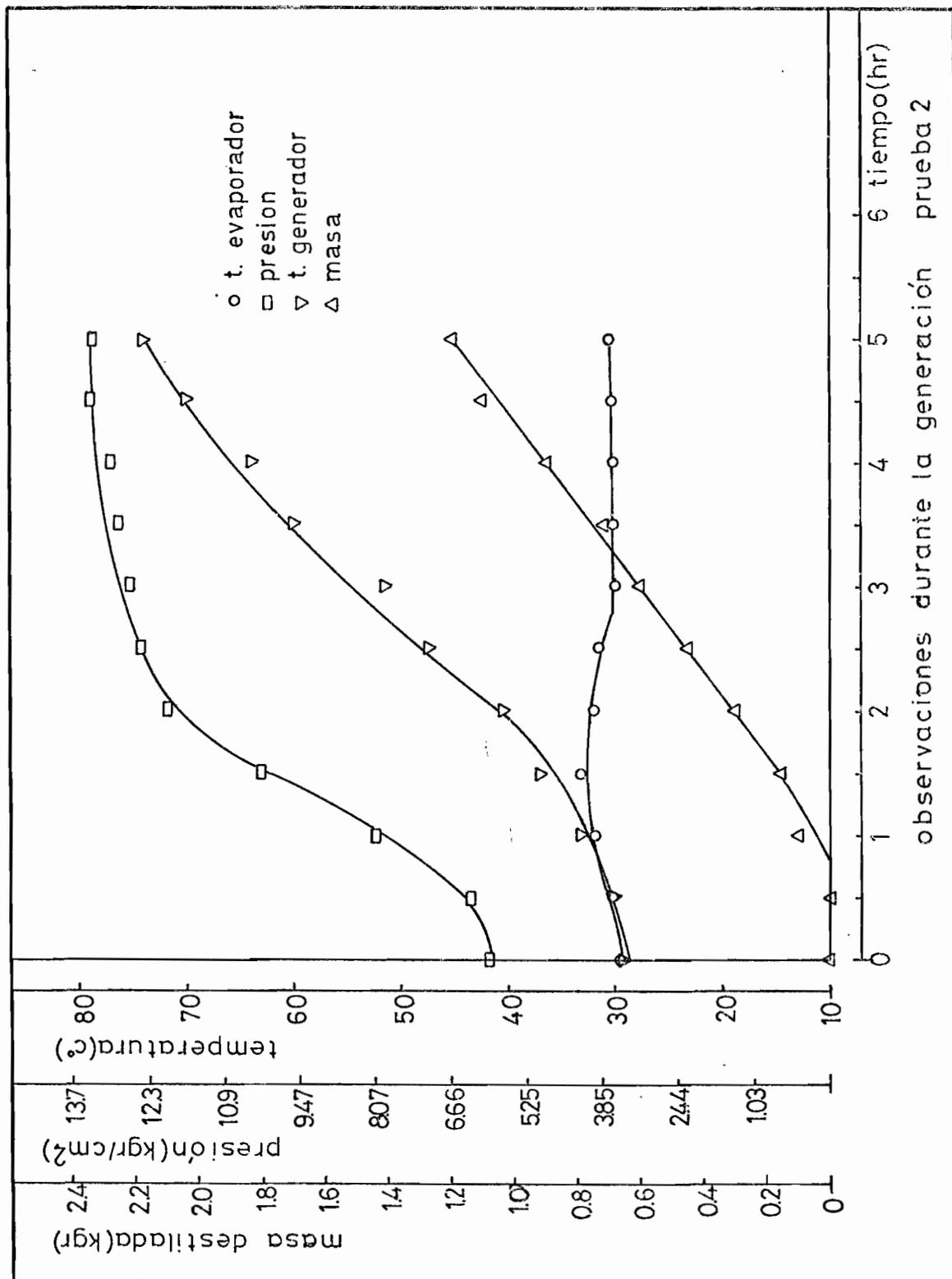
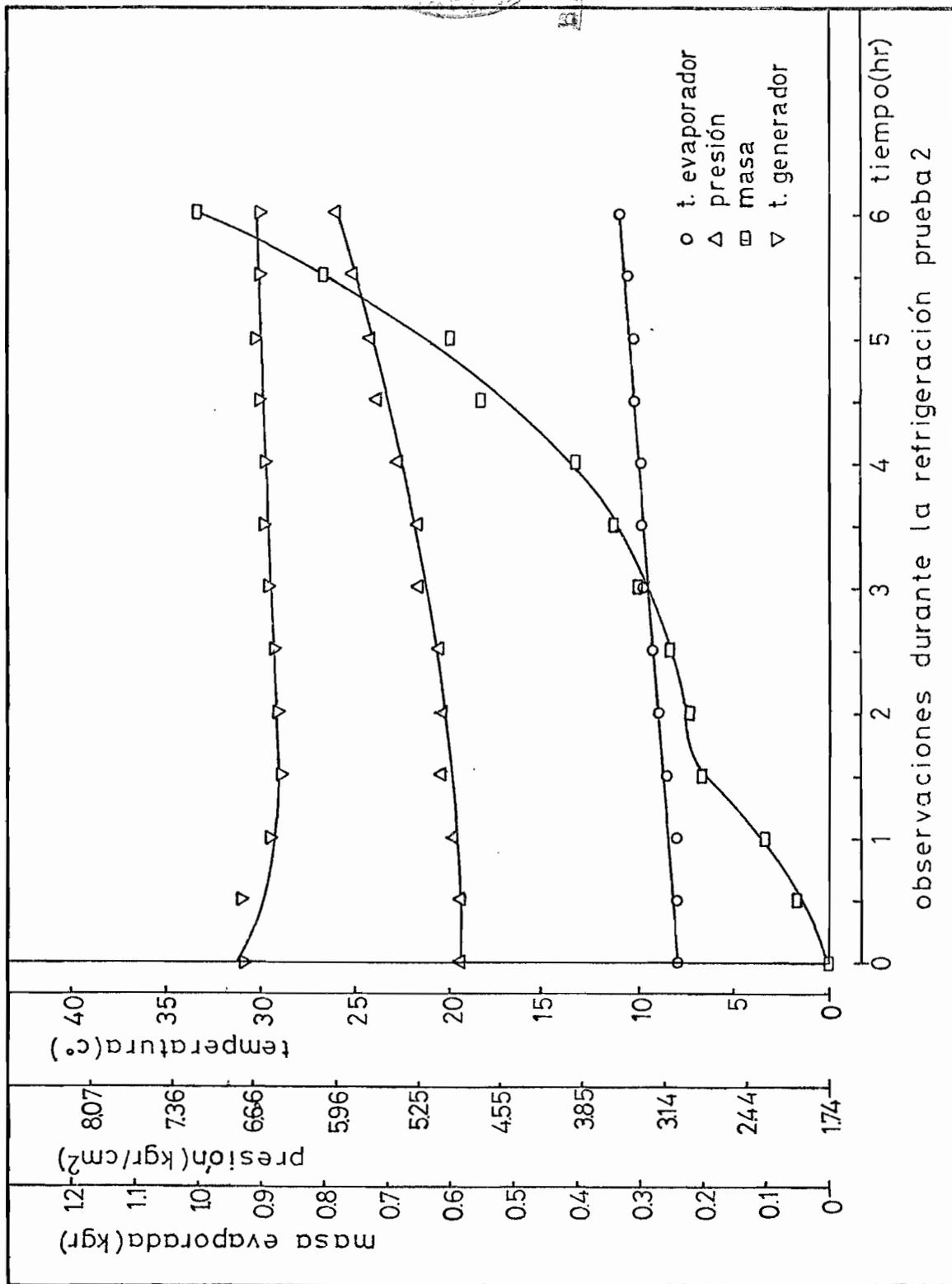


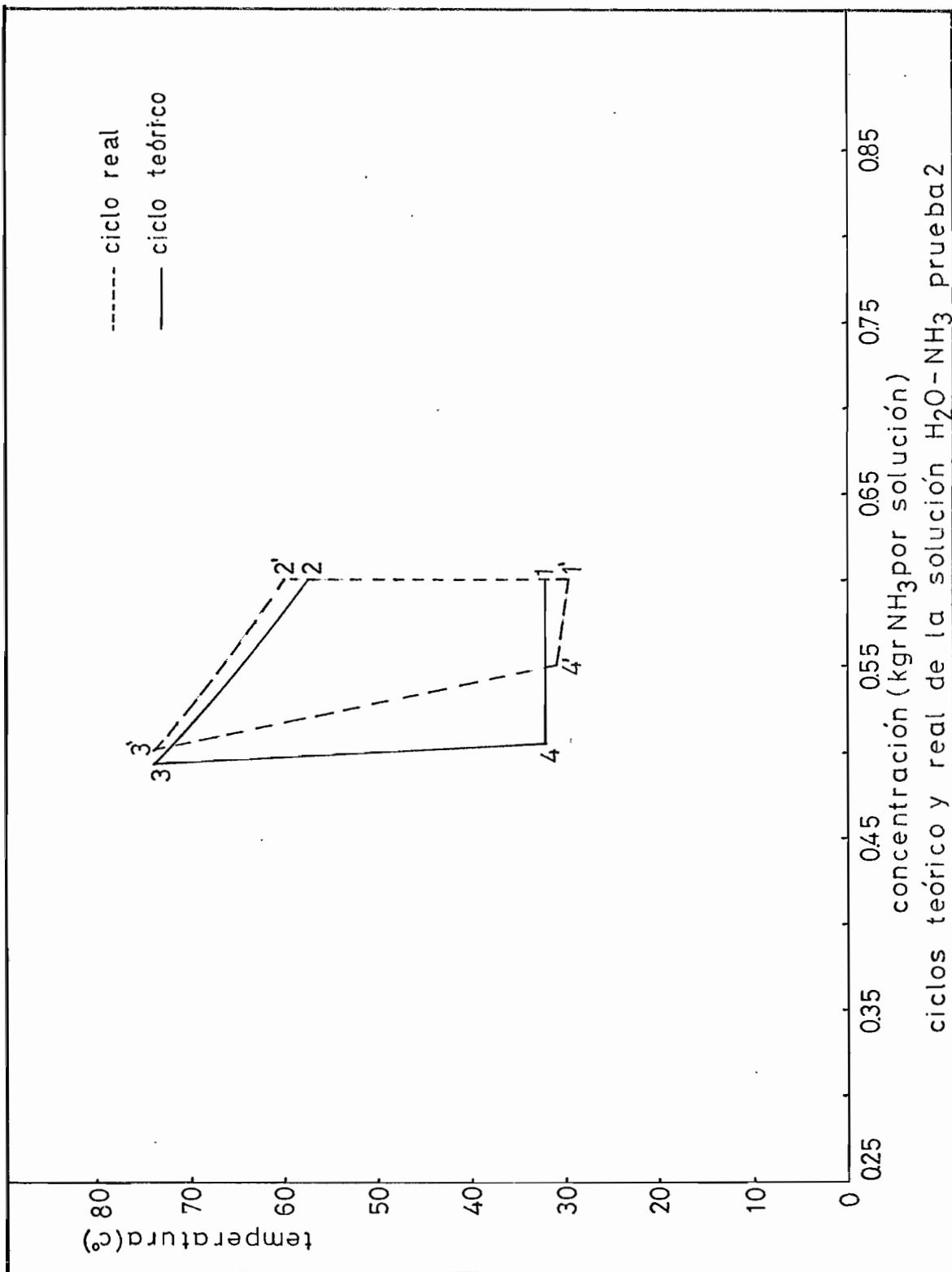
fig observaciones durante la generación prueba 1

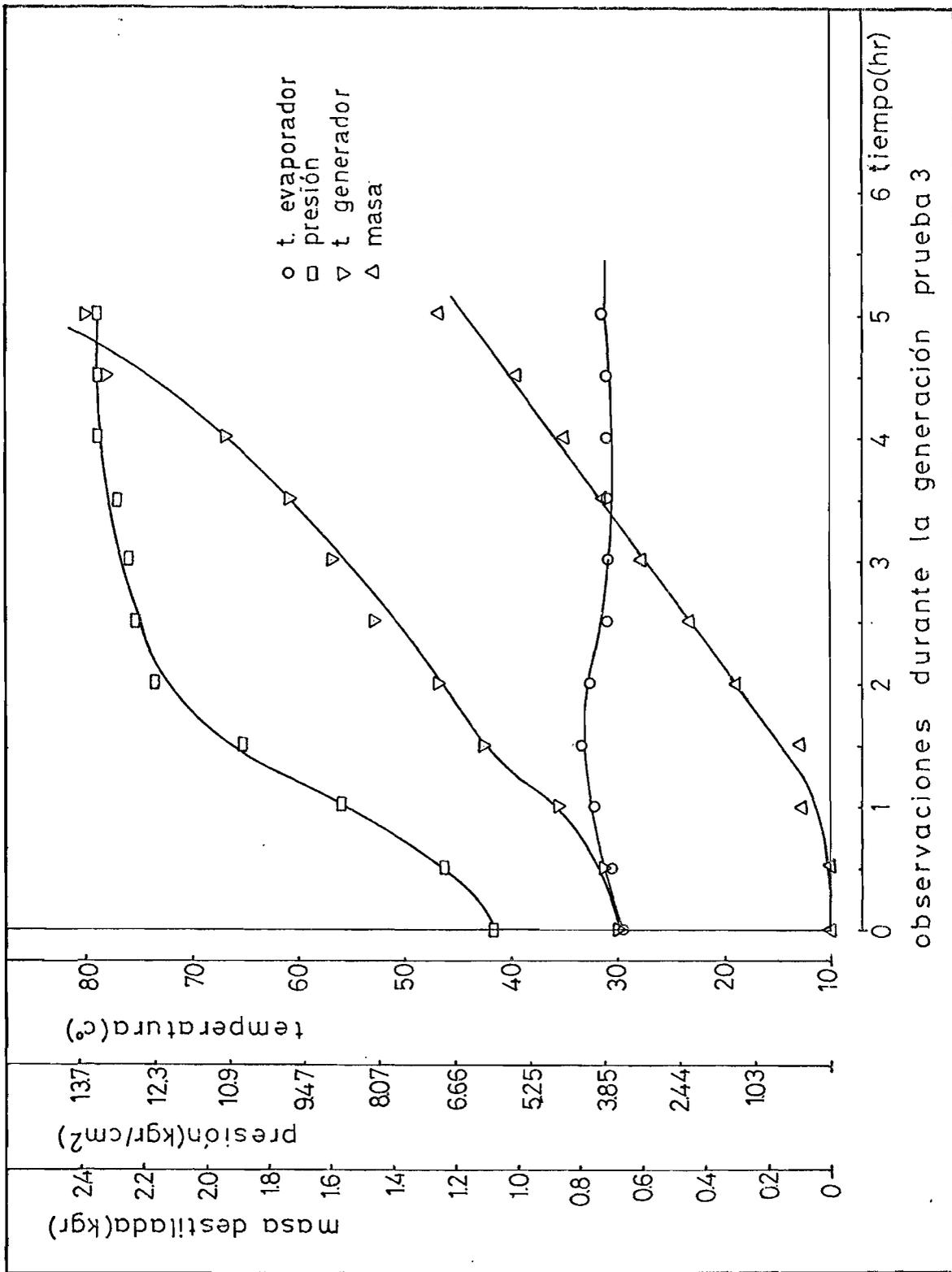






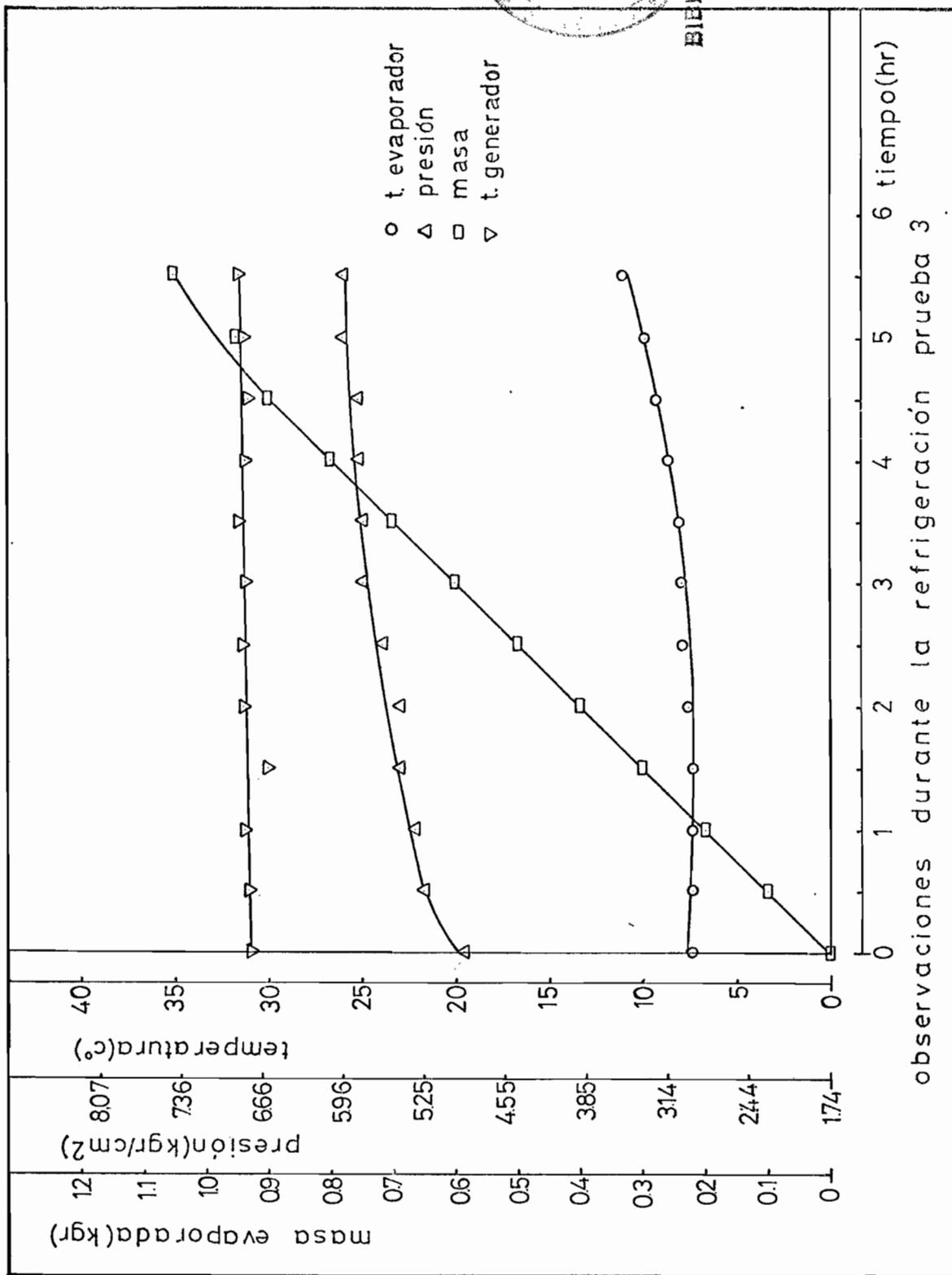


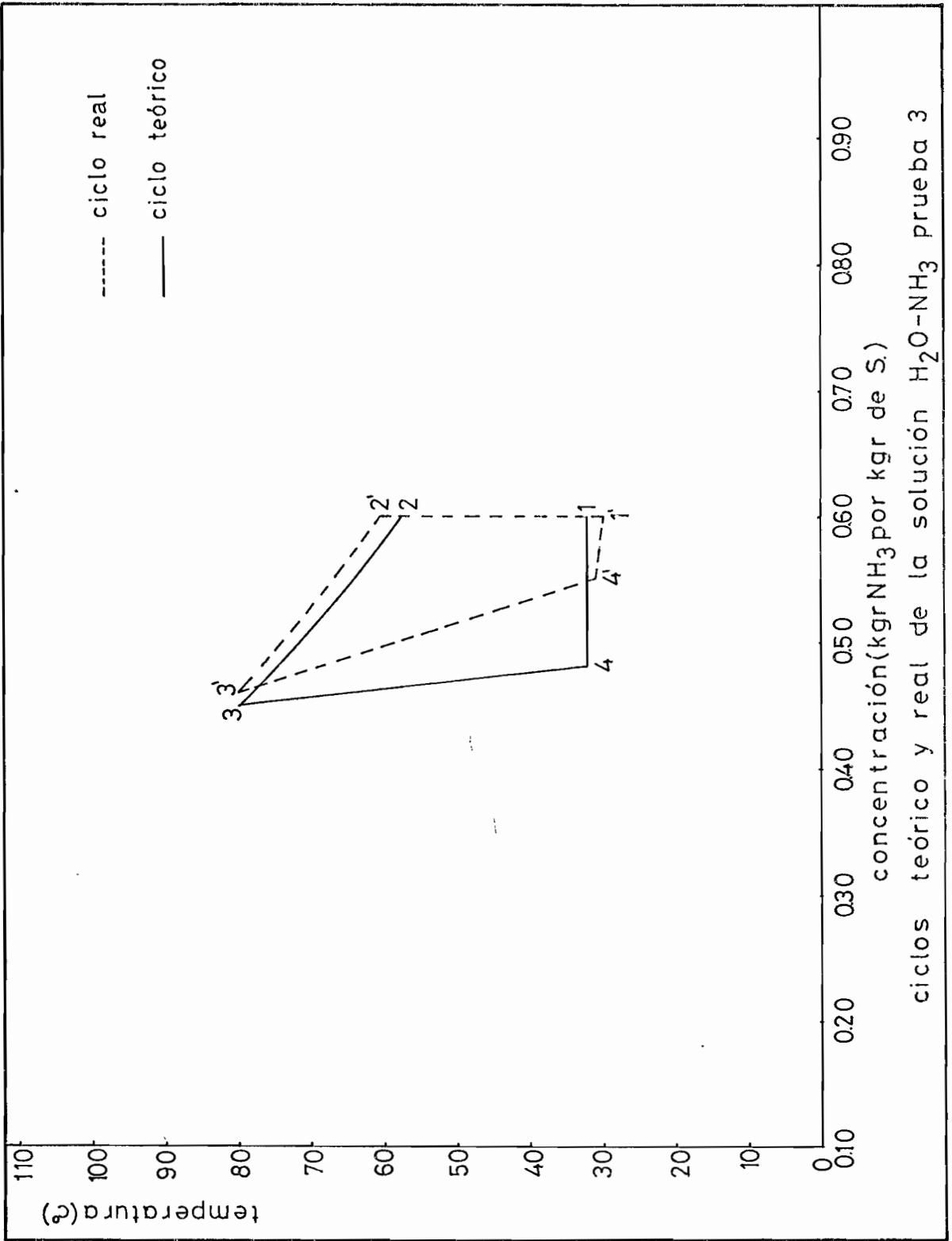


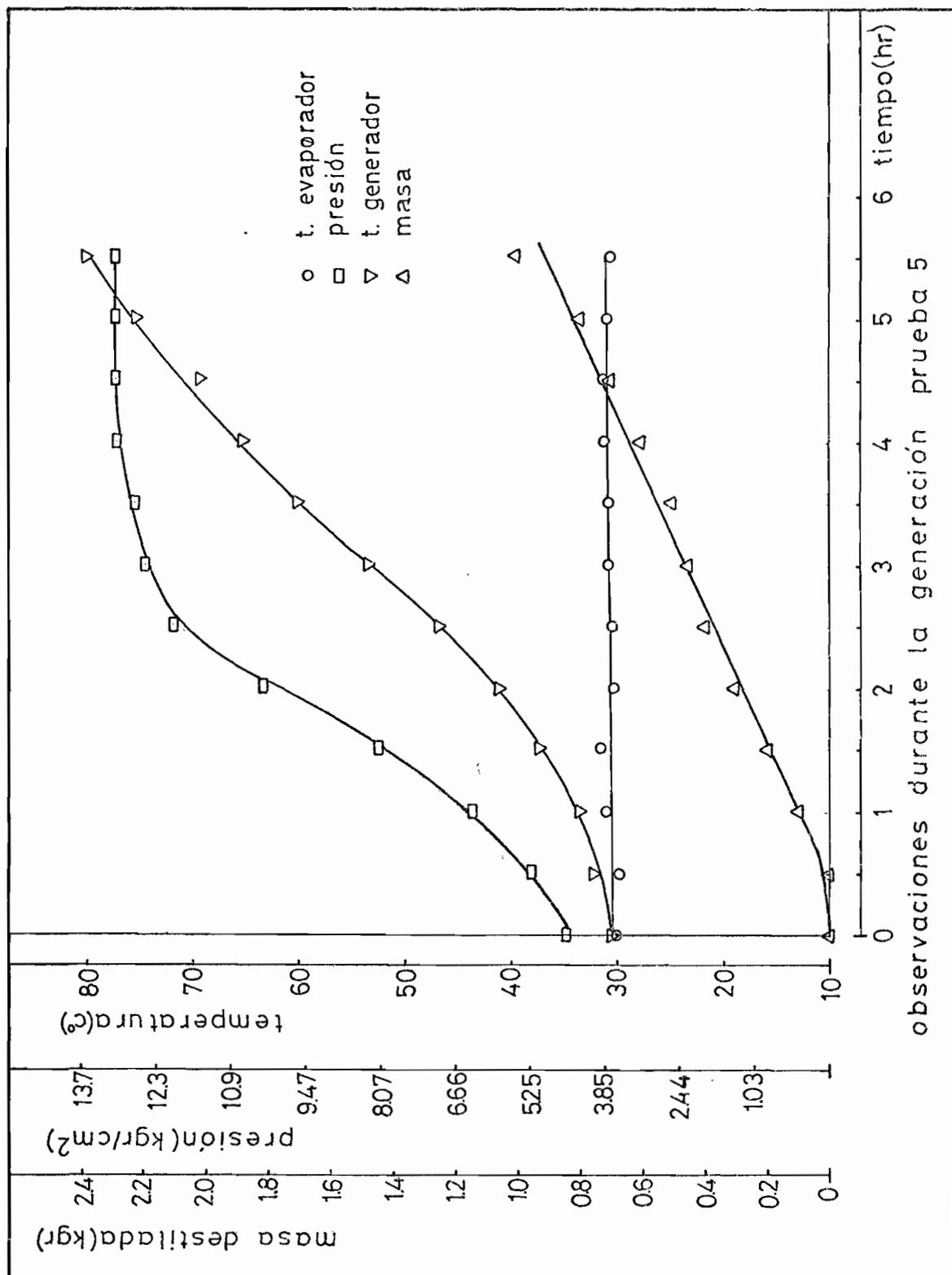


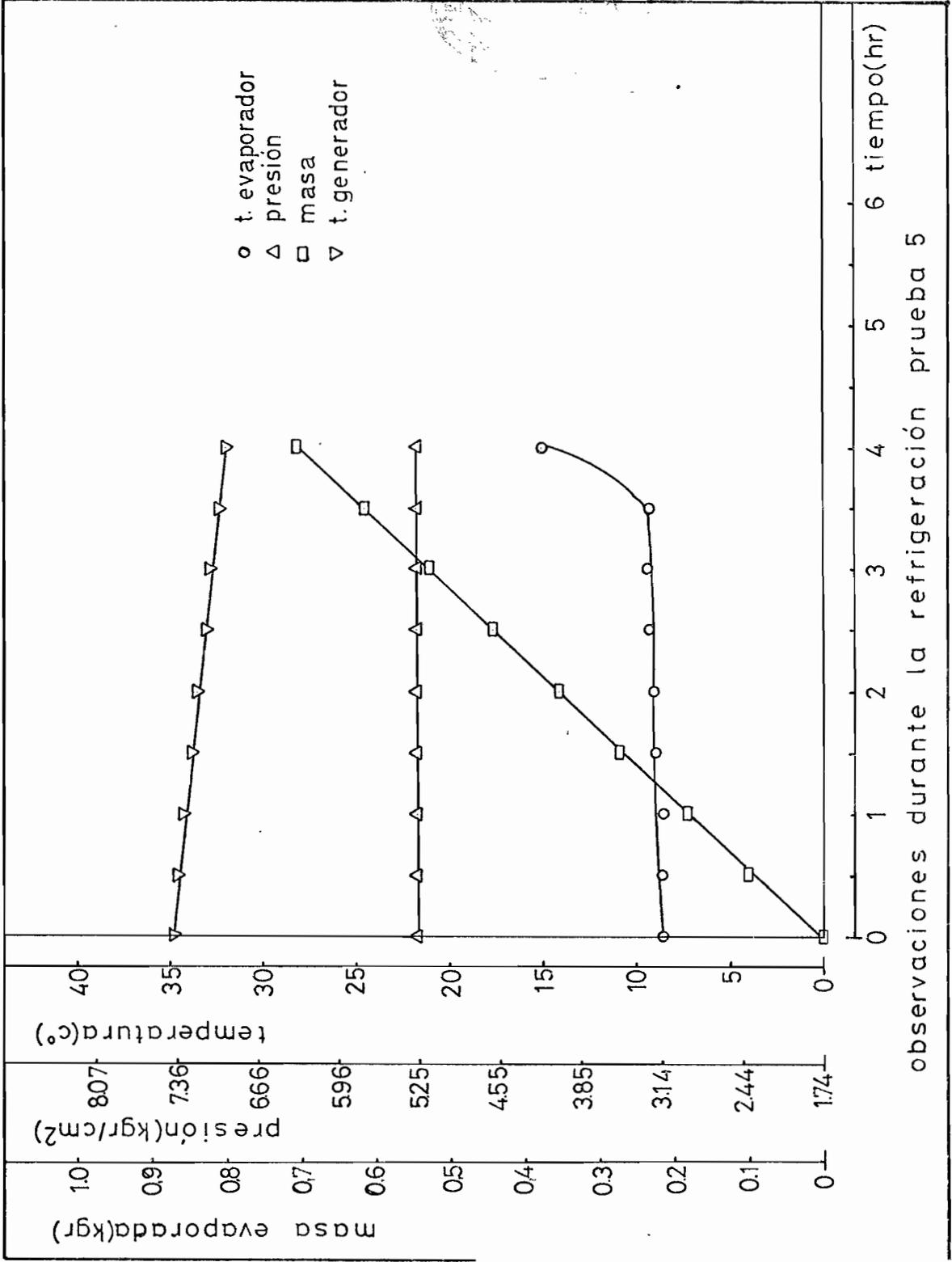


BIBLIOTECA

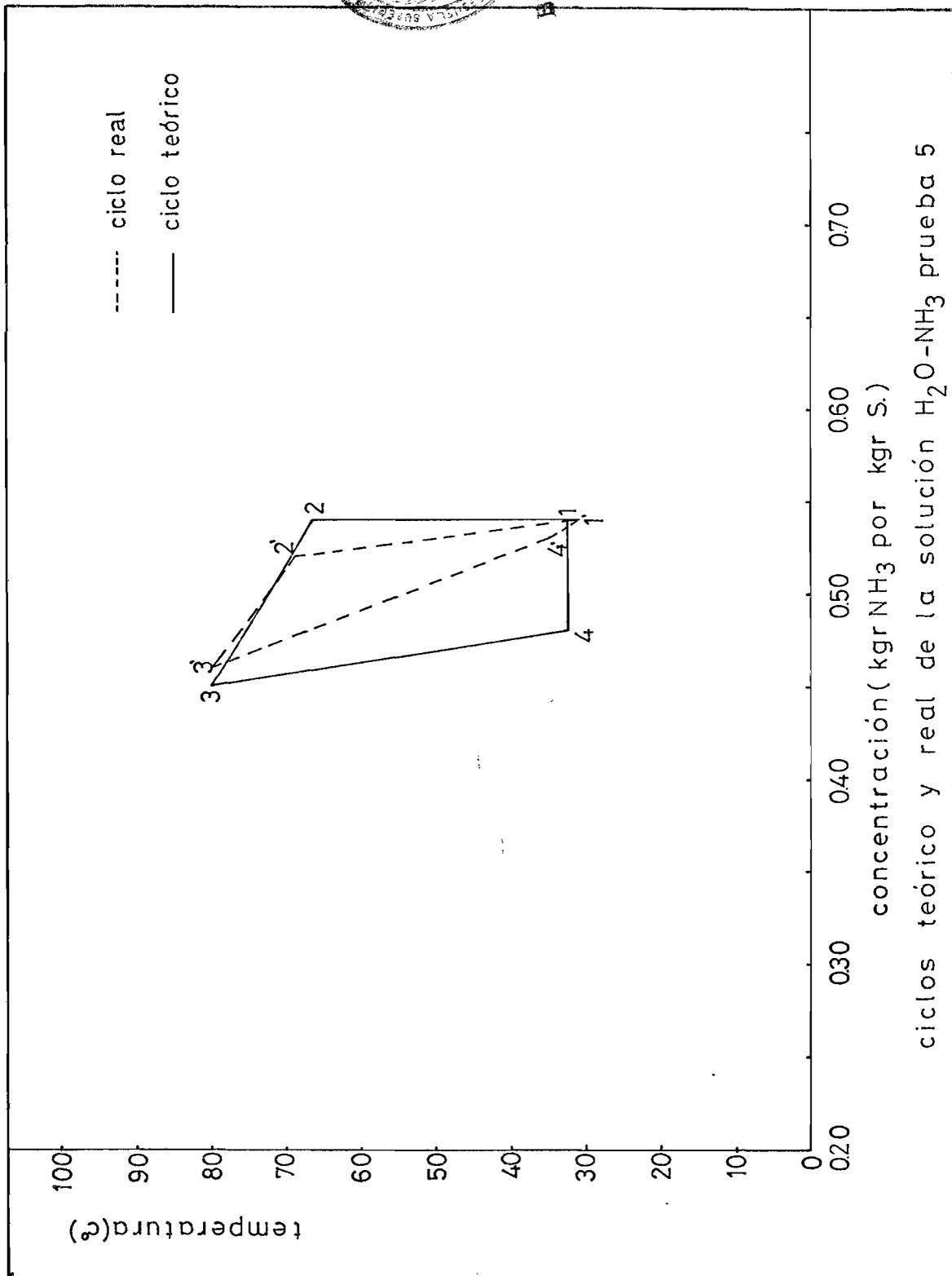
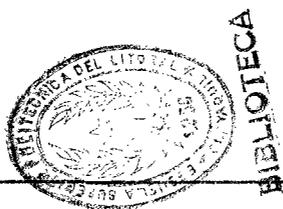


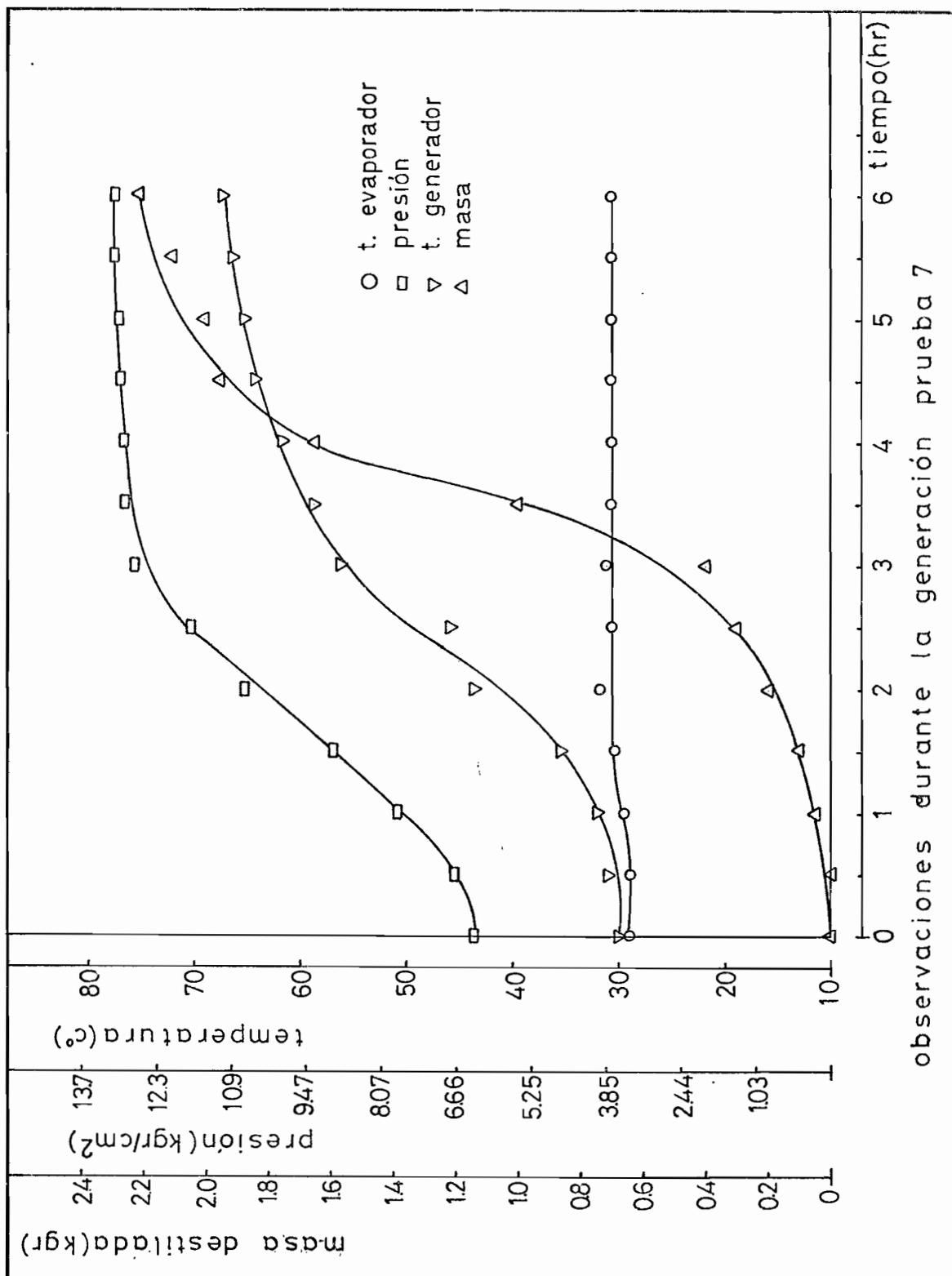


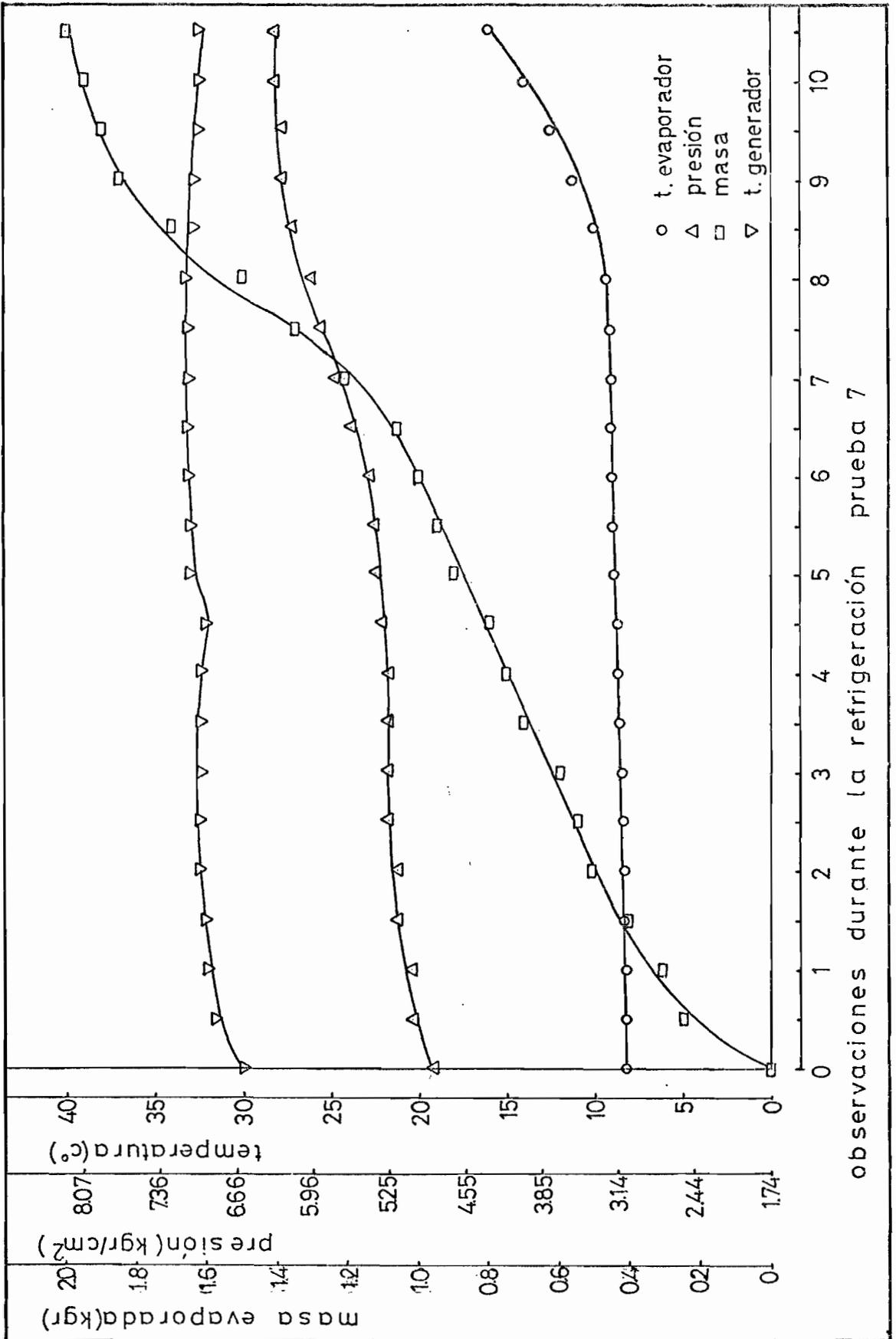


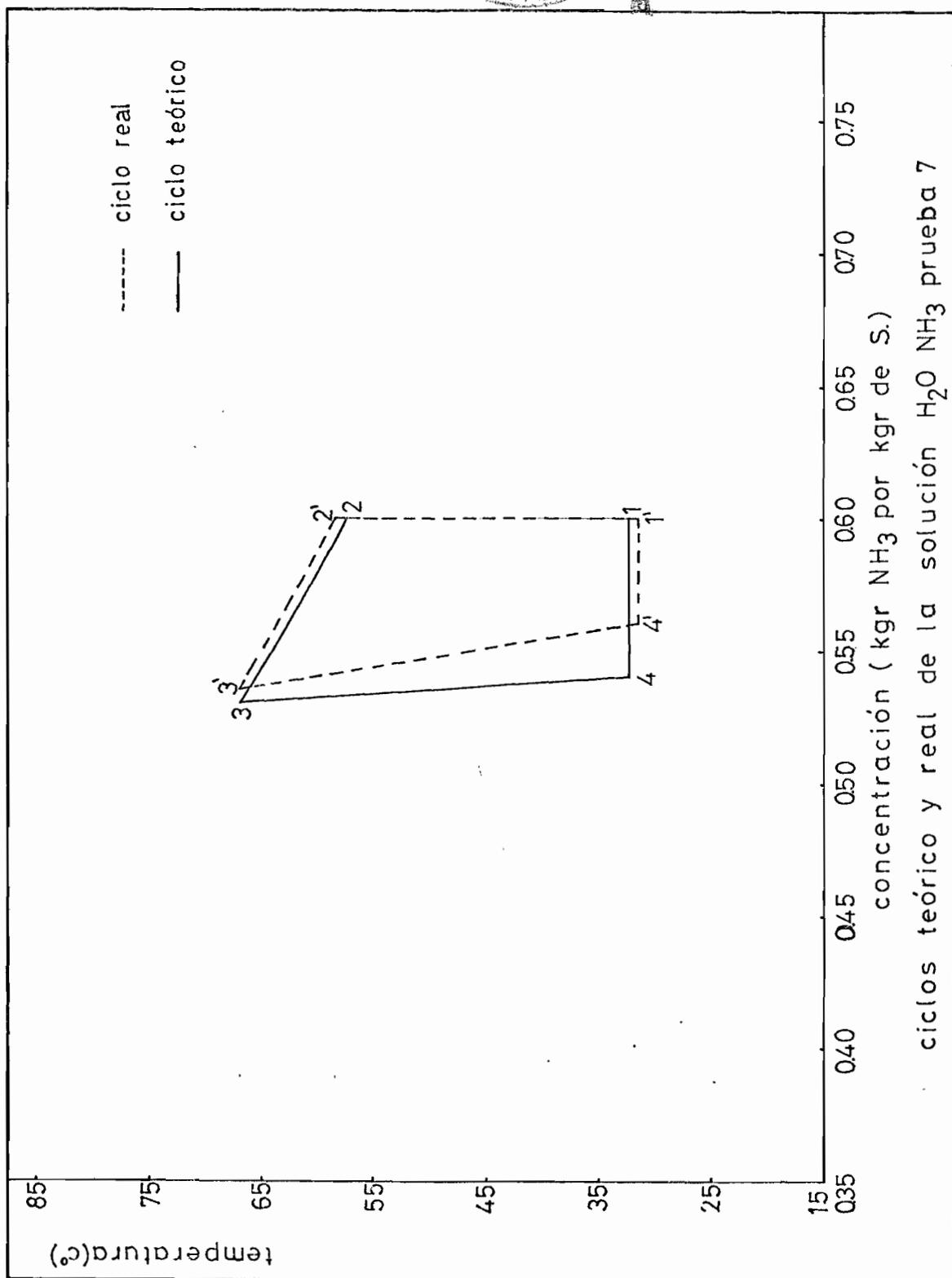


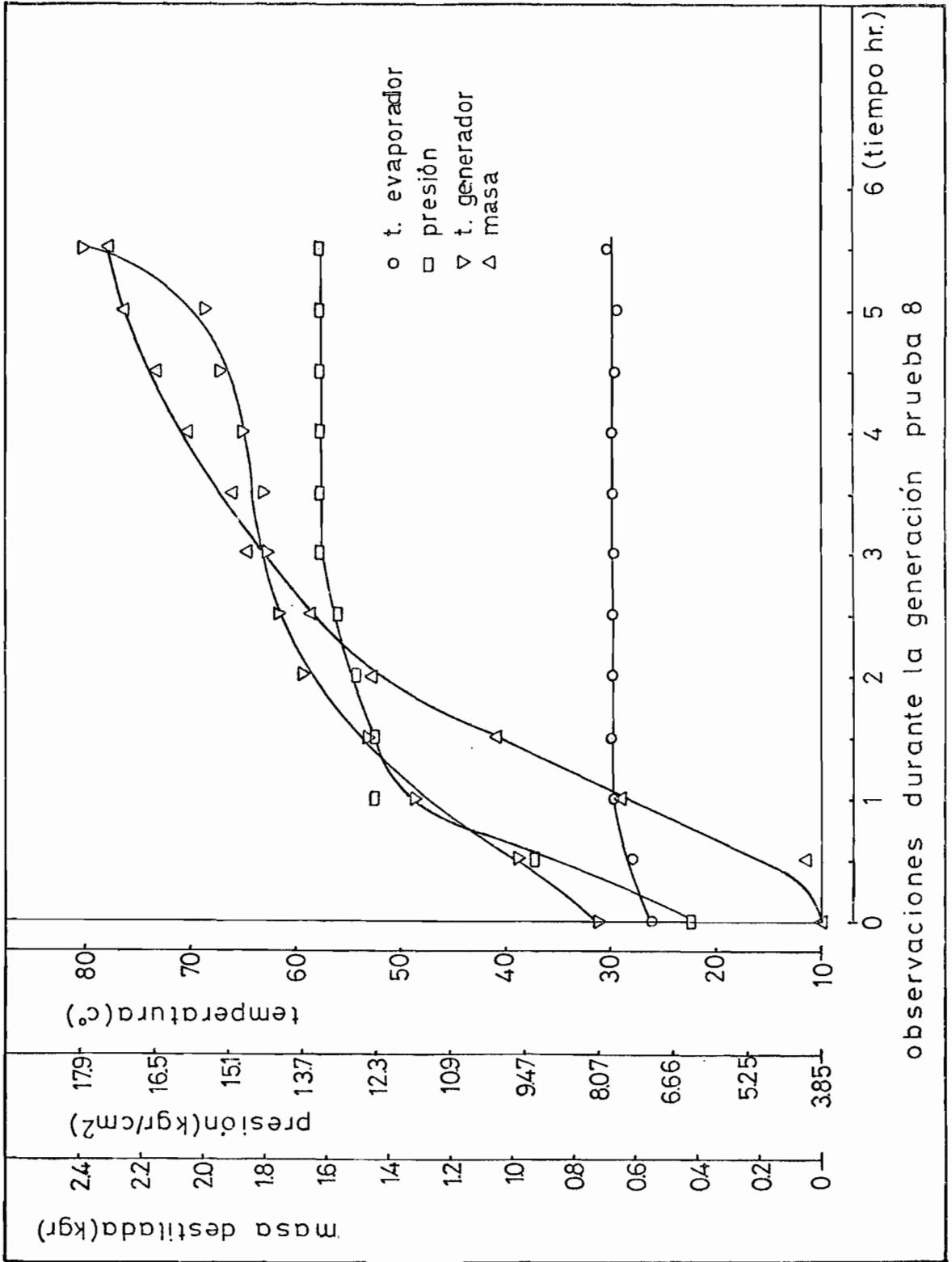
observaciones durante la refrigeración prueba 5

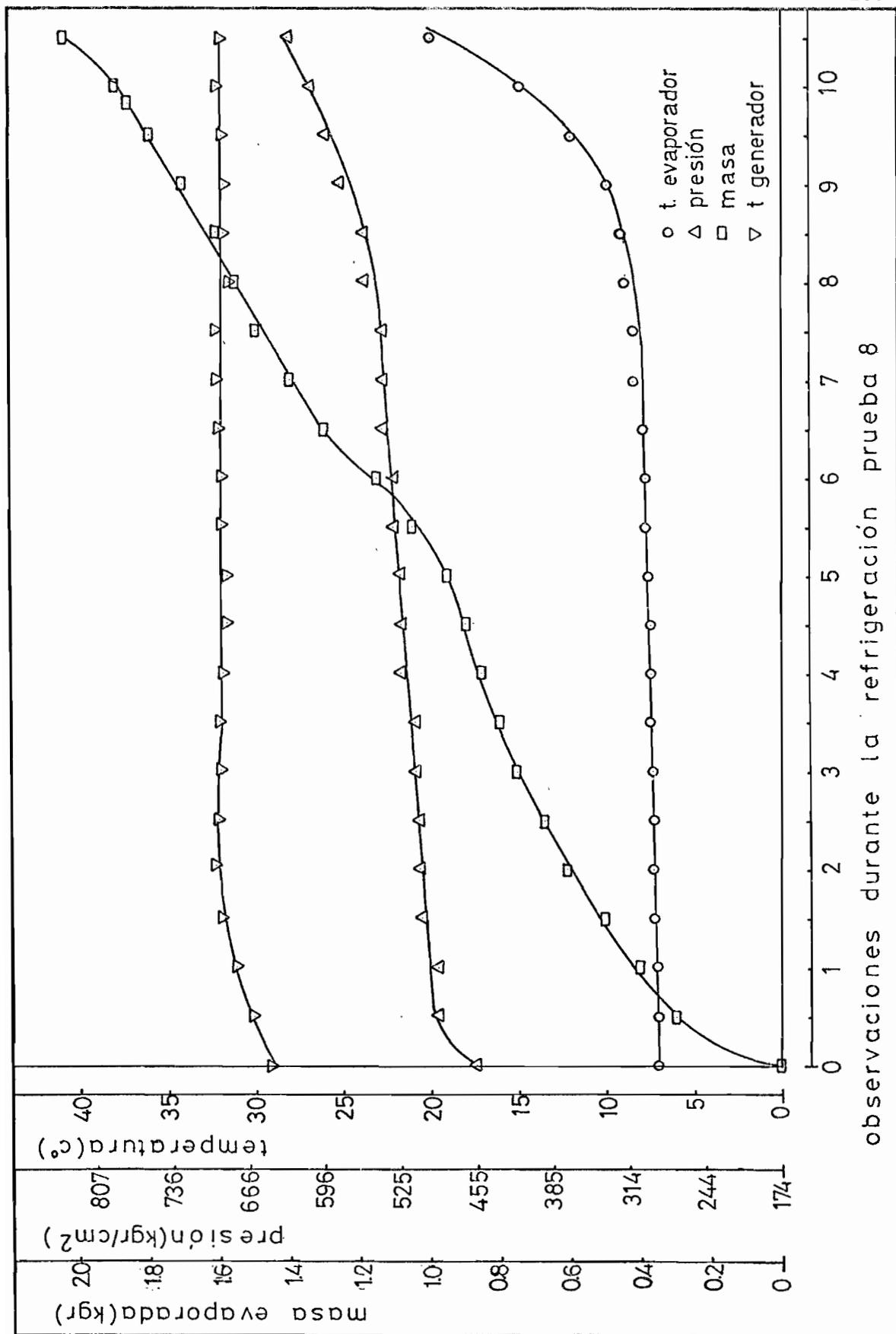




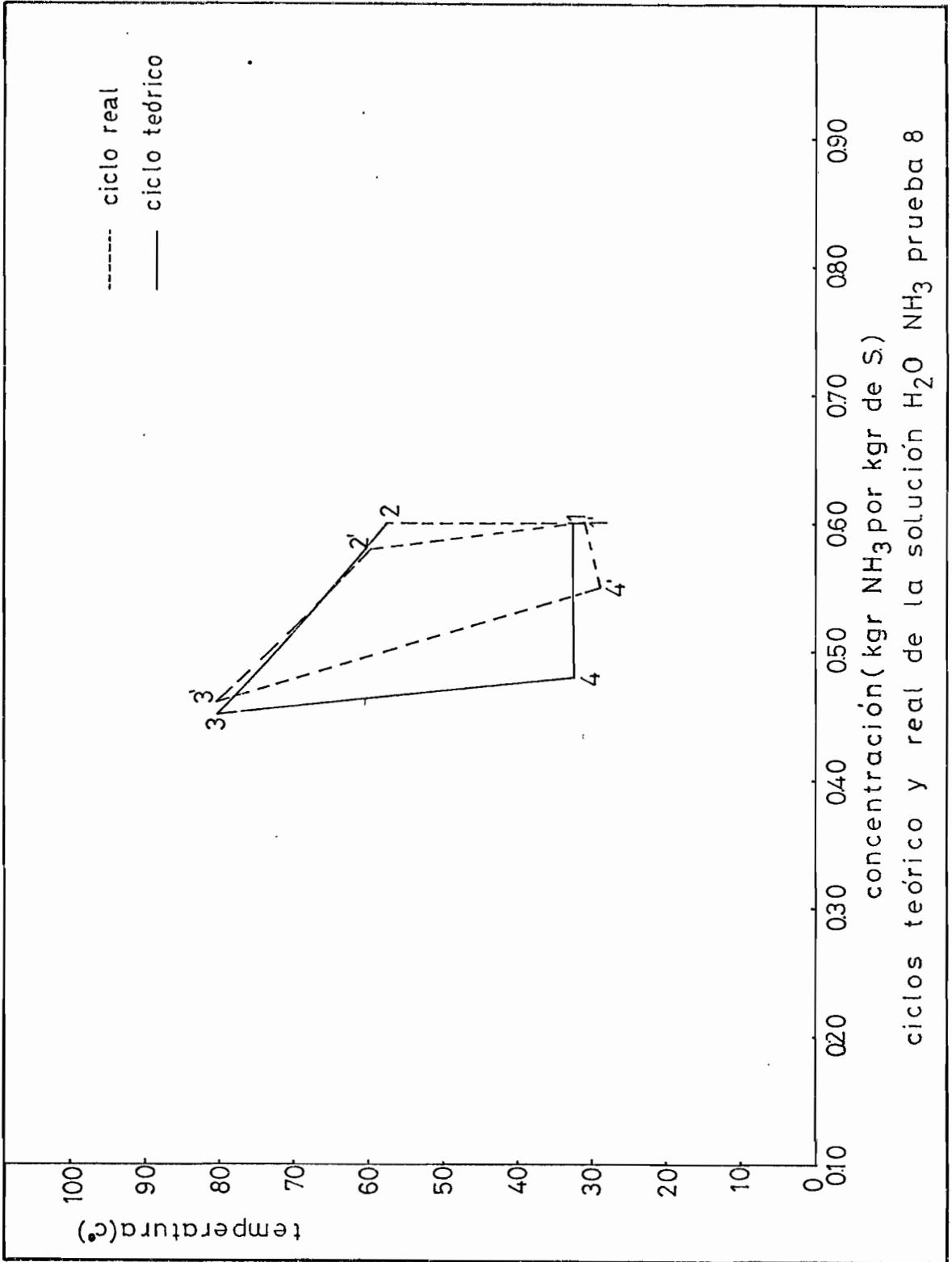


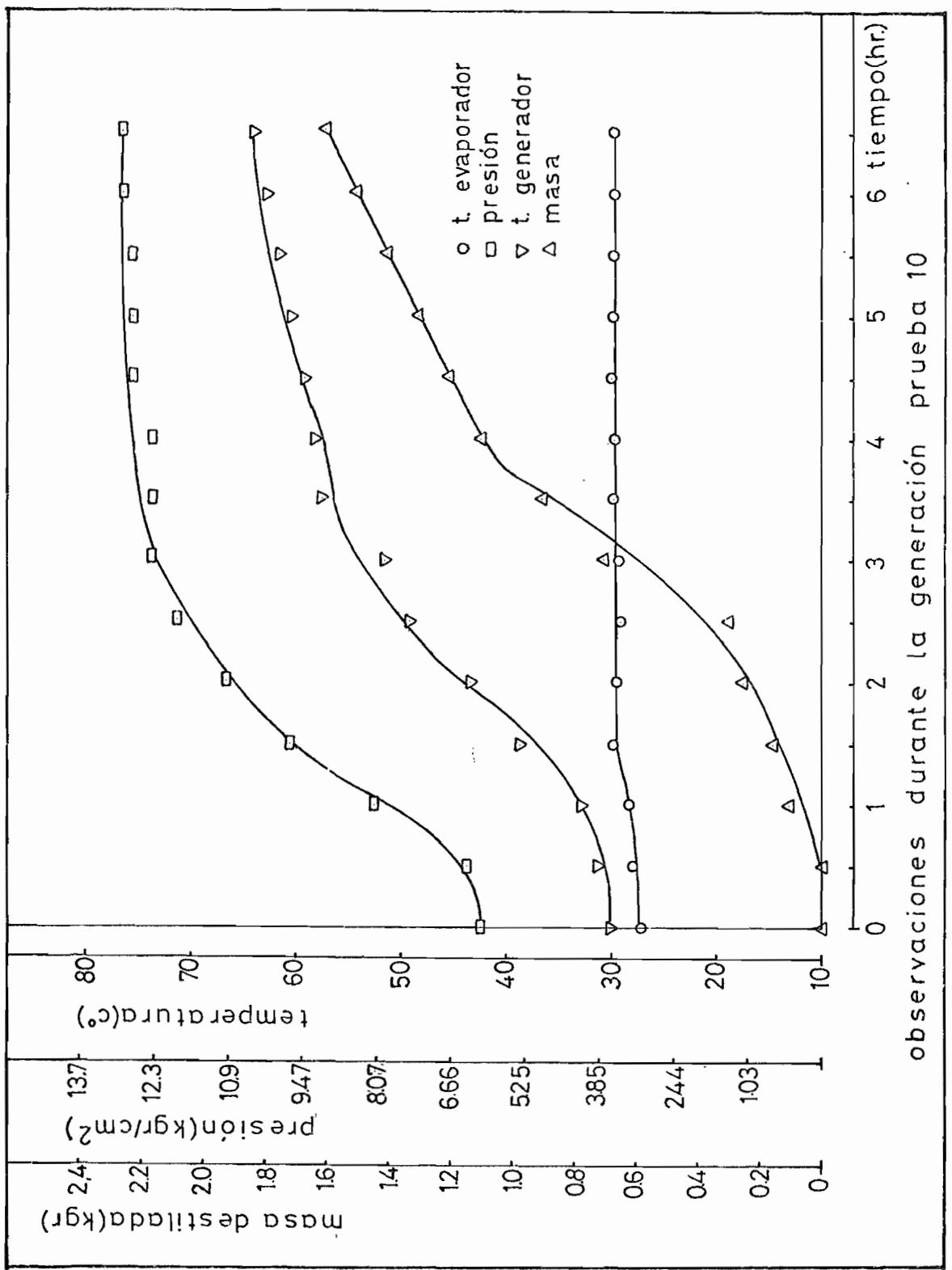




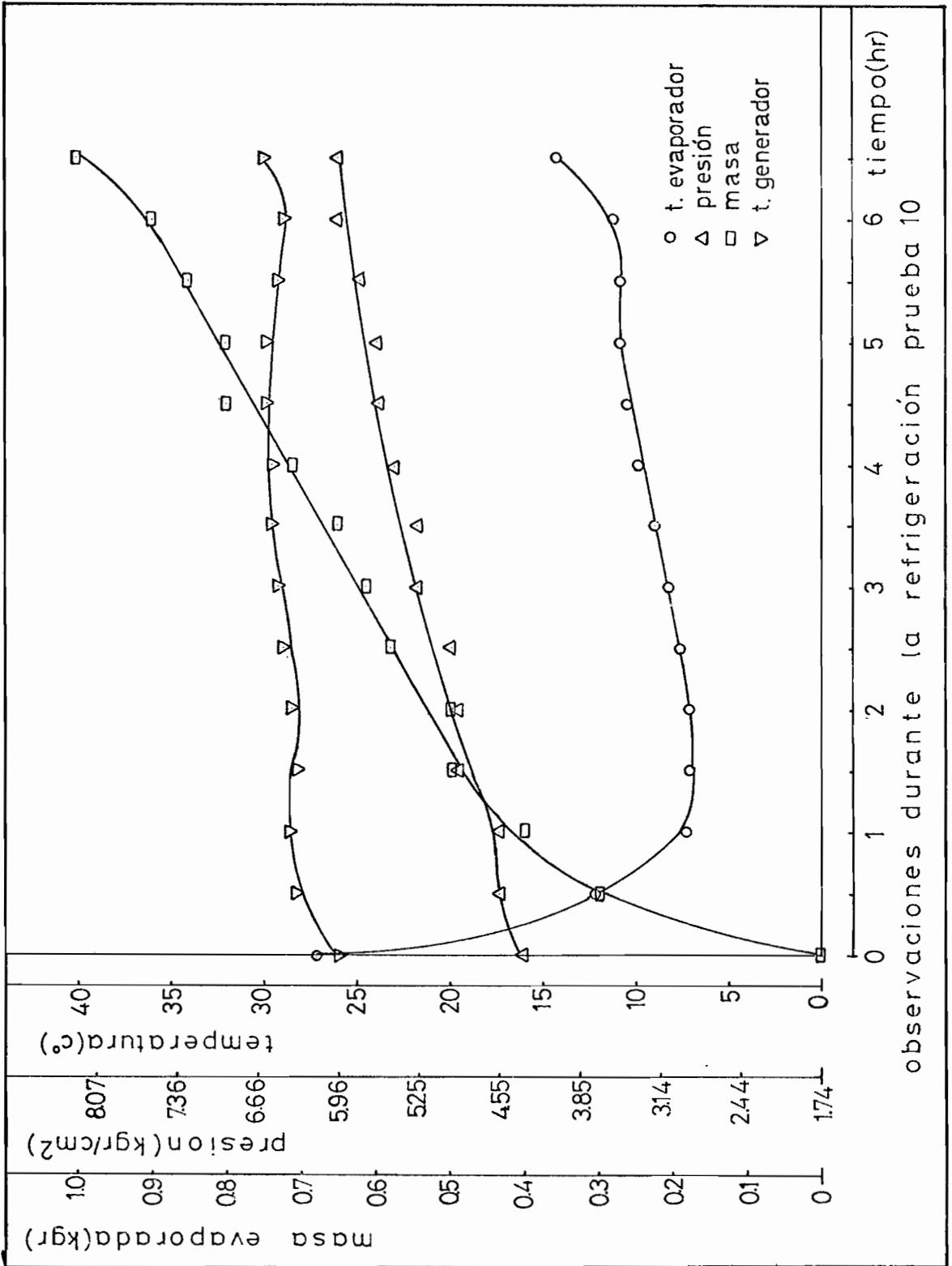


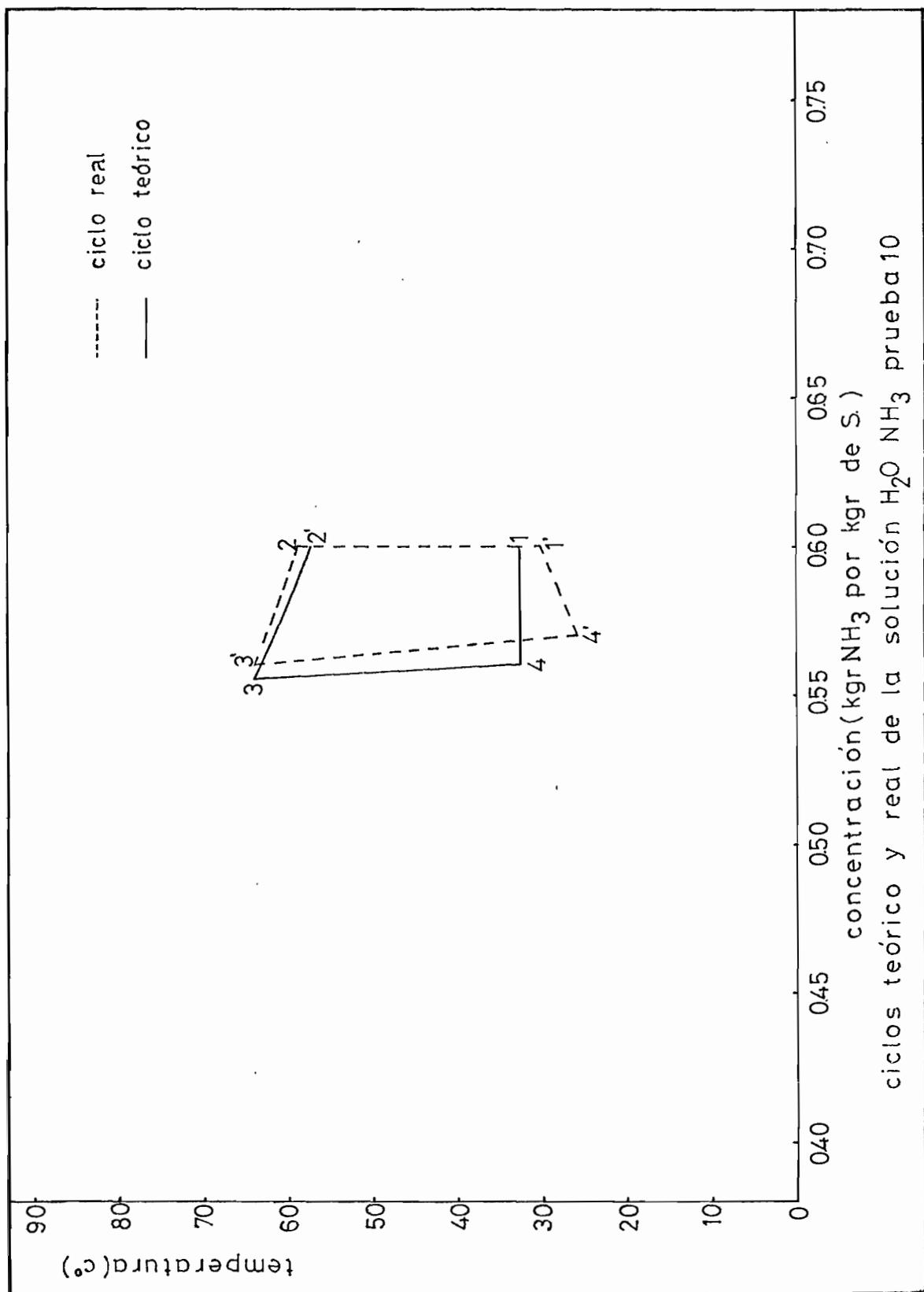
observaciones durante la refrigeración prueba 8

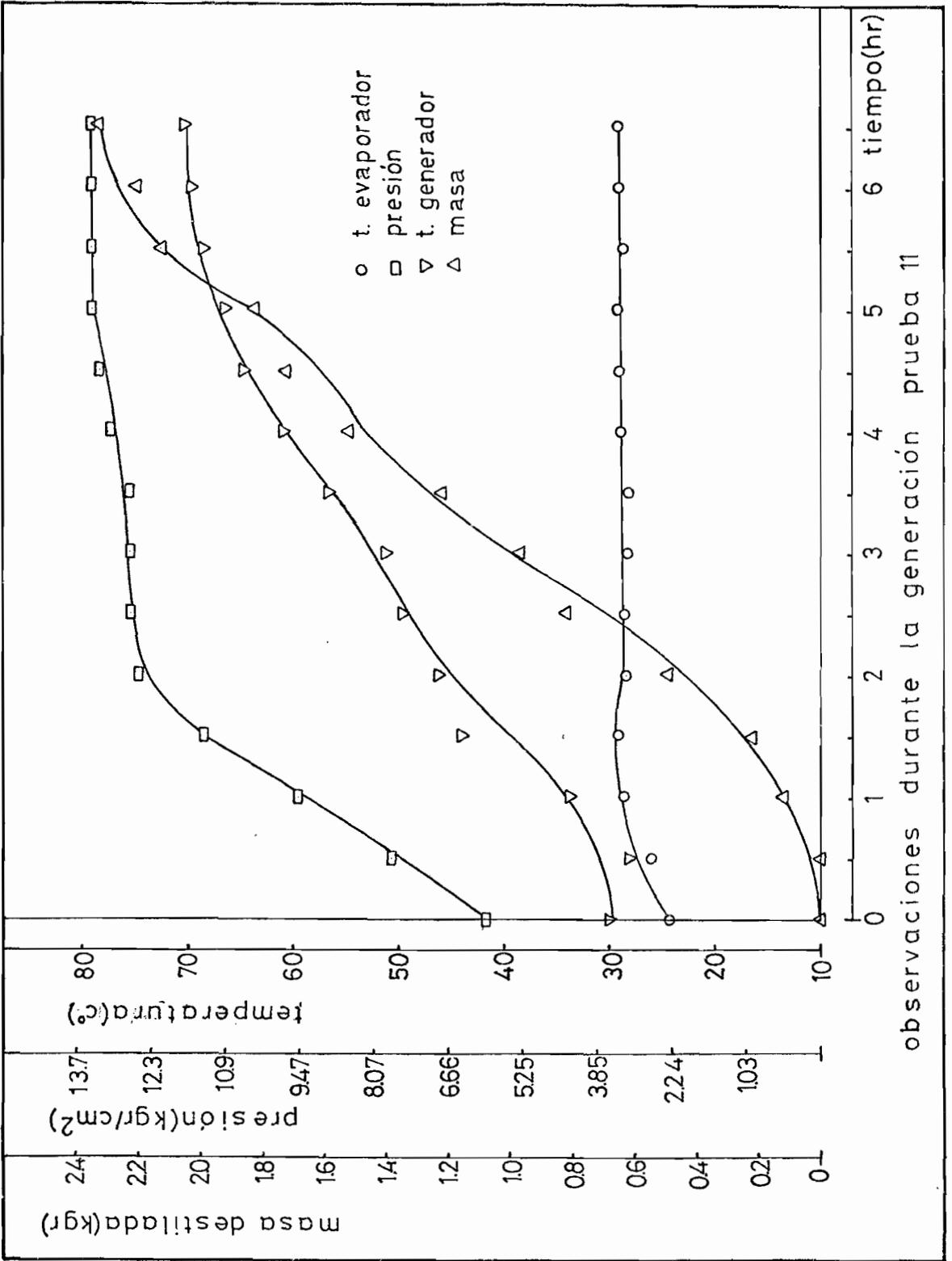


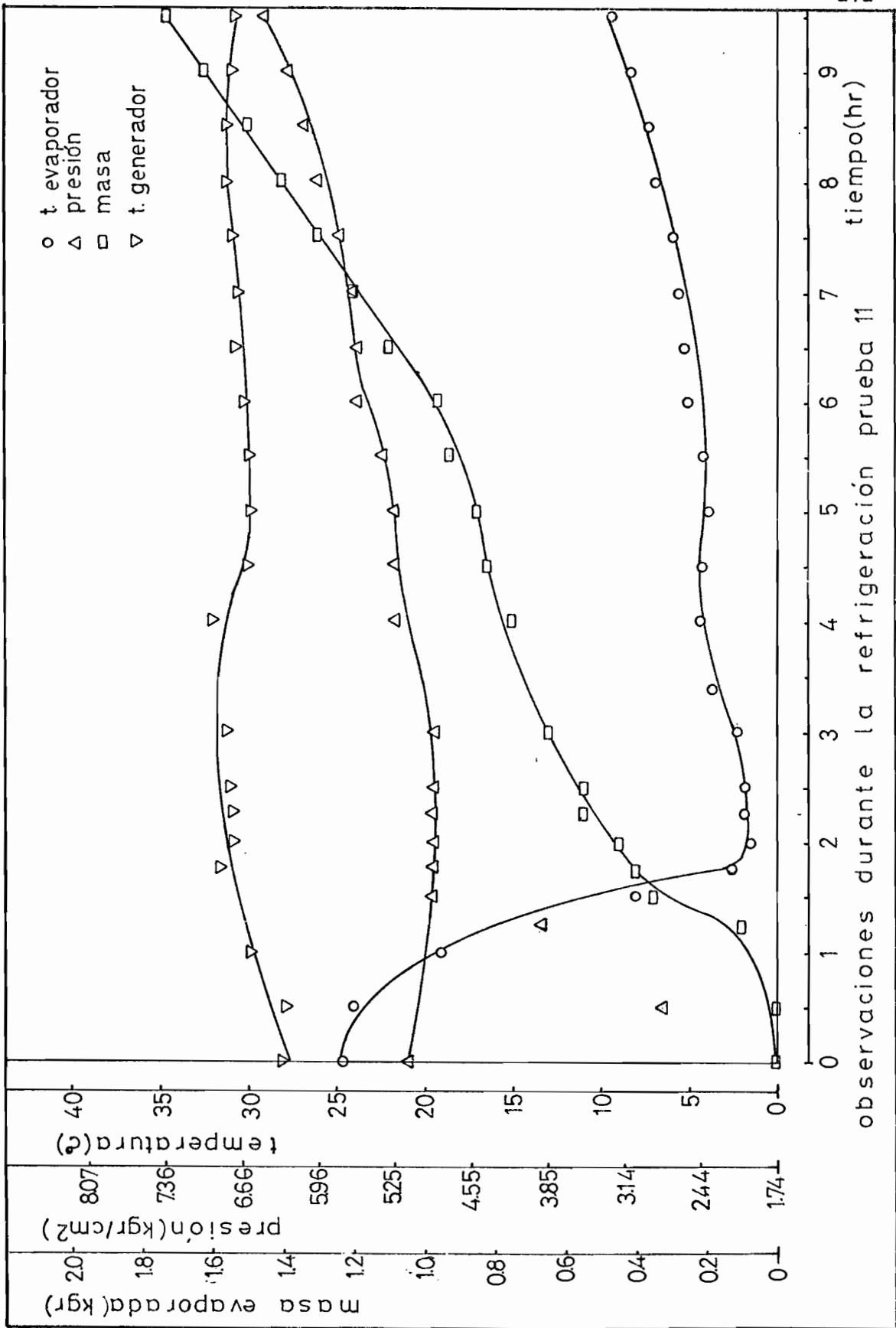


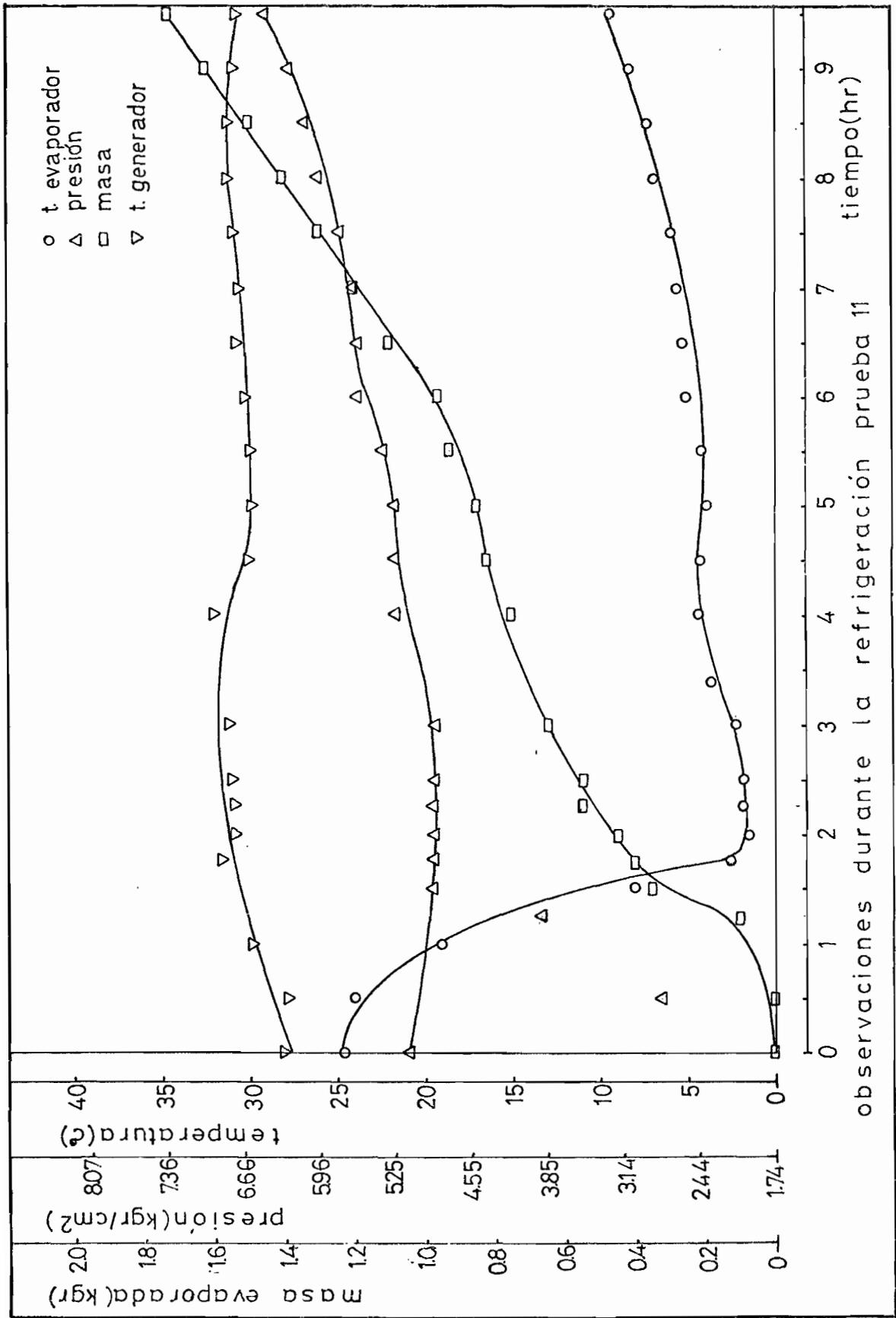
observaciones durante la generación prueba 10

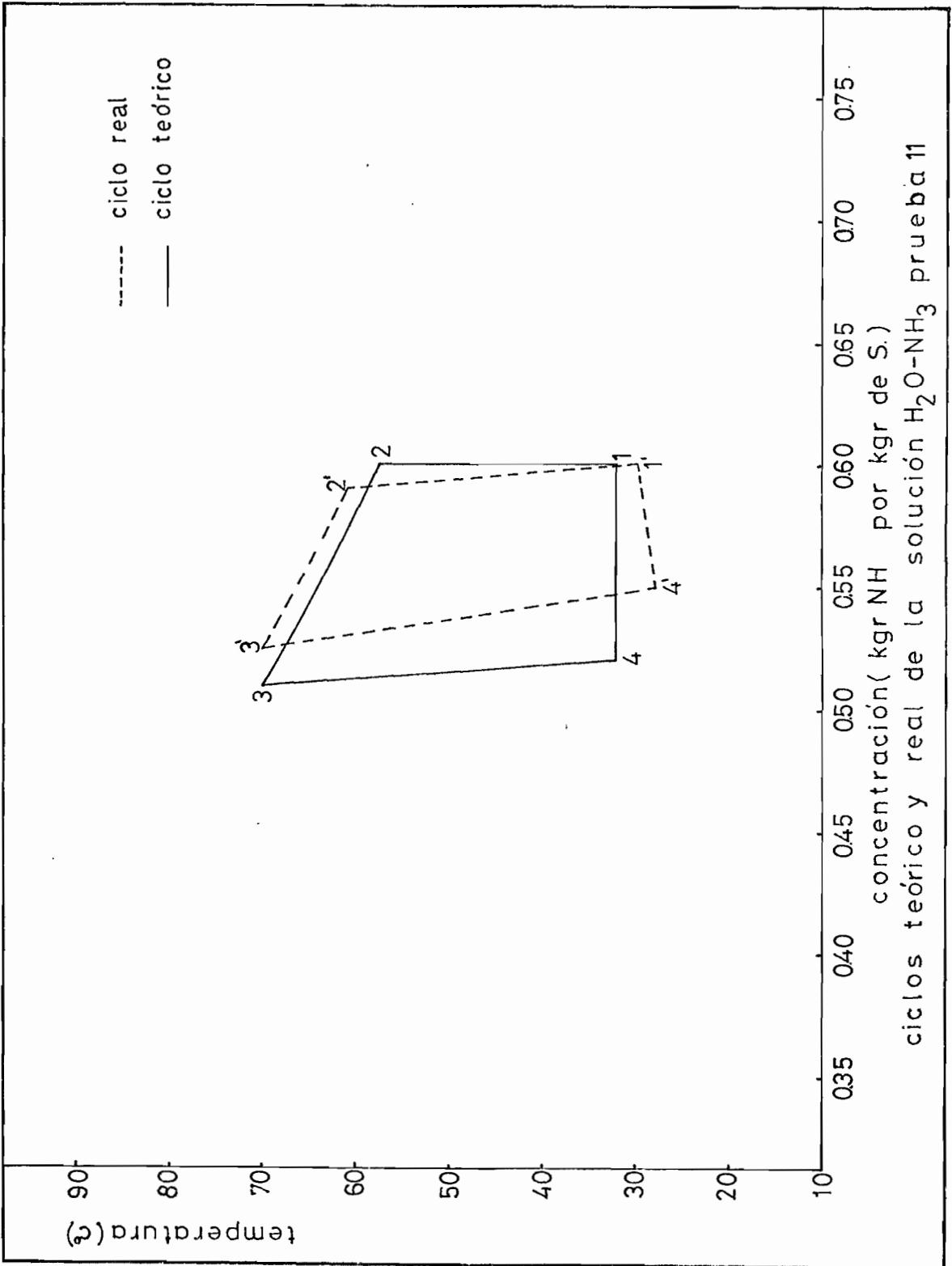


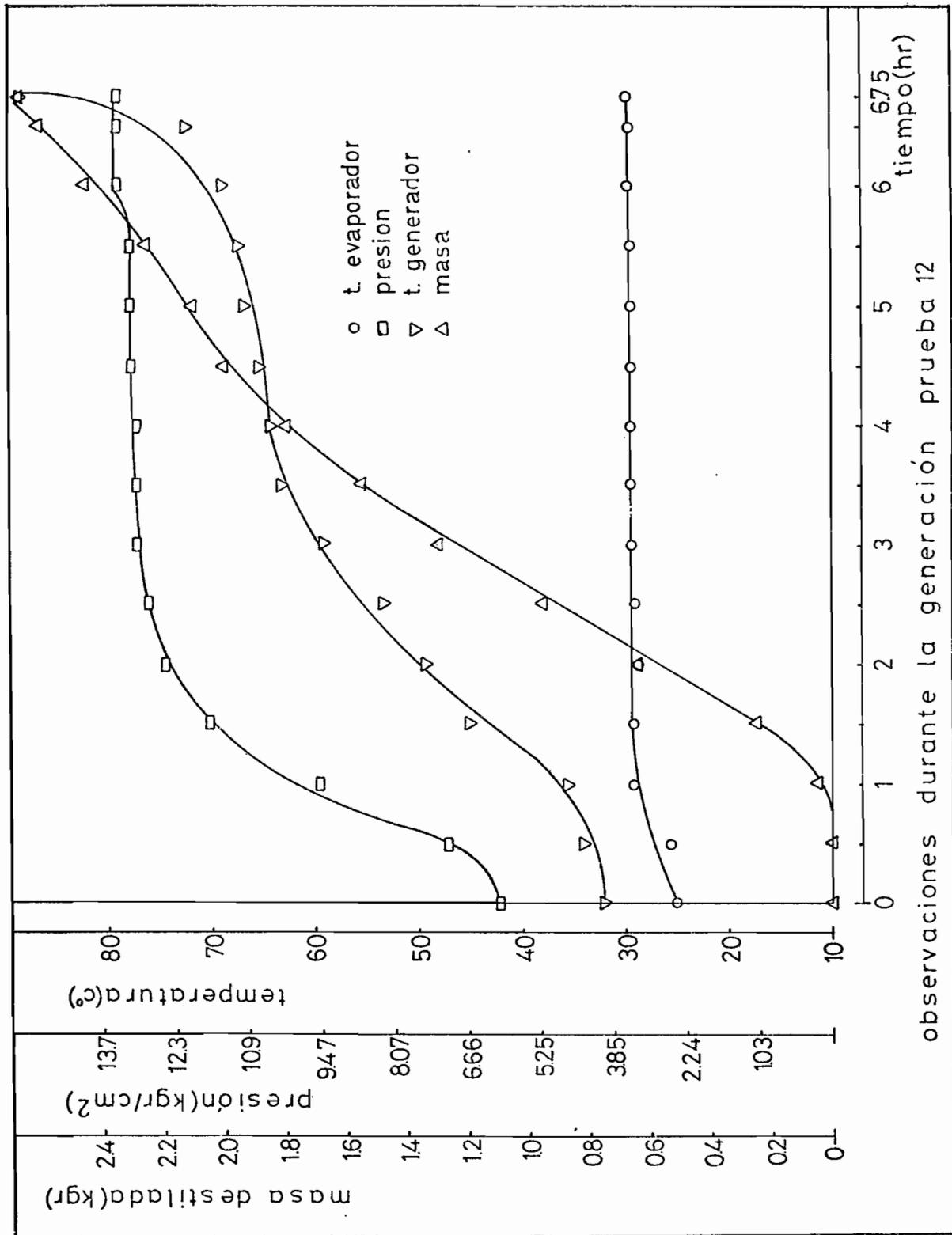


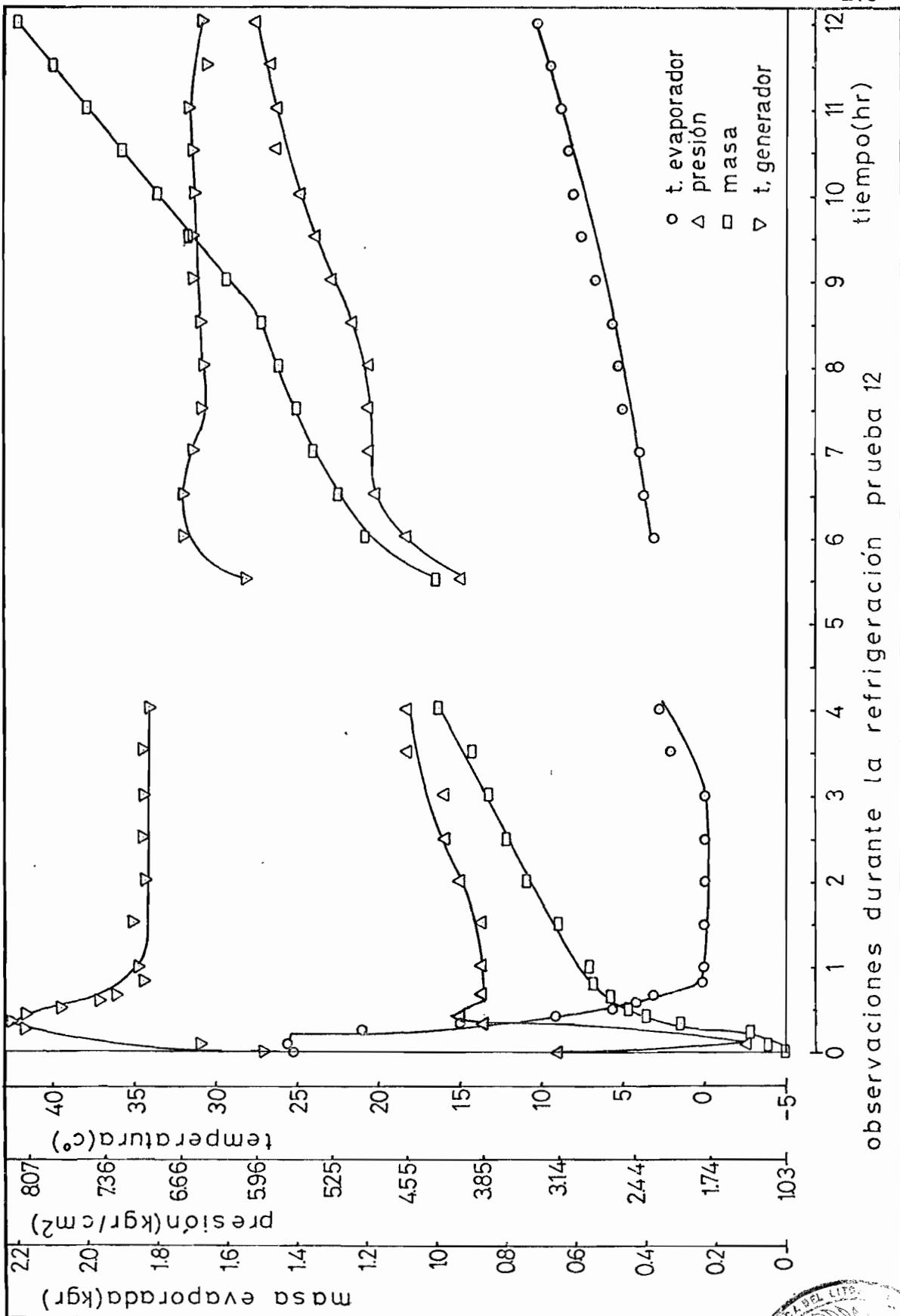






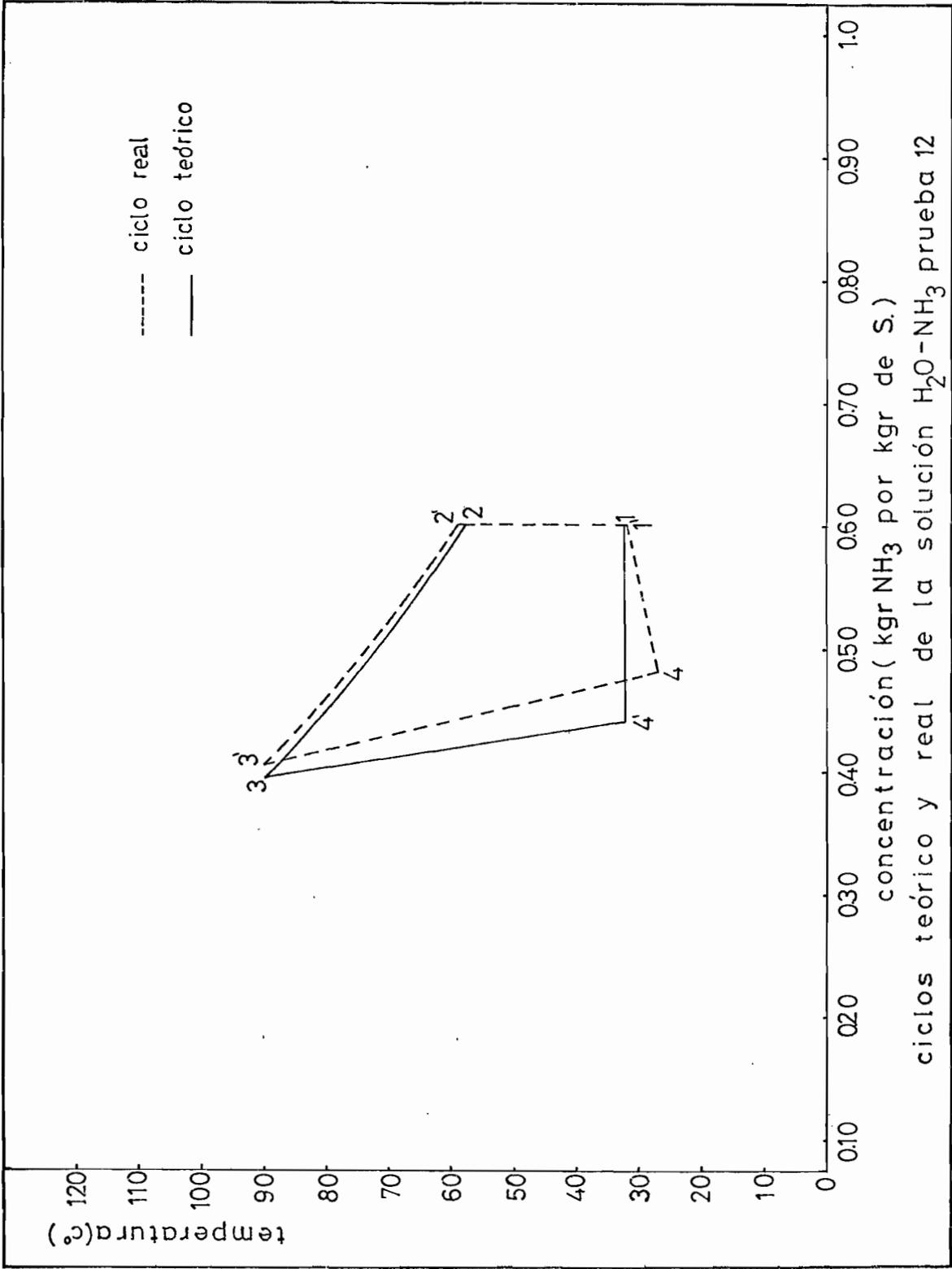


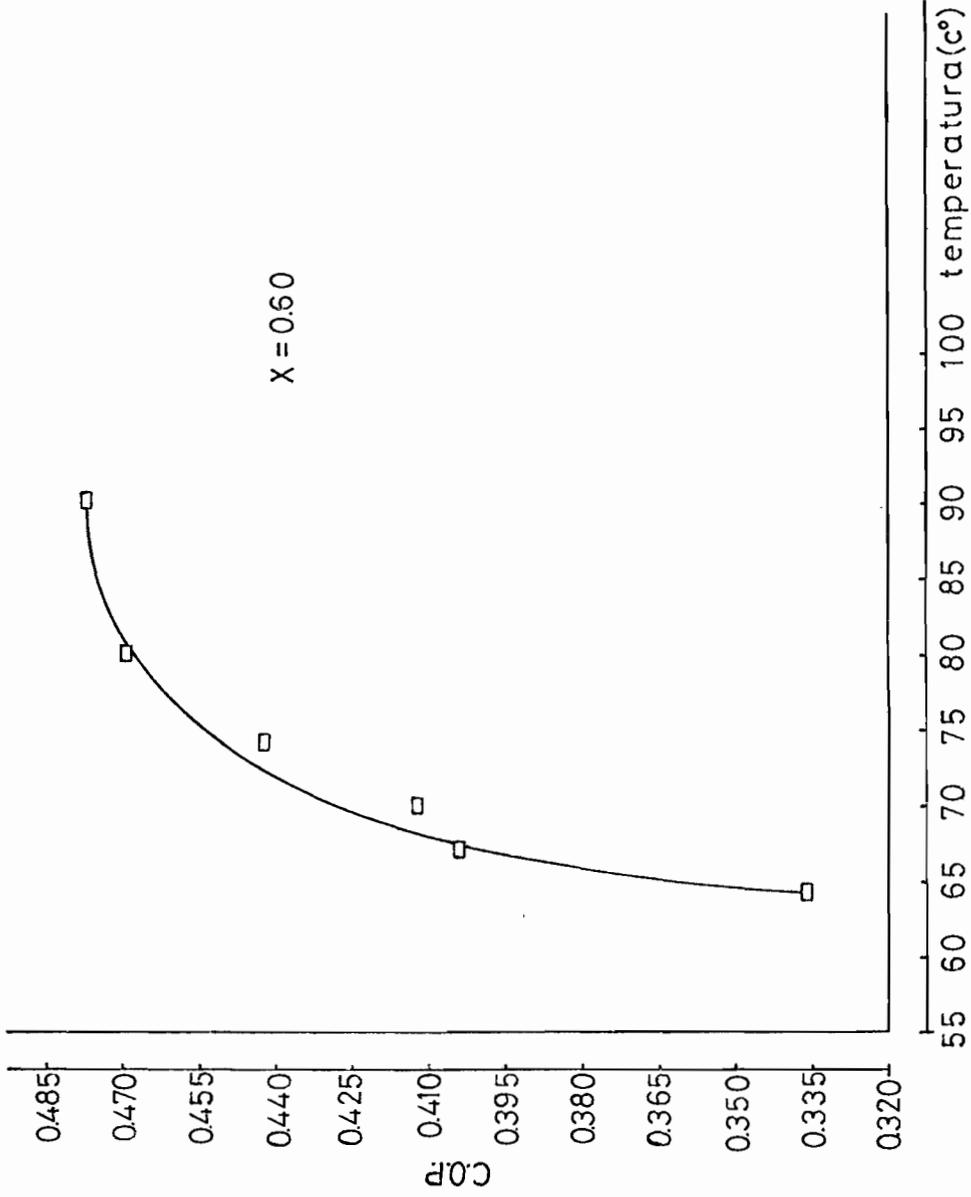




observaciones durante la refrigeración prueba 12







efecto de la temp de generación y concentración  
en el COP

## APENDICE F

### FORMA DE PONER EN MARCHA EL SISTEMA

Mediante el esquema presentado aquí, en donde se identifica claramente cada válvula podemos explicar como se debe proceder (figura F-1)

- a) En el proceso de generación las válvulas V.A y V.B deben estar abiertas y las válvulas V.C y V.D deben estar cerradas.
- b) Cuando se alcance la temperatura máxima de generación se corta el suministro de energía.
- c) Se debe drenar el aceite usando la válvula de purga correspondiente.
- d) Se debe recircular agua por el tanque colector para enfriar la solución que está dentro del generador hasta el paso f.
- e) Se observa el manómetro para vigilar si la presión del sistema desciende, de ser así se espera alrededor de 10 minutos y se procede a cerrar la válvula V.A. No se debe cerrar esta válvula mientras la presión no empiece a descender.
- f) Se debe abrir la válvula V.D y cerrar la válvula V.B.

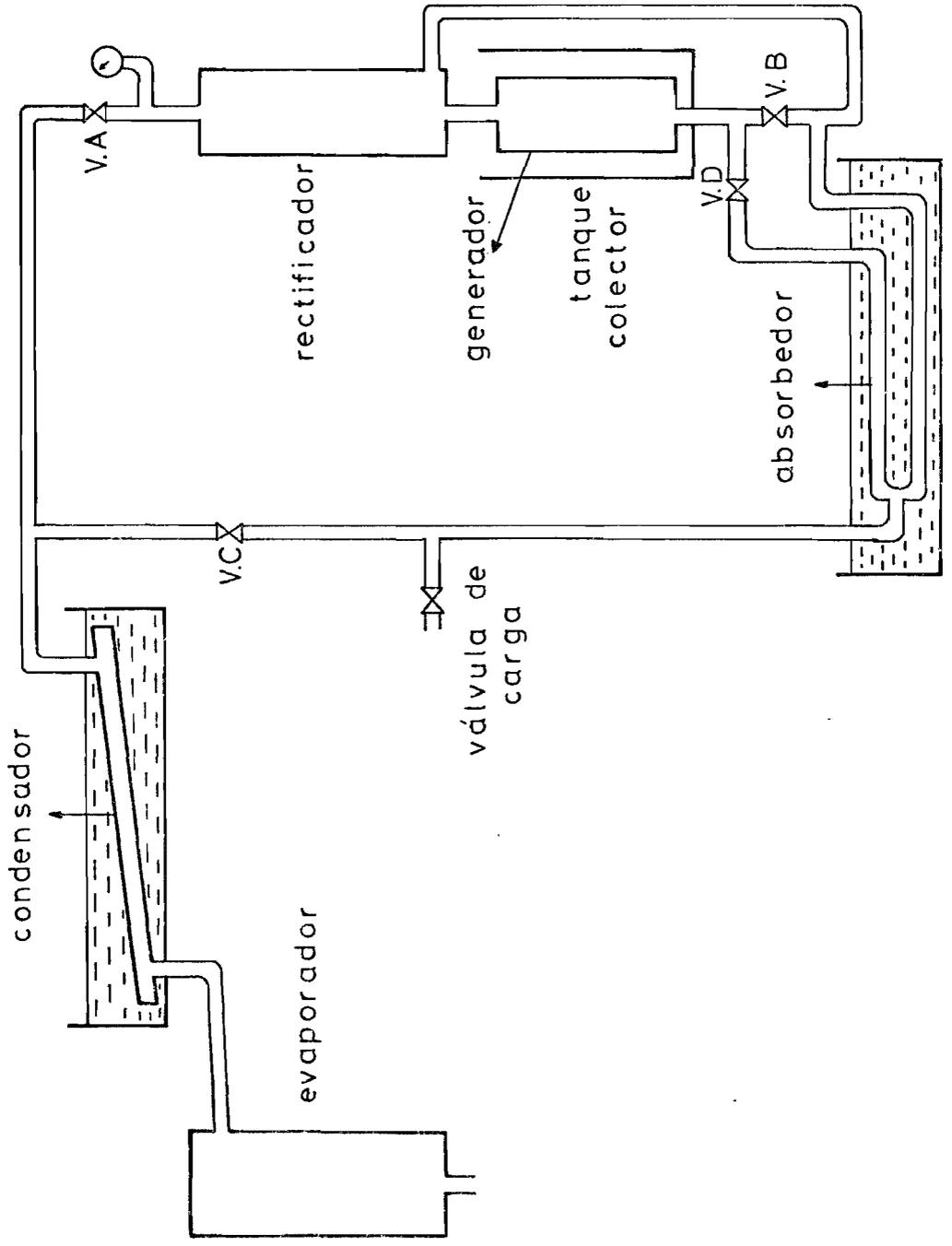


fig F-1 diagrama esquemático del sistema

- g) Cuando la presión del sistema halla quedado a su punto más bajo (generalmente tarda toda la noche) se debe abrir la válvula V.C empezando el proceso de refrigeración.
- h) El proceso de refrigeración termina cuando toda la masa de amoníaco acumulada en el evaporador regrese al generador a través del absorbedor, en ese momento se cierra la válvula V.D y se abre la válvula V.B.
- i) Seguidamente se cierra la válvula V.C y se abre la válvula V.A.
- j) Aquí el ciclo se repite nuevamente.



## BIBLIOGRAFIA

1. CHINNAPPA, J.C.V. "Performance of an Intermittent Refrigerator Operated by a Flat Plate Collector", Solar Energy, Vol. 6, 4, 1962 P. 143.
2. GUPTA, M.C. "Analysis of Ammonia/Water Intermittent Solar Refrigerator Operating with a Flat Plate Collector", Indian Institute of Technology, Madras - 600 036 INDIA.
3. HOLMAN, J.P. "Experimental Methods for Engineers", Third edition, Mc Graw-Hill, P. 75.
4. KREITH, F. "Principios de Transferencia de Calor", 1a. edición Mexico 1970. P. 36.
5. PERRY, R. and CHILTON, C. " Chemical Engineers", Handbook, 5a. edición, New York. 1973. PP. 3-215 a 3-218.
6. SHIGLEY, J. "Diseño en Ingeniería Mecánica", 2a. edición, Mc. Graw Hill, P.86.
7. STOCKER, W.F. "Refrigeración y Acondicionamiento de Aire" 1a. edición, Mc. Graw Hill, PP. 180 - 192.

8. SUAREZ, E. "Desind and Evaluatiionof Solar Powered Intermittent Ammonia/Water Absorption Air Conditionning System", Master's Thesis. Florida.University of Florida. 1975.
9. SULLIVAN, C.H. "A single-stage Ammonia/water absorption cycle with Integrated Heat Exchange Components", Transactions of the ASME. . Vol. 42. February 1981.
10. THRELKELD, J.L."Ingeniería del Ambito Térmico", 2a. edición. España. Prentice-Hall Inc. 1973 PP.82-110
11. TROMBÉ, F. and FOEX, M. "The Production of Cold by Means of Solar Radiation". Solar Energy. Vol. 1, 1957 P.51.
12. WILLIAMS, D.A. "Cooling Systems Based on Solar Regeneration". Solar Energy, Technical Section. November 1953. P.33.