



\*D-6759\*

T  
621.47  
FRA



**ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA**

Sistema de Refrigeración Solar por  
Absorción

**TESIS DE GRADO**  
**Previa a la Obtención del Título de**  
**INGENIERO MECANICO**

Presentada por:

**GUIDO FRANCO MUJICA**



*Guayaquil - Ecuador*

**1 9 8 1**

46-097-039

"SISTEMA DE REFRIGERACION SOLAR POR ABSORCION"



DIRECTOR DE TESIS

AUTOR

  
ING. MARCO PAZMIÑO

  
GUIDO FRANCO MUJICA



DEDICATORIA :



A mis padres.



C O N T E N I D O  
=====



	Pág.
CAPITULO I	
Introducción	1
CAPITULO II	
Finalidad del Proyecto y Aplicaciones	3
CAPITULO III	
Descripción y teoría del sistema	
3.1. Ciclos teóricos de refrigeración por absorción.	5
3.2. Generador, torre de rectificación y desflegmador.	8
3.3. Intercambiadores de calor, absorbedores y desorbedores.	17
CAPITULO IV	
Ingeniería del Proyecto	
4.1. Cálculo de la energía requerida y obtención del ciclo teórico	19
4.2. Diseño del generador	34
4.3. Diseño de la torre de doble rectificación y del desflegmador	35
4.4. Diseño del evaporador y de otros intercambiadores de calor auxiliares.	45
CAPITULO V	
Detalles de construcción	
5.1. Estudio económico del modelo	50
5.2. Problemas en la construcción	51
CAPITULO VI	
Pruebas experimentales	
6.1. Energía cedida al sistema	60
6.2. Temperatura de refrigeración y calor absorbido en el evaporador.	61
6.3. Obtención de los coeficientes de funcionamiento reales.	61

## CAPITULO VII

Análisis de los resultados y conclusiones.

7.1. Comparación del ciclo real con el ideal 62

7.2. Análisis del ciclo y forma de mejorar  
el sistema. 62

## CAPITULO VIII

Nomenclatura, planos, tablas y apéndices. 63

## CAPITULO I

### INTRODUCCION



El sistema de refrigeración por absorción es un sistema que tiene un atractivo muy especial en situaciones en donde existe una fuente de calor abundante y barata. Puede ser utilizado para acondicionamiento de aire para el bienestar humano, o para la refrigeración de alimentos, medicinas, etc.

El sol es una fuente de energía térmica que en nuestro medio puede ser aprovechada durante todo el año. Es conocido así mismo que las horas de mayor demanda coinciden con las de mayor abundancia de energía solar. Se colige la posibilidad y conveniencia de utilizar sistemas de refrigeración por absorción teniendo como fuente de energía la suministrada por el sol.

Entre las causas por las cuales la refrigeración solar por absorción no ha llegado a un gran desarrollo, están las siguientes:

- a) El ciclo de refrigeración por absorción tiene un coeficiente de funcionamiento muy bajo en comparación con el ciclo de compresión mecánico.
- b) Ineficiencia en la captación de energía solar incidente.
- c) Una de las causas importantes, pero que carece de razones tecnológicas o teóricas, es la ubicación de los países desarrollados en la zona templada. En estos países la investigación en lo que respecta a climatización utilizando energía solar, casi siempre está

centrada en la calefacción solar.

Se han realizado numerosos experimentos en la adaptación de sistemas de absorción convencionales, con captadores de radiación solar, tales como los muy conocidos colectores solares planos. Estos experimentos han tropezado con los inconvenientes anteriormente mencionados.

El problema de la eficiencia de captación de energía solar, ha sido atacado en diversas maneras. Así tenemos: la aparición de vidrios y placas selectivas, concentradores solares con sistemas de orientación hacia el sol, modelos matemáticos elaborados que permiten escoger la o las orientaciones más eficientes de captación, etc.

Con respecto al ciclo mismo del sistema de refrigeración por absorción, cabe indicar la existencia de trabajos teóricos en los cuales se presentan nuevos ciclos con coeficientes de funcionamiento superiores al convencional. El presente trabajo es un intento de afrontar las dificultades en el diseño y construcción de uno de estos nuevos ciclos de refrigeración por absorción. Se ha elegido como sustancia de trabajo, a la solución agua-amoniaco por las siguientes razones:

- a) Bajo precio del amoniaco.
- b) Los nuevos ciclos teóricos son estudiados a partir del sistema agua-amoniaco.
- c) Disponibilidad de diagramas y tablas de las propiedades de estas soluciones en una gama amplia de temperaturas, presiones y concentraciones.



## CAPITULO II

### Finalidad del Proyecto y Aplicaciones

La finalidad del proyecto es la de aportar en algo en lo que respecta a la investigación de la refrigeración solar. Investigaciones de esta naturaleza se realizan actualmente en los países del Tercer Mundo, debido a que no se necesitan ingentes inversiones para llevarlas a efecto.

La finalidad puede ser económica, pero junto a ella conviene el resultado de un éxito que haga que los pueblos crean en sí mismos y en sus posibilidades.

Sólo aportando al mundo pueden las naciones crear una mística de superación en el esfuerzo.

Limitaciones económicas y de tiempo no permitieron la culminación cabal del proyecto, pero queda planteada la posibilidad de conseguir las metas propuestas y el encuentro de nuevos caminos y posibilidades.

La meta concreta fue la de obtener experiencia en el diseño, construcción y evaluación de un modelo experimental de un sistema de refrigeración solar, atacando el problema en la eficiencia del ciclo termodinámico. Gran parte de los objetivos se lograron, pero falta aún una parte importantísima, cual es la

comparación del ciclo real con el ciclo teórico.

Las aplicaciones que pueden tener un proyec -  
to de este tipo son innumerables. Así tene -  
mos: conservación de alimentos, de medicinas ,  
secado, sistemas de aire acondicionado, etc.



## CAPITULO III

### DESCRIPCION DEL SISTEMA

#### 3.1. Ciclos teóricos de refrigeración por absorción.

##### 3.1.a. Ciclo convencional de absorción.

El sistema convencional de refrigeración por absorción está indicado en la figura 3.1. Básicamente está constituido por una máquina térmica que produce la compresión del refrigerante (Sección B) y de un sistema convencional de condensador y evaporador (Sección A), similar a los sistemas de refrigeración por compresión mecánica.

En el generador se calienta la mezcla refrigerante-absorbente, produciéndose vapor rico en refrigerante, que asciende a la torre de rectificación. En la torre de rectificación existe un contacto íntimo entre el líquido que desciende y el vapor que se eleva al desflegmador. Este contacto íntimo conlleva a un enriquecimiento del vapor, de tal forma, que al llegar al desflegmador, tiene una concentración elevada de refrigerante. En el desflegmador, se produce una condensación parcial. Líquido  $m_1$  regresa a la torre de rectificación y el refrigerante  $m_d$  en estado gaseoso pasa a la sección A.

El refrigerante en la sección A, trabaja en los sistemas conocidos de condensador y evaporador, para posteriormente dirigirse al absorbedor donde es mezclado con la solución débil que viene desde el generador. La bomba eleva la presión de la mezcla rica pasándola a la zona de alta presión.

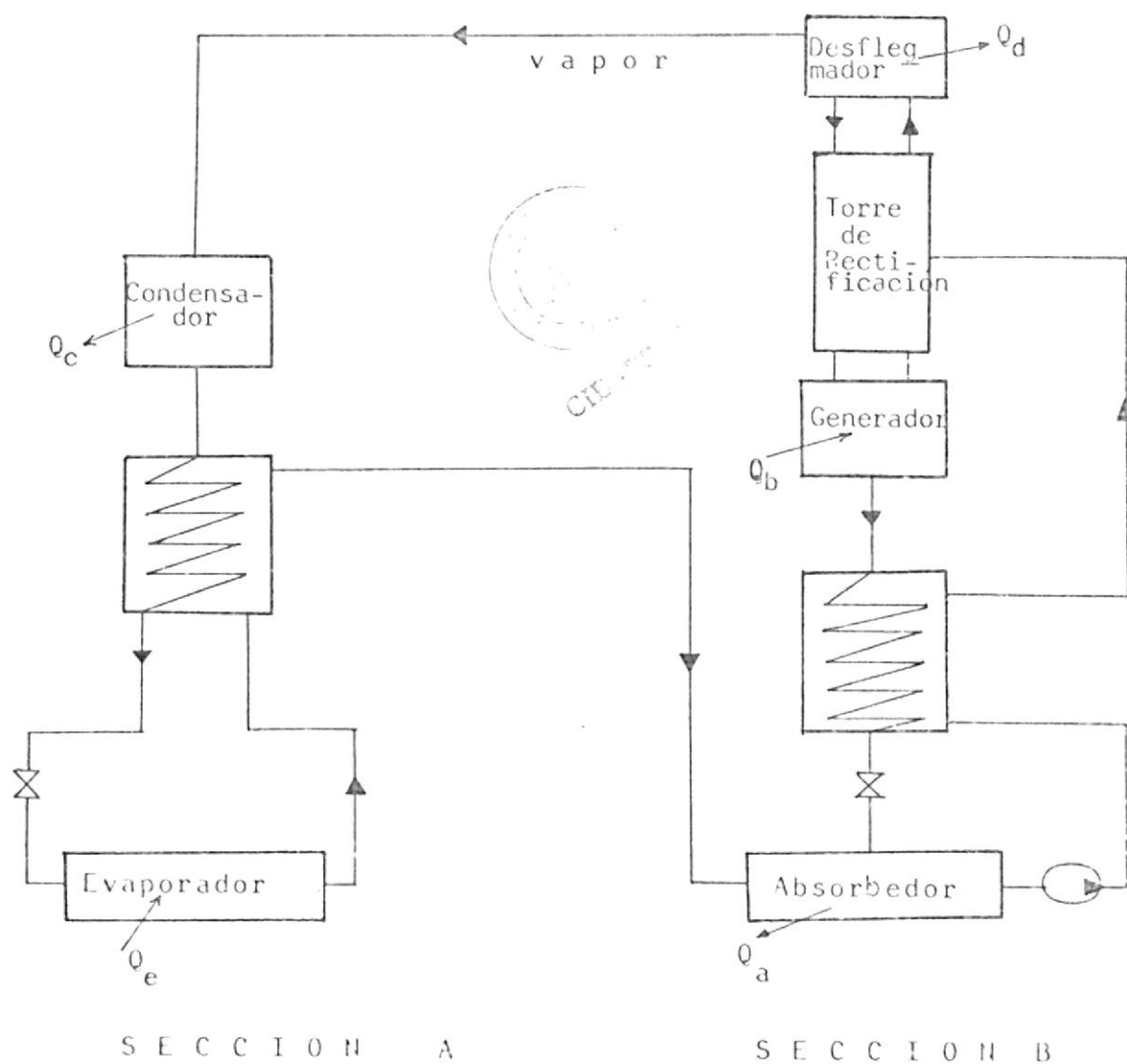


FIG. 3.1.

Ciclo convencional de refrigeración por  
Absorción

### 3.1.b. Ciclo de refrigeración por reabsorción.

El ciclo de refrigeración por reabsorción lo podemos dividir en dos secciones (Fig.3.2.): La sección A que es la máquina térmica, similar a la usada en el ciclo convencional, Sección B, que está constituida por un reabsorbedor donde se absorbe el refrigerante  $m_d$ , produciéndose una solución concentrada que va al desorbedor, donde nuevamente se produce la separación de refrigerante y solución débil por la adición de calor que proviene del medio a refrigerar.

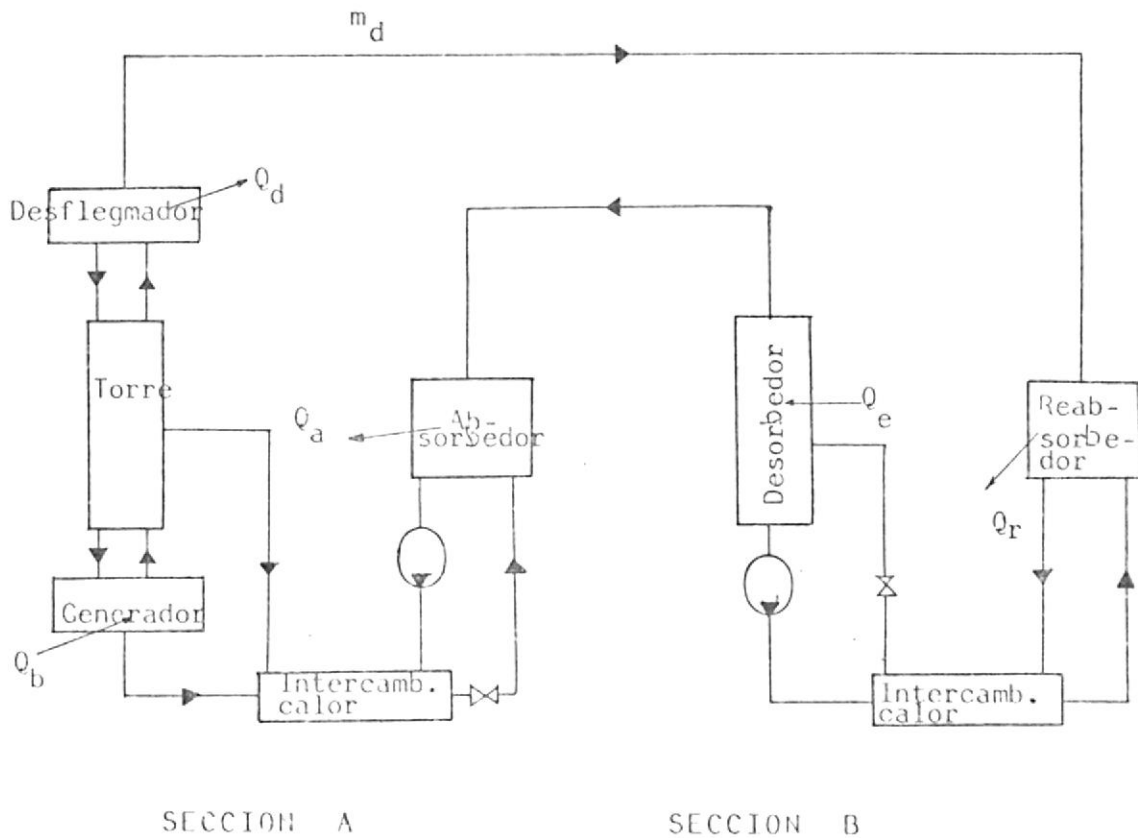


FIGURA 3.2.

Sistema de refrigeración de reabsorción

### 3.2. Generador, torre de rectificación y desflegmador.

#### 3.2.a. Descripción

La Figura 3.3. es una representación esquemática del conjunto generador, torre de rectificación y desflegmador.

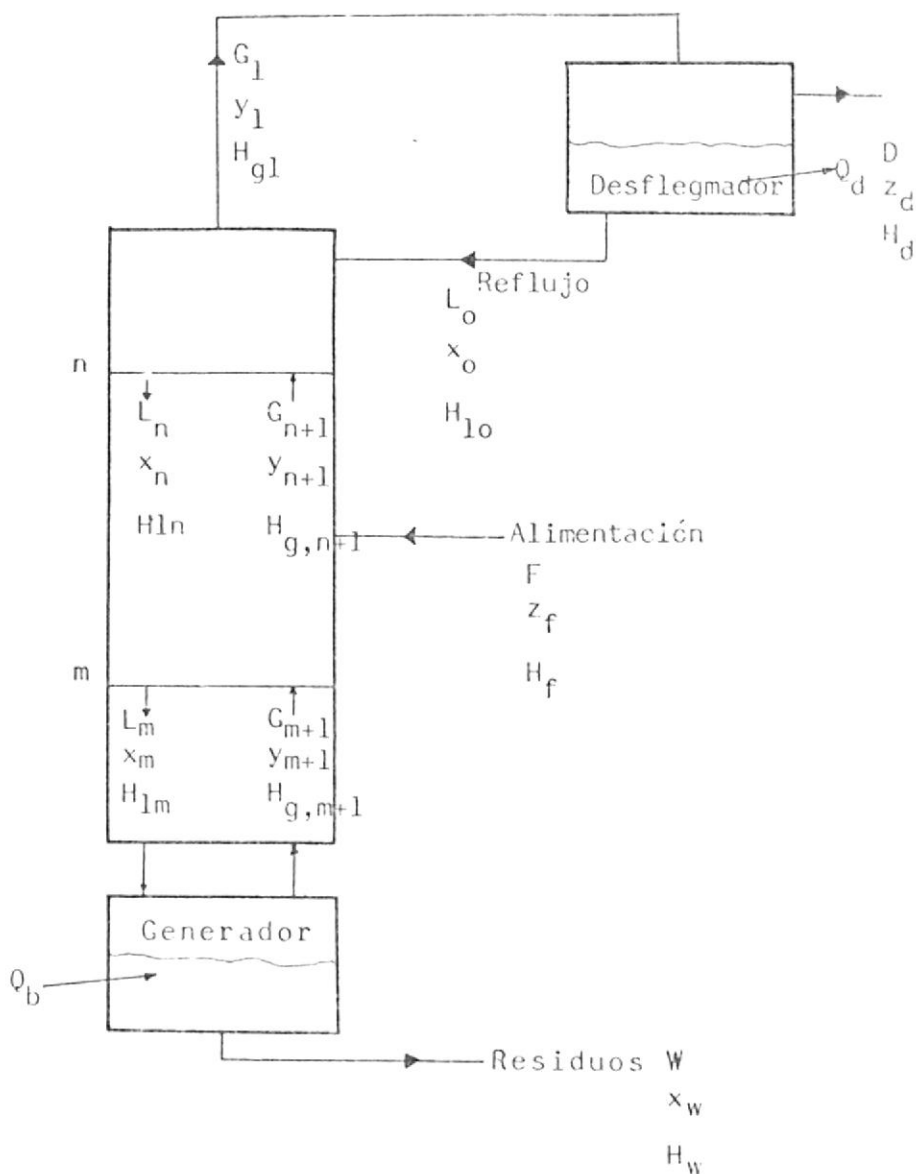


FIGURA 3.3.

Generador, torre de Rectificación y Desflegmador

El contacto íntimo entre la fase líquida y la gaseosa puede producirse primordialmente en ciertas zonas de la torre caracterizadas por la presencia de platos perforados o puede ocurrir en forma continua a lo largo de la torre, en lo que se conoce como torres continuas o integradas (Figura 3.4)

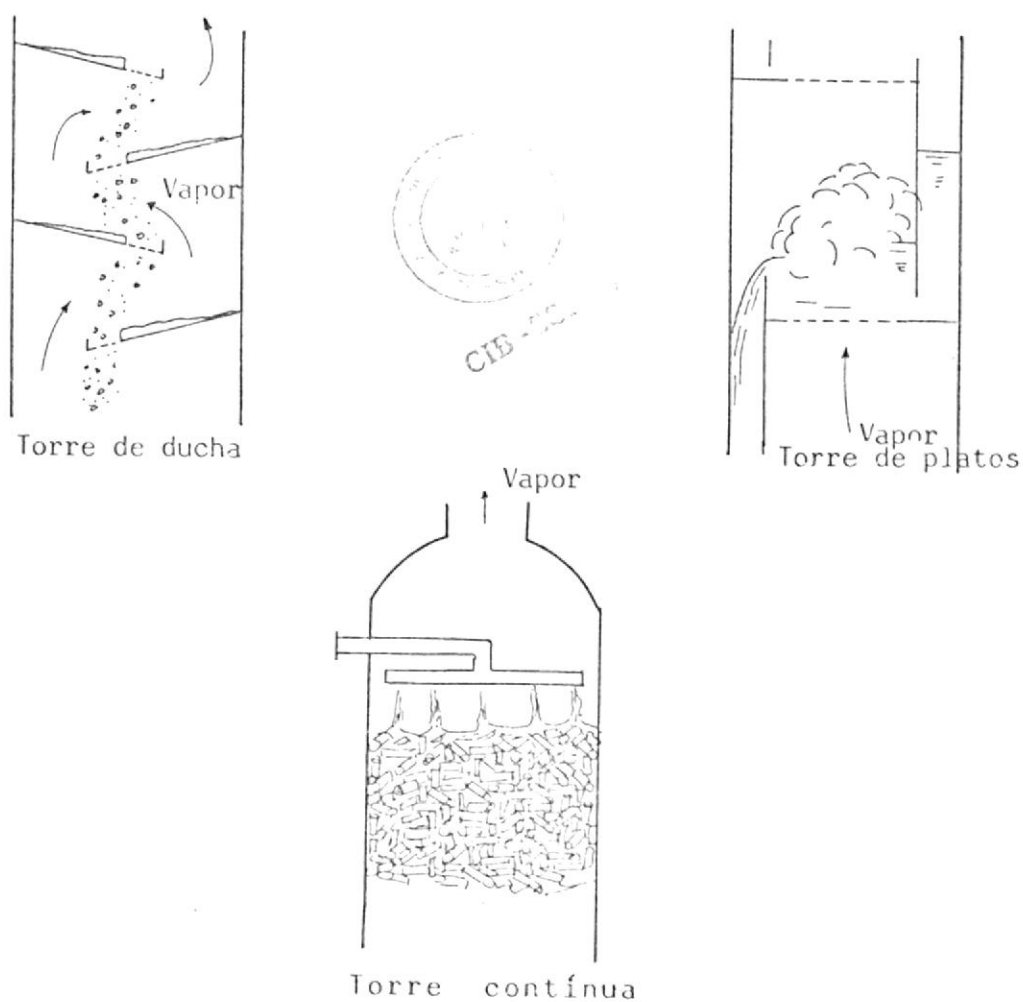


FIGURA 3. 4.

Torres de Rectificación

En la torre de rectificación existen dos zonas bien diferenciadas:

- a) La zona de enriquecimiento, absorción o rectificación, que está ubicada en la parte superior de la torre después de la alimentación.
- b) La zona de fatiga, ubicada en la parte inferior a la alimentación.

Entre los parámetros importantes que caracterizan un conjunto generador, torre de rectificación y desflegmador, están los siguientes:

- Las concentraciones en los diversos puntos del sistema:  $x_0$ ,  $z_d$ ,  $y_1$ ,  $x_n$ ,  $y_{n+1}$ ,  $z_f$ ,  $x_w$ ,  $x_m$ ,  $y_{m+1}$
- Las entalpías de las soluciones:  $H_{l0}$ ,  $H_d$ ,  $H_{g1}$ ,  $H_{ln}$ ,  $H_{g,n+1}$ ,  $H_f$ ,  $H_w$ ,  $H_{lm}$ ,  $H_{g,m+1}$
- Los flujos másicos o molares:  $D$ ,  $L_0$ ,  $G_1$ ,  $L_n$ ,  $G_{m+1}$ ,  $F$ ,  $W$ ,  $\bar{L}$ ,  $\bar{G}_{m+1}$
- Destilado es el fluido que sale del sistema enriquecido en el o los componentes más volátiles.
- Alimentación: es el fluido que va a ser separado en destilado y residuos.

- Residuos: Es el flujo que sale del sistema que se caracteriza por su pobreza relativa en el componente más volátil.
- Reflujo: Es el líquido que continuamente regresa a la torre de rectificación desde el desflemador, y sirve para lavar el gas que asciende en la zona de enriquecimiento.
- Razón de reflujo externo R: Es la razón de la cantidad de reflujo  $L_0$  a la de destilado D.

$$R = \frac{L_0}{D} \quad (3.1.)$$



### 3.2.b. Balances de masa y de energía.

Un balance de masa en el desflegmador nos dice:

$$G_1 = L_0 + D \quad (3.2.)$$

$$\text{o } G_1 = D (R + 1) \quad (3.3.)$$

Para el componente más volátil

$$G_1 y_1 = D z_d + L_0 x_0 \quad (3.4.)$$

De un balance de energía en el desflegmador:

$$G_1 H_{g1} = Q_d + L_0 H_{10} + D H_d \quad (3.5.)$$

El balance de energía al sistema completo nos da:

$$Q_b = D H_d + W H_w - F H_f + Q_d \quad (3.6.)$$

Considerando la sección de enriquecimiento y el desflegmador, un balance de masa nos dice:

$$G_{n+1} - L_n = D \quad (3.7.)$$

Y para el componente más volátil:

$$G_{n+1} y_{n+1} - L_n x_n = D z_d \quad (3.8.)$$

En las dos últimas ecuaciones, es de notar que en condiciones estables el miembro de la derecha es constante y por lo tanto, la

diferencia o tasa de flujo neto del componente más volátil, es constante en todas las secciones de enriquecimiento.

De un balance de energía obtenemos:

$$G_{n+1} H_{g,n+1} = L_n H_{l,n} + Q_d + DH_d \quad (3.9.)$$

$$\text{Si denominamos } Q' = (Q_d + DH_d) / D \quad (3.10)$$

Encontramos que:

$$G_{n+1} H_{g,n+1} - L_n H_{l,n} = DQ' \quad (3.11.)$$

Eliminando D entre las ecuaciones 3.7. , 3.8. y entre 3.7. y 3.11, obtenemos:

$$\frac{L_n}{G_{n+1}} = \frac{Z_d - Y_{n+1}}{Z_d - X_n} = \frac{Q' - H_{g, n+1}}{Q' - H_{l,n}} \quad (3.12.)$$

A la razón  $L_n / G_{n+1}$  se llama razón de re - flujo interno.

Aplicando la ecuación 3.12. al tope de la torre, encontramos que la razón de flujo externo está dada por la siguiente ecuación:

$$R = \frac{Q' - H_{g1}}{H_{g1} - H_{l0}} \quad (3.13)$$

Un análisis similar al realizado en la zona de enriquecimiento, puede ser hecho para la zona de fatiga, obteniéndose la siguiente ecuación:

$$\frac{\bar{L}_m}{\bar{G}_{m+1}} = \frac{Y_{m+1} - X_w}{X_m - X_w} = \frac{H_{g,m+1} - Q''}{H_{lm} - Q''} \quad (3.14.)$$

$$\text{Donde } Q'' = H_w - Q_b/W \quad (3.15.)$$

La ecuación 3.12 es la ecuación de una recta en el diagrama entalpía-concentración (Hxy).

Recordar que esta ecuación representa las condiciones del vapor y del líquido en un plato. En condiciones ideales, el vapor que sale del plato estará a igual temperatura que el líquido que entra a él, es decir en condiciones de equilibrio. Estas dos observaciones nos servirán para obtener la curva de operación de la torre en el diagrama de concentraciones (xy).

En una solución pueden coexistir en equilibrio las fases gaseosa y líquida cada una de ellas con diferentes concentraciones. En el diagrama xy, la curva que abarca todos los puntos de equilibrio, se conoce como curva de equilibrio.

Se entiende como curva de operación, la formada por los puntos representativos de las propiedades de los fluidos en cada sección de la torre.

Un balance de masas para el fraccionador completo de la figura 3.3. nos da:

$$F = D + W \quad (3.16)$$

$$F z_f = D z_d + W x_w \quad (3.17)$$

El balance de energía al sistema total :

$$F H_f + Q_b = H_w W + D H_d + Q_d \quad (3.18)$$

Usando 3.10 y 3.15 , la ecuación anterior queda reducida a:

$$F H_f = D Q' + W Q'' \quad (3.19)$$

Si eliminamos F de las ecuaciones 3.16 y 3.19, el resultado es:

$$\frac{D}{W} = \frac{z_f - x_w}{z_d - z_f} = \frac{H_f - Q''}{Q' - H_f} \quad (3.20)$$

Esta es la ecuación de una línea recta en el diagrama Hxy, conocida como línea principal de operación. Esta línea pasará por el punto que representa las condiciones en la alimentación.

La figura 3.5. se la obtiene a partir de las propiedades del fluido de trabajo y de las definiciones y ecuaciones anteriormente mencionadas.

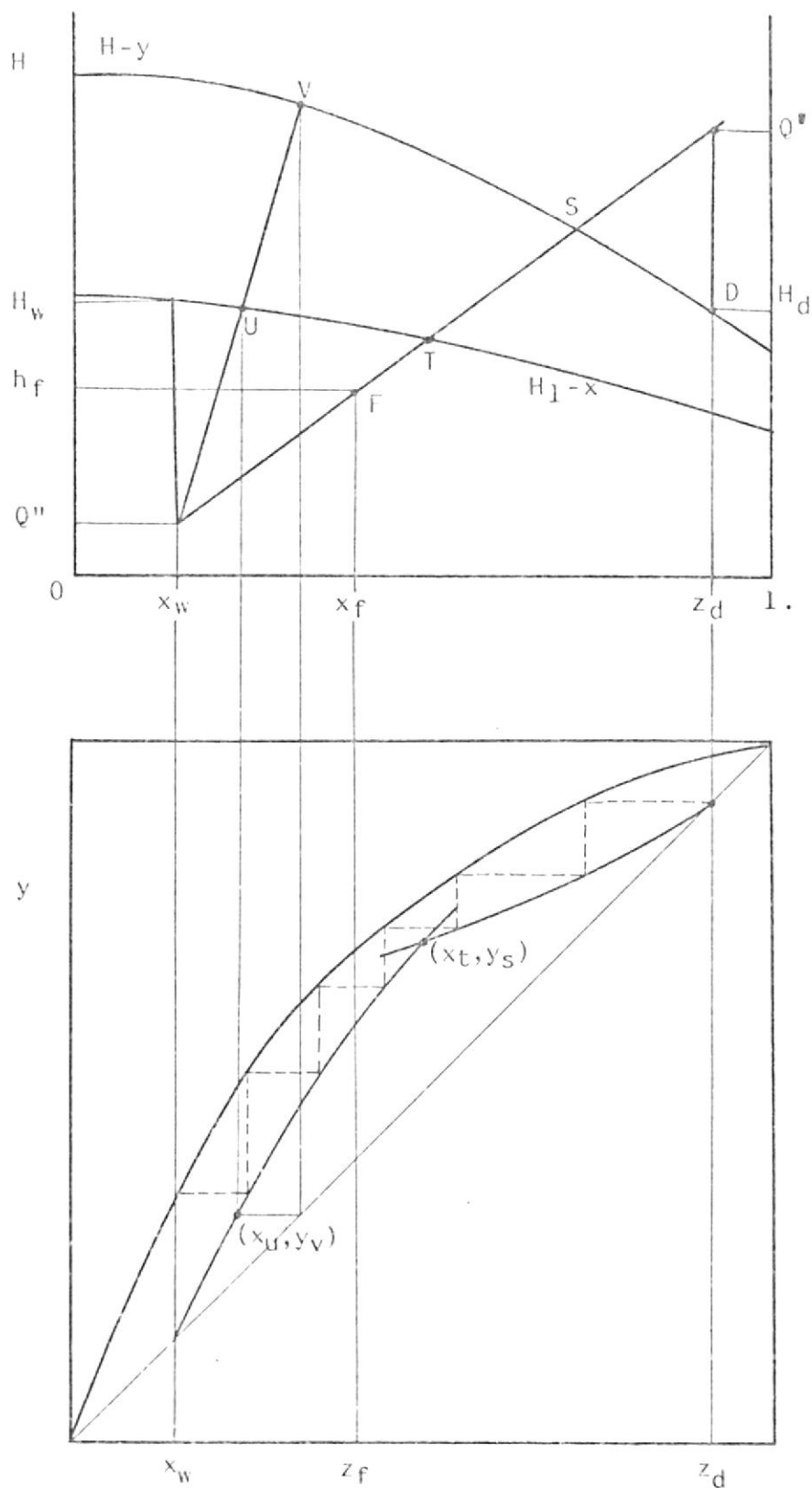


FIGURA 3.5.

Torre de Rectificación  
 Diagramas  $Hxy$ ,  $xy$

### 3.3. Intercambiadores de calor, absorbedores y desorbedores.

Los intercambiadores de calor que se usen en el sistema, pueden ser de cualquier tipo de recuperadores, teniendo en cuenta que una alta eficiencia en transferir calor, redundará en un más alto coeficiente de funcionamiento del sistema.

Cuando se produce la absorción de un gas o vapor por medio de un líquido, se denomina al equipo donde ocurre este fenómeno como absorbedor. Un desorbedor es un sistema en donde a partir de un líquido se obtiene la separación del mismo en fase líquida y gaseosa.

La figura 3.6. representa en general a un absorbedor y a un desorbedor.

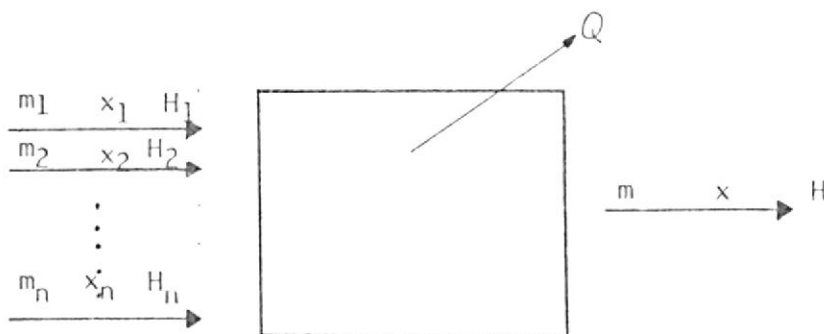


FIGURA 3.6.

Absorbedor, Desorbedor



Un balance de masas nos dice:

$$m_1 + m_2 + \dots + m_n = m \quad (3.21)$$

$$m_1 x_1 + m_2 x_2 + \dots + m_n x_n = m x \quad (3.22.)$$

Un balance de energía:

$$m_1 H_1 + m_2 H_2 + \dots + m_n H_n = m H + Q \quad (3.23.)$$

## CAPITULO IV

## INGENIERIA DEL PROYECTO

## 4.1. Cálculo de la energía requerida y obtención de los ciclos teóricos.

## 4.1.a. Limitaciones prácticas

La primera limitación está dada por las condiciones del medio ambiente. Supondremos una temperatura media de  $28^{\circ}\text{C}$  ( $82.4^{\circ}\text{F}$ ). Esta condición limita la temperatura de las partes del sistema que son enfriadas con aire o agua del medio ambiente. En estos casos, asumiremos una temperatura mínima de  $90^{\circ}\text{F}$ .

La eficiencia de los colectores solares planos disminuye conforme aumenta la diferencia entre la temperatura del fluido calentado y la temperatura ambiente. Esto se observa claramente en la figura 4.1.

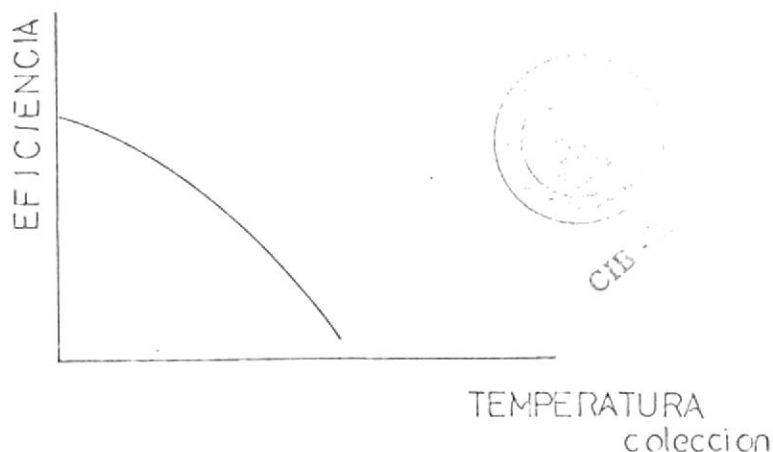


FIGURA 4. 1.

Eficiencia de un Colector Solar Plano

A fin de minimizar las pérdidas de energía en los colectores solares planos, usaremos una temperatura en el colector (generador) de aproximadamente  $65^{\circ}\text{C}$ .

Una tercera condición limitante será la temperatura mínima que queremos obtener. Para efectos de aire acondicionado, una temperatura de  $7^{\circ}\text{C}$  en el evaporador es un valor aceptable.

Las tres condiciones anteriores limitan al ciclo termodinámico en tres isotermas, y como se observará claramente en el diagrama presión-temperatura para líquido a varias concentraciones, estas condiciones también nos darán información de las presiones de trabajo.

El diagrama presión-temperatura (figura 4.2.), para la solución líquida agua-amoniaco fue obtenido a partir del diagrama entalpía-concentración, por lo que debe tomarse como de menor exactitud.

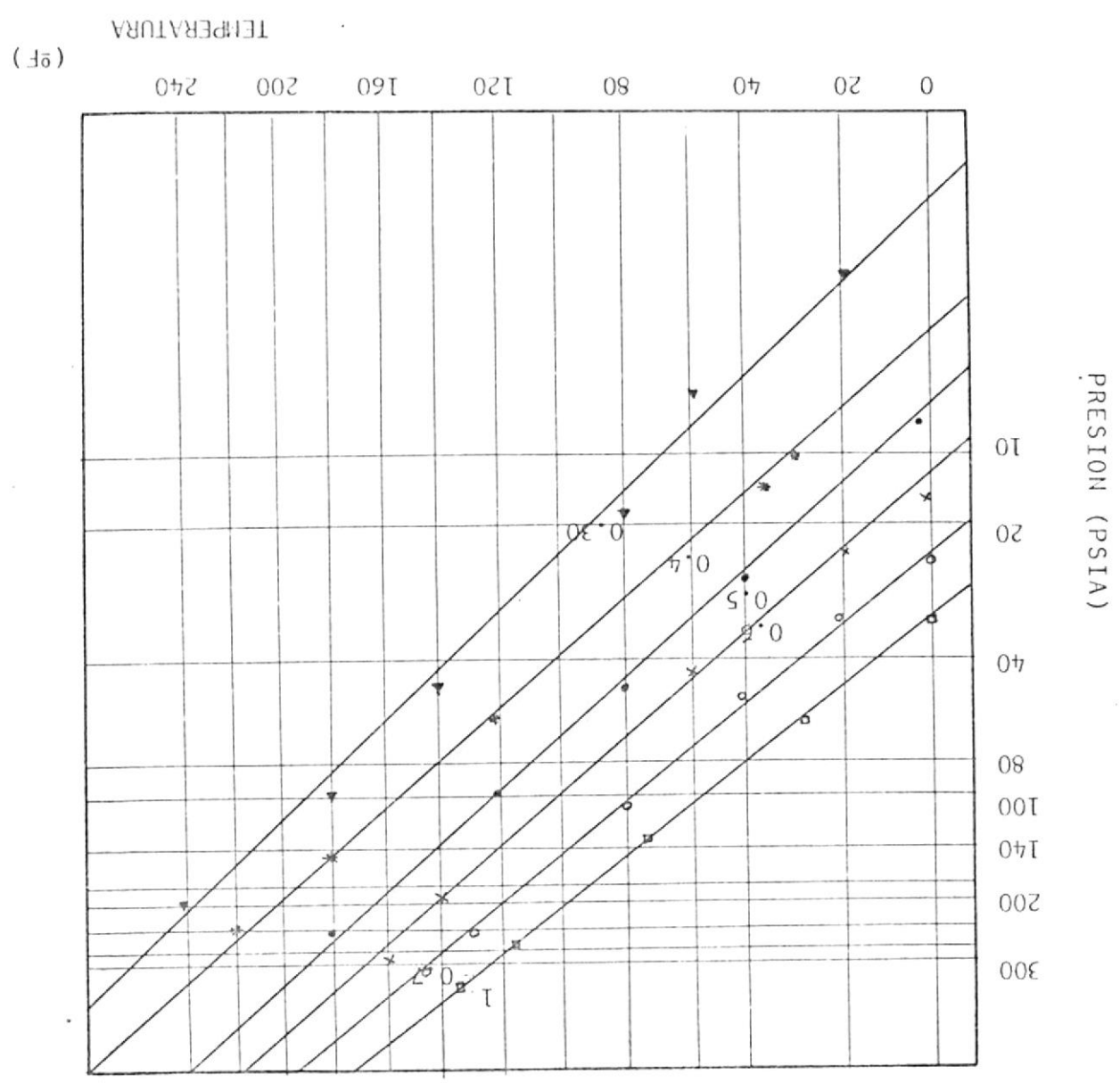
Los flujos de masa serán calculados para la producción de  $400 \text{ BTU/min.}$ , pero debe estar claro que la cantidad de refrigeración sólo influye en los flujos máxicos, más no en las propiedades en los diversos puntos del sistema y por ende, no afecta al ciclo ni a su coeficiente de funcionamiento.

#### 4.1.b. Consideraciones teóricas.

Se asumirá para la obtención de los ciclos teóricos, que los intercambiadores de calor son 100% eficientes.

Diagrama Presión - Temperatura  
 Solución Agua - Amoniaco  
 Líquido Saturado.

FIGURA 4.2.



En la torre de rectificación asumiremos que el líquido saturado que entra a la torre en su parte media, está en equilibrio con el gas que asciende por la torre en esa sección.

Se considerará que el líquido que es bombeado es líquido saturado. En general se tomará como en condiciones de equilibrio los puntos del sistema en donde sea posible esta condición.

#### 4.1.c. Ciclo teórico de refrigeración por absorción.

La figura 4.3. nos indica la nomenclatura para designar los diversos puntos del sistema.

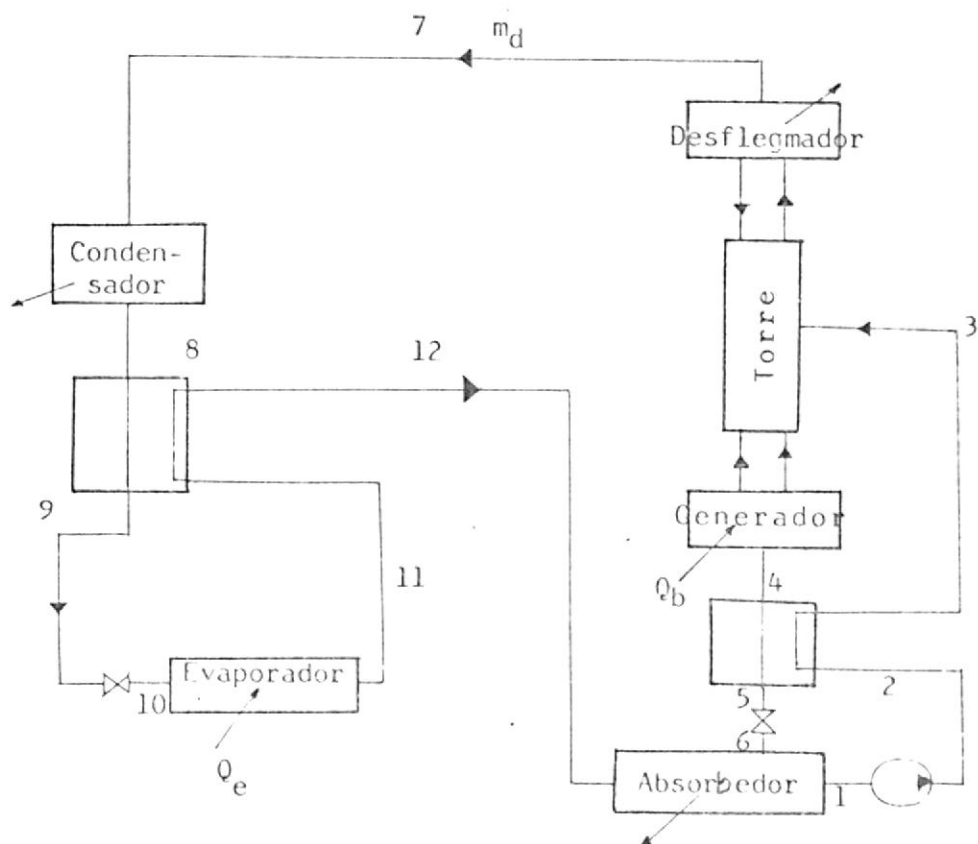


FIGURA 4.3.

Esquema de un sistema convencional de  
Refrigeración por Absorción

La figura 4.4. presenta el diagrama presión - temperatura para el sistema agua-amoniaco. La región de trabajo está limitada por tres isothermas que corresponden a la temperatura del generador (65°C), temperatura ambiente (30°C) y temperatura en el evaporador (7°C).

Hay que recordar que el diagrama de la figura 4.4. nos representa las condiciones de líquidos saturados, es por esto que puntos del ciclo donde tenemos vapor no aparecen en el mismo.

En el evaporador y condensador se trabaja con refrigerante puro, esta condición junto con la isoterma a 7°C nos determina las condiciones en 10. Conocida la presión de baja y la temperatura ambiente, queda determinado el punto 1, es fácil deducir las condiciones de los otros puntos a partir de los anteriormente encontrados.

A partir de la ecuación 3.15 podemos obtener el calor que debe ser introducido al sistema en el generador  $Q_b = (H_w - Q'') W$  (3.15.)

El calor que va a ser extraído del medio a refrigerar viene dado por la ecuación:

$$Q_e = m_{10} (H_{11} - H_{10}) \quad (4.1.)$$

Por otra parte, el coeficiente de funcionamiento se define como:  $COP = \frac{Q_e}{Q_b}$  (4.2)

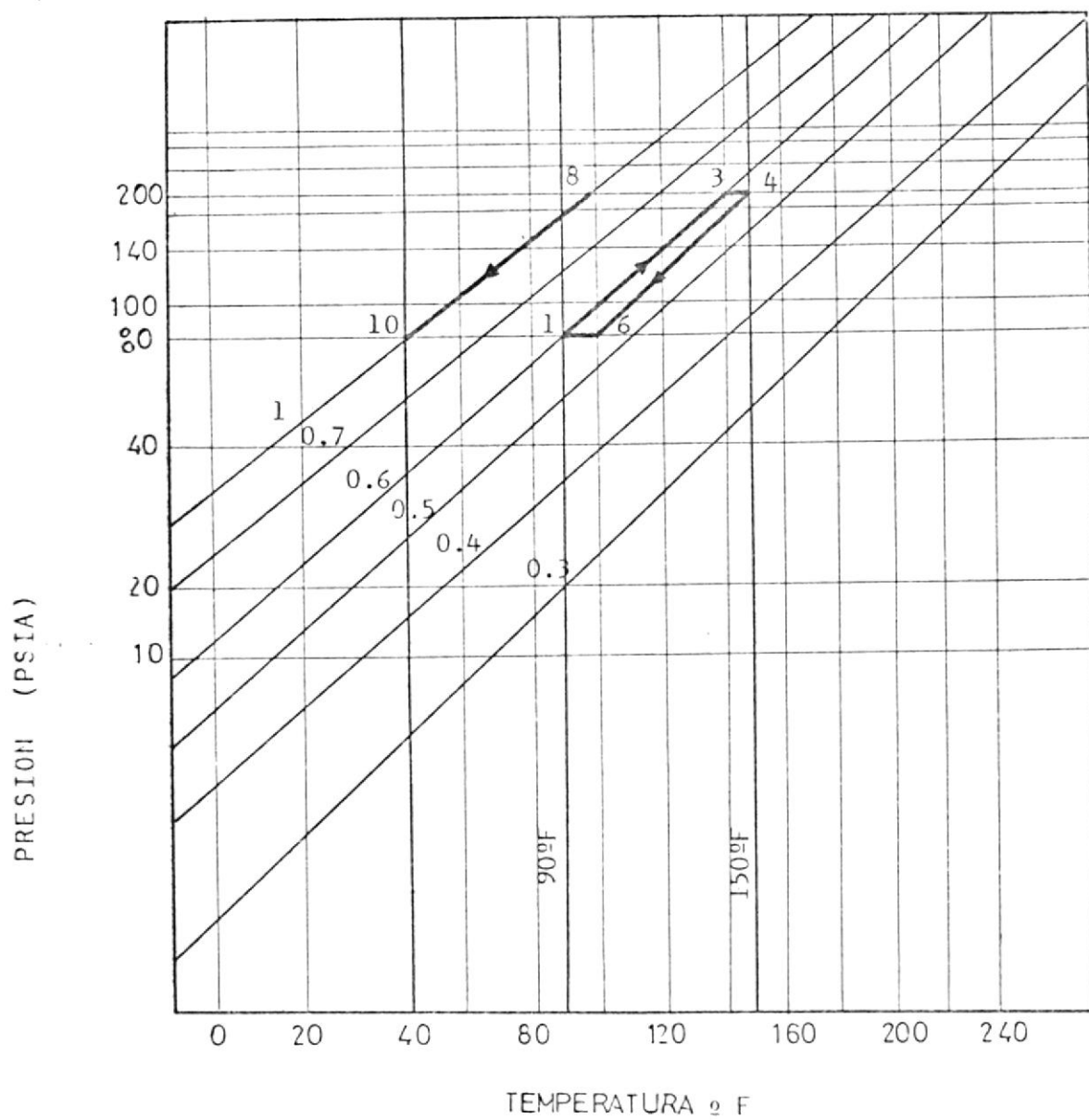


FIGURA 4. 4.

Diagrama Presión - Temperatura  
Solución Agua - Amoniaco



$$\text{COP} = \frac{m_{10} (H_{11} - H_{10})}{W (H_w - Q'')} \quad (4.3.)$$

De la figura 4.3. y aplicando la ley de la conservación de la masa:

$$m_{10} + W = m_1 \quad (4.4.)$$

$$m_{10} x_{10} + W x_4 = m_1 x_1 \quad (4.5.)$$

Luego:

$$W = m_{10} (x_{10} - x_1) / (x_1 - x_4) \quad (4.6.)$$

Reemplazando 4.6. en 4.3. obtenemos:

$$\text{COP} = \frac{(x_1 - x_4) (H_{11} - H_{10})}{(x_{10} - x_1) (H_w - Q'')} \quad (4.7.)$$

Una vez conocidas las presiones de baja y de alta, es decir  $5.63 \text{ Kg/cm}^2$  y  $14.6 \text{ Kg/cm}^2$  abs. respectivamente, podemos obtener el ciclo completo en el diagrama entalpía-concentración (fig. 4.5.)

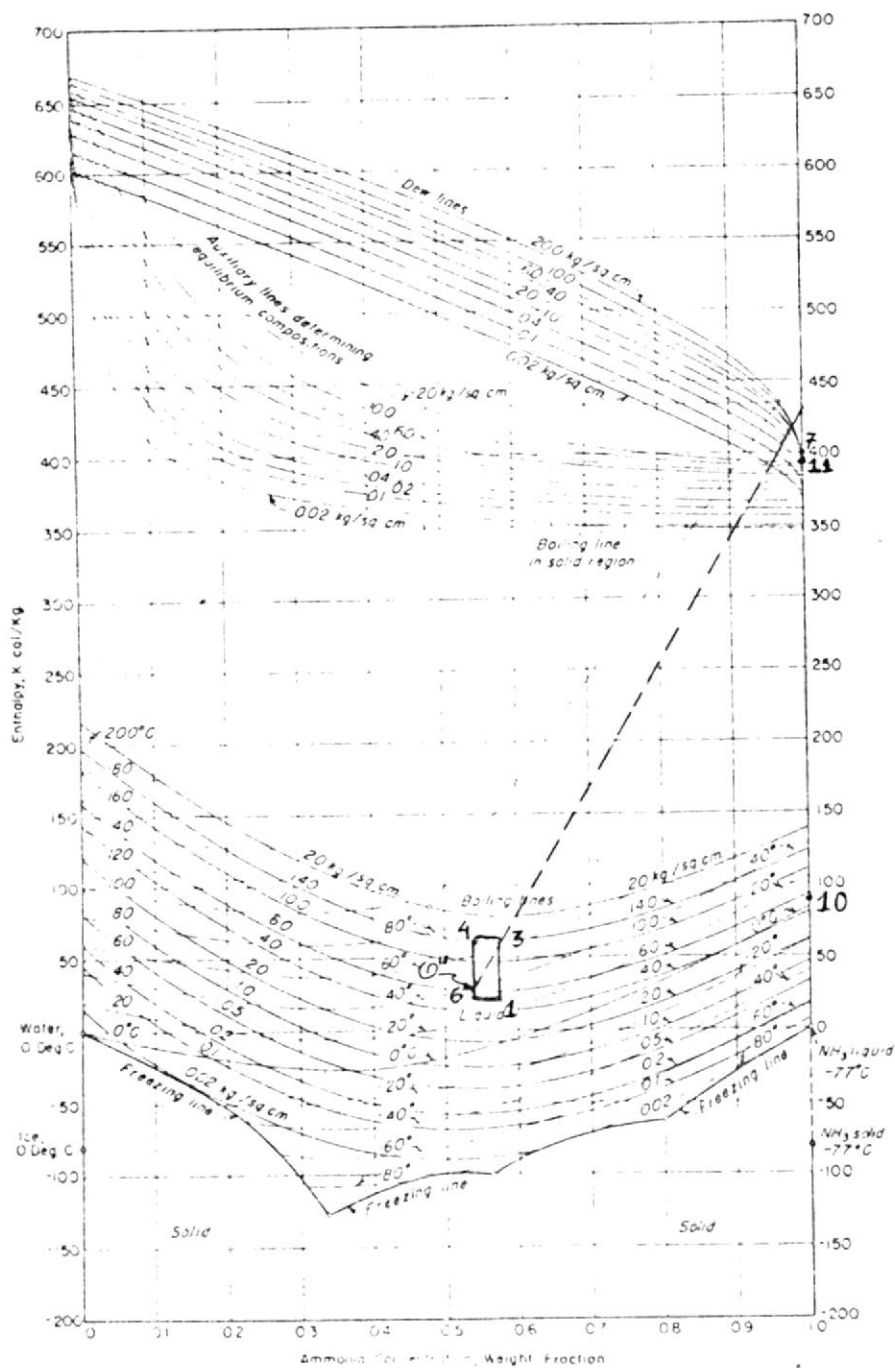
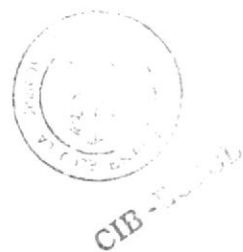


FIGURA 4.5.

Diagrama Entalpía - Concentración  
Para solución Agua-Amónico

La ecuación 4.7. y el gráfico 4.5. nos permite calcular el COP de este ciclo

$$\text{COP} = 68.7 \%$$



#### 4.1.d. Ciclo teórico de refrigeración por reabsorción.

Un esquema del ciclo junto con la nomenclatura a usarse, se presenta en la figura 4.6.

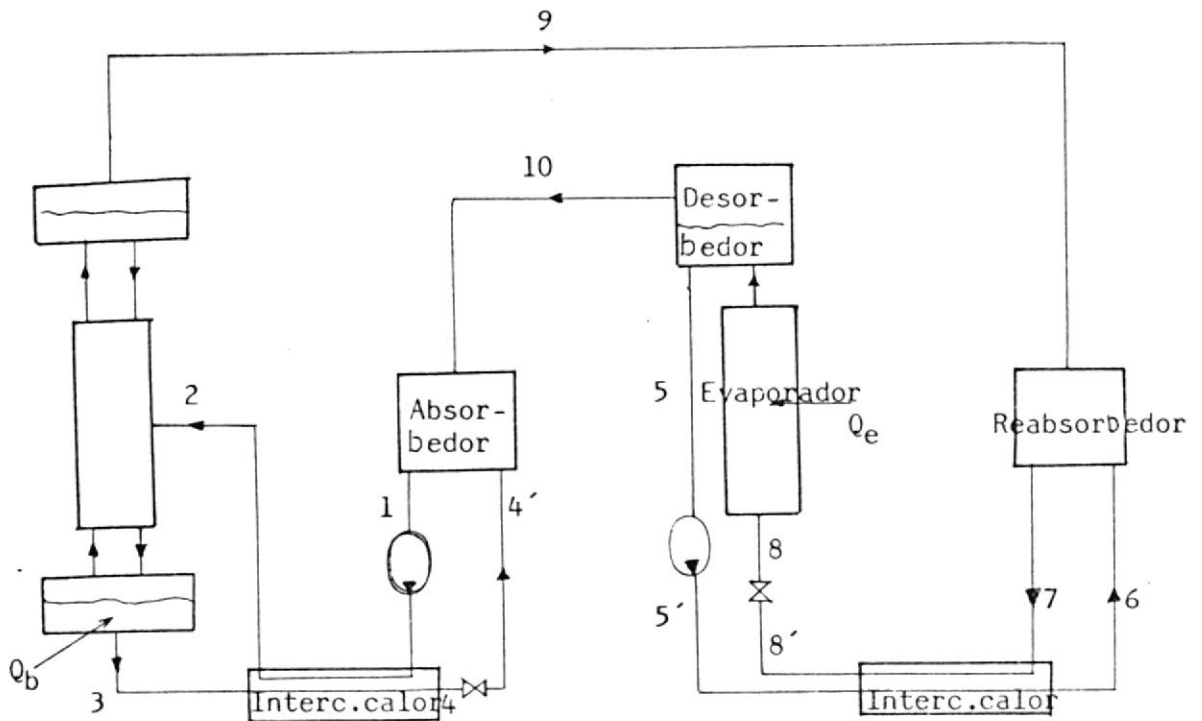


FIGURA 4.6.

#### Ciclo de Reabsorción

La figura 4.7. nos presenta la región de trabajo, en donde se ha trasado el ciclo termodinámico. Encontramos que la presión de baja y alta es de  $2,11 \text{ kgf/cm}^2$  y  $4,93 \text{ kgf/cm}^2$  absolutas respectivamente, conocidas las

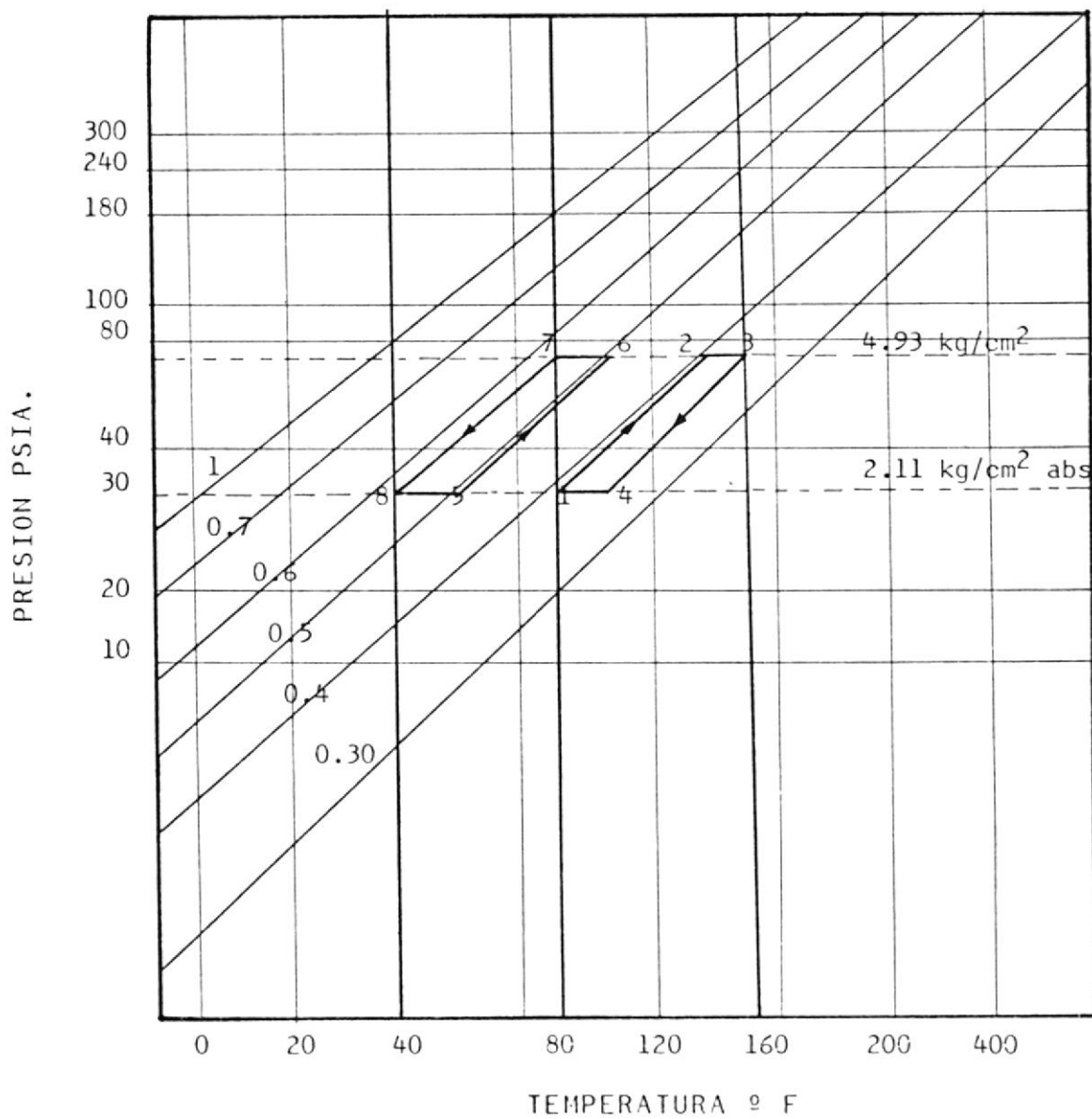


FIGURA 4.7.

Diagrama Presión - Temperatura

Solución Agua-Amónico

Líquido saturado a varias concentraciones

presiones y concentraciones, procedemos a obtener el ciclo completo en el diagrama Hxy (Fig.4.8.)

El coeficiente de funcionamiento vendrá dado por la siguiente ecuación:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_b} = \frac{m_{10} H_{10} + m_5 H_5 - m_8 H_8}{m_3 (H_3 - Q'')} \quad (4.8.)$$

Haciendo un balance de masa en el reabsorbedor:

$$m_5 = m_9 (x_9 - x_8) / (x_8 - x_6) \quad (4.9.)$$

$$m_8 = m_9 (x_9 - x_6) / (x_8 - x_6) \quad (4.10)$$

$$\text{En condiciones estables } m_9 = m_{10} \quad (4.11)$$

De un balance de masa en el conjunto (generador, torre y desflegmador), obtenemos:

$$m_9 = m_3 (x_2 - x_3) / (x_9 - x_2) \quad (4.12)$$

Reemplazando 4.9, 4.10 y 4.12 en 4.8. :

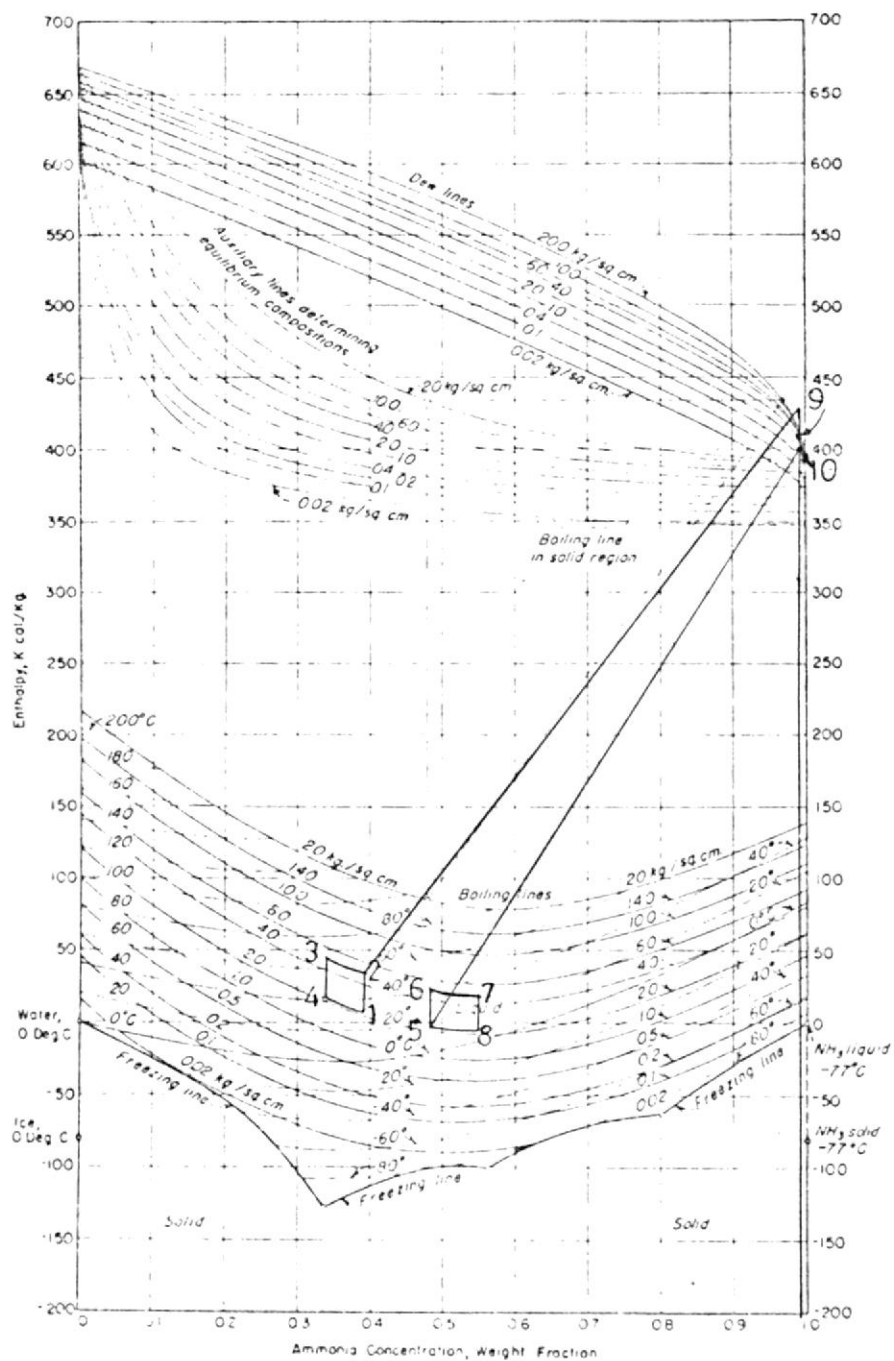


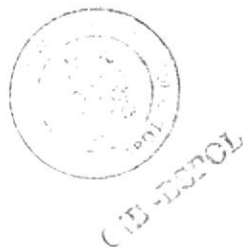
FIGURA NR. 4.8.

Diagrama Entalpía - Concentración  
Para solución Agua- Amoniaco

$$\text{COP} = \frac{x_2 - x_3}{x_9 - x_2} \frac{H_{10} + \left( \frac{x_9 - x_8}{x_8 - x_6} \right) H_5 - \left( \frac{x_9 - x_6}{x_8 - x_6} \right) H_8}{H_3 - Q''} \quad (4.13)$$

Reemplazando valores obtenemos:

$$\text{COP} = 83.29\%$$





#### 4.1.d. Selección del ciclo.

El sistema de reabsorción presenta la desventaja de una mayor complejidad por el número de componentes y parámetros a controlar. Sin embargo, su coeficiente de funcionamiento teórico puede llegar a ser hasta 19% superior al del ciclo convencional. No se han reportado trabajos experimentales con este nuevo ciclo de reabsorción, no ocurriendo lo mismo con el muy conocido ciclo de absorción.

Las presiones de trabajo en el ciclo convencional son tres veces mayores que en el ciclo de reabsorción. Esto implica mayor cuidado en la estanqueidad de bombas, válvulas, y en general en el equipo a usarse. Así mismo, se necesitará equipo de mayor espesor a fin de resistir las presiones de trabajo, lo que redundará en la cantidad de material usado.

Las razones anteriormente enunciadas son lo suficientemente válidas para justificar un trabajo teórico-experimental sobre el sistema de reabsorción.

#### 4.2. Diseño del generador.

La temperatura en el generador es de 65°C con una presión de 4.93 Kg/cm<sup>2</sup> abs. Un banco de colectores solares planos perfectamente puede satisfacer los requerimientos energéticos del sistema de reabsorción. Experimentos realizados en el Laboratorio de Energía Solar de la ESPOL, demuestran que es posible captar 200 BTU/hr. pie<sup>2</sup> durante seis horas al día a una temperatura media de 85°C.

Por efectos de economía y exactitud en la experimentación, usaremos calentadores eléctricos colocados dentro de un recipiente hermético.

Como el sistema es de 400 BTU/min. y tiene un COP de 83.29%, el calor que debe ser suministrado en el generador es de: 480.24 BTU/min. (9.32 kw).

A partir de la ecuación 3.15 obtenemos:

$$W = m_3 = Q_b / (H_3 - Q'') \quad (3.15.)$$

$$m_3 = \frac{480,24}{45-3} \times 252 \times 10^{-3} = 2.88 \text{ Kg./min.}$$

De la ecuación 4.12 :

$$m_g = 2.88 (0.39 - 0.34) / (0.99-0.39) = 0.24 \text{ Kg/min.}$$

Luego  $m_2 = 3.12 \text{ Kg/min.}$

El generador es un recipiente rectangular que contiene seis resistencias eléctricas, cada una de ellas de una capacidad máxima de disipación de 2.5 kw.

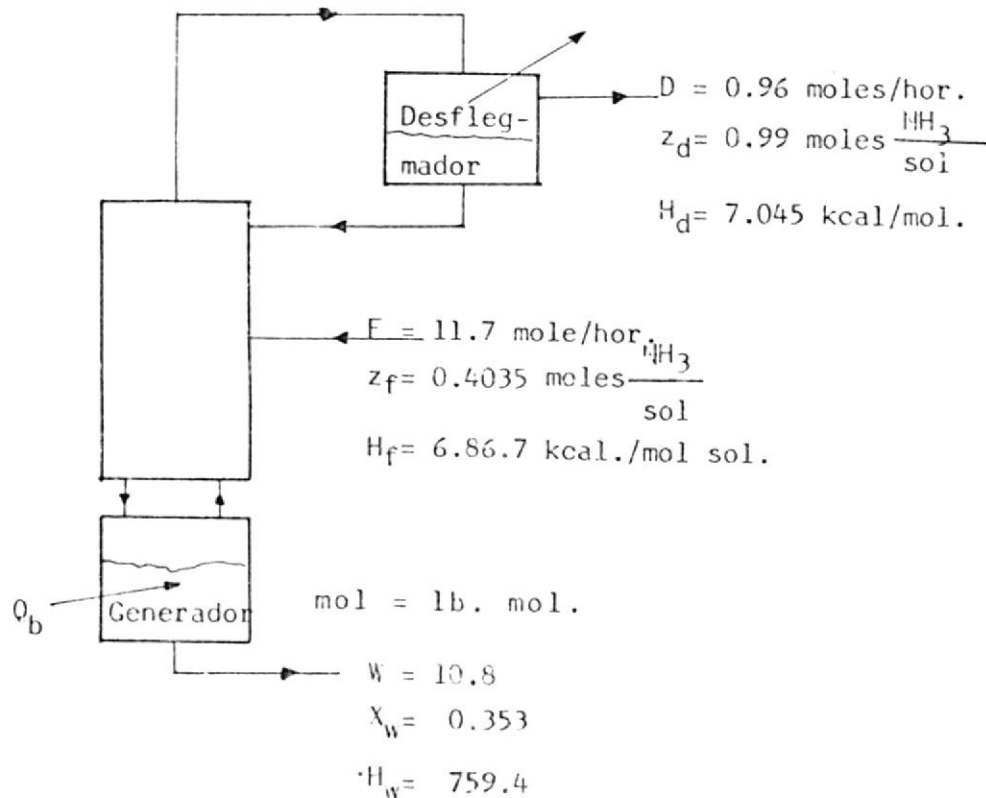
Tres resistencias eléctricas están conectadas en delta a la salida de un autotransformador trifásico (VARIAC) de 220 voltios, ésto nos permite la variación y control de la energía de entrada. Las restantes resistencias están conectadas en paralelo directamente a la fuente trifásica de 220 voltios.

#### 4.3. Diseño de la torre de rectificación y del desflegmador.

##### 4.3.a. Condiciones de flujo.

Trabajaremos con condiciones de flujo en términos molares. La figura 4.9 representa la torre, desflegmador y al generador.

FIGURA 4. 9.



En la figura 4.10. tenemos la gráfica de entalpía-concentración en términos molares para una presión de  $4.93 \text{ Kg/cm}^2$  abs.

En el análisis del circuito teórico hemos supuesto que el gas que asciende por la torre en la zona de alimentación, instantáneamente llega al equilibrio con el líquido  $F$  que entra a la torre. Estas condiciones ideales nos dan la razón de reflujo mínimo  $R_m$ . De la ecuación 4.13. y de la figura 4.10:

$$R_m = \frac{7333 - 7147}{7147 - 400} = 0.0276$$

Una razón de reflujo de  $1.5 R_m$  está entre los valores recomendados para las torres de rectificación. Luego:  $R$  va a ser igual :  $0.0414$ .

De la ecuación 4.13 obtenemos nuestra nueva línea de operaciones (fig. 4.11)

$$Q' = 7.426.3$$

En esta figura se incluye el diagrama  $xy$  con la curva de equilibrio y la línea de operación. En esta gráfica se observa que se necesitan en teoría dos platos a fin de que se produzca la destilación.

#### 4.3.b. Dimensiones de la torre de rectificación.

Las condiciones críticas en la torre se pro

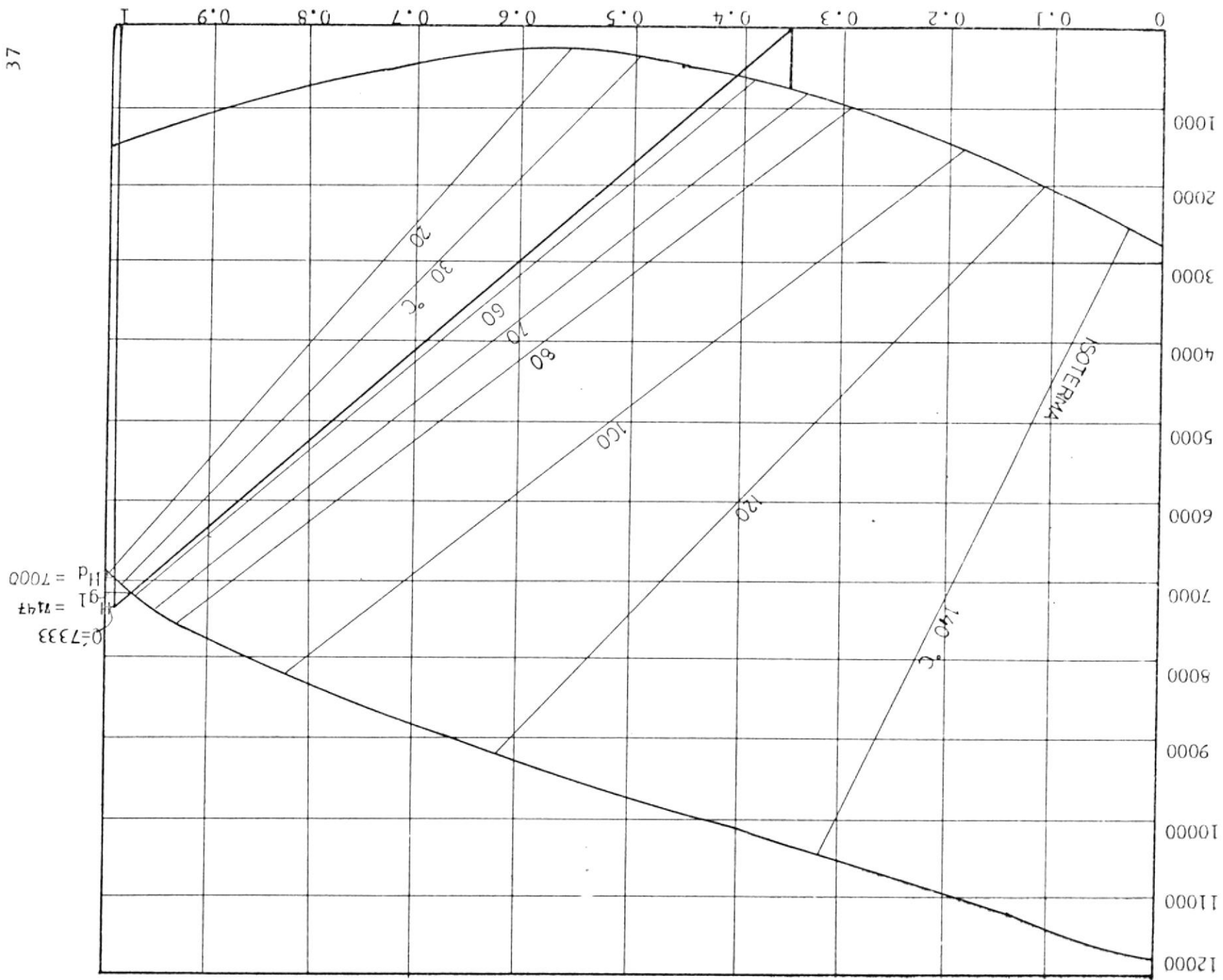


FIGURA 4. 10

H (kcal)/kg.mol.

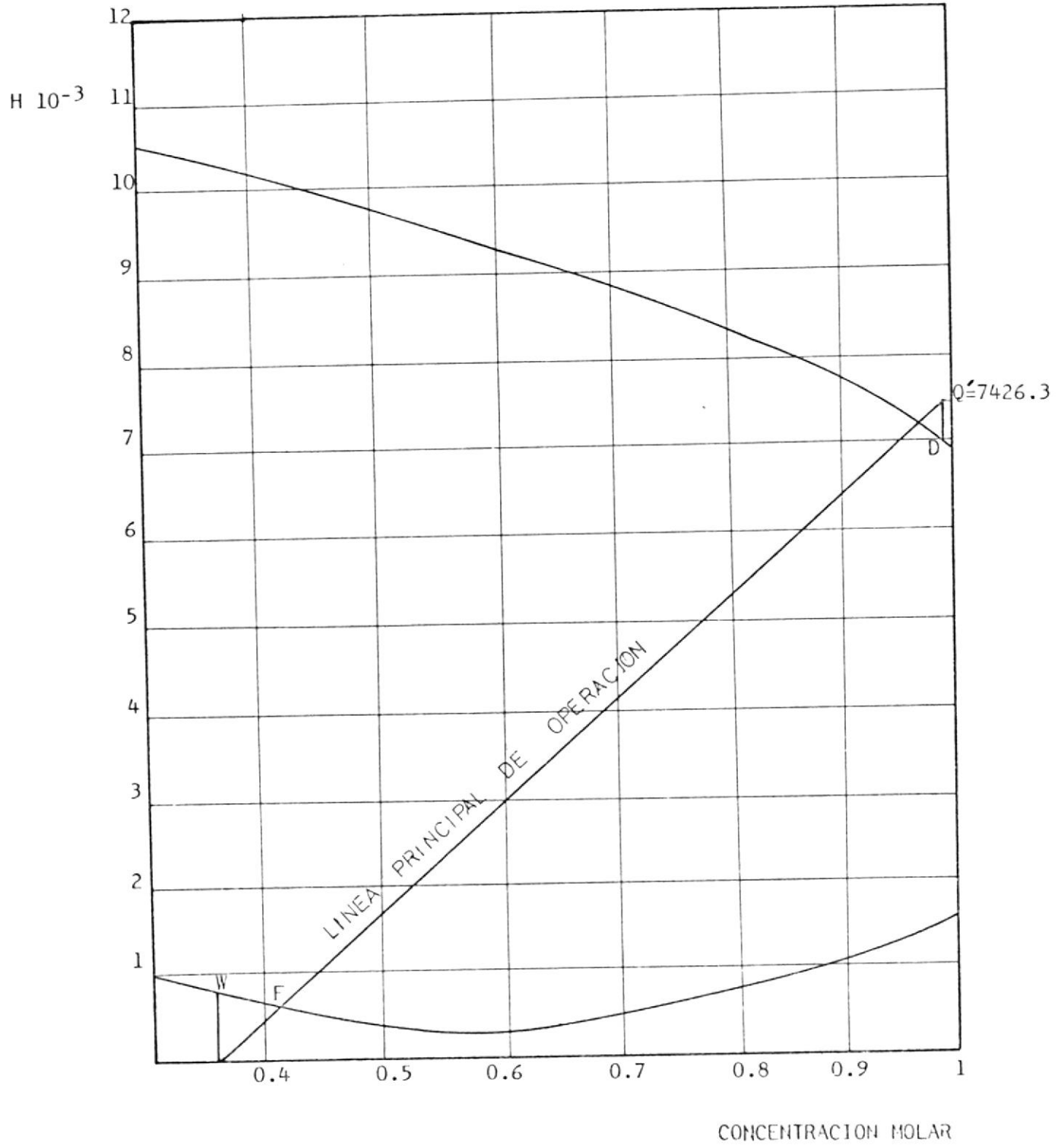


FIGURA 4. 11.

Diagrama molar Entalpía-Concentración

y

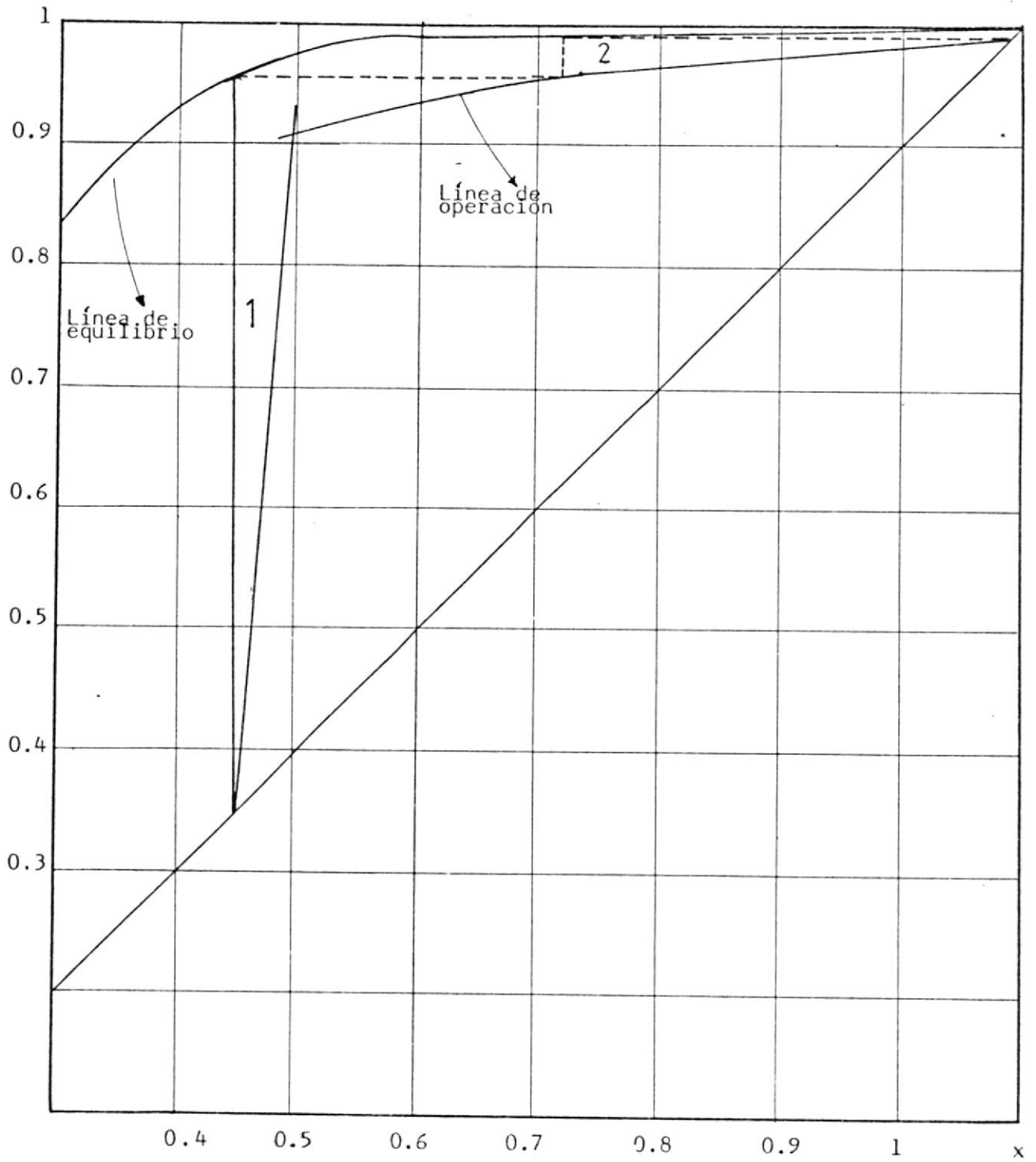


FIGURA 4.11

DIAGRAMA  $xy$

ducen en la sección de mayor flujo, que para nuestro caso corresponden a la zona de alimentación.

La figura 4.12 presenta un diagrama de una torre de platos perforados.

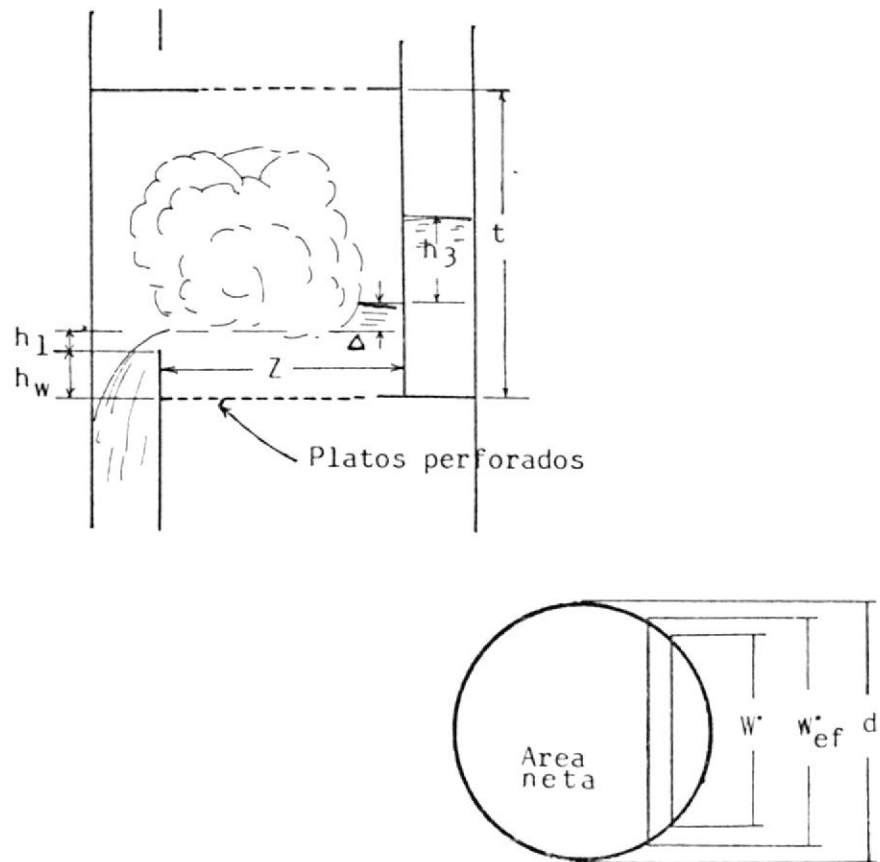


FIGURA . 4.12.

Diagrama esquemático de flujo cruzado en un plato

Mientras mayor es la velocidad del gas que asciende, mayor es la turbulencia y mejor es la transferencia de masa. Pero así mismo, una alta velocidad puede arrastrar go -

tas de líquido a la parte superior de la torre, haciendo ineficaz al sistema. Por otro lado, alto flujo gaseoso produce grandes pérdidas de presión, pudiendo ser tan grande la diferencia de presión entre platos que  $h_3$  llegue a ser igual a la distancia entre platos  $t$ , y por último puede ocurrir que el líquido llene completamente esa sección de la torre produciendo lo que se conoce como inundación o ahogamiento.

La velocidad a la cual ocurre este fenómeno viene dada por la ecuación 4.14.

$$V_f = C_f \left( \frac{\rho_l \rho_g}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.14.)$$

Donde :

$$C_f = \left[ a \log \frac{1}{\left( \frac{L'}{G'} \right) \left( \frac{\rho_g}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}}} + b \left( \frac{\sigma'}{20} \right)^{0.2} \left( 5 \frac{A_h}{A_a} + 0.5 \right) \right]$$

$$a = 0.0062 t + 0.0385$$

$$b = 0.00253 t + 0.05$$

Usaremos un espaciamiento entre platos de 15 pulg ( $t = 15$  pulg.) El espesor de la placa será de 1/16" con orificios de 1/8" cuyos centros forman triángulos equiláteros de 0.5" de lado. Las propiedades serán evaluadas a una temperatura de 58°C En general las condiciones de flujo están listadas a continuación:

$$L' = 454.08 \frac{\text{lb.}}{\text{hr.}} \quad G' = 34,45 \frac{\text{lb.}}{\text{hr.}} \quad (\text{condiciones en la zona de alimentación})$$

$$t = 15 \text{ pulg} \quad l = \frac{1''}{16} \quad \frac{A_h}{A_a} = 0.0563 \quad Q = 0.051 \frac{\text{Pies}^3}{\text{Seg.}}$$

$$\rho_l = 53.98 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \quad \rho_g = 0.187 \frac{\text{lbm}}{\text{pie}^3} \quad W' = 0.7 \text{ d} \quad h_w = 0.80''$$

$$\mu_l' = 0.54 \text{ cp} \quad \mu_g' = 0.011 \text{ cp} \quad AT = 0.4'' \quad P' = \frac{0.5}{12} \text{ pies}$$

$$\sigma' = 0.130 \text{ dinas/cm.}$$

A partir de las propiedades del fluido, la geometría de los platos y de las ecuaciones 4.14. obtenemos que la velocidad del gas a la cual se produce la inundación es:

$$V_f = 0.492 \text{ Pies/Seg.}$$

Para evitar este fenómeno, usaremos una velocidad que sea el 67% de  $V_f$  :

$$V = 0.33 \text{ pies/seg.}$$

$$\text{Como } Q' = A_n V \quad (4.15.)$$

$$\text{Obtenemos: } A_n = 0.155 \text{ pies}^2 \quad A_t = 0.17 \text{ pie}^2$$

Diámetro de la torre:

$$d = 14.2 \text{ cm} = 0.465 \text{ pies}$$

$$A_d = A_t - A_n = 0.0155 \text{ pies}^2$$

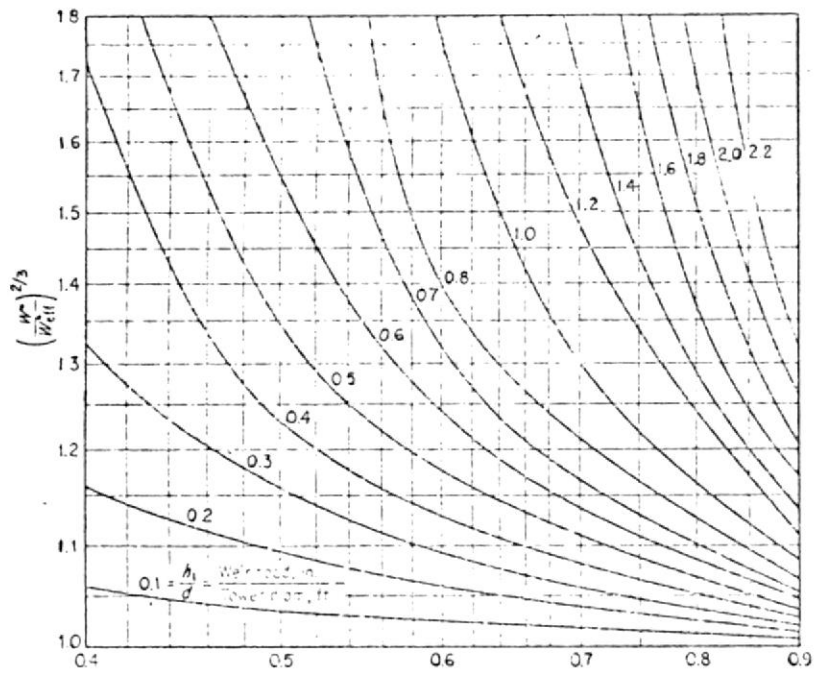
$$A_a = A_t - 2 A_d = 0.140 \text{ pies}^2$$

En la práctica es conveniente que el espaciamiento entre platos cumpla la siguiente ecuación:

$$h_w + h_1 + h_3 \leq \frac{t}{2} \quad (4.16.)$$

Donde:

$$h_1 = 5.38 \left( \frac{W}{W_{eff}} \right)^{2/3} (q/W)^{2/3} \quad (4.17.)$$



$$\frac{W^*}{d} = \frac{\text{longitud del vertedero (pies)}}{\text{diámetro de la torre (pies)}}$$

FIGURA . 4.13.

Corrección para la longitud efectiva del vertedero

La distancia  $h_3$  es la diferencia de niveles dentro e inmediatamente después de la placa separadora (fig. 4.12.) y está dada por:

$$h_3 = h_g + h_2 \quad (4.18.)$$

Donde:

$$h_g = h_d + h_1 + h_r \quad (4.19.)$$

$$h_d = 12 C_o \frac{V_h^2 \rho_g}{2 g \rho_l} \left[ 0.40 \left( 1.25 - \frac{A_h}{A} \right) + 4 \frac{1f}{d_h} + \left( 1 - \frac{A_h}{A_n} \right)^2 \right] \quad (4.20.)$$

$$C_o = 1.09 \left( \frac{d_h}{1} \right)^{0.25} \quad (4.21.)$$

$$h_1 = 0.24 + 0.725 h_w - 0.29 h_w V_a \rho_g^{0.5} + 4.48 \frac{q}{z'} \quad (4.22.)$$

$$h_r = 0.06 \frac{\sigma'}{\rho_l d_h} \quad (4.23.)$$

$$h_2 = 0.558 \left( \frac{q}{A_{da}} \right)^2 \quad (4.24.)$$

Reemplazando valores obtenemos:

$$h_w + h_1 + h_3 = 2'' \leq \frac{15}{2} \text{ pulg.}$$

Es decir, se cumple la condición dada por 4.16.

Si la velocidad del gas es excesivamente baja, el líquido tiende a filtrarse a través de los orificios cortocircuitando el plato. La velocidad a la cual ocurre ésto, está dada por la ecuación 4.25.

$$\frac{V_{hw} \mu_g}{\sigma g_c} = 2.92 (10^{-4}) \left[ \frac{\mu_g^2}{\sigma g_c \rho_g d_h} - \frac{\rho_l}{\rho_g} 10^3 \right]^{0.378} \cdot \left( \frac{1}{d_h} \right)^{0.293} \left[ \frac{2A_a d_h}{\sqrt{3} \rho' 3} \right]^{2.8/(Z/d_h)^{0.724}} \quad (4.25.)$$

Reemplazando obtenemos :

$$V_{hw} = 0.062 \frac{\text{pies}}{\text{seg.}}$$

Que es mucho menor a la velocidad de trabajo elegida (0.33 pies / seg.).

En la figura 4.11. se observa que en teoría dos platos serían suficientes para obtener la separación deseada. El generador actúa como un primer plato debido a que en él se produce una primera separación de líquido y vapor en equilibrio. Obtamos por utilizar dos platos como se indica en los gráficos del Capítulo VIII

4.4. Diseño del evaporador y de otros intercambiadores de calor auxiliares.

El evaporador en el ciclo de reabsorción, es un intercambiador de calor en donde se refrigerará agua al ceder calor a la solución agua-amoniaco.

Las condiciones de la solución agua-amoniaco son las siguientes:

$$m = 1.749 \text{ kg./min.}$$

$$x = 0.55$$

$$T_{\text{entrada}} = 7^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{salida}} = 15^{\circ}\text{C}$$

$$c_p = 1.072 \frac{\text{BTU}}{\text{lbs.}^{\circ}\text{F}}$$

El agua a refrigerar se la puede tomar directamente de la línea de agua potable bajo las siguientes condiciones:

$$m = 3 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

$$T_{\text{entrada}} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$c_p = 0.998 \frac{\text{BTU}}{\text{lb.}^{\circ}\text{F}}$$

La temperatura de salida del agua será:

$$T_{\text{Salida}} = 25^{\circ}\text{C} - \frac{1.072 (1.749)}{0.998 (3)} (15-7)^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{salida}} = 20^{\circ}\text{C}$$

DECLARACION EXPRESA :

DECLARO QUE: Hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis son de mi exclusiva responsabilidad, y que el patrimonio intelectual de la misma corresponde a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL.

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

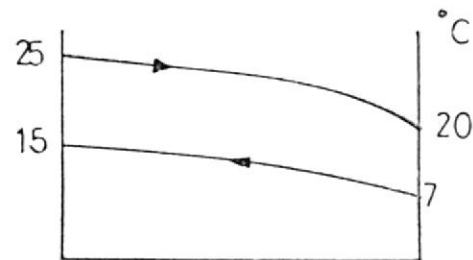


CIB-111

Bajo estas condiciones, un intercambiador de calor simple, de contracorriente, resultaría demasiado largo, por lo que optamos por usar un intercambiador compacto de la ALFA-LAVAL P20 - HB.

Los fabricantes de este intercambiador de placas nos indican la forma de obtener el área de transferencia necesaria. Los pasos a seguirse son los siguientes:

- a) Media logarítmica de la diferencia de temperatura.



$$MLDT = \frac{(25-15) - (20-7)}{\ln\left(\frac{10}{13}\right)} = 11.4^{\circ}\text{C}$$

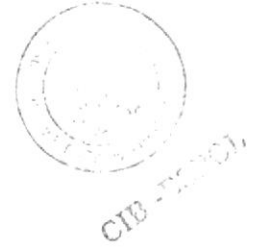
- b) Cálculo de  $\Theta$

$$\Theta = \frac{\text{Cambio de temperatura del fluido primario}}{MLDT}$$



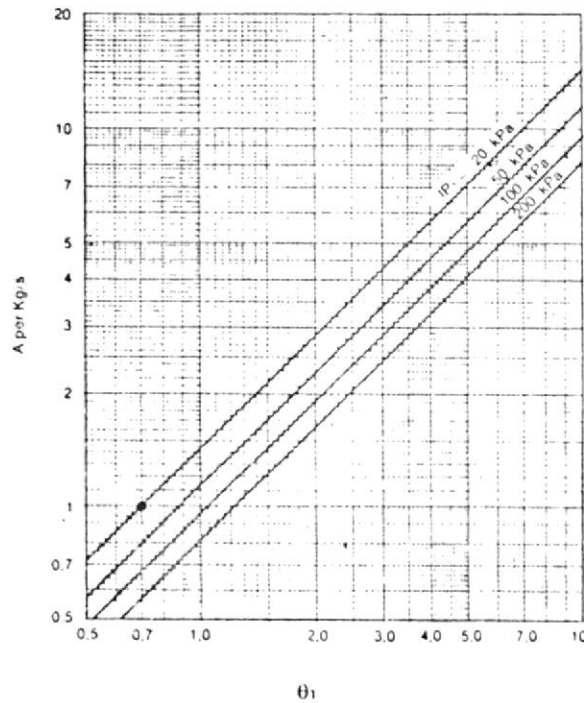
El fluido primario es aquel de menor capacidad calorífica por unidad de tiempo ( $mc_p$ ). El subíndice 1. corresponde al fluido primario.

$$\Theta = \frac{15 - 7}{11.4} = 0.70$$



c) Cálculo del área

Valores experimentales del área por unidad de flujo en función de  $\Theta$  se presenta en la siguiente figura.



$$\text{Area} = 1 \frac{\text{m}^2}{\text{kg/seg}} \cdot 1.749 \frac{\text{kg}}{\text{min}} \cdot \frac{\text{min}}{60 \text{ seg}} = 0.029 \text{ m}^2$$

d) Cálculo de la caída de presión en el lado secundario.

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left( \frac{m_2}{m_1} \right)^{1.9}$$

$$\text{luego } \Delta P_2 = 20 \text{ K}_{\text{pa}} \left( \frac{3}{1.749} \right)^{1.9} = 55 \text{ K}_{\text{pa}}$$

El área requerida debe ser corregida cuando la media logarítmica de la diferencia de temperatura está entre 10 y 30°C. Existen otros factores de corrección pero que en el peor de los casos duplicarían el área calculada. Un plato en este intercambiador tiene un área de aproximadamente 0.06 mts<sup>2</sup>. Para propósitos de experimentación, se pueden usar tres o cuatro platos, controlando el flujo de agua de tal manera de obtener 15°C a la salida de la solución agua-amoniaco.

Los intercambiadores de calor auxiliares para que sean altamente eficientes y al mismo tiempo de fácil construcción, necesitan longitudes de tubería demasiado extensas.

Limitaciones de economía y construcción nos llevaron a usar intercambiadores de contracorriente (tubo dentro de un tubo) con las características indicadas en el Capítulo VIII.

Con respecto al absorbedor, desorbedor y reabsorbedor, las únicas condiciones requeridas son la de permitir un perfecto mezclado de la solución y presentar un almacenamiento de mezcla de tal forma de poder responder en el equipo en situaciones inestables. Ambas condiciones son difíciles de evaluar, pero es importante recordar que mientras mayores sean estos recipientes, en mejor forma cumplirán su cometido. Estas partes del sistema serán cilindros de 20 cms. de diámetro y 30 cms. de altura.



## CAPITULO V

## Detalles de Construcción.



## 5.1. Estudio económico del modelo.

A continuación damos una lista detallada de los materiales y equipos utilizados junto con los precios estimados:

MATERIAL O EQUIPO	PRECIO ESTIMADO
=====	=====
Manómetros	S/. 1.000,00
Bombas	" 10.000,00
Tanques	" 5.000,00
Intercambiadores	" 10.000,00
Abrazaderas	" 1.000,00
Manguera	" 1.400,00
Amoniaco	" 2.000,00
Acoples	" 500,00
Válvulas	" 1.000,00
Varios	" 5.000,00
	<u>S/. 36.900,00</u>
	=====

Las bombas, intercambiadores y manómetros pertenecen a los Laboratorios de Conversión de Energía y Mecánica de Fluidos. Es de esperarse que una adecuación de equipos necesitará una inversión de aproximadamente S/. 15.000,00.

## 5.2. Problemas en la construcción.

Uno de los principales problemas es debido al caudal excesivo que suministran las bombas disponibles. Estas son de desplazamiento positivo a fin de elevar la presión al valor requerido y están acopladas a motores trifásicos de 220 voltios, con velocidad de trabajo de 1725 RPM. En vista de las limitaciones económicas se trató de resolver este problema colocando tuberías de recirculación en las descargas de las bombas. Este sistema de By-pass está indicado en la Fig. 8.1 . En posteriores proyectos creo que será necesario reducir la velocidad angular por medio de poleas o por medios eléctricos, si es que es factible esto último.

Un rol muy importante juega el control preciso de los flujos máscicos. Se pensó en primera instancia usar medidores de flujo tipo orificio junto con manómetros de mercurio, pero hay que recordar que cualquier inestabilidad puede dar lugar a oscilaciones peligrosas en las columnas del mercurio. El peligro está en la posibilidad del paso del metal a los tanques o intercambiadores de calor y a la imposibilidad de proceder a la limpieza de los mismos sin desconectar todo el sistema. Se optó por usar las propias válvulas como medidores de caudal, conforme se indicará mas adelante. Sin embargo, para futuros trabajos recomendamos el uso de medidores de orificio por exactitud y facilidad de control de los flujos máscicos. Se puede limitar un tanto el problema de las oscilaciones, colocando grilletes en las columnas de mercurio a fin de que sirvan de amortiguadores.

Las válvulas fueron usadas como medidores de flujo, presentándose problemas en la calibración de las mismas, debido a que la calibración fue hecha con agua, debiendo trabajar posteriormente en el equipo con soluciones de agua-amoniaco. Se recurrió a la Ley de Semejanza o Teoría de Modelos. Los parámetros que intervienen son: La presión, la velocidad, la densidad, rugosidad, la viscosidad, la abertura de la valvula y el diámetro de la tubería. Todos estos parámetros son los mismos que intervienen en los estudios de pérdidas de tubería con la excepción de la abertura de las válvulas que corresponderían a la longitud de tubería en el caso de pérdidas en tuberías. Los grupos adimensionales que explican ó definen cuantitativamente el fenómeno están indicados en la ecuación 5.1.

$$\frac{P}{\frac{1}{2} \rho V^2} = f \left( \frac{\rho V D}{\mu}, \frac{y^*}{D}, \frac{\epsilon}{D} \right) \quad (5.1.)$$

Conocidos los flujos y presiones de trabajo, se buscará a partir de la ecuación 5.1. los flujos y presiones de calibración, a igualdad de abertura de válvulas.

Cuando se cumplen las siguientes condiciones :

$$\frac{\rho_1 V_1 D_1}{\mu_1} = \frac{\rho_2 V_2 D_2}{\mu_2} \quad (5.2.)$$

$$y_1/D_1 = y_2/D_2 \quad (5.3.)$$

$$\frac{\epsilon_1}{D_1} = \frac{\epsilon_2}{D_2} \quad (5.4.)$$

La ecuación 5.2. nos dice : (5.5.)

$$\frac{\Delta P_1}{\frac{1}{2} \rho_1 V_1^2} = \frac{\Delta P_2}{\frac{1}{2} \rho_2 V_2^2}$$

Como lo unico diferente entre la calibración y el uso final en el equipo es el fluido de trabajo, de 5.2. obtenemos:

$$m_2 = m_1 \frac{\mu_2}{\mu_1} \quad (5.6.)$$

Y si se cumple 5.3. , de 5.5. y 5.6 obtenemos:

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left( \frac{\rho_1}{\rho_2} \right) \left( \frac{\mu_2}{\mu_1} \right)^2 \quad (5.7.)$$

Las ecuaciones 5.6. y 5.7. nos relacionan los flujos y presiones de calibración con los flujos y presiones deseados.

La bomba conectada al motor trifásico General Electric (Modelo 5K203E12) de 3/4 de HP y de 1.140 RPM, suministran un flujo de 0.324 kg./seg. Esta bomba se usará como bomba 2 (Fig.81).

La figura 5.1. presenta las condiciones de trabajo de la bomba 2

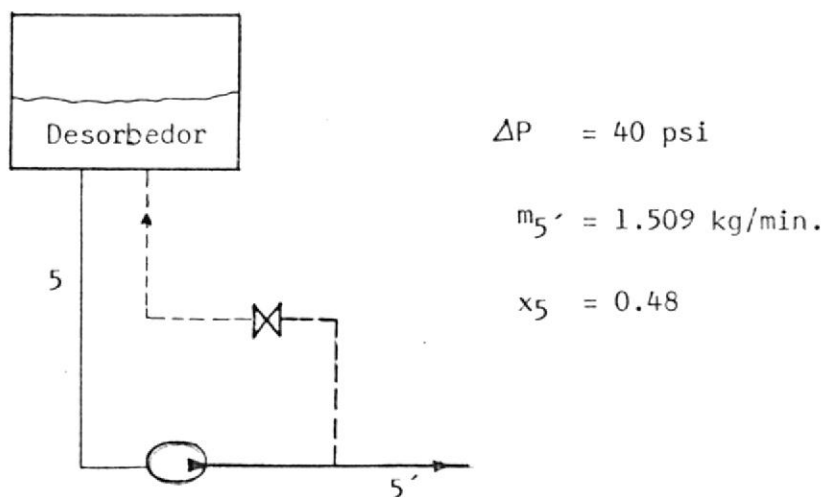


FIGURA 5.1.

B O M B A 2

La bomba de desplazamiento positivo TUTHILL PUMP CO., Modelo 2CC-C trabaja con un motor trifásico de 1.725 RPM de  $\frac{1}{2}$  HP. Esta bomba será la bomba 1. en la figura 8.1. Las condiciones de trabajo de esta bomba se indican en la figura siguiente :

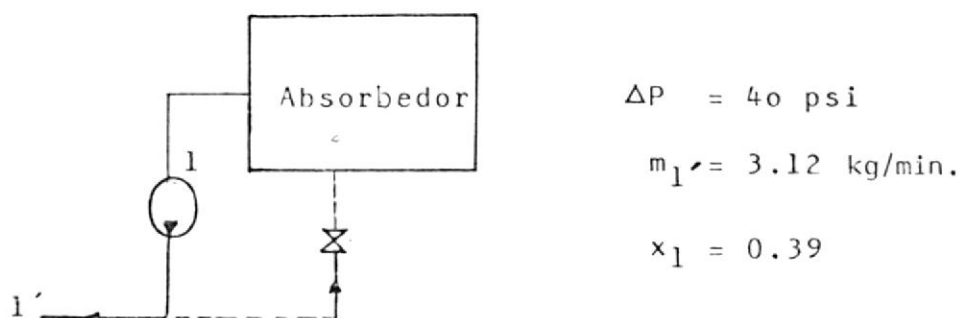


FIGURA 5.2.

B O M B A 1

TABLA 5. 1.

## CONDICIONES DE CALIBRACION

Punto	Solución Agua - Amoniaco				Condiciones de calibración		
	Flujo kg/min.	Concentra Peso	Densidad lb/pie <sup>3</sup>	Temperat. °C	ΔP psi	Flujo kg/min.	ΔP PSI
1	3.12	0.39	52.3	30	40	2.652	24.32
4	2.88	0.34	53.23	40	40	2.54	26.64
5	1.51	0.48	50.71	15	40	1.29	23.62
7	1.749	0.55	49.02	20	40	1.53	24.10

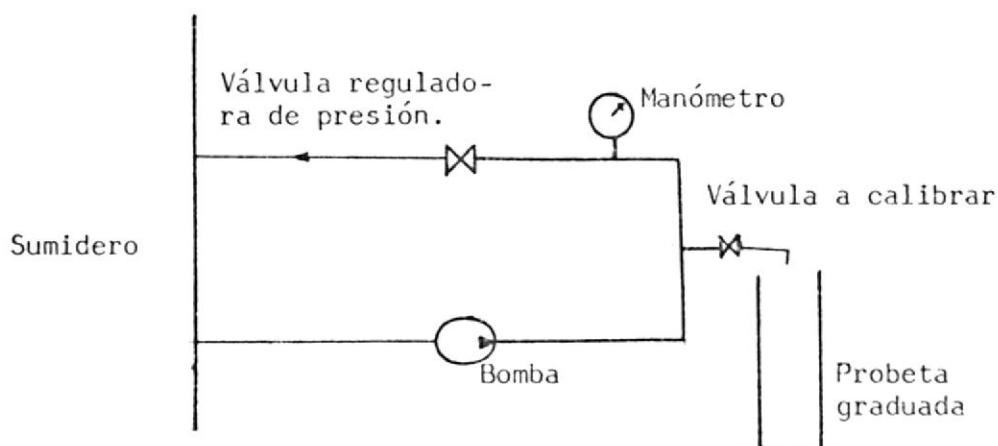
Condiciones de calibración:

Se usaron como propiedades del agua las siguientes:  $\rho=62.3 \frac{\text{lb}}{\text{pie}^3}$   $\mu=1.15 \text{ cp}$ .

La tabla 5.1. indica los flujos máxicos requeridos, las propiedades y las condiciones de calibración obtenidas a partir de las ecuaciones 5.6. y 5.7.

En un principio se pensó calibrar las válvulas a varias aberturas y mediante la Ley de Semejanza obtener la curva de flujo máxico de solución vs. grados de abertura. La resolución de las válvulas no es suficiente para realizar ésto último por lo que se optó a llevarlas a una posición fija donde debido al gradiente de 40 psi, se obtenga el caudal requerido. La figura 5.3. nos presenta el circuito de calibración de las válvulas.

FIGURA . 5. 3



Esquema del circuito de calibración de las válvulas

La probeta graduada tiene una capacidad máxima de 250 ml. con una resolución de 1 mililitro. El cronómetro usado tiene una exactitud de centésimas de segundo.

La tabla 5.2. presenta los resultados de la calibración junto con el resultado esperado.

condiciones de calibración		Resultados	Error
Flujo kg/min.	$\Delta P$ psi	Flujo kg/min.	%
2.652	24.32	2.8	1.2
2.541	26.74	2.68	1.2
1.285	23.62	1.094	1.2
1.53	24.10	0.43	1.2

TABLA . 5.2.

Calibración de las válvulas reguladoras de Flujo

La diferencia entre los flujos requeridos y el obtenido, es del orden del 5%, mientras que la diferencia entre los flujos máscicos en el sistema, es de apenas 4%. Esto nos indica la necesidad del uso de reguladores de caudal de mayor precisión.

Los manómetros fueron calibrados en el equipo H3A Equipment. Las curvas de calibración se encuentran en el Capítulo VIII.

Se usaron termocuplas tipo T introducidas en perforaciones de 1/8" selladas con pegamento de epoxi. La prueba de presión estática en el equipo indicó la necesidad en algunos casos, de sellarlos nuevamente.

Las diversas conexiones fueron realizadas con mangueras de caucho que soportan una presión de trabajo de 100 psi. Es necesario limpiar cuidadosamente el interior de dichas mangueras con el objeto de evitar que la suciedad se deposite en las partes deslizantes de las bombas.

Las abrazaderas utilizadas no son lo suficientemente confiables para trabajos continuos a presiones superiores a las 40 psi. Se hace necesario el uso de tubos metálicos a fin de que por medio de las uniones roscadas, obtener un buen sellamiento. Esto dificultará en cierto grado el trabajo, pero redundará en una más confiable y segura operación.

Las pruebas de estanqueidad fueron hechas con aire comprimido con el equipo completamente ensamblado. Los intercambiadores fueron probados estáticamente con agua a una presión de 150 psi.

En el absorbedor, desorbedor y reabsorbedor, el nivel del líquido debe estar aproximadamente en la posición media de los mismos. En nuestro caso, debido a los altos caudales desarrollados por las bombas, cualquier error en la apertura de válvulas los llenaba completamente. En el caso de usar bombas de caudales aceptables, este problema no revestirá

la importancia actual, pero a pesar de ésto creo con  
veniente colocar visores de nivel para controlar la  
cantidad de fluido remanente en los tanques.



## CAPITULO VI



## Pruebas experimentales

Para iniciar las pruebas experimentales es necesario expulsar el aire remanente en el sistema. Para este efecto, se cerraron las válvulas que comunican el lado de alta con el de baja, posteriormente conectamos las resistencias eléctricas del generador, obteniendo un aumento de presión. La abertura de las válvulas de sangrado ocasionan la expulsión del aire junto con una pequeña cantidad de amoníaco. Posteriormente se abrieron las válvulas presurizando el lado de baja y expulsando el aire retenido. Terminado el sangrado, se permite al sistema llegar a las presiones de trabajo, en este punto se arrancan las bombas tratando de obtener el caudal requerido por medio de las válvulas reguladores del caudal. Es en esta parte de la experiencia que se tuvieron mayores dificultades debido a la ineficiencia en el control de las válvulas.

Las partes del equipo que deben ser refrigeradas por el medio, lo fueron con aire comprimido obtenido del compresor del túnel supersónico de viento.

## 6. 1. Energía cedida al sistema.

La energía cedida al sistema puede fácilmente evaluarse a partir de mediciones.  $\text{Potencia} = \text{Voltaje} \times \text{Amperaje}$ .

### 6 .2. Temperatura de refrigeración y calor absorbido en el evaporador.

La temperatura mínima de refrigeración corresponde a la temperatura de entrada de la solución agua-amoniaco en el evaporador. Esta temperatura es medida por medio de una termocupla tipo T.

El calor absorbido está dado simplemente por el producto del flujo máximo de agua refrigerada, el calor específico del agua y su decremento de temperatura. Todos ellos, valores conocidos o medibles.

### 6 . 3. Obtención de los coeficientes de funcionamiento reales.

El coeficiente de funcionamiento estará dado por los valores medidos anteriormente y la ecuación:

$$\text{COP} = \frac{\text{calor absorbido en el evaporador}}{\text{energía cedida al sistema}}$$



## CAPITULO VII

Análisis de los resultados y conclusiones.

7 . 1. Comparación del ciclo real con el ideal.

La lectura de presión y temperatura en varios puntos, nos permitiría ubicarlos en el diagrama entalpía-concentración, para aquellos puntos que se encuentran en estado de equilibrio. El calor extraído del agua de refrigeración y el conocimiento de los puntos reales en el diagrama  $Hxy$ , facilitan hallar las concentraciones y flujos máxicos reales. Así mismo, con estos valores podemos obtener la razón de reflujo externo real y calcular el calor perdido en el generador, intercambiadores, etc.

7. 2. Análisis del ciclo y formas de mejorar el sistema.

Una prueba experimental interesante sería la de introducir la alimentación directamente al generador. Si los resultados son satisfactorios (como puede pensarse a partir de la ecuación 4.11.), el flujo en la torre se verá drásticamente reducido y siendo por lo tanto el diámetro requerido mucho menor. Esto repercute grandemente en un bajo costo del equipo.

CAPITULO VIII

Nomenclatura, planos, tablas y apéndices.



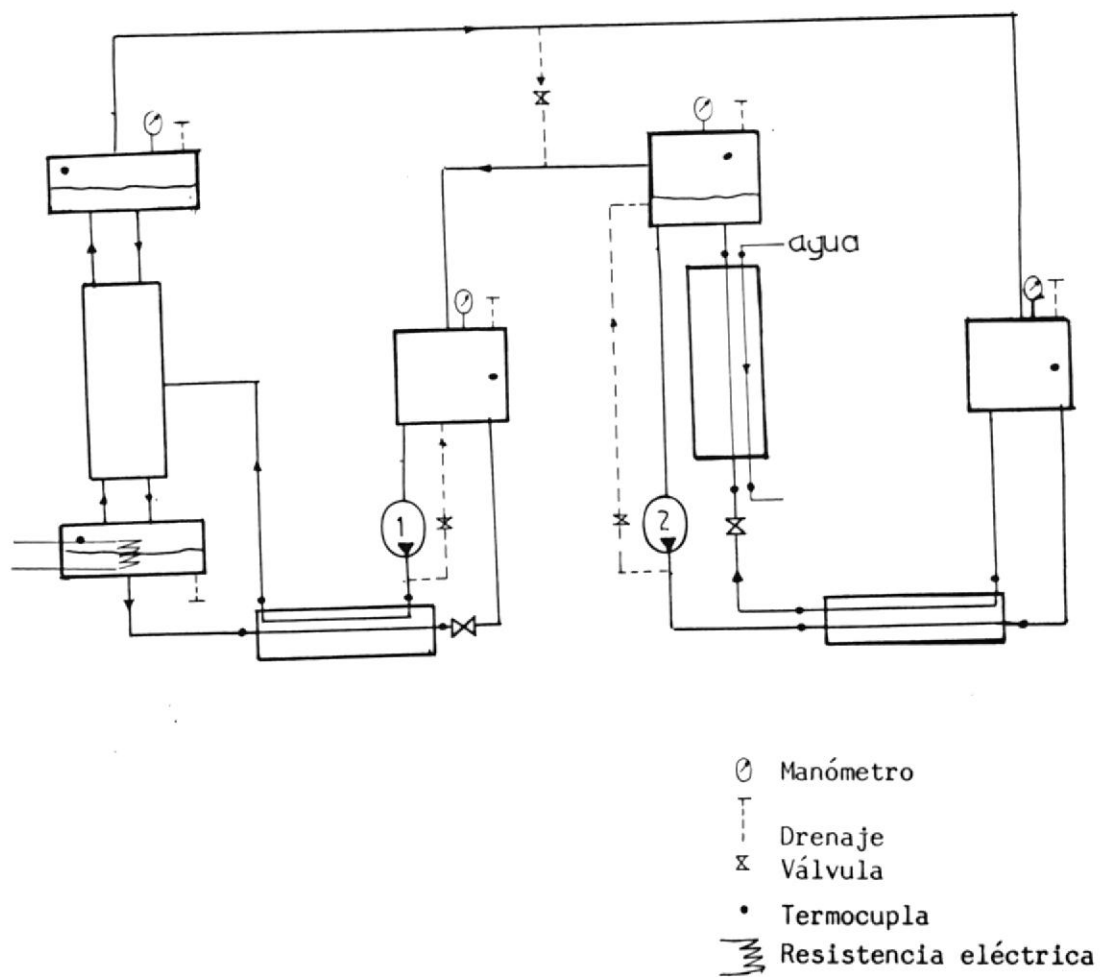
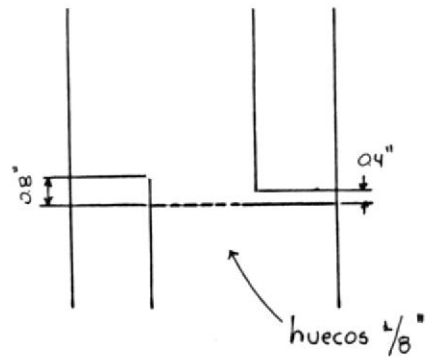
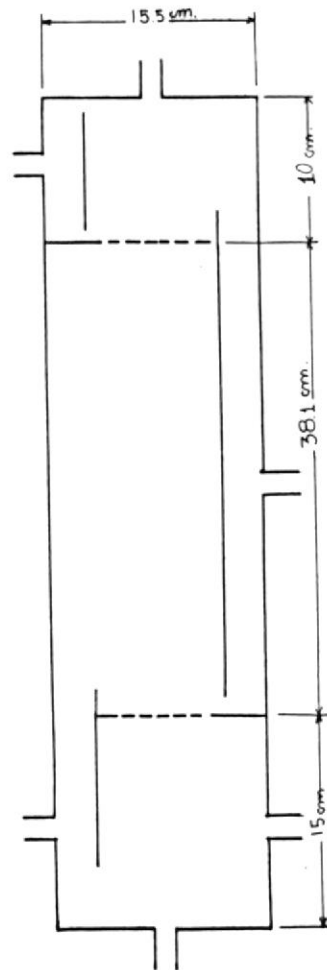
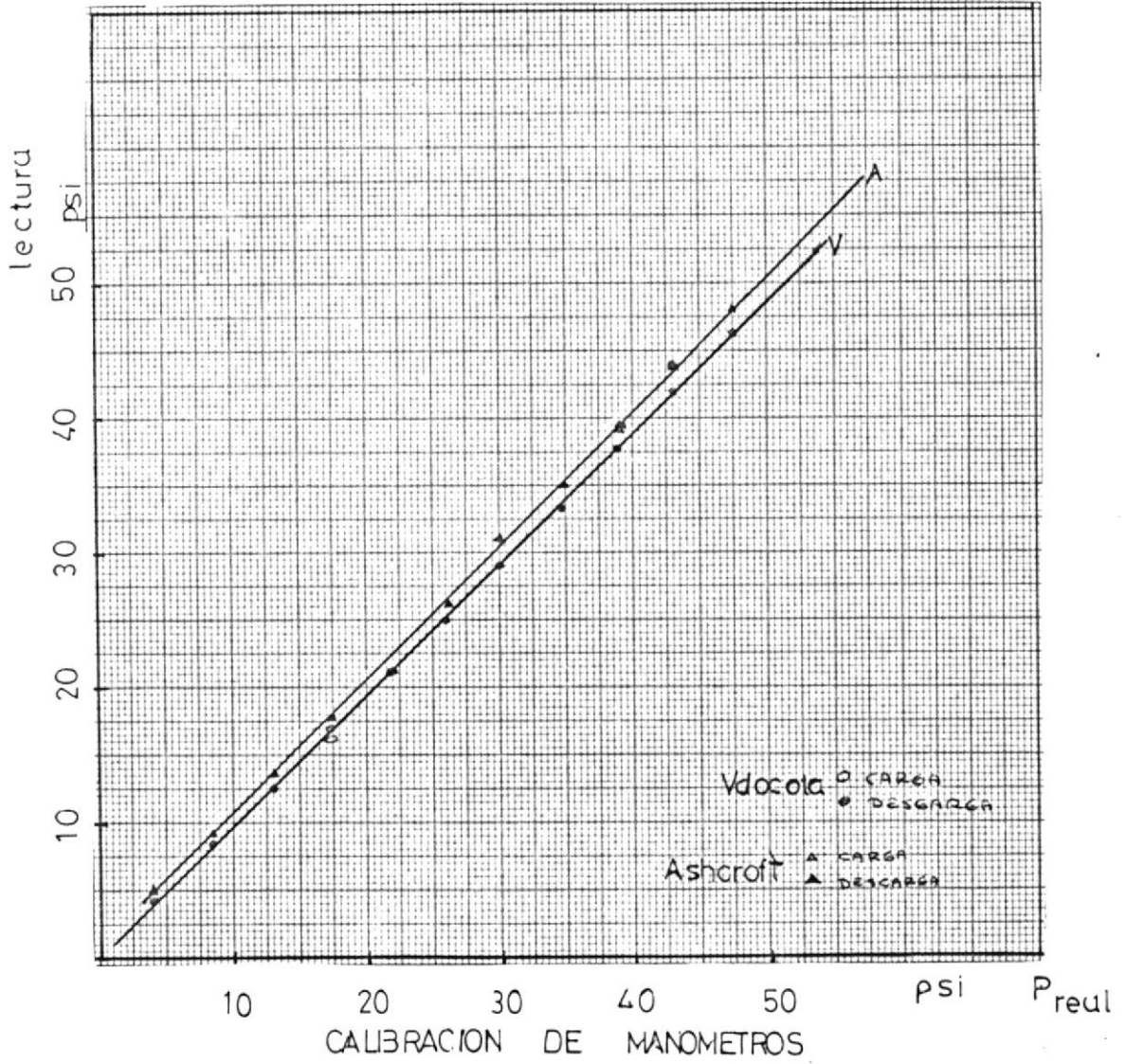


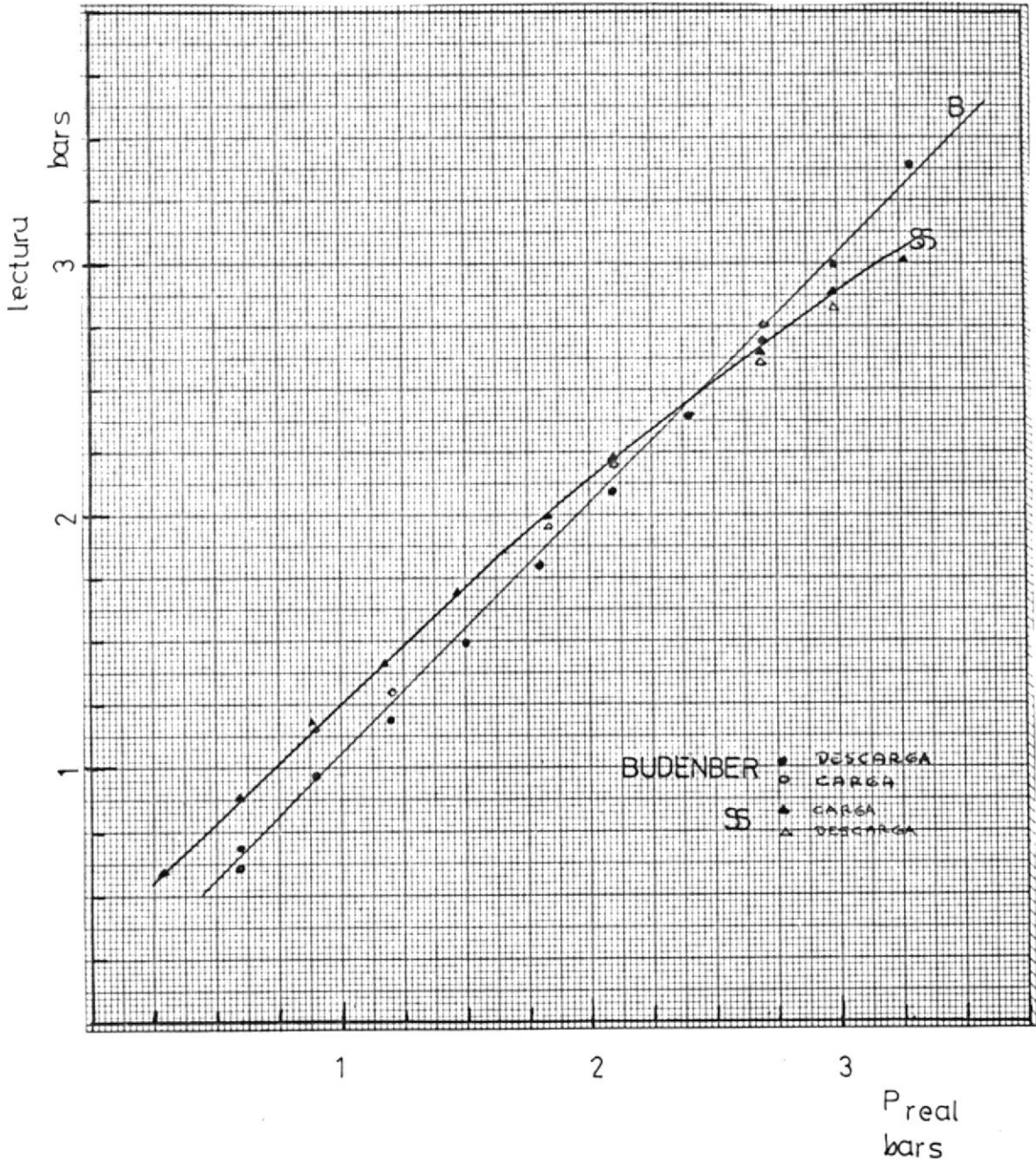
FIGURA 8.1.  
 ESQUEMA DEL EQUIPO EXPERIMENTAL



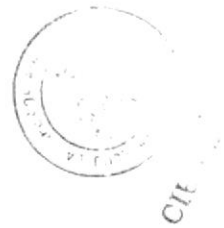
ESQUEMA:

TORRE DE RECTIFICACION





CALIBRACION DE MANOMETROS



## N O M E N C L A T U R A

$A_a$  = Area activa de un plato =  $A_t - 2A_d$  pie<sup>2</sup>

$A_d$  = Area normal del conducto que dirige al líquido de un plato a otro (placa vertical) pie<sup>2</sup>

$A_{da}$  = La más pequeña de las áreas,  $A_d$  o el área entre el plato y la base de la placa vertical

$A_h$  = Area de las perforaciones pie<sup>2</sup>/plato

$A_n$  = Area neta del flujo para el vapor  $A_n = A_t - A_d$   
pie<sup>2</sup>

$A_t$  = Area transversal de la torre pie<sup>2</sup>

$c_p$  = Calor específico a presión constante

CP = Centipoises

$d'_h$  = Diámetro de un hueco pie

D = Flujo de destilado

f = Factor de fricción de Fanning, adimensional

F = Flujo de alimentación

g = Aceleración de vida a la gravedad pie/seg<sup>2</sup>

$g_c$  = Constante de conversión 32.2 lbm. pie/(lbf. seg.<sup>2</sup>)

$g'_c$  = Constante de conversión 4.18 10<sup>8</sup> lbm. pie/(lbf. hr<sup>2</sup>)

G = Velocidad superficial molar lbm./(hr/pie<sup>2</sup>)

$G'$  = Velocidad superficial del vapor lbm/(hr.pie<sup>2</sup>)

$\bar{G}$  = Flujo de vapor en la zona de fatiga

$h_d$  = caída de presión cuando la torre está seca, pulgadas de líquido

- $h_g$  = Caída de presión para un plato perforado pulg lí  
quido.
- $h_r$  = Caída de presión residual pulg. líquido
- $h_w$  = Altura del vertedero pulg.
- $h_1$  = Cresta del vertedero pulg.
- $h_2$  = Caída de cabezal pulg.
- $h_3$  = Altura del líquido en la placa vertical que dirig  
e al líquido de un plato a otro pulg.
- $l$  = Espesor del plato pulg.
- $\ln$  = Logaritmo natural
- $\log$  = Logaritmo común
- $L$  = Flujo del líquido, velocidad molar superficial  
del líquido
- $\bar{L}$  = Flujo del líquido en la zona de fatiga
- $L'$  = Velocidad superficial del líquido lb./hr. pie<sup>2</sup>)  
 = Densidad del líquido  
 = Densidad del vapor
- $m_d$  = Flujo másico de destilado en los ciclos de absorci  
ción
- $p'$  = Distancia entre los centros de los orificios en  
los platos perforados pie
- $Q$  = Flujo de calor
- $Q'$  = Flujo de gas o vapor pie<sup>3</sup>/seg.
- $q$  = Flujo del líquido pie<sup>3</sup>/seg.
- $R$  = Razón de reflujo externo
- $R_m$  = Razón de reflujo mínimo.



## BIBLIOGRAFIA

- 1.- ROBERT H. PERRY / CECIL H. CHILTON,  
Chemical Engineers Handbook, International  
Student Edition.
- 2.- JAMES I. TRRELKELD.  
Ingeniería del ámbito térmico, Printice Hall  
International
- 3.- VIRGIL M. FAIRES  
Termodinámica, Unión Tipográfica Editorial  
Hispano-Americana.
- 4.- FOX & McDONALD,  
Introduction to Fluid Mechanics, Wiley.
- 5.- J.C.V. CHINNAPPA  
Experimental Study of the Intermittent Va-  
pour Absorption Refrigeration Cycle Employing  
the Refrigerant-Absorbent Systems of Ammonia  
Water and Ammonia Lithium Nitrate, Solar  
Energy I.(1961).
- 6.- J.C.V. CHINNAPPA.  
Solar operation of ammonia-water multistage  
air conditioning cycles in the tropics.  
Solar Energy, 1978 Technical Note.
- 7.- B.J. HUANG, T Y CHANG  
Dpto.of Mechanical Engineering National Taiwan  
University, Taipei, Taiwan, R.U.C., 1978.
- 8.- ALFA-LAVAL.  
Instruction book, P20-HB.