

*[Handwritten signature]*

6/3/3



\*D-3965\*

DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO  
DE AGUA PARA USO INDUSTRIAL

INVENTARIAL

FOR: 21-11-2015

621.4022  
T 693  
C.2  
401-00026

DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO  
DE AGUA PARA USO INDUSTRIAL

INVENTARIADO 12 MAR 1981  
RESPONSABLE: *[Signature]*

D-3965

TESIS DE GRADO



BIBLIOTECA

PREVIA A LA OBTENCION DEL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO

PRESENTADO POR

ALBERTO TORRES VALENCIA

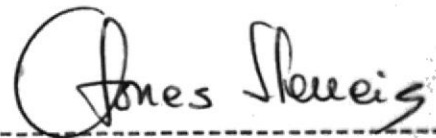
EGRESADO DE LA

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

4 FEB. 1974  
DONACION  
INGRESADO A INVENTARIO CON  
ORD. No. D. 3965

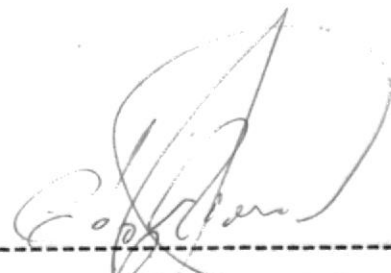
DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE AGUA  
PARA USO INDUSTRIAL

AUTOR:



ALBERTO TORRES VALENCIA

CERTIFICADO:  
POR



INGENIERO MECANICO

EDUARDO RIVADENEIRA

DIRECTOR DE TESIS

ACEPTADA POR:

INGENIERO MECANICO

FREDDY CEVALLOS B.

DIRECTOR DEL DEPARTAMENTO  
DE INGENIERIA MECANICA

EL PATRIMONIO INTELECTUAL DE  
ESTA TESIS PERTENECE A LA  
ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA  
DEL LITORAL

DECLARACION EXPRESA:

LA RESPONSABILIDAD DE LOS HECHOS  
IDEAS Y DOCTRINAS EXPUESTAS EN ESTA  
TESIS, CORRESPONDEN EXCLUSIVAMENTE  
A SU AUTOR

(ARTICULO SEXTO DEL REGLAMENTO DE  
EXAMENES Y TITULOS PROFESIONALES).

ALBERTO TORRES VALENCIA

## DEDICATORIA

### A MIS PADRES

Que con su abnegado cariño y apoyo supieron inculcar en mí, voluntad y responsabilidad para llevar a cabo la cristalización de mis ideales.

### A MI ESPOSA Y A MI PEQUEÑO HIJO ERNESTO FORTUNATO

Que me proveen de ese impulso vital para disfrutar y afrontar las bondades y adversidades de la vida.

### A MIS QUERIDOS HERMANOS

Que con su cariño y acertada orientación, constituyen el apoyo y la guía para el cumplimiento de mis propósitos.

## AGRADECIMIENTO

Presento mis sinceros agradecimientos al Personal Docente de la Escuela Superior Politécnica del Litoral, en especial al Director del Departamento de Ing. Mecánica, Ing. Freddy Cevallos B., y a todos y cada uno de los profesores, que me prestaron su valiosa ayuda en todo momento para poder llegar a la culminación de este trabajo.

A mi Director de Tesis, Ing. Eduardo Rivadeneira P., por las orientaciones y observaciones efectuadas durante el desarrollo de la presente Tesis.

Al Ing. Aurelio Torres V., Profesor del Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Universidad de Guayaquil, que con su cooperación se pudo llevar a cabo las experimentaciones necesarias para este trabajo.

## SUMARIO

### CAPITULO N° 1

#### INTRODUCCION

### CAPITULO N° 2

#### GENERALIDADES:

- 2.1.- Fundamento del enfriamiento por evaporación
- 2.2.- Partes componentes de las Torres de Enfriamiento
- 2.3.- Clasificación de las Torres de Enfriamiento
- 2.4.- Eficiencia de las Torres de Enfriamiento
- 2.5.- Selección de la Torre a diseñarse
- 2.6.- Determinación de las relaciones fundamentales para el diseño de una Torre de Enfriamiento de tiro inducido, flujo en contracorriente

### CAPITULO N° 3

- 3.1.- Planteamiento del problema
- 3.2.- Condiciones de diseño
- 3.3.- Cálculos:

- a) Determinación experimental del valor del coeficiente total de

transferencia de masa.

- b) Cálculo de la altura de la zona empaquetada de la Torre
- c) Cálculo de la cantidad de agua de compensación
- d) Selección del ventilador
- e) Determinación de las dimensiones de la piscina
- f) Determinación de la cantidad de agua a purgarse en el sistema

#### CAPITULO N° 4

##### ESTUDIO ECONOMICO

- a) Costo de construcción y,
- b) Costo de operación anual

#### CAPITULO N° 5

##### APENDICE

- A) Tablas
- B) Diagramas
- C) Figuras
- D) Referencias

## LISTA DE SIMBOLOS

- $a$  = Superficie interfacial por unidad de volumen de empaquetadura,  $\text{pie}^2/\text{pie}^3$ .
- $a_H$  = Superficie interfacial para transferencia de calor,  $\text{pie}^2/\text{pie}^3$ .
- $a_M$  = Superficie interfacial para transferencia de masa,  $\text{pie}^2/\text{pie}^3$ .
- $C_{AL}$  = Calor específico del agua a presión constante, BTU/lb.°F.
- $C_s$  = Calor húmedo, BTU de mezcla aire-vapor / lb. aire seco. °F.
- $G_s^-$  = Flujo másico de aire, lb de aire seco por hora.  $\text{pie}^2$ .
- $G_s$  = Flujo másico de aire, lb de aire seco por hora.
- $h$  = Coeficiente de transferencia de calor por convección, BTU / hora.  $\text{pie}^2$ . °F.
- $H$  = Entalpía, BTU / lb.
- $H'$  = Entalpía de una mezcla aire-vapor, BTU/lb aire seco.
- $H'^*$  = Entalpía de una mezcla saturada aire vapor de agua en equilibrio con el volumen del líquido, BTU/lb aire seco.
- $H_{tG}$  = Altura de una unidad de transferencia de entalpía gaseosa, pie.
- $H_{tOG}$  = Altura total de la unidad de entalpía gaseosa, pie.
- $k_y$  = Coeficiente de transferencia de masa, lb de agua transferidas / h.  $\text{pie}^2$ .  $\Delta Y'$ .
- $K_y$  = Coeficiente de transferencia de masa, Total, lb de agua transferidas / h  $\text{pie}^2$   $\Delta Y'$ .
- $L$  = Flujo másico de agua, lb / hora.
- $L'$  = Flujo másico de agua, lb / hora  $\text{pie}^2$ .
- $Le$  = Número de Lewis =  $h_G \cdot a_H / C_s k_y a_M = 1$ .
- $M$  = Agua de compensación, lb de agua por hora.
- $N_{tG}$  = Número de unidades de transferencia de entalpía del aire,

- $N_{tOG}$  = Número total de unidades de transferencia de entalpía del aire,  
 $q_s$  = flujo de transferencia de calor para calor sensible,  
 BTU / hora  $\text{pie}^2$ .  
 $Q$  = Carga de calor disipado por la planta, BTU por hora.  
 $S$  = Superficie interfacial,  $\text{pie}^2$ .  
 $t$  = Temperatura, °F.  
 $t_o$  = Temperatura de referencia, 32 °F.  
 $t_L$  = Temperatura del agua, °F.  
 $t_G$  = Temperatura de bulbo seco del aire, °F  
 $t_w$  = Temperatura de bulbo húmedo del aire, °F.  
 $t_M$  = Temperatura del agua de compensación, °F.  
 $t_K$  = Temperatura del Kerex , °F.  
 $t_i$  = Temperatura de la interface, °F.  
 $Y$  = Humedad absoluta, lb de vapor/ lb de aire seco.  
 $z$  = Distancia, pies.  
 $Z$  = Altura de la zona empaquetada, pies.  
 $\lambda$  = Calor latente de vaporización , BTU por libra.  
 $\lambda_o$  = Calor latente de vaporización a  $t_o$  , BTU por lb.  
 $\rho$  = Densidad del aire estándar, lb por  $\text{pie}^3$   
 $\rho^*$  = Relación de densidades.  
 $\phi$  = Humedad relativa, %.  
 $\epsilon$  = Eficiencia de enfriamiento, %

## INDICE

DEDICATORIA	V
DECLARACION	VI
AGRADECIMIENTO	VII
SUMARIO	VIII
LISTA DE SIMBOLOS	IX

### CAPITULO N° 1:

#### INTRODUCCION

1

### CAPITULO N° 2:

#### GENERALIDADES

2.1.- Fundamento del enfriamiento por evaporación	5
2.2.- Partes componentes de la torre de enfriamiento.	
a) Distribuidor de agua de entrada de la torre	7
b) Empaques o rellenos	8
c) Separadores de gotas	13
d) Lumbreras de admisión de aire	14
e) Equipo mecánico	15
(1) Ventilador	15
(2) Soporte del equipo mecánico	17
(3) Motor y transmisión.	17

(4) Difusores	18
* 2.3.- Clasificación de la torres de enfriamiento ✓	19
Torre Atmosférica	19
Torre de tiro natural o hiperbólica	21
Torres de enfriamiento de tiro mecá nico	23
Torre de tiro forzado	23
Torre de tiro inducido	25
Flujo en contra-corriente	25
Flujo cruzado	27
2.4.- Eficiencia de las torres de enfriamiento	29
* 2.5.- Selección de la torre a diseñarse	31
* 2.6.- Determinación de las relaciones funda - mentales para el diseño de una torre de enfriamiento de tiro inducido, flujo en contra-corriente	35
a) Determinación de la fórmula para calcular la altura de la zona empaquetada	35
b) Determinación del área de la sección trans versal de la torre	46
c) Determinación de la cantidad de agua de compensación	46

## CAPITULO N° 3:

### DISEÑO Y CALCULO

3.1.- Planteamiento del problema	49
3.2.- Condiciones de diseño	49
3.3.- Cálculos	50
a) Determinación experimental del valor del coeficiente de transferencia de masa	50
Cálculos para el experimento N°1	55
Cálculos para el experimento N°2	65
Cálculos para el experimento N°3	75
b) Cálculos del área de la sección transver- sal de la torre	85
c) Cálculo del flujo de aire que circulará por la torre	86
d) Cálculo de la altura de la zona empaque- tada	91
e) Cálculo de la cantidad de agua de compen- sación	95
f) Selección del ventilador	97
g) Determinación de las dimensiones de la piscina	100
h) Determinación de la cantidad de agua a pur- garse en el sistema	101

CAPITULO N° 4:

ESTUDIO ECONOMICO

✓ 4.1- Estudio económico	105
✓ a. Costo de construcción	105
✓ b. Costo de operación	113

C CAPITULO N° 5

Apendice	114
----------	-----

CAPITULO N° 1

INTRODUCCION

## INTRODUCCION

El uso principal del agua en la industria, es en la remoción del calor para condensar y enfriar varios productos. El agua después de haberse usado en esta forma, queda caliente y puede ser descargada, o enfriada y luego recirculada.

Si la planta industrial estuviera situada en la rivera del rio, se podría usar ésta, como agua de enfriamiento previamente filtrada, pero como es de suponer ésta contiene cantidades apreciables de sales disueltas, lo que implica que el uso contínuo de agua del rio produzca incrustaciones en la superficie de enfriamiento de los equipos, lo que trae como consecuencia el deterioro y aumento de costos en el mantenimiento industrial.

Por otro lado, como el agua calentada se la retorna al rio, se presenta el problema de la contaminación térmica que puede ser tan grave como cualquier otra forma de contaminación, ya que el agua tibia estimula el crecimiento anormal de algas, que en cierto modo consumen el oxígeno de uso animal.

En cambio si el agua usada para el enfriamiento (potable) es la de consumo humano, es evidente que la disponibilidad es cada vez menor a más que relativamente es costosa. Por lo tanto, se ve la necesidad inmediata a nivel industrial de economizar el agua; de esta manera resultaría absurdo su uso ilimitado como medio de enfriamiento, ya que, la institución que la suministra no permite que el agua usada para éstos fines sea descargada a los sumideros.

En cualquier caso, se ve la necesidad de optar algún método que permita enfriar agua a menor costo, sin que se produzcan efectos secundarios; así, se podría enfriar agua utilizando equipos de enfriamiento de contacto indirecto, como en los intercambiadores térmicos de circuito cerrado, en donde el líquido a enfriarse pasa a través de finas tuberías con aletas disipadoras de calor y exteriormente pasa el aire que absorbe calor del líquido que se está enfriando, en forma similar a los radiadores convencionales de autos.

Otra forma de enfriar agua, sería aprovechando la técnica del enfriamiento por evaporación, la cual se basa en que para enfriar el agua, se evapora una pequeña cantidad de ésta, absorbiendo el calor latente del resto del agua la cual se enfría; la evaporación, se produce poniendo en contacto directo aire de humedad relativa baja con el agua caliente a enfriarse. Como se ve, éste método tiene la ventaja sobre el anterior, en que en este caso se ponen dos flujos íntimamente en contacto directo produciéndose una transferencia de masa y calor simultáneamente y, la capacidad de enfriamiento excede en mucho a los intercambiadores indirectos en donde la disipación de calor se produce por termotransferencia pura, a más que el flujo de calor debe vencer las resistencias que ofrecen los materiales de los tubos aleteados.

Los dispositivos que se utilizan para poner en contacto directo el aire con el agua, varían desde las piscinas abiertas al ambiente hasta las torres de enfriamiento (de tiro mecánico), las cuales son usadas cuando se necesita enfriar cantidades considerables de agua, como usualmente lo es a nivel industrial. ✓

Las torres de enfriamiento (de tiro mecánico) son las más usadas industrialmente y más aún en la localidad, en donde el comportamiento del aire atmosférico se presenta como una sustancia de trabajo deficiente.

→ Una torre de enfriamiento de tiro mecánico, es un dispositivo en donde se pone en contacto directo aire ambiente de humedad relativa baja con agua caliente que efluye del proceso industrial. En ésta, el agua llega a un distribuidor construido de tubería galvanizada, localizado en la parte superior de la unidad de donde es atomizada por medio de boquillas sobre una gran zona empaquetada que provee máxima superficie de transferencia y, de esta manera se pone en contacto con el aire atmosférico que circula en dirección contraria por la acción de un ventilador o extractor para reforzar el movimiento ascendente del aire en el interior de la unidad. X

Por lo tanto, es motivo del presente estudio (el diseñar y) calcular una torre de enfriamiento de agua para uso industrial, en base a las consideraciones anteriormente indicadas; para lo cual se han tomado como referencia los principios fundamentales de transferencia de masa y de calor, que intervienen en los procesos de enfriamiento de agua con aire cuando están en contacto directo.

En este trabajo, se ha tratado de seguir un proceso de diseño adecuado, para lo cual, se presenta en el capítulo de generalidades (2) un estudio de los fundamentos teóricos de las torres de enfriamiento y un análisis del funcionamiento de las mismas obteniéndose de esta manera, el método analítico para determinar las diferentes variables que se necesitan para

el diseño.

Como en la literatura de referencia se cuenta con muy pocos datos disponibles con respecto al comportamiento de las torres de enfriamiento comerciales, se vió la necesidad de determinar experimentalmente, en un aparato a escala piloto, el valor del coeficiente de transferencia de masa total, combinado con el valor del área específica de transferencia ( $a$ ), de la empaquetadura, valor que es difícil calcular separadamente, obteniéndose el grupo  $K_y a$ , factor de mucha importancia que interviene en el diseño, para lo cual se presenta la técnica operativa para determinarlo, en cualquier equipo disponible.

## CAPITULO N° 2

### GENERALIDADES

- 2.1.- FUNDAMENTO DEL ENFRIAMIENTO POR EVAPORACION
- 2.2.- PARTES COMPONENTES DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO
  - a.- DISTRIBUIDOR DE AGUA DE ENTRADA
  - b.- EMPAQUES O RELLENOS
  - c.- SEPARADORES DE GOTAS
  - d.- LUMBRERAS DE ADMISION DE AIRE
  - e.- EQUIPO MECANICO
- ✓ 2.3.- CLASIFICACION DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO
  - ✓ a.- TORRES DE CIRCULACION NATURAL
  - ✓ b.- TORRES DE TIRO MECANICO
- 2.4.- EFICIENCIA DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO
- 2.5.- SELECCION DE LA TORRE A DISEÑARSE
- 2.6.- DETERMINACION DE LAS RELACIONES FUNDAMENTALES PARA EL DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO FLUJO EN CONTRA-CORRIENTE
  - a.- ALTURA DE LA ZONA EMPAQUETADA (Z)
  - b.- AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL (A)
  - c.- CANTIDAD DE AGUA DE COMPENSACION (M)
  - d.- FLUJO DE AIRE QUE CIRCULARA POR LA TORRE ( $G_s$ )

## 2.1 .- FUNDAMENTO DEL ENFRIAMIENTO POR EVAPORACION

El principio fundamental en que se basa el enfriamiento del agua por evaporación, es en el que, el agua para transformarse en vapor necesita calor (calor latente de vaporización), cuyo valor es al rededor de 1000 BTU/ lb. agua evaporada, valor que pone de manifiesto que pequeñas cantidades de agua evaporada, producen altos efectos de enfriamiento. Este calor es tomado principalmente del líquido remanente, lo que produce un descenso de su temperatura.

La evaporación se produce poniendo en contacto directo agua caliente con aire atmosférico ambiente de humedad relativa baja, en dispositivos especiales que varían en complejidad desde piscinas o lagunas abiertas hasta las torres de enfriamiento de tiro mecánico.

Cuando se requiere enfriar rápida y continuamente grandes cantidades de agua, las torres de enfriamiento son las técnicas más ventajosas y su función principal es la de reducir la temperatura del agua circulante a los valores más adecuados, según el tipo de operación que se tenga.

↳ Básicamente, el funcionamiento de una torre de enfriamiento convencional, es el siguiente:

El agua caliente llega por tuberías a un distribuidor situado en la parte superior de la unidad a una temperatura  $t_{L2}$ , luego es distribuida en forma de pequeñas gotas a través de una instalación compleja de material de relleno de diferentes tipos y calidades, variando desde maderas inco-

rruptibles hasta materiales de fibrocemento, PVC (polivinil cloruro), cerámica, etc., los cuales son ubicados en forma de mallas o enrejados que dispersan la corriente descendente del líquido y de esta forma obtener una área máxima de transferencia con el aire atmosférico, el cual entra por la parte inferior de la torre con una temperatura  $t_{G1}$  de bulbo seco y de una humedad absoluta  $y'_1$ , lb de vapor de agua/ lb de aire seco.

El enfriamiento resulta mayormente por la evaporación de una parte de la corriente de agua caliente (transferencia de masa) y sólo en forma secundaria por la termotransferencia del agua al aire que circula. En promedio general podría decirse que al rededor del 75% del calor total es removido por la evaporación del agua (calor latente) y el 25% por la transferencia de calor (calor sensible) (2); por consiguiente ocurrirá una pérdida continua de agua por evaporación. Finalmente, el agua enfriada por el proceso hasta una temperatura  $t_{L1}$  °F es recogida en el fondo del equipo estando así lista para ser reciclada. Esta caída de temperatura en la corriente de agua que circula se denomina "rango de enfriamiento" y está dada por la expresión:  $t_{L2} - t_{L1}$ .

Otro factor, quizás el más importante de analizar en una torre de enfriamiento, es el alcance de la temperatura de la salida del agua  $t_{L1}$ , es decir su "aproximación" a la temperatura de bulbo húmedo  $t_{W1}$  °F del aire, <sup>ambiente</sup> entrando, que es la mínima temperatura a la cual el agua puede ser enfriada en una instalación ideal. En cualquier torre dada, esta diferencia de temperatura conocida como "Temperatura de aproximación", <sup>aproximación</sup> varía con la temperatura del bulbo húmedo del aire que entra, con el flujo de agua que

circula y con la carga de calor. Figura 2.1.

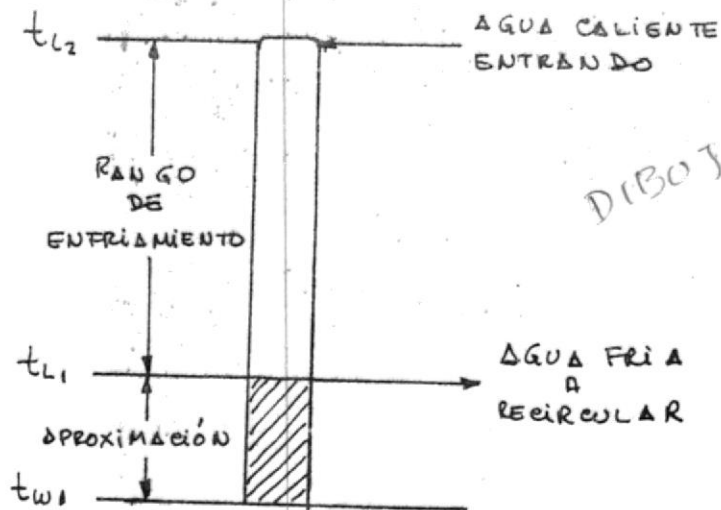


Figura 2.1 Representación esquemática del rango de enfriamiento y de la aproximación

## 2.2 .- PARTES COMPONENTES DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

### ✓ a.- DISTRIBUIDOR DE AGUA DE ENTRADA A LA TORRE

El agua de entrada a la torre puede ser distribuida por dos formas : (1) por flujo gravitatorio y (2) por presión.

✓ (1).- DISTRIBUCION POR FLUJO GRAVITATORIO.- Para la distribución del agua por gravedad, comunmente se emplea un recipiente o colector ubicado en la parte superior de la unidad, completamente abierto al ambiente para facilitar la inspección, limpieza y mantenimiento. Aquí, el agua es bombeada hasta el colector, de donde fluye por gravedad a través de boquillas removibles que pueden ser de plástico o porcelana situadas en el fondo del colector. Como la salida a través de las boquillas es en forma de chorros, se colocan platos de salpicadura en la parte inferior de los respectivos

chorros, para descomponerlos en gotas que caerán posteriormente sobre la empaquetadura o relleno de la torre: Figura 2.2

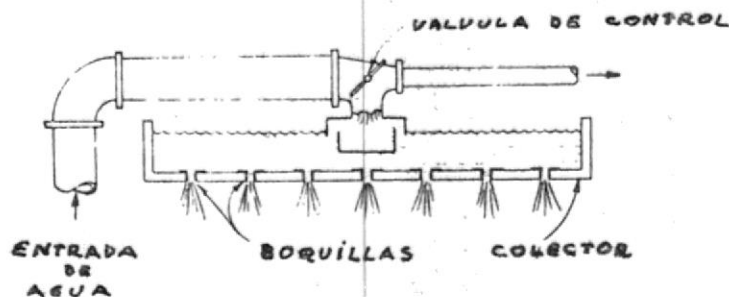


Figura 2.2 : Distribuidor de agua por gravedad

(2) DISTRIBUCION DE AGUA POR PRESION.- Cuando se emplea este método, el agua se introduce a presión a través de boquillas que atomizan el agua en vez de formar gotas como en el caso anterior. En esta forma el líquido ofrece mayor área de contacto efectivo al aire que circula, presentándose la desventaja de que si no se hace una selección adecuada de boquilla, las gotas atomizadas pueden ser arrastradas por el flujo de aire sin poder ser atrapadas por los separadores de gotas.

b.- EMPAQUES O RELLENOS

Son elementos de formas geométricas determinadas, que se colocan adecuadamente en el interior de la unidad.

✓ La función del empaque, es aumentar la superficie de contacto disponible, ya sea distribuyendo el líquido sobre una gran superficie o retardando la caída de las gotas a través del aparato. Idealmente, estos deben ser de bajo costo y de fácil instalación.

Desde el punto de vista de diseño, estos deben de proveer: Alto coeficiente de transferencia de masa y de calor, y baja resistencia al flujo del aire.

Desde el punto de vista de las propiedades del material, deben tener las siguientes características: Gran resistencia mecánica, poco peso y resistencia al deterioro. X

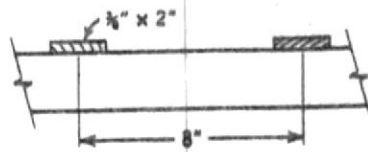
Los empaques utilizados en la construcción de torres de enfriamiento son de muchas formas y de diferentes materiales, pero los principales se clasifican como a continuación se indican: Empaques de salpicadura y empaques de contacto laminar.

#### ✗ EMPAQUES DE SALPICADURA

En la Figura 2.3 se representan las formas geométricas y arreglos de los rellenos más utilizados.

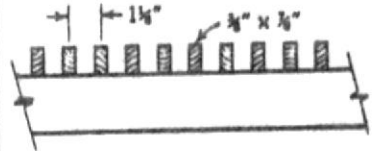
+ Las maderas para construir los rellenos son generalmente de Roble, Amarillo o Colorado, las cuales son tratadas químicamente para darles propiedades de resistencia al deterioro y al ataque de agentes bioquímicos. La prin -

Decks A and B



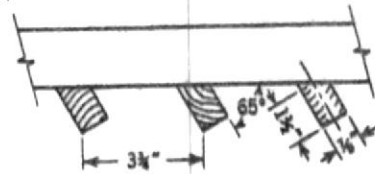
Vertical spacing A = 9", B = 12"

Decks C and D



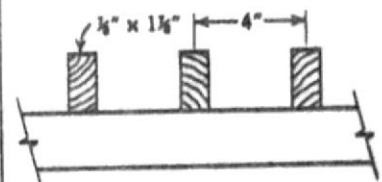
Vertical spacing C = 15", D = 24"

Deck E



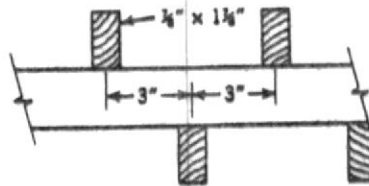
Vertical spacing 24"

Deck F



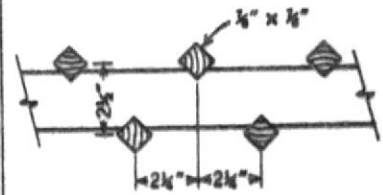
Vertical spacing 24"

Deck G



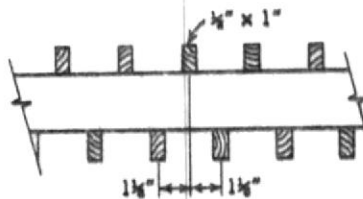
Vertical spacing 24"

Deck H



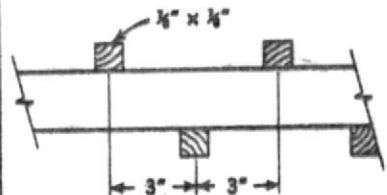
Vertical spacing 24"

Deck I



Vertical spacing 24"

Deck J



Vertical spacing 24"

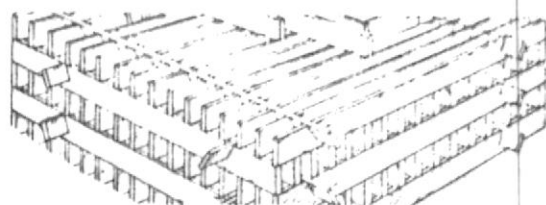
Figura 2.3

Formas geométricas y arreglos de rellenos utilizados en torres de enfriamiento.

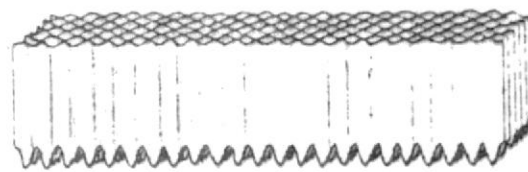
principal importancia de los empaques radica en que para una forma geométrica dada, el grupo  $K_y$  guarda relación con la altura de la zona empaquetada.

#### EMPAQUES DE CONTACTO LAMINAR

En la figura 2.4 (a) y (b) se representan los empaques de este tipo. La técnica del contacto laminar, se basa en aprovechar las propiedades que ofrece al intercambio de calor y de masa una lámina de agua extendida a lo largo de una superficie. Esta es la razón que dió origen a la utilización de rellenos de contacto laminar.(2).



(a)



(b)

Figura 2.4 Empaques de contacto laminar

Estos empaques dividen al flujo de agua en gran cantidad de finas películas que fluyen sobre una gran área empaquetada, exponiendo máxima superficie de líquido sin que se formen gotas que impidan el movimiento del aire. La película que fluye, se mantiene uniforme por tensión superficial del líquido.

Con la utilización de esta técnica, la velocidad del aire y el volumen del líquido pueden ser considerablemente incrementados y la altura de la zona empaquetada puede ser reducida.

Entre los empaques más utilizados se tienen:

Empaque de la figura 2.4 (a) , este tipo de empaquetadura está formado por la superposición de tiras de madera de sección transversal rectangular, colocadas de canto en posiciones cruzadas entre pisos a  $90^\circ$ . Este tipo de relleno, ofrece mínima resistencia al flujo de aire y le provee máxima superficie de contacto.

Empaque de la Figura 2.4 (b) : Estos rellenos en forma de paneles de radiador de carro, se fabrican de varios tipos y tamaños (plástico, PVC, asbesto-cemento, etc.), son del orden del 50 a 60 % más livianos, comparados con similares de madera. La película de agua se mueve hacia abajo y el aire se mueve hacia arriba a través de orificios de aproximadamente  $3/8''$  en diámetro promedio.

Entre las características más importantes de estos rellenos se tiene: Máxima superficie de contacto en un mínimo espacio ocupado y alta resistencia a la temperatura, a la corrosión , a aguas aciduladas y a todo tipo de agentes bioquímicos, ya que son fabricados a prueba de fuego y la composición química de los materiales trae consigo sustancias que previenen el crecimiento de algas, hongos o cualquier clase de microorganismos.

Entre las ventajas de su utilización se tiene: Menor altura de bombeo, con el correspondiente ahorro de energía, peso y dimensiones de la torre reducidos con la posibilidad de instalación en cualquier lugar que se

necesite (terrazas, techos, etc.) y mayor rigidez constructiva con menor influencia de las vibraciones del equipo mecánico (1).<sup>x</sup>

### c.- SEPARADORES DE GOTAS

Son desviadores colocados adecuadamente en la parte superior de la zona empaquetada para minimizar las pérdidas de pequeñas cantidades de agua no evaporada, arrastradas en forma de pequeñas gotas por el aire que circula a través del equipo de enfriamiento.

Básicamente, los separadores de gotas forzan a la corriente de aire que sale, a efectuar cambios bruscos de dirección. La fuerza centrífuga resultante, separa las gotas de agua del aire y las retiene en los separadores, en donde se forma una fina película de agua que fluye al interior del sistema, Figura 2.5. Estos separadores de gotas deben ofrecer mínima resistencia al flujo de aire, mientras retienen máxima humedad al aire que sale. Los materiales utilizados para su construcción varían desde maderas tratadas hasta materiales de hierro galvanizado, aluminio, fibra de vidrio, etc.,

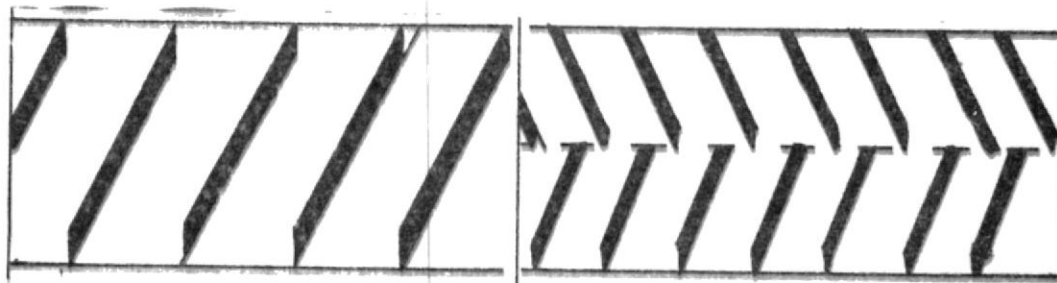


Figura 2.5 Separadores de gotas.

#### d.-LUMBRERAS DE ADMISION DE AIRE

Las lumbreras de admisión de aire son diseñadas para distribuir adecuadamente el aire que entra en la unidad y para prevenir las pérdidas de agua.

Cuando el aire circula a baja velocidad con mínima caída de presión, este se distribuye adecuadamente sin presentarse el fenómeno de acañalamiento, en virtud de lo cual, se aumenta la eficiencia de enfriamiento y se reduce la recirculación del aire expulsado por el extractor. En la figura 2.6 el tipo (a) corresponde a un arreglo de tiras de madera en una sola fila inclinadas como se indica, para descomponer el flujo de aire que entra y, al mismo tiempo encauzar las gotas del agua a la piscina de la unidad, el tipo (b) está formado por otro arreglo de tiras onduladas de diferentes materiales, pudiendo ser de asbesto cemento o de planchas de hierro galvanizado.

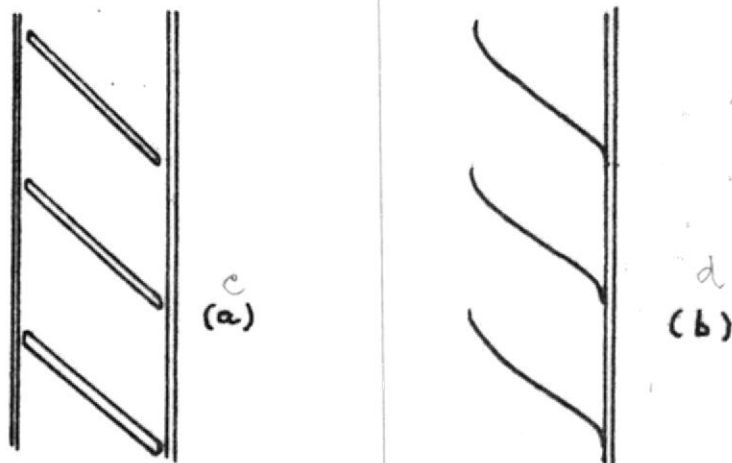


FIGURA 2.6 FORMAS TÍPICAS DE LUMBRERAS DE ADMISION

✓ e.- EQUIPO MECÁNICO

El equipo mecánico de una torre de enfriamiento está compuesto de las siguientes partes:

- (1) Ventilador
- (2) Soporte del equipo mecánico
- (3) Motor y transmisión y
- (4) Difusor.

(1) VENTILADOR

Los ventiladores usados en torres de enfriamiento de tiro mecánico deben mover grandes volúmenes de aire, a velocidades relativamente bajas (menores de 2000 ppm), con una caída de presión menor de una pulgada de agua (2).

Los tipos básicos de ventiladores usados en estas unidades, se dividen en: Ventiladores centrífugos y ventiladores de flujo axial.

Los ventiladores usados en torres de enfriamiento de tiro forzado son de flujo centrífugo, mientras que para las torres de tiro inducido son de flujo axial.

Los ventiladores centrífugos están formados por un impulsor, el cual gira dentro de una carcasa en forma de voluta y es forzado a salir tan pronto como abandona la paleta. En conclusión el aire entra en forma axial,

gira en ángulo recto a través de las aletas y es despedido en forma radial (13).

X Los ventiladores de flujo axial, están compuestos por paletas de sección transversal de ala de avión, es decir son anchas, torcidas y aplanadas, las cuales proveen una velocidad de aire uniforme a lo largo del impulsor y de esta manera minimizan el ruido y la vibración. El flujo de aire a través del ventilador es prácticamente paralelo al eje del impulsor. En estos tipos de ventiladores se pueden alcanzar rendimientos de 80% a un 90% (13). El paso directo de aire a través del mismo, permite al ventilador ser montado directamente sobre la unidad. X <sup>wo</sup> Como se puede apreciar, el sistema de conducción es más simple que en el caso de los ventiladores centrífugos, los cuales están conectados a 90° en la parte inferior (admisión) de las torres de tiro forzado. X. Haciendo comparaciones se ha encontrado que el tamaño de un ventilador de flujo axial es menor que el de un ventilador centrífugo, para el mismo efecto útil (13).

X El diseño y tamaño de las aletas son importantes, el número de las paletas usadas no es muy significativo, así un número pequeño de paletas anchas es equivalente a un gran número de paletas estrechas. X <sup>wo</sup> El volumen de aire que circula, es función del ángulo de incidencia de la aleta, en tal virtud, se puede obtener una gama de volúmenes para velocidad y diámetro dados para diferentes ángulos de incidencia.)

✓ Las aletas son generalmente de materiales resistentes a la corrosión, tales como ; aluminio, plástico, acero inoxidable y monel.)

Se ha observado que las características de carga y descarga a la salida del ventilador, son producidas por el alineamiento de las aletas con algún miembro estructural ubicado en la parte inferior del ventilador, en tal forma que en un instante dado, la longitud entera de la aleta está bloqueada de la corriente de aire.

## 2.- SOPORTE DEL EQUIPO MECANICO.

La estructura del soporte para el motor y el reductor de velocidad para el ventilador, Figura C-4, consiste en una doble viga espaciada, colocada de tal manera que en el instante en que la aleta está alineada al soporte, esta se encuentra aproximadamente a unos tres pies (2) sobre las vigas. De esta manera los efectos de carga y descarga que por alineamiento de las aletas con la viga, se producen en el ventilador, son minimizados.

Esta estructura debe ser rígida para controlar la vibración, especialmente cuando la torre es grande. Estas estructuras deben ser muy resistentes y son construidas por uniones soldadas o empernadas para asegurar un alineamiento continuo de todas las partes rotatorias. Una vez construida la estructura debe de ser tratada superficialmente (galvanizada, pintada, etc) para prevenir la corrosión, ya que está expuesta al paso de un flujo de aire altamente saturado.

## 3.- MOTOR Y TRANSMISION.

La transmisión del movimiento del motor al ventilador puede ser directa, si

se monta el ventilador sobre el eje del motor o indirecta, si el movimiento se transmite por medio de bandas en "V" o por un reductor de velocidad de engranajes. Los más comunmente usados en estas torres, son los reductores de velocidad de engranajes acoplados en ángulo recto con el motor montado horizontalmente, <sup>wo</sup> Figura (C-3), en donde el motor está cerrado y localizado justo a un lado de la corriente de aire que sale. El montaje del eje de transmisión se efectúa por medio de acoples flexibles: uno cerca del motor y otro cerca del reductor de velocidad, para minimizar los efectos de desalineamiento debido a un posible asentamiento o torsimiento que sufriendo la base del equipo mecánico. X

#### 4.- DIFUSORES.

El uso de los difusores en las torres de enfriamiento de tiro inducido tiene tres propósitos principales: (1) ayuda a eliminar la turbulencia del aire en el area de la garganta; (2) Produce un efecto de chimenea en el aire que sale y, si el difusor es lo suficientemente alto; (3) actúa como protector del ventilador para reducir la recirculación, [Figura C-5.

Los difusores usados en las torres de enfriamiento de tiro inducido son generalmente los representados con las letras c, d y e, con la base colocada adecuadamente para minimizar las pérdidas a la entrada.

El diseño y construcción correcto de los difusores mejora la eficiencia del ventilador y del enfriamiento total. Los difusores altos como los b y e de la Figura C-5 descargan el aire a alturas mayores que lo normal y el

aire atmosférico que circula sobre los difusores, arrastra al aire saturado que sale de la torre y reduce de esta manera la recirculación. X

### 2.3.- CLASIFICACION DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

Las torres de enfriamiento se clasifican de acuerdo con los medios por los que se les suministra el aire. Todas emplean pisos horizontales de material de relleno para suministrar gran superficie de contacto entre los flujos de aire y de agua.

En general, las torres de enfriamiento se dividen en:

- a.- Torres de circulación natural y,
- b.- Torres de tiro mecánico

a.- Las torres de circulación natural, son de dos tipos: (1) Atmosférica y (2) de tiro natural.

#### X (1) TORRE ATMOSFERICA

La torre atmosférica aprovecha las corrientes atmosféricas del aire. El aire penetra a través de las lumbreras en una sola dirección, cambiando con la estación del año y las condiciones atmosféricas. En lugares expuestos que tienen vientos con velocidades del orden de 5 a 6 mph. la torre atmosférica puede ser la más económica.

Puesto que las corrientes atmosféricas penetran a todo la ancho de la torre, estas se construyen muy angostas y bastante largas en comparación con otros tipos de torres de igual capacidad. Las pérdidas por arrastre se manifiestan a todo lo largo y son mayores que en otros tipos de torres. Este tipo usa los potenciales disponibles más ineficientemente, ya que opera en flujo cruzado, y está demostrado que el uso más efectivo es a contra-corriente (8), además, cuando se desea agua a una temperatura cercana a la temperatura de bulbo húmedo, este tipo de torre es incapaz de producirla. Las torres atmosféricas tienen, consecuentemente un costo inicial bastante alto debido a su tamaño y cuando hay viento en calma deben dejar de operar, Figura 2.7.

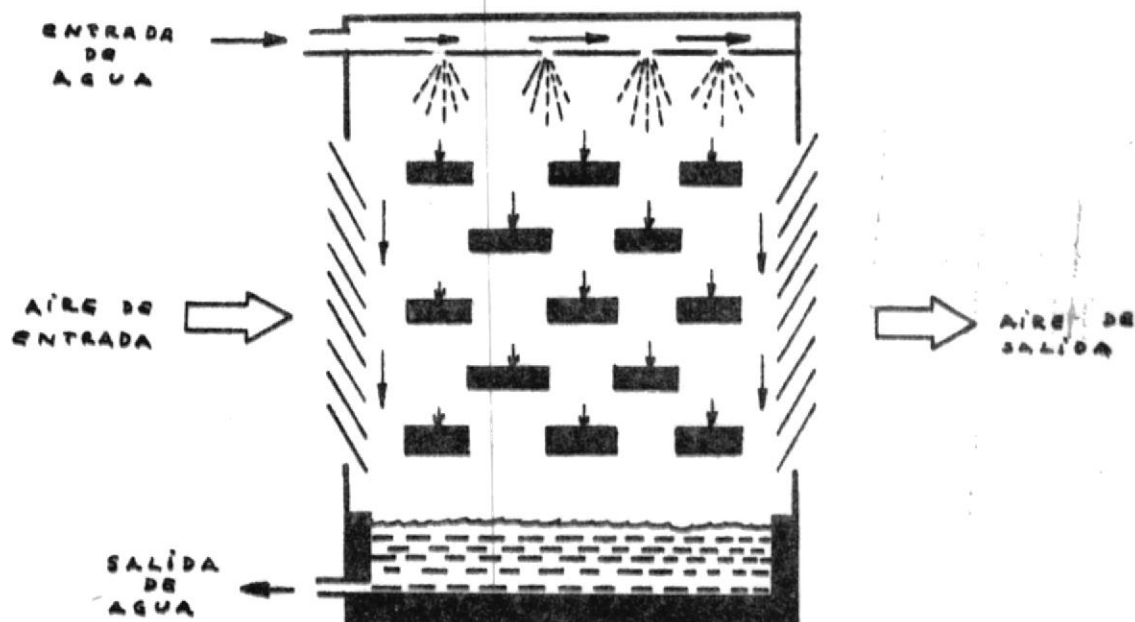


Figura 2.7 : Torre atmosférica.

Por otra parte, estas torres tienen la ventaja de que eliminan el costo de operación de las torres de tiro mecánico, es decir el costo de energía que se utilizaría para mover los ventiladores.

(2) TORRE DE TIRO NATURAL O HIPERBOLICO.

Las torres de tiro natural, operan de la misma manera que una chimenea de un horno. El aire se calienta en la torre por el agua caliente con el que entra en contacto, de manera que su densidad baja. La diferencia entre la densidad del aire en la torre y en el exterior origina un flujo natural de aire frío en la parte inferior y una expulsión de aire caliente menos denso en la parte superior. Las torres de tiro natural deben ser altas para promover este efecto y deben también tener sección transversal grande debido a la baja velocidad con que el aire circula comparada con las torres de tiro mecánico. Estas torres, consumen más potencia para el bombeo, sin embargo, eliminan el costo de la potencia del extractor y pueden ser más aconsejables en algunas localidades, que las torres atmosféricas, En las torres de tiro natural, debe tomarse muy en cuenta para su diseño la temperatura de bulbo húmedo y la humedad relativa del aire.

Cuando altos flujos de agua de enfriamiento son necesarios, los costos iniciales y cargos fijos son algo altos, además de que grandes áreas de terrenos son utilizadas, razones por las cuales parece que están entrando en desuso. La forma de su base es circular y los perfiles del corte vertical de forma hiperbólica. Desde el punto de vista de su construcción la forma de la torre no necesariamente debe ser hiperbólica, pues podría ser

cilíndrica, pero desde el momento de la entrada del aire, este forma una vena contracta cuyas dimensiones varían con relación del diámetro de la torre a la altura, en consecuencia el diseño de la carcasa siguiendo la forma de la vena contracta, produce considerable economía en la utilización de materiales. Además, su forma hiperbólica construida de concreto (ferro-cemento), le da más estabilidad contra las fuerzas producidas por el viento. <sup>La</sup> Figura 2.8.

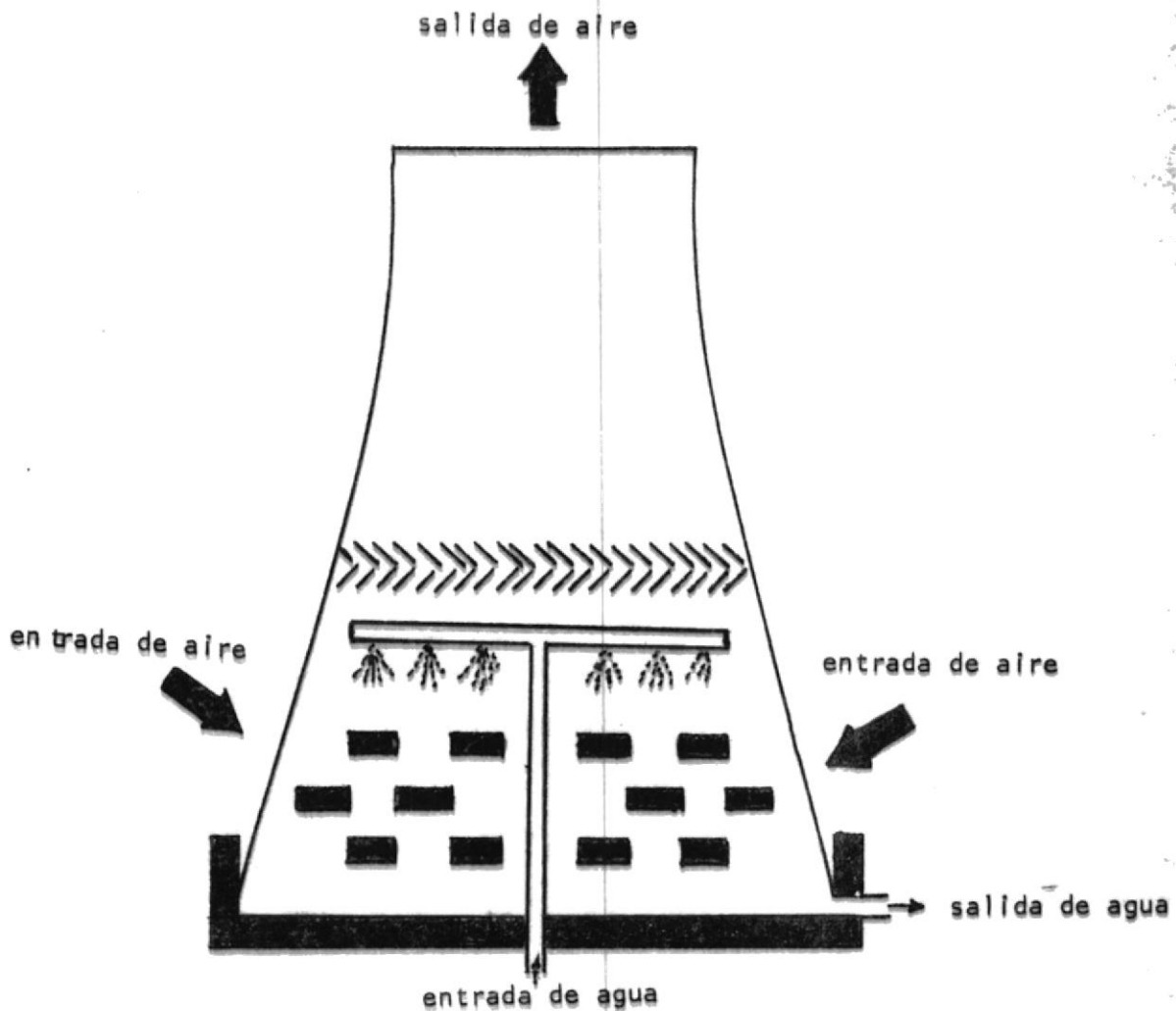


Figura 2.8 torre de tiro natural o hiperbólica

## b.- TORRES DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO

Estas torres usan ventiladores para mover el aire en vez de depender del tiro natural o de la velocidad del viento en el sitio en que estén funcionando. Como se aprecia, el hecho de utilizar ventiladores, permite controlar la demanda de aire requerida para un determinado proceso de enfriamiento.

Las torres de tiro mecánico se subdividen en : (1) torres de tiro forzado y (2) torres de tiro inducido, según que el aire se force por un ventilador situado en la parte inferior o se succione mediante un extractor situado en la parte superior, respectivamente.

### (1) TORRE DE TIRO FORZADO

En el tipo de tiro forzado, el ventilador está ubicado en el sitio de entrada del aire. La vibración y el ruido son minimizados, puesto que los equipos mecánicos son montados cerca de la parte inferior de la torre sobre una fundación maciza. Como el ventilador mueve aire de baja humedad, los problemas de corrosión de la aletas del ventilador y de la condensación de la humedad en la caja del reductor de velocidad, son prácticamente nulas. Como desventaja es importante anotar que la distribución del aire es relativamente pobre, puesto que el aire debe dar un giro de 90°, lo que produce que este se descargue a baja velocidad a través de una gran abertura en la parte superior de la torre, en estas condiciones el aire tiene una baja velocidad y tiende a asentarse para recircular por

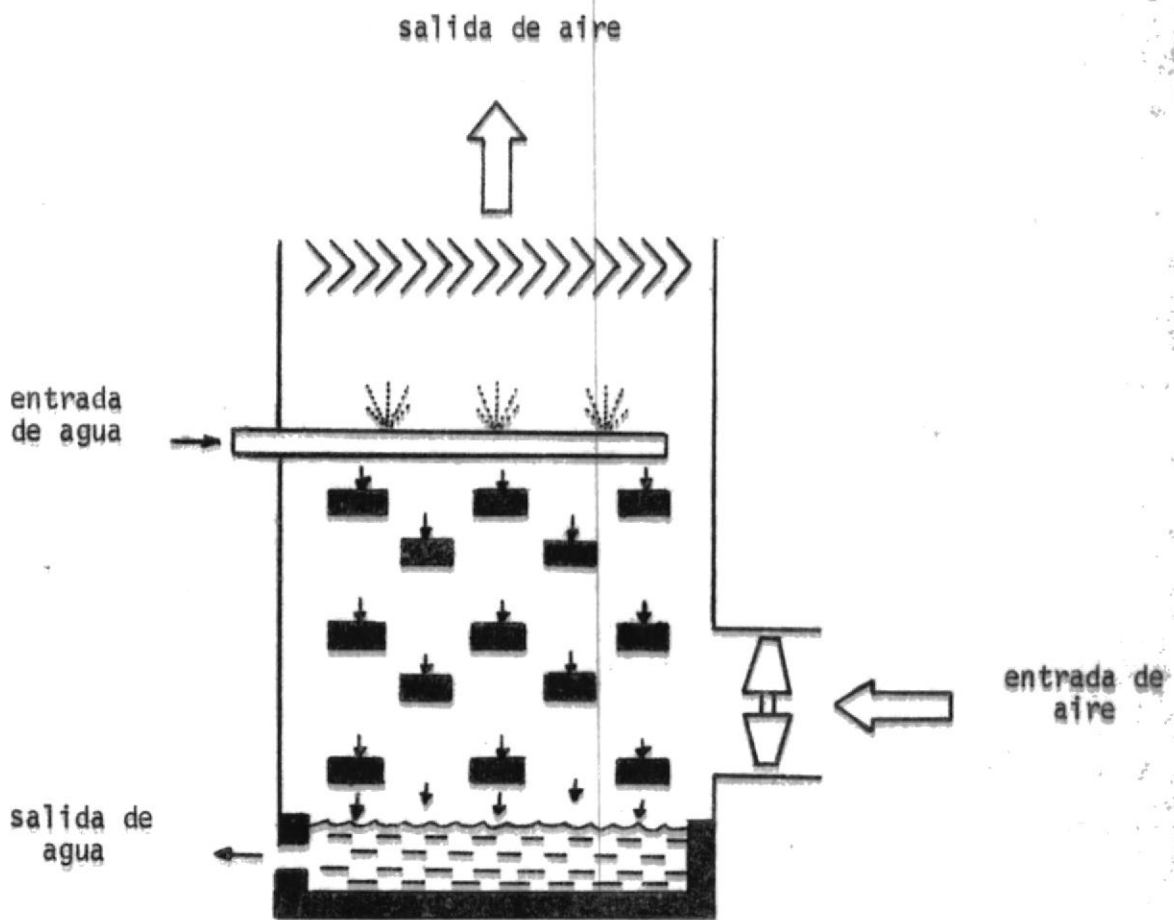


Figura 2.9 TORRE DE TIRO FORZADO

la región de baja presión de entrada de aire, esto significa que la succión de aire fresco se contamina con aire parcialmente saturado que ya ha pasado a través de la torre. Este fenómeno conocido como "recirculación" reduce la capacidad de trabajo de las torres de enfriamiento. Figura 2.9.

(2).- TORRES DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO

Estas torres se clasifican según el flujo de aire en dos tipos:

- (a) Flujo en contra-corriente
- (b) Flujo cruzado

(a).- TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO FLUJO EN  
CONTRA-CORRIENTE

Este tipo de torre representada en la figura (2.10), tiene un extractor situado en la parte superior de la unidad, el cual succiona el aire verticalmente a través de la zona empaquetada y lo expulsa a alta velocidad.

La principal ventaja de estas torres está en que el agua fría en la parte inferior se pone en contacto con el aire que entra (baja humedad relativa) y el agua caliente que entra, se pone en contacto con el aire húmedo que sale. En estos equipos, la recirculación rara vez es un problema puesto que, el aire saturado es expulsado a alta velocidad, de manera que se pro-

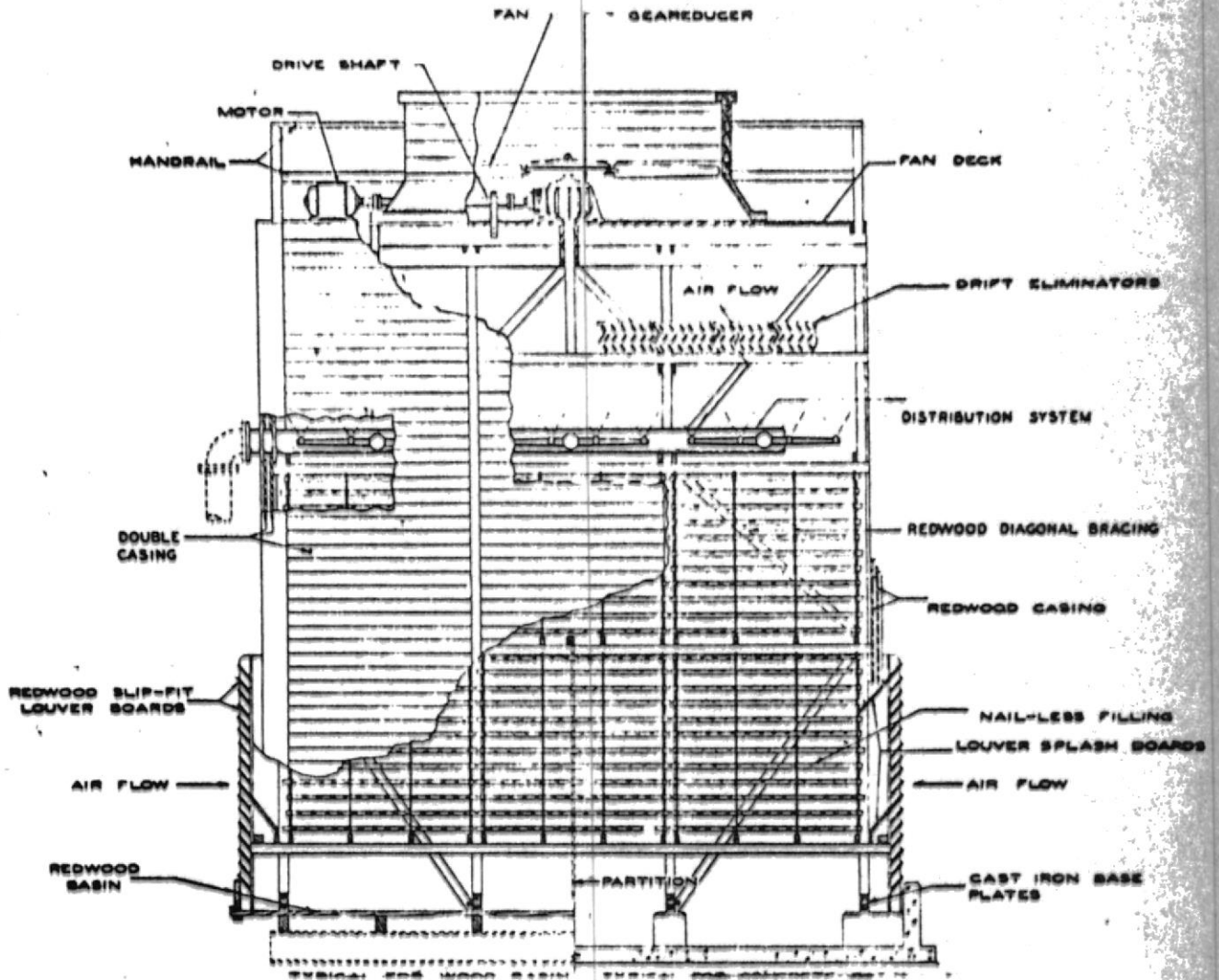


Figura 2.10 Torres de enfriamiento de tiro inducido, flujo en contra-corriente

yecte hacia arriba, lejos de las lumbreras de admisión de la torre y de esta manera sea arrastrada por las corrientes naturales de aire que evitan su asentamiento posterior. Sin embargo, las torres de este tipo presentan una caída de presión en la toma de aire del extractor, lo que producen un aumento de los requerimientos totales de energía y además la alta velocidad de descarga del extractor produce algo de pérdidas de agua por gotas que son arrastradas por la corriente de aire a través de la unidad.

Entre las características de diseño para las torres de este tipo se tiene:  
(10):

- \* La velocidad del aire está en el rango de 4 a 7 pps  
(  $G_s = 1200$  a  $2100$  lb/(h)(pie<sup>2</sup>)
- \* El cabezal de bombeo varía de 11 a 50 pies.
- \* El flujo de agua en la mayoría de las torres de enfriamiento de este tipo está limitada hasta 6 galones/(minuto)(pie<sup>2</sup>)  
(  $L = 500$  a  $3000$  lb/(h)(pie<sup>2</sup>)
- \* La caída de presión a través de la unidad es ordinariamente menor que una pulgada de agua.

#### b.- TORRES DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO FLUJO CRUZADO

En este tipo de torres, el aire fluye horizontalmente mientras que el agua cae a través de empaquetaduras.

Las unidades más usadas en la industria son de doble flujo, en este tipo,

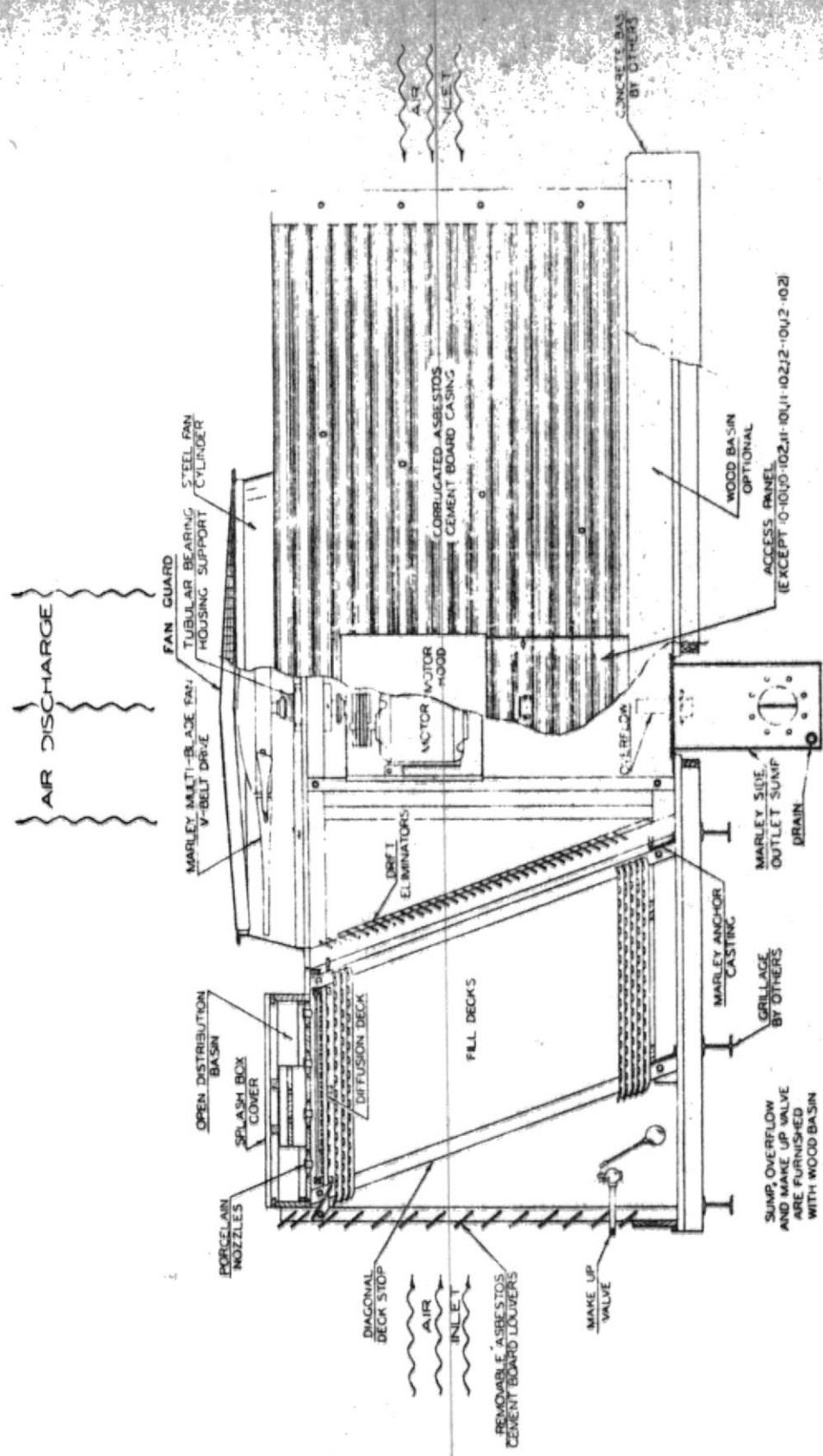


Figura 2.11 Torre de enfriamiento de tiro inducido, flujo cruzado

el extractor está localizado en la parte superior de una cámara de succión central que tiene a ambos lados, las respectivas celdas de enfriamiento, Figura (2.11). Los separadores de gotas se disponen de tal forma para que devíen el flujo de aire accionado por el extractor hacia arriba, puesto que como hay menor resistencia al flujo de aire, las pérdidas por arrastre son menores. Estos diseños permiten la construcción de aparatos de baja altura y en consecuencia bajo cabezal de bombeo, por estas razones se están utilizando mucho ultimamente.

#### 2.4.- EFICIENCIA DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

La eficiencia de enfriamiento de estas unidades, está dada en general por la siguiente relación ( 2 ):

$$\epsilon = \frac{\text{Enfriamiento real}}{\text{Enfriamiento ideal}} \times 100$$

El enfriamiento real, está dado por el rango de enfriamiento y el enfriamiento ideal está dado por la suma del rango de enfriamiento y la aproximación.

El rango de enfriamiento es =  $t_{L2} - t_{L1}$  ( $^{\circ}\text{F}$ ) y la aproximación es =  $t_{L1} - t_{w1}$  ( $^{\circ}\text{F}$ ) que reemplazados en la expresión propuesta quedará :

$$\epsilon = \frac{t_{L2} - t_{L1}}{t_{L2} - t_{L1} + t_{L1} - t_{w1}} \times 100 = \frac{t_{L2} - t_{L1}}{t_{L2} - t_{w1}} \times 100$$

Esta última expresión pone de manifiesto que el rango de enfriamiento y

La aproximación definen los límites del rendimiento de una torre dada, es decir que si el agua se enfriara en una instalación ideal, la mínima temperatura que podría alcanzar sería la temperatura del bulbo húmedo, es decir  $t_{L1} = t_{W1}$  con lo que se obtendría una eficiencia máxima, por esta razón es perfectamente posible enfriar agua a valores de  $t_{L1}$  menores que la temperatura de bulbo seco  $t_{G1}$  del aire que entra. En los diseños de torres de enfriamiento de este tipo el valor de la aproximación está especificado entre los valores de 5 a 10 °F. (2).

✓ La eficiencia de enfriamiento puede ser mejorada aumentando el tiempo de contacto del agua con el aire, lo cual se logra aumentando:

- a.- La cantidad de empaquetadura,
- b.- La altura de la torre y
- c.- El área de la sección transversal.

Por otra parte, la eficiencia de enfriamiento de cualquier torre dada, varía con el flujo específico del agua que circula ( $L'$ ).  
 × Se ha determinado experimentalmente que el máximo contacto y rendimiento son obtenidos en una torre por la que circula un flujo específico de 2 a 3 galones de agua por minuto y por pie<sup>2</sup>.

× Una vez analizados los tipos de torres de enfriamiento, se puede concluir que, el tipo inducido permite mejor distribución del aire y mayor eficiencia de enfriamiento. El tiro forzado permite el uso de ventiladores menos costosos y de fácil mantenimiento. El flujo cruzado permite bajas alturas y menor costo de bombeo de agua y, el flujo en contra-corriente provee

mayor eficiencia de enfriamiento. x

## 2.5.- SELECCION DE LA TORRE A DISEÑARSE

La selección de una torre de enfriamiento, depende de una variedad de factores:

- a.- Flujo de agua a ser enfriada L
- b.- Rango de enfriamiento (  $t_{L2} - t_{L1}$  ) °F
- c.- Aproximación (  $t_{L1} - t_{W1}$  ) °F
- d.- Localización de la torre y
- e.- Limitaciones de espacio y cabezal de bombeo.

Del estudio efectuado de los tipos de torres de enfriamiento, se obtiene un buen criterio de selección. De esta manera se efectuará una revisión de los factores de diseño para justificar la selección:

- a.- FLUJO DE AGUA A SER ENFRIADA: El flujo de agua a ser enfriada es del orden de 150.000 lbs. de agua por hora, valor que está comprendido en el grupo de procesos distribuidos principalmente por torres empaquetadas, para las cuales el flujo específico de diseño variará de 1 a 6 Galones/(minuto)(pie<sup>2</sup>).
- b.- RANGO DE ENFRIAMIENTO: El rango de enfriamiento está en el orden de los 20 °F. Si se toma en consideración los rangos indicados por la tabla 2.1 , se apreciará que para el diseño, el rango caerá en

el valor promedio de equipos para enfriamiento de condensadores o para varios procesos industriales.

TABLA 2.1

RANGO DE ENFRIAMIENTO USADOS EN PROCESOS INDUSTRIALES

Rango de enfriamiento	Usados en procesos de:
6 a 20	Sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire.
10 a 20	Sistemas de enfriamiento de máquinas Diesel.
12 a 20	Condensadores de vapor
15 a 30	Varios procesos industriales.

- c.- APROXIMACION: Este valor está comprendido entre los valores usados en torres de enfriamiento de tiro inducido flujo en contra-corriente, es decir  $t_{L1} - t_{w1} = 10 \text{ } ^\circ\text{F}$  (7).
- d.- LOCALIZACION DE LA TORRE: En el planteamiento del problema se indica que la torre, será ubicada en el patio de una planta de la localidad, contándose con suficiente espacio en los alrededores.
- e.- CABEZAL DE BOMBEO: Este valor es tomado en consideración para imponer una restricción limitante a la altura de la torre. Para este caso se tomarán en consideración valores comprendidos entre 11 y 50 pies. (2).

Si se toma en consideración la localización, ( altura sobre el nivel del mar, comportamiento del aire atmosférico, velocidad del viento, etc.) para el diseño de una torre de enfriamiento con mayor eficiencia, se tiene que partir del análisis del comportamiento del aire atmosférico en el medio circundante, para lo cual la tabla A-5 indica que las características psicrométricas del aire en los meses de invierno corresponden a una sustancia de trabajo de baja calidad (alta humedad relativa, temperatura de bulbo seco del orden de los 90 °F.) y además las direcciones del viento que varían con las estaciones del año con velocidades promedio de 6 mph, con direcciones prevaleciente SO.

En virtud de todos estos factores, siempre y cuando mayor eficiencia de enfriamiento sea requerida, la técnica más adecuada sería la selección de una torre de enfriamiento que opere independientemente de la velocidad y dirección del viento, para que de esta forma se pueda controlar la demanda de aire con velocidad seleccionada en los requerimientos de un proceso dado. Los tipos de dispositivos que cumplen con estas características, son las torres de enfriamiento de tiro mecánico, para las cuales existe disponible en la localidad, energía eléctrica para mover los equipos mecánicos.

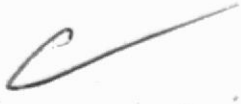
Según lo indicado, la selección cae dentro de los tres tipos de torres de tiro mecánico:

- a.- Torre de tiro forzado
- b.- Torre de tiro inducido flujo en contra-corriente y
- c.- Torre de tiro inducido flujo cruzado

De estos tres tipos, la conclusión nos indica que los últimos dos son los más eficientes. Ahora bien, si entre estos se evalúa el mejor, como se vio en párrafos anteriores, la torre de enfriamiento de tiro inducido flujo cruzado ofrece muchas ventajas. Esto se debe a que provee buena eficiencia de enfriamiento y alta economía en los costos de construcción y en los equipos mecánicos.

Desafortunadamente, haciendo una revisión bibliográfica se encuentra con que existen pocos datos disponibles sobre el análisis de su comportamiento, lo que es natural, ya que tales informaciones son usualmente confidenciales (8). Por esta razón los operadores y constructores solo muy raras veces dan a conocer estos datos que son obtenidos experimentalmente, causa suficiente para no seleccionarla; por lo que finalmente se seleccionará la torre de enfriamiento de tiro inducido flujo en contra-corriente, sobre la cual en la continuación de este trabajo, será el motivo de estudio para el diseño final.

La preferencia hacia las torres de este tipo ha sido muy pronunciada en los últimos años, puesto que en su uso hay ventajas que exceden a todos los otros tipos, excepto en condiciones muy especiales; por otro lado, la yorfa de los investigadores que se dedicaron al análisis del funcionamiento de torres de enfriamiento de tiro mecánico, partieron de modelos de torres de tiro inducido, ofreciendo suficientes publicaciones concretas (estudios de torres de este tipo fueron hechos por célebres investigadores, tales como Merkel, Goodman, Sherwood, Mickley y colaboradores) (4).



2.6.- DETERMINACION DE LAS RELACIONES FUNDAMENTALES PARA EL DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRÍAMIENTO DE TRO INDUCIDO FLUJO EN CONTRA-CORRIENTE.

Para el diseño de torres de enfriamiento de este tipo, se necesitan determinar los siguientes parámetros:

- a.- Altura total de la zona empaquetada  $Z$ , pies.
- b.- Área de la sección transversal de la torre  $A$ , pies<sup>2</sup>
- c.- Cantidad de agua de compensación  $M$ , lb por hora. y
- d.- Flujo de aire circulando por la torre  $G_s$ , lb por hora.

A continuación se indica el método para la determinación de cada una de estas relaciones de diseño.

- a.- DETERMINACION DE LA FORMULA PARA CALCULAR LA ALTURA TOTAL DE LA ZONA EMPAQUETADA ( $Z$ ).

Para determinar la ecuación que permita hallar el valor del parámetro  $Z$ , se tiene que comenzar haciendo un análisis de las condiciones de trabajo de las torres de enfriamiento de este tipo, para lo cual, en la Figura 2.12 se representa esquemáticamente una torre de área transversal unitaria a través de la cual circula un flujo de aire  $G_s$  (lb/hpie<sup>2</sup>) hacia arriba y un flujo de agua  $L$  (lb por hora por pie cuadrado) hacia abajo.

Sea  $Z$  la altura de la zona empaquetada a determinarse, tomada a par-

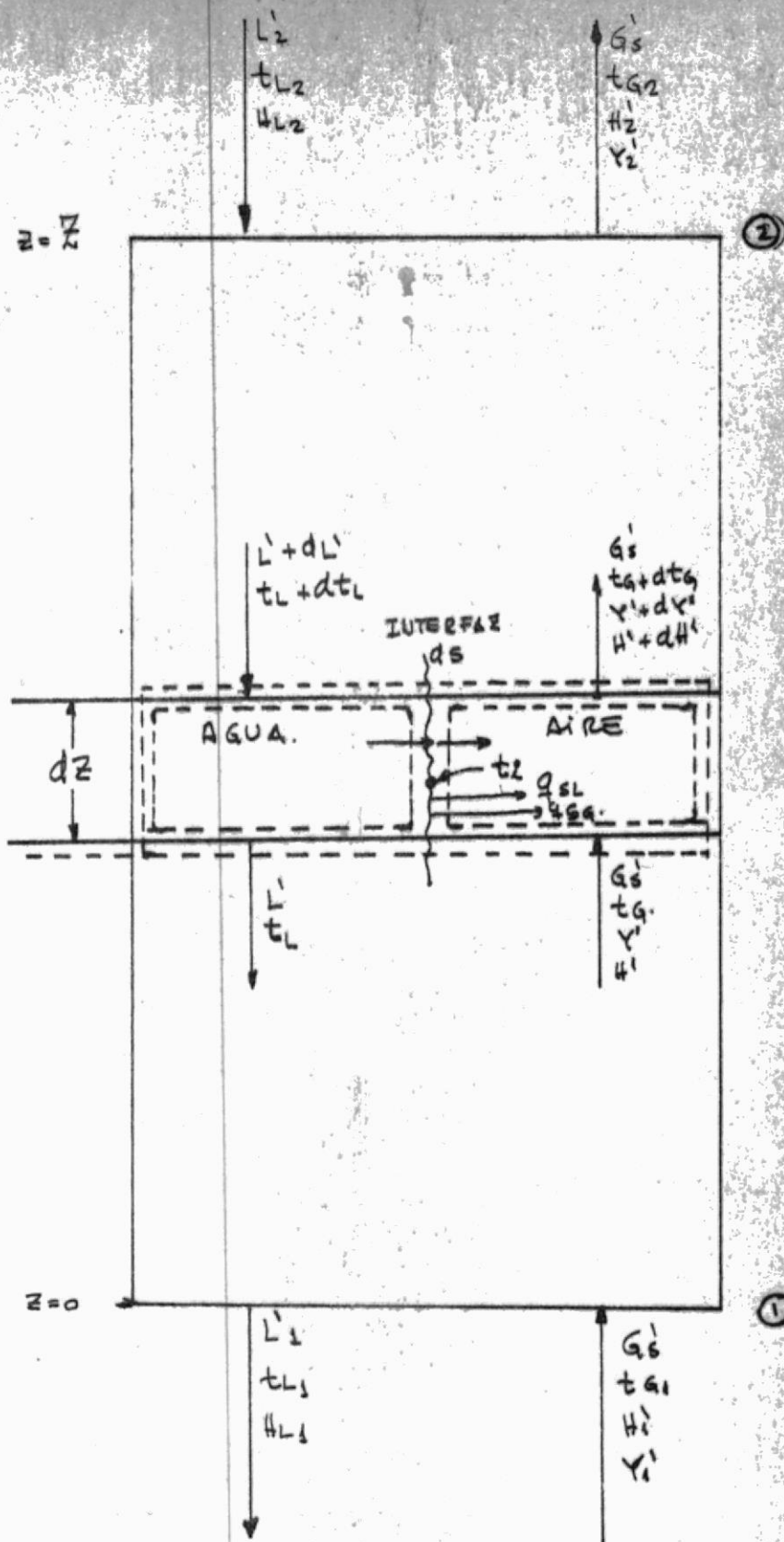


FIGURA N° 2.12 : TORRE DE AREA TRANSVERSAL UNITARIA

tir de la base con  $z=0$ , y en el tope con  $z=Z$ . Sea  $t_G$  °F la temperatura del aire en un punto cualquiera de la altura  $z$  con humedad absoluta  $Y$  lb de vapor de agua por lb de aire seco.

El agua entra en la zona de control de altura  $dz$ , a una razón de  $L+dl$  y con temperatura  $t_L+dt_L$ .

En esta zona de control, las corrientes de aire y agua intercambian masa y calor y salen ligeramente cambiadas. En la interface aire-agua, se asume que el aire está saturado a la temperatura de la interface  $t_i$  °F con humedad absoluta  $Y_i$  (lb de vapor por lb de aire seco).

Para este análisis, es importante tomar en consideración las siguientes restricciones (10) :

- \* Operación adiabática en el sistema,
- \* La razón de transferencia de masa es pequeña,
- \* La gradiente de temperaturas entre las faces es relativamente pequeña,
- \* Para el sistema aire-agua, el grupo  $h_G / k_y C_s = r=1$  (relación de Lewis).

Según esto, la ecuación general de la energía para operaciones adiabáticas, que está representada por la expresión,

$$L C_{AL} dt_L = G_s \left\{ C_s dt_G + [C_A(t_G - t_0) - C_{AL}(t_L - t_0) + \lambda_0] dY \right\} \quad (2.1)$$

puede ser simplificada haciendo aproximaciones razonables, en esta forma, si los términos de calor sensible de esta ecuación son despreciables en comparación con los términos de calor latente, se tiene:

$$L' C_{AL} dt_L = G'_s C_s dt_G + G'_s \lambda_0 dY' = G'_s dH' \quad (2.2)$$

$$\text{en donde } H' = C_s(t_G - t_0) + \lambda_0 Y' = \left. \begin{array}{l} \text{entalpía de la mezcla} \\ \text{aire vapor de agua.} \end{array} \right\}$$

Integrando esta ecuación entre los puntos inferior(1) y superior(2), asumiendo además que  $L'$  es esencialmente constante por la pequeña evaporación que se produciría, se tiene:

$$L' C_{AL} (t_{L2} - t_{L1}) = G'_s (H'_2 - H'_1) \quad (2.3)$$

Este balance de entalpía puede ser representado gráficamente en un diagrama entalpía del aire  $H'$  contra la temperatura del agua  $t_L$ , Figura 2.13.

En este gráfico, la línea ON representa la ecuación (2.3), y pasa a través de los puntos representativos de las condiciones extremas de los dos fluidos.

Mientras  $L'_2 - L'_1$  sea un valor muy pequeño en comparación con  $L'$ , la línea de operación ON será recta y su pendiente estará dada por la expresión  $L' C_{AL} / G'_s$ . La curva de equilibrio se representa en esta

figura para las condiciones del aire en la interface aire-agua, osea, la entalpia del aire saturado para cada temperatura del agua.

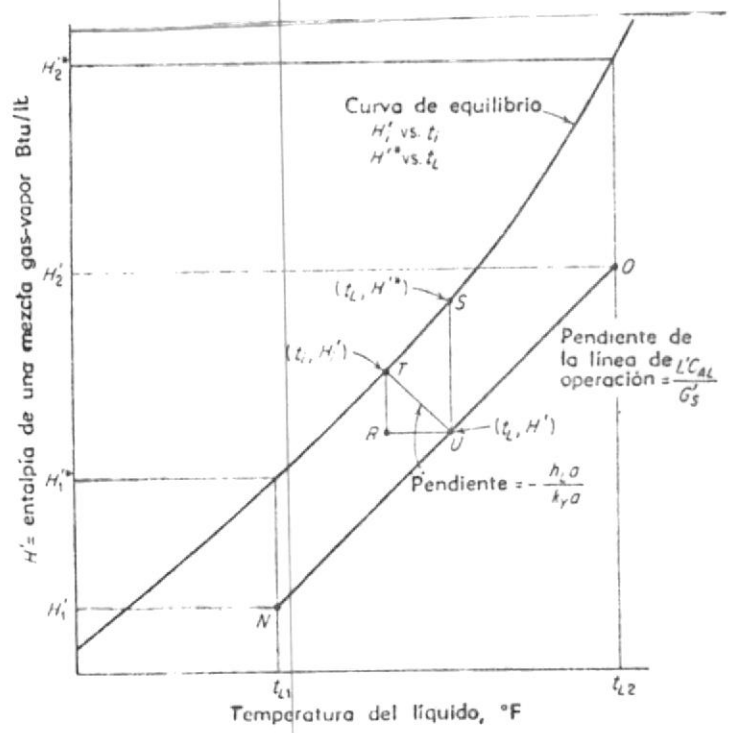


Figura 2.13 Diagrama de operación para enfriamiento de agua.

La ecuación (2.3) no incluye términos que definen la altura de la zona Z, por lo que se tiene la necesidad de introducir ciertas relaciones de transferencia de masa y calor que contengan la variable Z, para torres empacadas. ✕

La razón de transferencia de masa en un elemento de volumen con sección transversal unitaria y altura dz se obtiene haciendo un balance de líquido en la figura 2.12, esto es :

$$dL' = G'_s dY' \quad (2.4)$$

o si el coeficiente de transferencia de masa es introducido, para el caso en que la razón de transferencia de masa sea muy pequeño como usualmente lo es (10), se tiene:

$$dL' = k_y a_M (Y'_i - Y') dz = G'_s dY' \quad (2.5)$$

En donde:

- $k_y$  = coeficiente de transferencia de masa, lb vapor/h.pie<sup>2</sup> y'
- $a_M$  = superficie interfacial de transferencia de masa, pie<sup>2</sup>/pie<sup>3</sup>
- $Y'$  = humedad absoluta, lb de vapor por lb de aire seco.
- $dz$  = diferencial de altura empaquetada, pies
- $dL'$  = diferencial de flujo másico de agua, lb/h.pie<sup>2</sup>
- $dG'_s$  = diferencial de flujo másico de aire, lb/h.pie<sup>2</sup>

reemplazando, estas unidades en la ecuación (2.5) se verifica que esta ecuación es dimensionalmente correcta.

La razón de transferencia de calor entre la interface y el aire esta dada por:

$$G'_s C_s dt_G = h_G a_H (t_i - t_G) dz \quad (2.6)$$

En donde:

- $C_s$  = calor húmedo, BTU por lb de aire seco.
- $h_G$  = coeficiente de transferencia de calor por convección BTU/h pie<sup>2</sup> °F.
- $a_H$  = superficie interfacial para transferencia de calor pie<sup>2</sup>/pie<sup>3</sup>

reemplazando las unidades respectivas en la ecuación (2.6) se verifica que esta ecuación es dimensionalmente correcta.

Finalmente,

La razón de transferencia de calor entre el líquido y la interface es:

$$L' C_{AL} dt_L = h_L a_H (t_L - t_i) dz \quad (2.7)$$

Como se aprecia en las ecuaciones anteriores, los factores  $a_M$  y  $a_H$  son las áreas específicas de transferencia de masa y calor, respectivamente que provienen de tomar en consideración el diferencial de superficie interfacial  $dS$ , donde  $dS$  es la suma de todas las áreas superficiales del agua en contacto con el aire, en un volumen de la torre de área transversal unitaria y de altura  $dz$ . Según esto, en relación a esta nomenclatura, el área específica de transferencia será:  $a = dS/dV$  en donde  $dS$  está en pies cuadrados y  $dV$  en pies cúbicos. y el diferencial de volumen  $dV = \text{Area unitaria} \times dz = 1 \times dz = dz$ , y de esta manera  $dz$  representa un elemento de volumen, Figura 2.12 y el área específica de transferencia será finalmente  $a = dS/dz$  y  $dS = adz$ .

Si la empaquetadura no está completamente mojada por el agua, la superficie específica de transferencia de masa será  $a_M$ , la cual será menor que la superficie específica de transferencia de calor  $a_H$ , tomando en cuenta la transferencia de calor que ocurriría entre la empaquetadura y los fluidos circulantes.

Substituyendo las ecuaciones (2.6) y (2.7) en (2.2) se tendrá :

$$G'_s dH' = h_G a_H (t_i - t_G) dz + k_y a_M (Y'_i - Y') dz. \quad (2.8)$$

Para eliminar  $h_G$  se usa la relación de Lewis que es :  $r = h_G a_H / C_s k_y a_M$ ,

de donde,  $h_G a_H = r C_s k_y a_M$  ;

reemplazando este valor en la ecuación (2.8), esta queda:

$$G'_s dH' = k_y a_M \left[ (C_s r t_i + \lambda_o Y'_i) - (C_s r t_G + \lambda_o Y') \right] dz \quad (2.9)$$

Para este caso en que  $r=1$  (relación que se considera correcta bajo las condiciones prevalecientes en torres de enfriamiento, establecido por Merkel basados en estudios teóricos y experimentales) (14), la ecuación (2.9) quedará:

$$G'_s dH' = k_y a_M \left\{ [C_s (t_i - t_0) + \lambda_o Y'_i] - [C_s (t_G - t_0) + \lambda_o Y'] \right\} dz \quad (2.10)$$

Los terminos entre parentésis constituyen las entalpías del aire dadas en la tabla A-1 . La condición de que  $r=1$  requiere que el Número de Lewis  $L_e=1$  (para el caso de contacto aire-agua), y que  $a_M = a_H = a$  (esto será verdadero solo para empaques de torres completamente irrigados).

En estas condiciones la ecuación (2.10) quedará:

$$G'_s dH' = k_y a (H'_i - H') dz \quad (2.11)$$

Combinando las ecuaciones (2.2), (2.7) y la(2.11) se tiene :

$$G'_s dH' = k_y a (H'_i - H') dz = h_L a (t_L - t_i) dz \quad (2.12)$$

Para una posición en el equipo correspondiente al punto U de la línea de operación de la Figura 2.13, el punto T representa las condiciones en la interface y la distancia TR la fuerza impulsora entálpica  $H'_i - H'$  dentro de la fase gaseosa. Pueden obtenerse los correspondientes valores realizando construcciones analogas al triangulo RTU en diversos lugares a lo largo de la línea de operación.

Integrando la ecuación (2.12) asumiendo al grupo  $k_y a$  constante, se tendrá :

$$\int_{H'_1}^{H'_2} \frac{dH'}{H'_i - H'} = \frac{k_y a}{G'_s} \int_0^Z dz = \frac{k_y a Z}{G'_s} \quad (2.13)$$

El integral de la ecuación (2.13) puede ser evaluado graficamente para así calcular la altura de la zona empaquetada Z. Este integral de entalpía también puede ser representado en otra forma:

$$\int_{H'_1}^{H'_2} \frac{dH'}{H'_i - H'} = \frac{H'_2 - H'_1}{(H'_i - H')_{\text{promedio}}} = N_{tG} \quad (2.14)$$

Donde  $N_{tG}$  mide la dificultad de transferencia de entalpía, denominado el "número de unidades de transferencia de entalpía gaseosa". Por lo tanto:

$$Z = H_{tG} \cdot N_{tG} \quad (2.15)$$

Donde la altura de la unidad de transferencia de entalpfa gaseosa es -  
 $H_{tG} = G'_s / k_y a$ . Se prefiere frecuentemente usar  $H_{tG}$  en vez de  $k_y a$  co -  
 mo una medida del comportamiento de la empaquetadura ya que depende en  
 menor grado de los regímenes de flujo y tiene las dimensiones simples de  
 longitud.

Por otro lado, puede usarse una fuerza impulsora total (10) representante  
 de la diferencia de entalpfa para las faces globales, pero expresada en -  
 términos de  $H^i$ , tal como la distancia vertical SU en la Figura 2.13.  
 Esto requiere utilizar un coeficiente total correspondiente y conduce a  
 números totales y alturas totales de unidades de transferencia:

$$N_{tOG} = \int_{H_i}^{H_i^*} \frac{dH^i}{H_i^* - H^i} = \frac{K_y a Z}{G'_s} = \frac{Z}{H_{tOG}} \quad (2.16)$$

pero,  $H_{tOG} = G'_s / K_y a$ , de donde:

$$Z = H_{tOG} \cdot N_{tOG} \quad (2.16')$$

La ecuación (2.16) es usada en la industria de torres de enfriamien -  
 to de agua en otra forma:

$$\frac{K_y a Z}{L'} = \int_{t_{L1}}^{t_{L2}} \frac{dt_L}{H_i^* - H^i} \quad (2.17)$$

Que se obtiene de combinar la ecuación (2.2) y la (2.16), tomando el

valor de  $C_{AL}$  para el agua igual a 1.

CONCLUSION: El uso de la ecuación (2.15) es satisfactorio solo si la curva de equilibrio de entalpía de la figura 2.13 fuera recta, lo cual estrictamente no lo es o si la expresión  $h_L$  fuera infinito, de modo que la temperatura de la interface  $t_i$  iguale a la temperatura de la masa líquida  $t_L$  para que el coeficiente de transferencia de masa  $k_y$  sea constante.

Además es prácticamente imposible obtener valores experimentales del grupo  $k_y$  en la interface, por estos motivos no se puede utilizar la ecuación (2.15); en cambio, valores de  $K_y a$  y  $H_{tOG}$ , para empaques de torres de enfriamiento si existen disponibles y se pueden determinar experimentalmente por medio de equipos a escala piloto o por medio de ecuaciones empíricas, en consecuencia el uso de las ecuaciones (2.16) o (2.17) es más adecuado.

Cuando la línea de operación de la Figura 2.13 toca en un punto a la curva (punto 0') resulta en ese punto una fuerza impulsora nula ( $H^* - H' = 0$ ) lo que equivale físicamente a la existencia de una superficie interfacial infinita o al caso de una altura infinita, para llevar a cabo un cambio de temperatura dado en el líquido; en consecuencia la línea de operación tendrá una pendiente máxima que estará dada por:

$$\left(\frac{L'}{G'_S}\right)_{\max.} = (H^* - H') / (t_{L2} - t_{L1}) \quad (2.18)$$

Esta condición representaría la relación límite permisible de  $(L' / G'_S)$ ,

por esta razón será necesario disminuir la relación de agua a aire seco, mediante una operación de menor pendiente tal como la NO. En el diseño de esta torre se utilizará el factor de 1,5 veces el valor del flujo específico mínimo ( $G'_{s \text{ min.}}$ ) (10) aunque puede tomarse cualquier otro valor.

b.- DETERMINACION DEL AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL DE LA TORRE

En la construcción de torres de enfriamiento de tiro inducido flujo en contra-corriente, se ha determinado experimentalmente que el flujo específico de agua que recícala varía desde uno hasta seis galones por minuto y por pie cuadrado(2), de donde, para obtener el área de la sección transversal de la unidad de enfriamiento, se procederá a dividir el flujo total que circula por el sistema ( $L \text{ lb/h}$ ), para el flujo específico ( $L' \text{ lb/hpie}^2$ ) el cual es obtenido a partir de la Figura B.2 (7).

Por lo tanto: 
$$\text{Area total} = \frac{\text{Flujo total de agua (lb/h)}}{\text{Flujo específico (lb/h.pie}^2)} = \text{pies}^2$$

(2.19)

c.- DETERMINACION DE LA CANTIDAD DE AGUA DE COMPENSACION

Considerando el diagrama C.2, el que consta de una torre de enfriamiento operando con una fuente de calor en circuito cerrado, en donde el agua del depósito de la torre es bombeada a través de un condensador y aumenta su temperatura. El agua caliente regresa a la torre junto con el agua de compensación, la que se usa para restituir la pérdida por evaporación en el sistema, debido a la saturación del aire al pasar por la torre.

Para obtener la ecuación que permita determinar la cantidad de agua que se pierde por evaporación M (agua de compensación), se tiene que hacer un balance total de calor y de masa entre los puntos 1 y 2 de la base y parte superior de la torre, respectivamente, Figura C.2 y luego, del sistema de ecuaciones que se obtenga, se despeja el valor de M.

Haciendo un balance de calor, se tiene:

$$Q + MC_{AL}(t_M - t_0) + G_s H_1' = G_s H_2'$$

reordenando términos,

$$Q + MC_{AL}(t_M - t_0) = G_s (H_2' - H_1') \quad (17.46) \quad (2.20)$$

Haciendo un balance de masa entre el agua y el aire, se tiene:

$$M + G_s Y_1' = G_s Y_2' \quad (17.49)$$

En esta parte, es importante anotar, que es necesario asumir, para efecto de cálculo, que la humedad absoluta con que sale el aire de la torre  $Y_2'$  se encuentra saturada, según esto:  $Y_2' = Y_s'$  (8).

Reemplazando el valor de  $Y_2'$  por  $Y_s'$ , se tiene:

$$M = G_s (Y_s' - Y_1') \quad (2.21)$$

Despejando el valor de  $G_s$  de la ecuación (2.20),

$$G_s = \frac{Q + MC_{AL}(t_M - t_0)}{H_2' - H_1'} \quad (2.22)$$

Reemplazando el valor de  $G_s$  en la ecuación (2.21), se tiene:

$$M = \frac{Q + MC_{AL}(t_M - t_0)}{H_2' - H_1'} (Y_s' - Y_1') \quad (2.23)$$

Expresando toda la ecuación en función de  $M$ ,

$$M = \frac{Q(Y_s' - Y_1')}{(H_2' - H_1') - C_{AL}(t_M - t_0)(Y_s' - Y_1')} \quad (2.24)$$

Dividiendo numerador y denominador por  $(Y_s' - Y_1')$ , la ecuación (2.24) queda:

$$M = \frac{Q}{\frac{H_2' - H_1'}{Y_s' - Y_1'} - C_{AL}(t_M - t_0)} \quad (2.25)$$

#### d.- DETERMINACION DEL FLUJO DE AIRE QUE CIRCULA POR LA TORRE

Para obtener la expresión que permita calcular el valor del flujo másico  $G_s$ , se parte del análisis anterior.

Si en la ecuación (2.21) se substituye el valor de  $M$  obtenido por la ecuación (2.25) y luego se despeja  $G_s$ , se obtiene lo deseado:

De la ecuación (2.21), se tiene que:  $G_s = \frac{M}{(Y_s' - Y_1')}$ , y reemplazando  $M$  queda

$$G_s = \frac{\frac{Q}{\frac{H_2' - H_1'}{Y_s' - Y_1'} - C_{AL}(t_M - t_0)}}{Y_s' - Y_1'} = \frac{Q}{\frac{(H_2' - H_1')}{2 \quad 1} - C_{AL}(t_M - t_0) \frac{(Y_s' - Y_1')}{s \quad 1}} \quad (2.26)$$

## CAPITULO N° 3

### DISEÑO Y CALCULO

3.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

3.2 CONDICIONES DE DISEÑO

3.3 CALCULOS:

- a. DETERMINACION EXPERIMENTAL DEL VALOR DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE MASA.
- b. CALCULO DE LA ALTURA DE LA ZONA EMPAQUETADA DE LA TORRE .
- c. CALCULO DE LA CANTIDAD DE AGUA DE COMPENSACION.
- d. SELECCION DEL VENTILADOR.
- e. DETERMINACION DE LAS DIMENSIONES DE LA PISCINA.
- f. DETERMINACION DE LA CANTIDAD DE AGUA A PURGARSE EN EL SISTEMA.

### 3.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Se desea diseñar una torre de enfriamiento de tiro inducido flujo en contra-corriente, para una planta industrial de la localidad, en la cual el agua de enfriamiento va a circular a través de los condensadores de su equipo de destilación, de donde debe remover 55000 BTU por minuto. El agua así calentada pasará por la unidad para ser enfriada y luego ser reciclada.

### 3.2 CONDICIONES DE DISEÑO

* Flujo de agua a ser enfriada	$L = 300$ GPM.
* Calor removido del condensador	$Q = 55000$ BTU min.
* Temperatura del agua que sale del condensador para entrar a la torre.	$t_{L2} = 110$ ° F
* Temperatura del agua requerida después del enfriamiento	$t_{L1} = 90$ ° F
* Temperatura de bulbo húmedo de diseño, del aire que entra	$t_{w1} = 80$ ° F
* Temperatura de bulbo seco del aire que entra	$t_{G1} = 90$ ° F
* Temperatura del agua de alimentación de la línea	$t_M = 85$ ° F
* Para que la altura de la torre no resulte excesiva utilizará una razón de flujo $G_s = 1,5$ veces el flujo mínimo obtenido ( $G_s$ mínimo) (10)	

### 3.3 CALCULOS

Con los datos suministrados por las condiciones de diseño y siguiendo el método para determinar las relaciones fundamentales, a continuación se procederá a efectuar los cálculos necesarios para obtener los siguientes valores:

- a.- Determinación experimental del valor del coeficiente total de transferencia de masa,  $K_y a$ .
  - b.- Cálculo del área de la sección transversal de la torre, A
  - c.- Cálculo del flujo de aire que circulará por la torre,  $G_s$ .
  - d.- Cálculo de la altura de la zona empacitada, Z.
  - e.- Cálculo de la cantidad de agua de compensación, M.
  - f.- Selección del ventilador
  - g.- Determinación de las dimensiones de la piscina
  - h.- Determinación de la cantidad de agua a purgarse del sistema.
- a.- DETERMINACION EXPERIMENTAL DEL VALOR DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE MASA.

#### OBJETIVO DEL EXPERIMENTO

El objetivo de este experimento, consiste básicamente en obtener un método para la determinación del grupo  $K_y a$  para aplicarlo al diseño de torres de enfriamiento, en función de los principios fundamentales de en

enfriamiento ya analizados.

## INTRODUCCION

En el estudio del análisis del funcionamiento de una torre de enfriamiento de tiro inducido flujo en contra-corriente se vió que la altura de la zona empacitada (Z) se obtenía por la ecuación:

$$\frac{K_y a Z}{L'} = \int_{t_{L1}}^{t_{L2}} \frac{dt_L}{H^{*} - H'} \quad (2.17)$$

En esta ecuación, el segundo miembro contiene las condiciones termodinámicas para el proceso de enfriamiento en función de las propiedades de entrada y salida del aire. El lado izquierdo es independiente de las condiciones termodinámicas de la torre y como se aprecia el único factor que no se puede obtener por medio de los datos de las condiciones de diseño, es el grupo  $K_y a$ .

El valor del grupo  $K_y a$  puede obtenerse por los siguientes procedimientos:

1. Por el uso de relaciones empíricas basadas en datos experimentales tomados de equipos especialmente construidos para este fin, y
2. Por la obtención de datos en un equipo piloto, sea este un equipo de tamaño industrial de diseño moderno o de un equipo de laboratorio.

Aunque la obtención de datos por el procedimiento (2) implica un trabajo muy laborioso, presenta la ventaja de que los valores que se obtienen del grupo  $K_y a$  son bastantes precisos.

Es importante recordar, que el valor del grupo  $K_y a$  depende, de entre otras variables, principalmente de la geometría y distribución de la empaquetadura, por esta razón se ensayarán tres arreglos de empaquetaduras y con la que se obtenga el mayor valor numérico de  $K_y a$  será seleccionada para el diseño de la torre en mención.

Para obtener el valor del grupo  $K_y a$  es necesario conocer:

- \* Temperatura del agua a la entrada de la torre ,  $t_{L2}$  °F
- \* Temperatura del agua a la salida de la torre ,  $t_{L1}$  °F
- \* Flujo másico de agua,  $L$  lb por hora
- \* Temperatura de bulbo seco del aire entrando,  $t_{G1}$  °F
- \* Temperatura de bulbo húmedo del aire que sale,  $t_{w2}$  °F
- \* Temperatura de bulbo húmedo del aire que entra ,  $t_{w1}$  °F
- \* Temperatura del agua de la línea (compensación) ,  $t_M$  °F
- \* Area transversal de la torre ,  $A$  pie<sup>2</sup>
- \* Altura de la zona empaquetada ,  $Z$  pies
- \* Arreglo de la empaquetadura.

Con estos datos se puede obtener, indirectamente el diagrama de operación del equipo experimental y a partir de este, el diagrama de integración gráfica para obtener el valor de la integral de la ecuación (2.17). Finalmente, se reemplazan los valores conocidos en dicha ecuación y se obtiene el valor de  $K_y a$  que se utilizará en el diseño.

#### EQUIPO UTILIZADO

Se utilizó la unidad de enfriamiento (equipo piloto) del Laboratorio de -

Operaciones Unitarias de la Facultad de Ingeniería Química de la Universidad de Guayaquil.

Esta unidad consta de las siguientes partes, Figura C.1

1. Torre de enfriamiento
2. Bomba para agua
3. Bomba para kerex
4. Batería de intercambiadores de calor.
5. Instrumentación adicional:
  - \* Rotámetro para medición del flujo de agua
  - \* Rotámetro para medición del flujo de kerex
  - \* Psicrómetro
  - \* Termómetros.

#### TECNICA OPERATIVA

Se efectuaron tres ensayos con los arreglos de las empaquetaduras de madera (amarillo) representadas esquemáticamente en cada experimento. Con los datos que se obtuvieron en cada uno de los ensayos se calcularon los valores del grupo  $K_y a$ , el mayor valor numérico que se obtuvo será utilizado en los cálculos de la altura de la zona empaquetada (Z) del diseño.

Procedimiento a seguir en los ensayos:

a.- Se pone en funcionamiento la bomba de agua para producir la recir -

- culación del líquido a través de la unidad, abriendo las valvulas correspondientes;
- b.- Se hace recircular el fluido a calentarse (kerex) a través de la batería de intercambiadores de calor, de donde el agua va a remover el calor;
- c.- Una vez estabilizados los flujos del agua y del kerex, se ajustan las lecturas determinadas por los rotámetros correspondientes;
- d.- Se pone en funcionamiento el extractor de la torre;
- e.- Se hace fluir vapor a través del calentador del kerex, para iniciar el proceso de calentamiento trabajando a una presión constante determinada, hasta alcanzar condiciones de régimen estacionario ;
- f.- Con los instrumentos adicionales se toman las siguientes mediciones:
1. con el psicrómetro se miden las temperaturas del aire; temperatura de bulbo seco ( $t_{G1}$ ) y las temperaturas de bulbo húmedo  $t_{W1}$  y  $t_{W2}$  correspondientes al aire de entrada y de salida de la torre;
  2. Con un termómetro se miden la temperatura de entrada del agua a la torre,  $t_{L1}$ ; La temperatura a la que sale el agua de la torre,  $t_{L2}$  y la temperatura del agua de la línea,  $t_M$ ;
  3. Con un flexómetro se mide la altura de la zona empacitada, el largo y ancho de la sección transversal de la torre y las dimensiones de las tiras de relleno.

## CALCULOS PARA EL EXPERIMENTO N° 1

DATOS, Figura 3.1.

* Altura de la zona empaquetada	Z = 72 "
* Area de la sección transversal de la torre (50' x 40' )	A = 2000 pulg. <sup>2</sup>
* Flujo másico de agua caliente	L = 7200 lb/h
* Temperatura del agua a la entrada - de la torre,	t <sub>L2</sub> = 100 °F
* Temperatura del agua a la salida de la torre,	t <sub>L1</sub> = 89 °F
* Temperatura de bulbo seco del aire - que entra,	t <sub>G1</sub> = 87 °F
* Temperatura de bulbo húmedo del aire que entra,	t <sub>W1</sub> = 78 °F
* Temperatura de bulbo húmedo del aire que sale,	t <sub>W2</sub> = 93 °F
* Temperatura del agua de compensación,	t <sub>M</sub> = 83 °F
* Capacidad volumétrica de la piscina , dimensiones: 52 x 42 x 10	V = 21840 pulg. <sup>3</sup>
* Características y arreglo de la empaquetadura, Figura 3.2.	

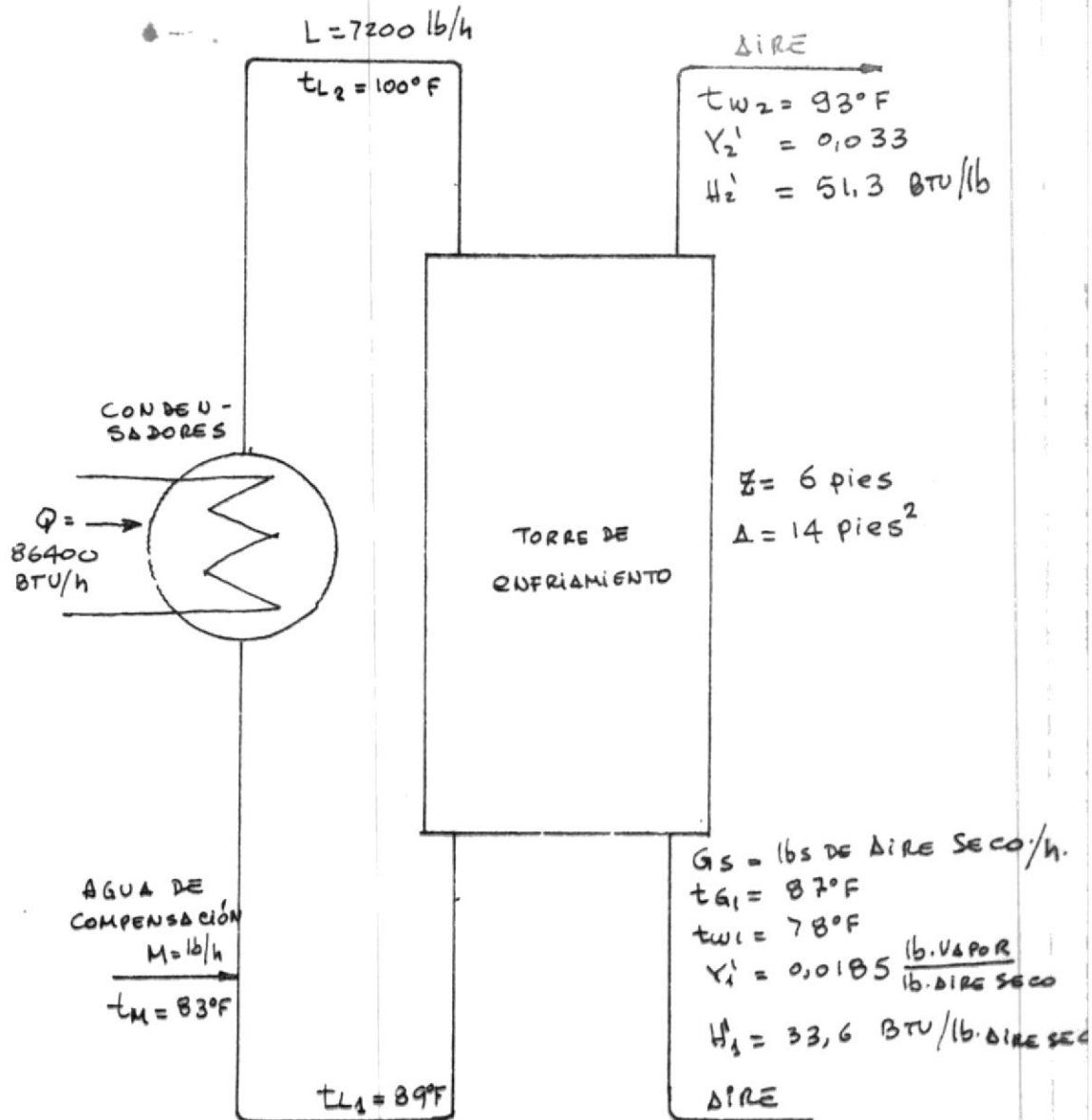


FIGURA N° 3-1 : DIAGRAMA DEL SISTEMA PARA EXPERIMENTO N° 1

## CARACTERISTICA DE LA EMPAQUETADURA

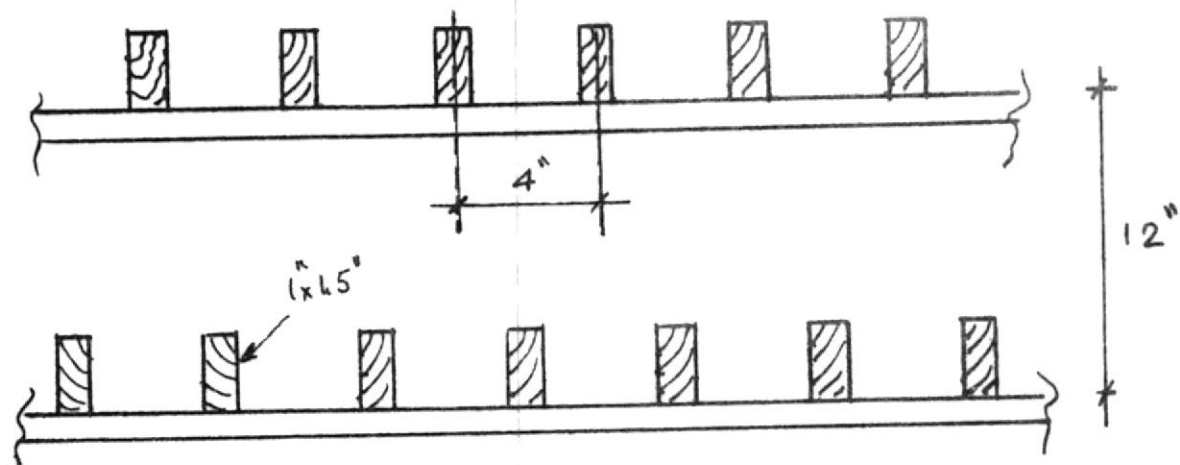


Figura 3.2

## CALCULOS

CALCULO DEL CALOR REMOVIDO POR EL AGUA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

La cantidad de calor removida por el agua del intercambiador de calor está dada por la ecuación:

$$Q = L C_{AL} (t_{L2} - t_{L1}^*) \quad (3.1)$$

En donde, Figura C.1

$$C_{AL} = 1 \text{ BTU por libra por grado F.}$$

$$t_{L2} = 100 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_{L1}^* = 88 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$L = 7200 \text{ lb por hora.}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación(3.1) , se tiene que:

$$Q = 7200(1)(100-88) = 86400 \text{ BTU por hora.}$$

CALCULO DE LA HUMEDAD ABSOLUTA DEL AIRE QUE ENTRA,  $Y_1'$ .

De la carta psicrométrica, Figura B.1, entrando con los valores de,  $t_{G1} = 87^\circ\text{F}$  y  $t_{W1} = 78^\circ\text{F}$ , se obtiene:

$$Y_1' = 0,0185 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

CALCULO DE LA ENTALPIA DEL AIRE QUE ENTRA A LA TORRE,  $H_1'$ .

De la Tabla A.1 se tiene que:

$$H_1' = (0,24 + 0,45 Y_1')(t_{G1} - 32^\circ) + 1075,8 Y_1'$$

En donde:

$$Y_1' = 0,0185 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

$$\text{y } t_{G1} = 87^\circ\text{F.}$$

Reemplazando estos valores:

$$H_1' = 0,24 + 0,45(0,0185)(87-32) + 1075,8(0,0185)$$

$$H_1' = (0,24833)(55) + 19,903$$

$$H_1' = 13,658 + 19,903 = 33,561$$

$$H_1' = 33,6 \text{ BTU por lb de aire seco.}$$

CALCULO DE LA HUMEDAD ABSOLUTA DEL AIRE QUE SALE DE LA TORRE,  $Y_2'$ .

De la carta psicrométrica, Figura B.1 con los valores de,  $t_{W2} = 93^\circ\text{F}$  y  $\phi = 95\%$ , se obtiene:

$$Y_2' = 0,033 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire.}$$

CALCULO DE LA ENTALPIA DEL AIRE QUE SALE,  $H_2'$  . ✓

De la tabla A.1 se tiene que:

$$H_2' = (0,24 + 0,45Y_2')(t_{w2} - 32) + 1075,8 Y_2'$$

En donde:

$$Y_2' = 0,033 \text{ lb de vapor por lb de aire seco.}$$

$$\text{y } t_{w2} = 93 \text{ }^\circ \text{ F.}$$

Reemplazando estos valores:

$$H_2' = [0,24 + 0,45(0,033)] (94-32) + 1075,8(0,033)$$

$$H_2' = 0,25485(62) + 35,5014 = 51,3021$$

$$H_2' = 51,3 \text{ BTU por lb de aire seco.}$$

DETRMINACION DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASA.

De la ecuación (2.17) se tiene que:

$$K_{Y,a} = \frac{L'}{Z} \int_{t_{L1}}^{t_{L2}} \frac{dt_L}{H_1^* - H_1}$$

*se pone el final*

en donde:

$$L' = L / A = 7200/14 = 514 \text{ lb de agua/hora.pie}^2 \quad \checkmark$$

$$Z = 6 \text{ pies}$$

Como se aprecia, el único valor que falta por determinar es el del integral de la ecuación (2.17), para lo cual se seguirá el siguiente procedimiento:

a.- Con los valores obtenidos y con la ayuda de la Tabla A.3, se cons

- truye el diagrama de operación de enfriamiento, Figura 3.3.
- b.- De el diagrama de operación de enfriamiento, se obtienen los valores de  $H^* - H'$  y de  $1/(H^* - H')$ , Tabla 3.1.
- c.- Con los datos de la temperatura del agua ( $t_L$ ) en abscisas y con  $1/(H^* - H')$  en ordenadas, se construye el diagrama para efectuar la integración gráfica, Figura 3.4.
- d.- Se efectúa la integración gráfica, con lo que se obtiene el valor del integral, el cual se reemplaza en la ecuación (2.17) y se obtiene el valor del grupo  $K_y a$ .

TABLA N° 3.1

$t_L$ °F	(H*) curva de equilibrio	(h')	(H* - H')	$1/(H^* - H')$
88	47	33,6	13,4	0,07463
91	49,7	36,8	12,9	0,07752
94	53,8	41,6	12,2	0,08197
97	58,6	46,5	12,1	0,08264
100	64,1	51,3	12,8	0,07813

De la Figura 3.4 se encuentra que el área bajo la curva es de 0,883.

Reemplazando este valor en la ecuación (2.17) se tiene:

$$K_y a = \frac{514,3}{6} \times 0,883 = 75,69 \frac{\text{lb de agua transferida}}{\text{hora.pie}^3 \Delta Y'}$$

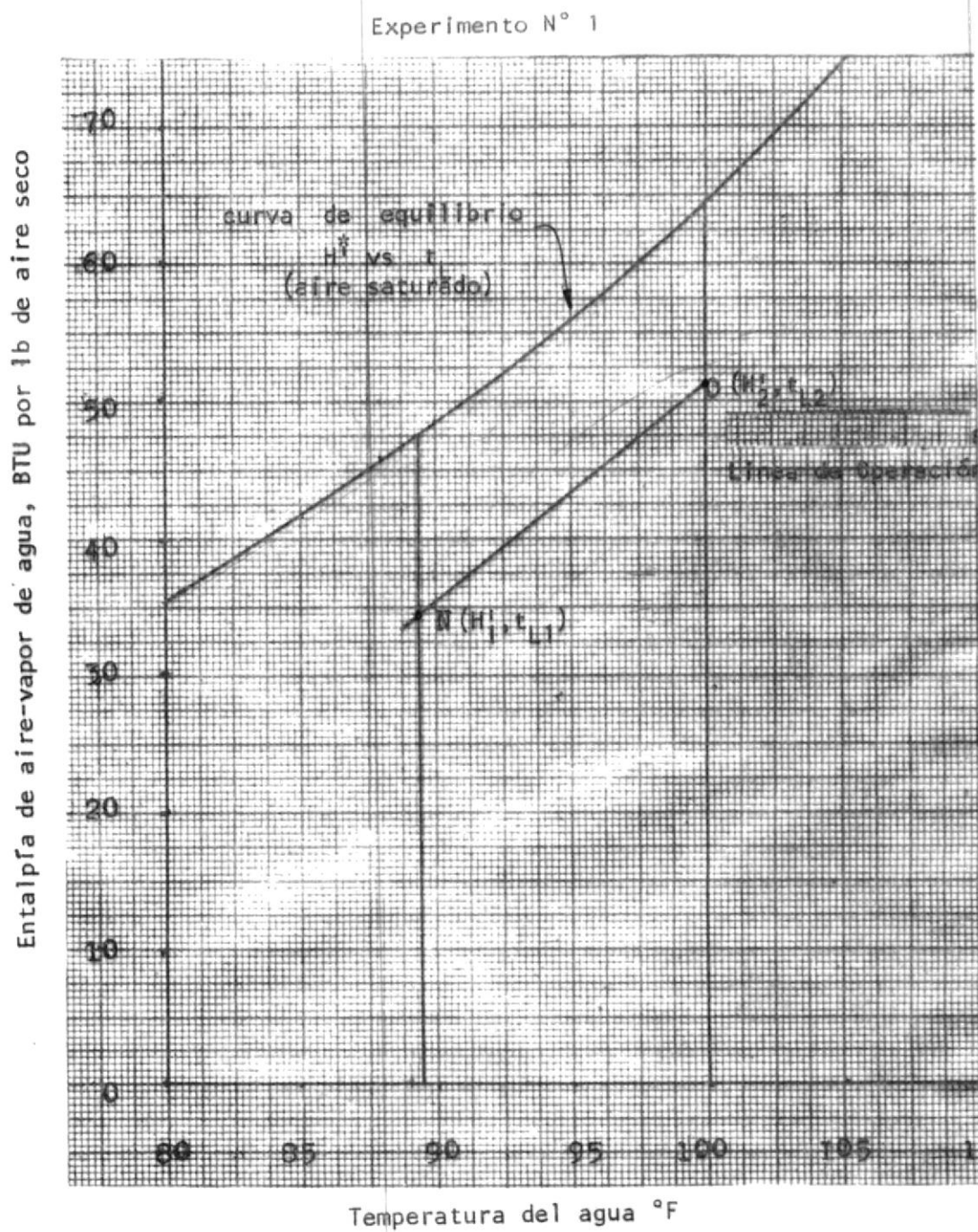
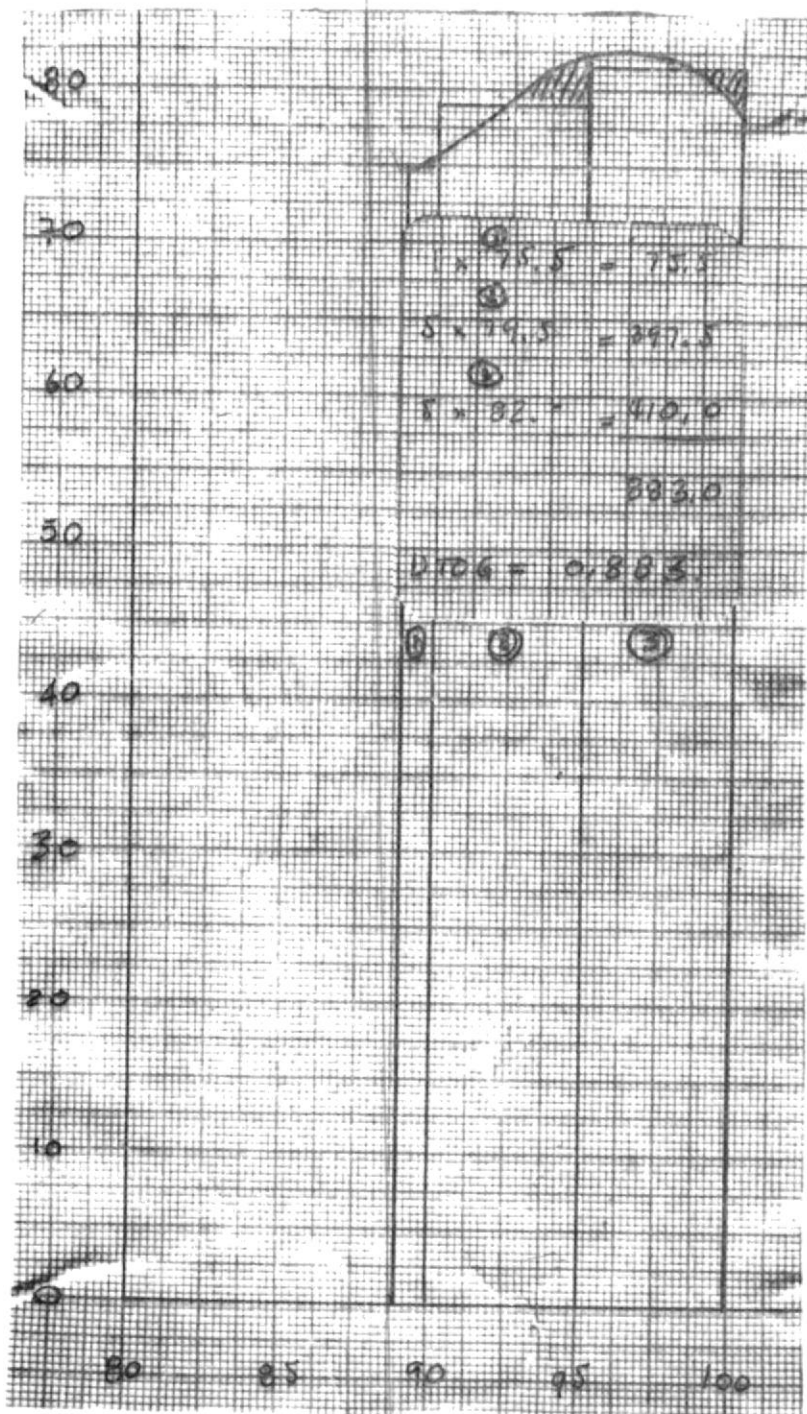


Figura 3.3 Diagrama de operación de enfriamiento de agua.

Experimento N° 1

 $1/(H^* - H')$ . 1b de aire seco por BTU x  $10^{-3}$ 


Temperatura del agua

Figura 3.4 Diagrama de integración gráfica

CALCULO DEL FLUJO DE AIRE,  $G_s$  Y DE LA CANTIDAD DE AGUA DE COMPENSACION M.

Haciendo un balance de entalpía en la Figura 3.1, se tiene:

$$Q + MC_{AL}(t_M - t_0) = G_s(H_2' - H_1') \quad (2.20)$$

En donde:

$$Q = 86400 \text{ BTU por hora}$$

$$t_M = 83 \text{ }^\circ \text{F}$$

$$H_1' = 33,6 \text{ BTU por lb de aire seco}$$

$$H_2' = 51,3 \text{ BTU por lb de aire seco}$$

Reemplazando estos valores:

$$86400 + M(1)(83 - 32) = G_s(51,3 - 33,6)$$

$$86400 + M(51) = G_s(17,7)$$

de donde:

$$M = \frac{17,7 G_s - 86400}{51} \quad (2.20-A)$$

Haciendo un balance total de líquido en la Figura 3.1.

$$M = G_s(Y_2' - Y_1') \quad (2.21)$$

En donde:

$$Y_2' = 0,033 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

$$Y_1' = 0,0185 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

Reemplazando estos valores:

$$M = G_s(0,033 - 0,0185) = 0,0145 G_s \quad (2.21-A)$$

Substituyendo (2.20-A) en (2.21-A), se tiene:

$$0,0145 G_s = \frac{17,7 G_s - 86400}{51}$$

$$(17,7 - 0,7395) G_s = 86400$$

$$16,9605 G_s = 86400$$

$$G_s = 5094,1894 \text{ lb de aire seco por hora.}$$

El valor de M (agua de compensación) se obtiene substituyendo el valor de  $G_s$  en la ecuación (2.21-A).

$$M = 0,0145 \times 5094,19 = 73,86 \text{ lb de agua por hora.}$$

## CALCULOS PARA EL EXPERIMENTO N° 2

DATOS, Figura 3-5

* Altura de la zona empaquetada	Z = 71,5 "
* Area de la sección transversal de la torre (50' x 40' )	A = 2000 pulg. <sup>2</sup>
* Flujo másico de agua caliente	L = 8160 lb/h
* Temperatura del agua a la entrada de la torre,	t <sub>L2</sub> = 97,2 °F
* Temperatura del agua a la salida de la torre,	t <sub>L1</sub> = 86 °F
* Temperatura de bulbo seco del aire que entra,	t <sub>G1</sub> = 86 °F
* Temperatura de bulbo húmedo del aire que entra,	t <sub>W1</sub> = 76 °F
* Temperatura de bulbo húmedo del aire que sale,	t <sub>W2</sub> = 93 °F
* Temperatura del agua de compensación,	t <sub>M</sub> = 85 °F
* Capacidad volumétrica de la piscina, dimensiones: 52 x 42 x 10	V = 21840 pulg. <sup>3</sup>
* Características y arreglo de la empaquetadura, Figura 3.6	

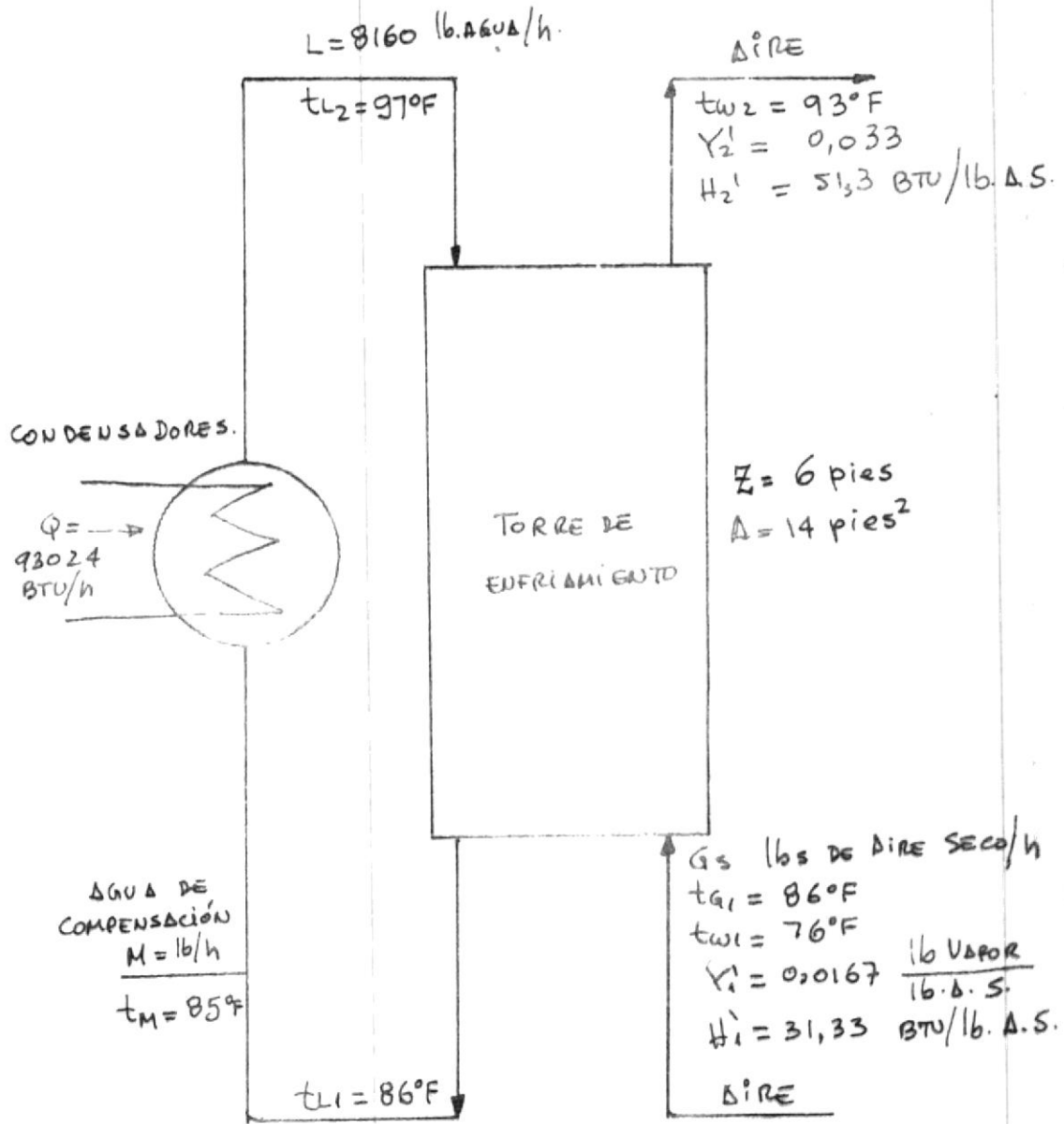


FIGURA N° 3.5 DIAGRAMA DEL SISTEMA PARA EL EXPERIMENTO N° 2

### CARACTERISTICA DE LA EMPAQUETADURA

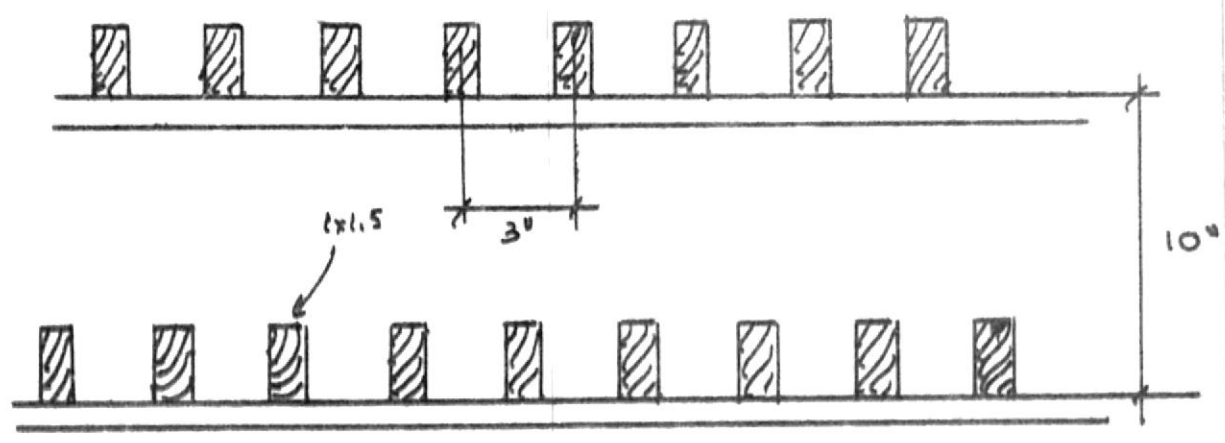


Figura 3-6

### CALCULOS

CALCULO DEL CALOR REMOVIDO POR EL AGUA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

La cantidad de calor removida por el agua del intercambiador de calor está dada por la ecuación:

$$Q = L C_{AL} (t_{L2} - t_{L1}^w) \tag{3.1}$$

En donde, Figura C.1

- $C_{AL} = 1$  BTU por lb por grado F.
- $t_{L2} = 97,2$  °F
- $t_{L1}^w = 85,8$  °F
- $L = 8160$  lb de agua por hora.

Reemplazando estos valores en la ecuación (3.1) , se tiene que:

$$Q = 8160(97,2-85,8)(1) = 93024 \text{ BTU por hora.}$$

CALCULO DE LA HUMEDAD ABSOLUTA DEL AIRE QUE ENTRA,  $Y_1'$  .

De la carta psicrométrica, Figura B.1 , entrando con los valores de  $t_{G1} = 86 \text{ }^\circ\text{F}$  y  $t_{W1} = 76 \text{ }^\circ\text{F}$  , se obtiene:

$$Y_1' = 0,0167 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

CALCULO DE LA ENTALPIA DEL AIRE QUE ENTRA A LA TORRE,  $H_1'$  .

De la Tabla A.1 se tiene que:

$$H_1' = (0,24+0,45 Y_1') (t_{G1}-32) + 1075,8 Y_1'$$

En donde:

$$Y_1' = 0,0167 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

$$\text{y } t_{G1} = 87 \text{ }^\circ\text{F.}$$

Reemplazando estos valores:

$$H_1' = 0,24+0,45(0,0167) (86-32) + 1075,8(0,0167)$$

$$H_1' = 31,33 \text{ BTU por lb de aire seco.}$$

CALCULO DE LA HUMEDAD ABSOLUTA DEL AIRE QUE SALE DE LA TORRE,  $Y_2'$  .

De la carta psicrométrica, Figura B.1 , con los valores de,  $t_{W2}=93^\circ\text{F}$  y  $\phi = 95 \%$  , se obtiene que:

$$Y_2' = 0,033 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

CALCULO DE LA ENTALPIA DEL AIRE QUE SALE,  $H_2^1$  .

De la tabla A.1 se tiene que:

$$H_2^1 = (0,24 + 0,45Y_2^1)(t_{w2} - 32) + 1075,8 Y_2^1$$

En donde:

$$Y_2^1 = 0,033 \text{ lb de vapor por lb de aire seco.}$$

$$y \quad t_{w2} = 94 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Reemplazando estos valores:

$$H_2^1 = 0,24 + 0,45(0,033) (94-32) + 1075,8 (0,033)$$

$$H_2^1 = 0,25485(62) + 35,5014 = 51,3021$$

$$H_2^1 = 51,3 \text{ BTU por lb de aire seco.}$$

DETERMINACION DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASA.

De la ecuación (2.17) se tiene que :

$$K_{Y a} = \frac{L'}{Z} \int_{t_{l1}}^{t_{l2}} \frac{dt_1}{H_1^{*1} - H_1^1}$$

En donde:

$$L' = L / A = 8160/14 = 502,86 \text{ lb de agua/h pie}^2$$

$$Z = 5,958 \text{ pies.}$$

Como en el caso anterior, el único valor que falta por determinar es el del integral de la ecuación (2.17), para lo cual se seguira el siguiente procedimiento:

a.- Con los valores obtenidos y con la ayuda de la tabla A.3, se cons-

- truye el diagrama de operación de enfriamiento, Figura 3.7 .
- b.- De el diagrama de operación de enfriamiento, se obtienen los valores de  $H'^* - H'$  y de  $1/(H'^* - H')$ , Tabla 3.2 .
- c.- Con los datos de la temperatura del agua ( $t_L$ ) en abscisas y con  $1/(H'^* - H')$  en ordenadas, se construye el diagrama para efectuar la integración gráfica, Figura 3.8.
- d.- Se efectúa la integración gráfica, con lo que se obtiene el valor del integral, el cual se reemplaza en la ecuación (2.17) y se obtiene el valor del grupo  $K_y a$ .

TABLA N° 3.2

$t_L$ °F	$H'^*$ Curva de equilibrio	$H'$ Línea de operación	$H'^* - H'$	$1/(H'^* - H')$
86	43	31,33	11,67	0,08569
87,5	45,2	34,0	11,2	0,08929
90	48,5	36,1	10,0	0,10000
92,5	52,4	43,0	9,4	0,10638
95	56	47,6	8,4	0,11905
97,5	59,2	51,30	7,9	0,12658

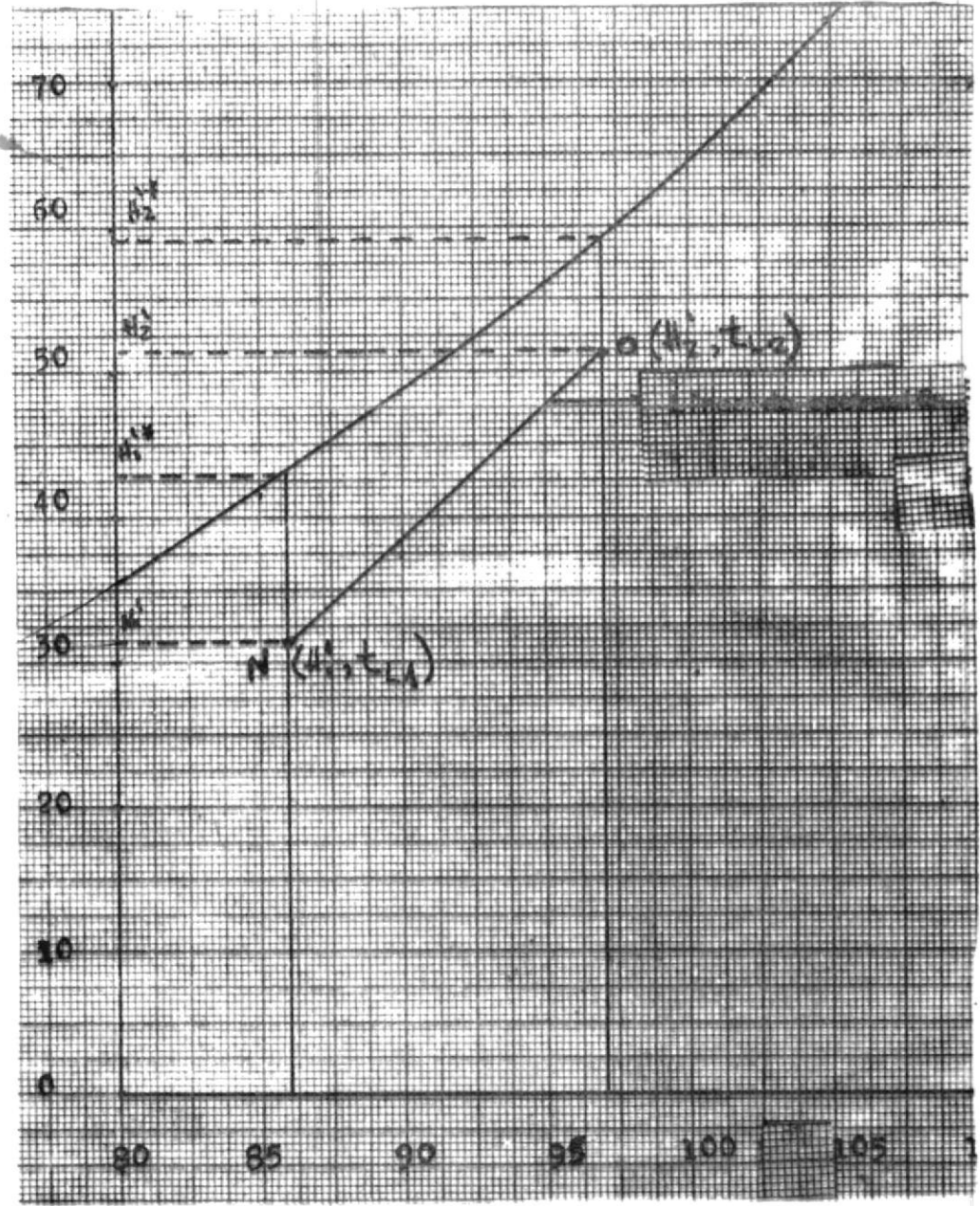
De la Figura 3.8 se encuentra que el área bajo la curva es de 1,156.

Reemplazando este valor en la ecuación (2.17) se tiene:

$$K_y a = \frac{8160}{14 \times 5,958} \times 1,156 = 114 \frac{\text{lb de agua transferida}}{\text{hora. pie}^3 \Delta Y'}$$

Experimento N° 2

Entalpía de aire-vapor de agua, BTU por lb de aire seco.



Temperatura del agua °F

Figura 3.7 Diagrama de operación de enfriamiento de agua.

Experimento N°2

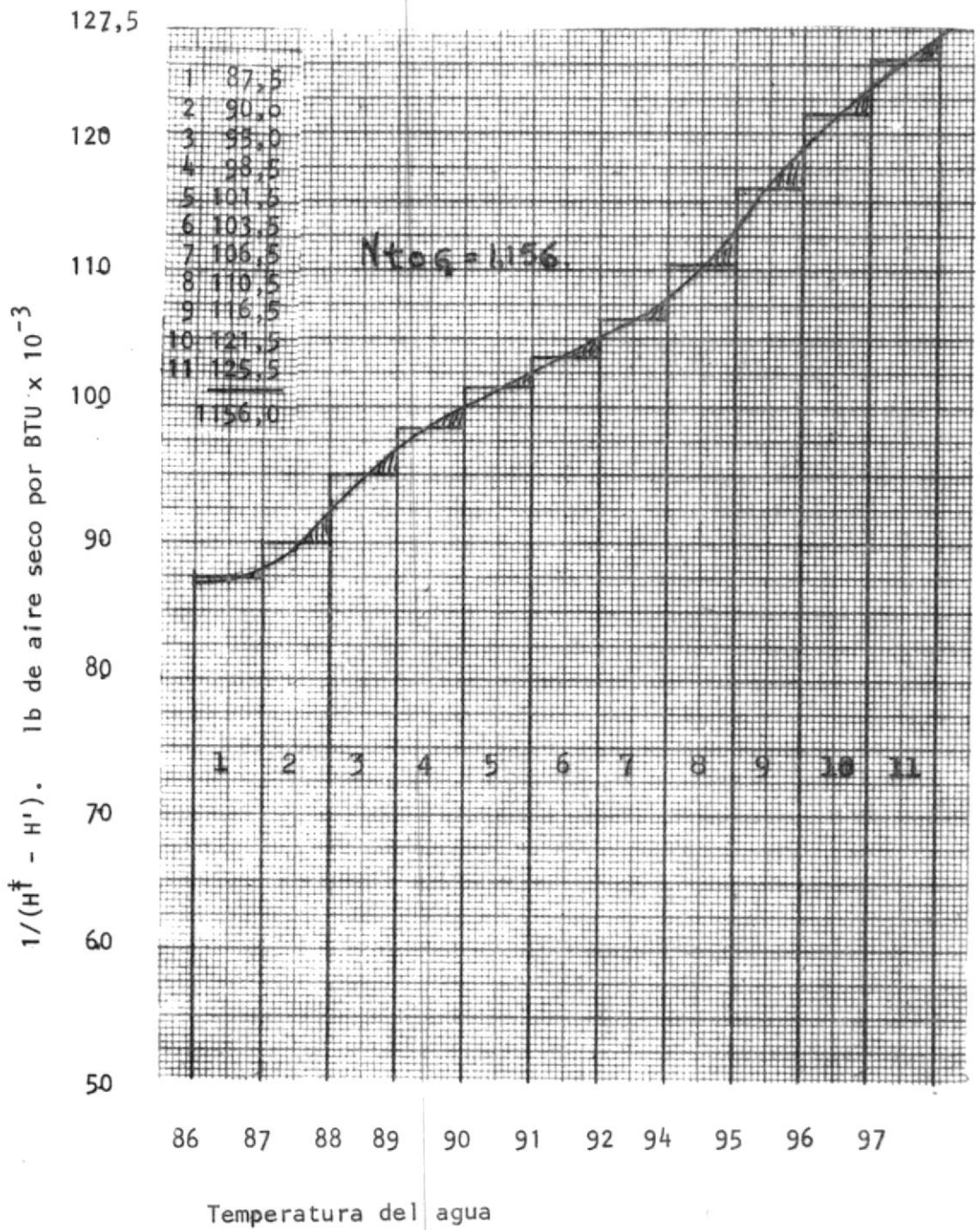


Figura 3.8 Diagrama de integración gráfica



reemplazando estos valores:

$$M = G_s(0,033-0,0167) = 0,0163 G_s \quad (2.21-A)$$

Substituyendo la ecuación (2.20-A) en la (2.21-A), se tiene:

$$0,0163 G_s = \frac{19,97 G_s - 93024}{53}$$

$$0,8639 G_s = 19,97 G_s - 93024$$

$$19,106 G_s = 93024$$

$$G_s = 4868,84 \text{ lb de aire seco por hora.}$$

El valor de M se obtiene substituyendo el valor de  $G_s$  en la ecuación (2.21-A) :

$$M = 0,0163(4868,84) = 79,36 \text{ lb de agua por hora.}$$

## CALCULOS PARA EL EXPERIMENTO N° 3

DATOS, Figura N° 3.9

* Altura de la zona empaquetada	Z = 72 "
* Area de la sección transversal de la torre (50" x 40" )	A = 2000 pulg. <sup>2</sup>
* Flujo másico de agua caliente	L = 10380 lb/h
* Temperatura del agua a la entrada - de la torre,	t <sub>L2</sub> = 100,2 °F
* Temperatura del agua a la salida de la torre,	t <sub>L1</sub> = 85 °F
* Temperatura de bulbo seco del aire - que entra,	t <sub>G1</sub> = 84 °F
* Temperatura de bulbo húmedo del aire que entra,	t <sub>W1</sub> = 74 °F
* Temperatura de bulbo húmedo del aire que sale,	t <sub>W2</sub> = 93 °F
* Temperatura del agua de compensación,	t <sub>M</sub> = 80.0 °F
* Capacidad volumétrica de la piscina , dimensiones: 52 x 42 x 10	V = 21840 pulg. <sup>3</sup>
* Características y arreglo de la empaquetadura, Figura 3. 10.	

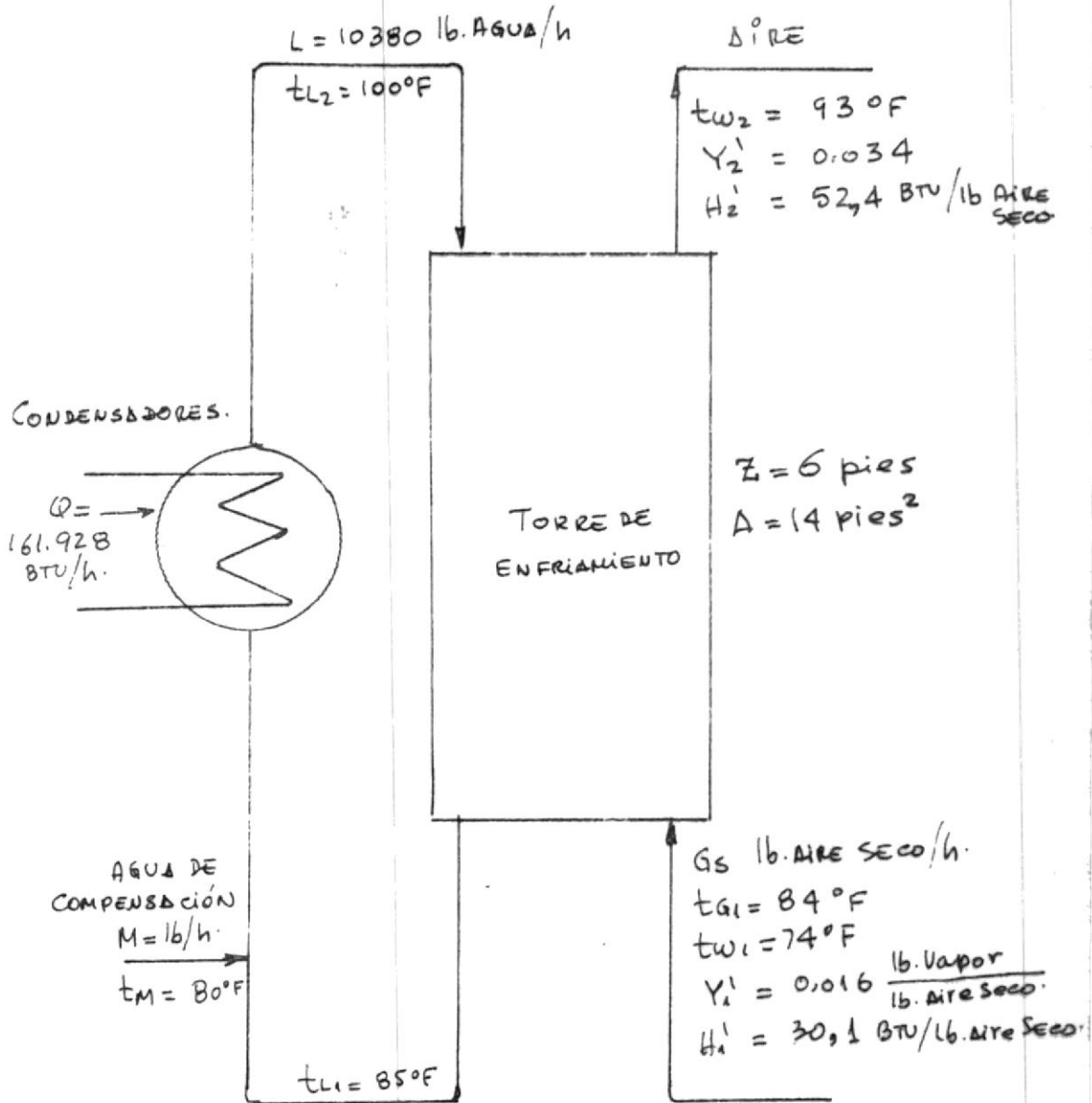


FIGURA N°3.9 : DIAGRAMA DEL SISTEMA PAPA EXPERIMENTO N° 3

## CARACTERISTICA DE LA EMPAQUETADURA

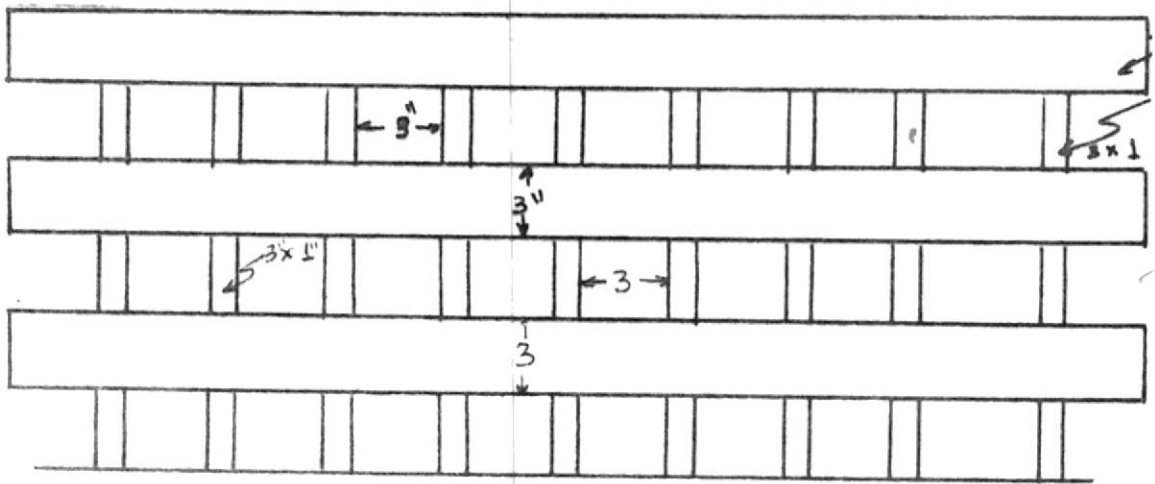


Figura 3.10

## CALCULOS

## CALCULO DEL CALOR REMOVIDO POR EL AGUA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La cantidad de calor removido por el agua del intercambiador de calor está dada por la ecuación:

$$Q = L C_{AL} (t_{L2} - t_{L1}^*) \quad (3.1)$$

En donde, Figura 3.1

$$C_{AL} = 1 \text{ BTU por lb por } ^\circ \text{F.}$$

$$t_{L2} = 100,2 \text{ } ^\circ \text{F}$$

$$t_{L1}^* = 84,6 \text{ } ^\circ \text{F}$$

$$L = 10380 \text{ lb de agua por hora.}$$

reemplazando estos valores en la ecuación(3.1), se tiene que:

$$Q = 10380 (1) (100,2 - 84,6) = 161928 \text{ BTU por hora.}$$

CALCULO DE LA HUMEDAD ABSOLUTA DEL AIRE QUE ENTRA,  $Y_1'$  .

De la carta psicrométrica, Figura B.1 , entrando con los valores de -

$$t_{G1} = 84 \text{ } ^\circ \text{F} \text{ y } t_{W1} = 74 \text{ } ^\circ \text{F} \text{ se obtiene que :}$$

$$Y_1' = 0,016 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

CALCULO DE LA ENTALPIA DEL AIRE QUE ENTRA A LA TORRE,  $H_1'$  .

De la tabla A.1 se tiene que:

$$H_1' = (0,24 + 0,45 Y_1') (t_{G1} - t_0) + 1075,8 Y_1' .$$

En donde:

$$Y_1' = 0,016 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

$$\text{y } t_{G1} = 84 \text{ } ^\circ \text{F}$$

Reemplazando estos valores:

$$H_1' = 0,24 + 0,45(0,016) (84-32) + 1075,8(0,016)$$

$$H_1' = (0,24 + 0,0072)(52) + 17,2128.$$

$$H_1' = 30,0672 \text{ BTU por lb de aire seco.}$$

CALCULO DE LA HUMEDAD ABSOLUTA DEL AIRE QUE SALE DE LA TORRE ,  $Y_2'$  .

De la carta psicrométrica , Figura B.1 con los valores de,  $t_{W2} = 93^\circ\text{F}$

y  $\phi = 95 \%$  , se obtiene :

$$Y_2' = 0,034 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

CALCULO DE LA ENTALPIA DEL AIRE QUE SALE,  $H_2'$ .

De la tabla A.1 se tiene que:

$$H_2' = (0,24 + 0,45 Y_2') (t_{w2} - 32) + 1075,8 Y_2'$$

En donde:

$$Y_2' = 0,034 \text{ lb de vapor por lb de aire seco.}$$

$$y \quad t_{w2} = 94 \text{ }^\circ\text{F.}$$

reemplazando estos valores:

$$H_2' = 0,24 + 0,45(0,034) (94-32) + 1075,8(0,034)$$

$$H_2' = 0,24 + 0,0153(62) + 36,5772.$$

$$H_2' = 52,4058 \text{ BTU por lb de aire seco.}$$

DETERMINACION DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE MASA.

De la ecuación (2.17) se tiene que :

$$K_Y a = \frac{L'}{Z} \int_{t_{L1}}^{t_{L2}} \frac{dt_L}{H_1'^* - H_1'}$$

En donde:

$$L' = L / A = 10380/14 = 741,43 \text{ lb de agua/h.pie}^2$$

$$Z = 6 \text{ pies.}$$

Como en los casos anteriores, el único valor que falta por determinar es el del integral de la ecuación (2.17), para lo cual se seguirá el siguiente procedimiento:

- a.- Con los valores obtenidos y con la ayuda de la tabla A.3, se construye el diagrama de operación de enfriamiento, Figura 3.11 .
- b.- De el diagrama de operación de enfriamiento, se obtienen los valores de  $H^{\ddagger}-H'$  y de  $1/(H^{\ddagger}-H')$ , Tabla 3.3.
- c.- Con los datos de la temperatura del agua ( $t_L$ ) en abscisas y con  $1/(H^{\ddagger}-H')$  en ordenadas, se construye el diagrama para efectuar la integración gráfica, Figura 3.12 .
- d.- Se efectúa la integración gráfica, con lo que se obtiene el valor del integral, el cual se reemplaza en la ecuación (2.17) y se obtiene el valor del grupo  $K_y a$  .

TABLA N° 3.3

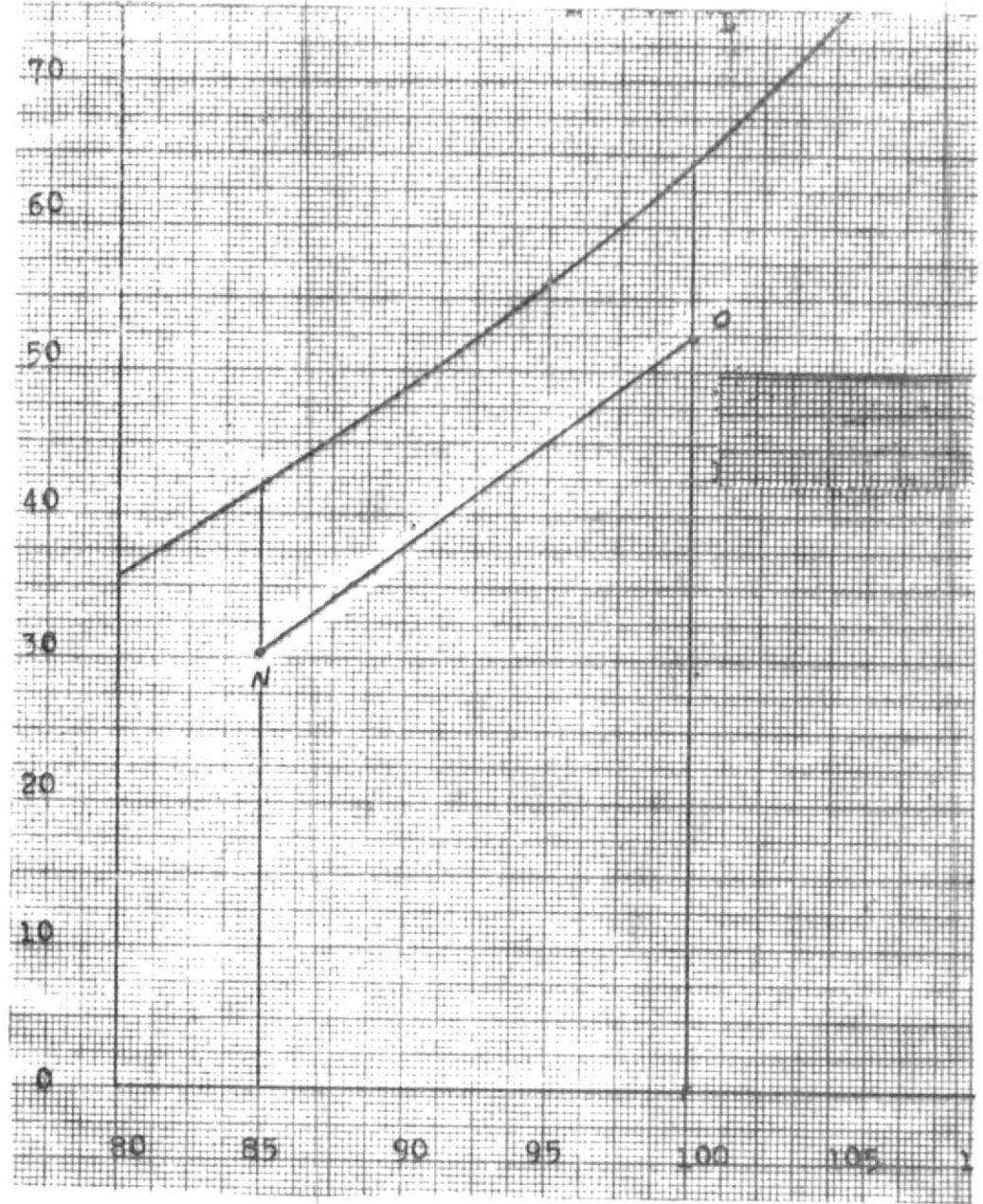
$t_L$ °F	$H^{\ddagger}$ curva de equilibrio	$H'$ Línea de operación	$H^{\ddagger} - H'$	$1/(H^{\ddagger}-H')$
85	41,7	30,1	11,6	0,08621
87,5	45,2	34,1	11,1	0,09009
90	48,6	37,7	10,9	0,09174
92,5	52,2	41,4	10,8	0,09259
95	55,8	45,1	10,7	0,09346
97,5	60,1	49	11,1	0,09009
100	64	52,4	11,6	0,08621

De la Figura 3.12 se encuentra que el área bajo la curva es de 1,361.

Reemplazando este valor en la ecuación (2.17) se tiene :

Experimento N°3

Entalpía de aire-vapor de agua, BTU por lb de aire seco



Temperatura del agua °F

Figura 3,11

Diagrama de operación de enfriamiento de agua

Experimento N°3

$1/(H^2 - H^*)$  lb. de aire seco por BTU x  $10^{-3}$

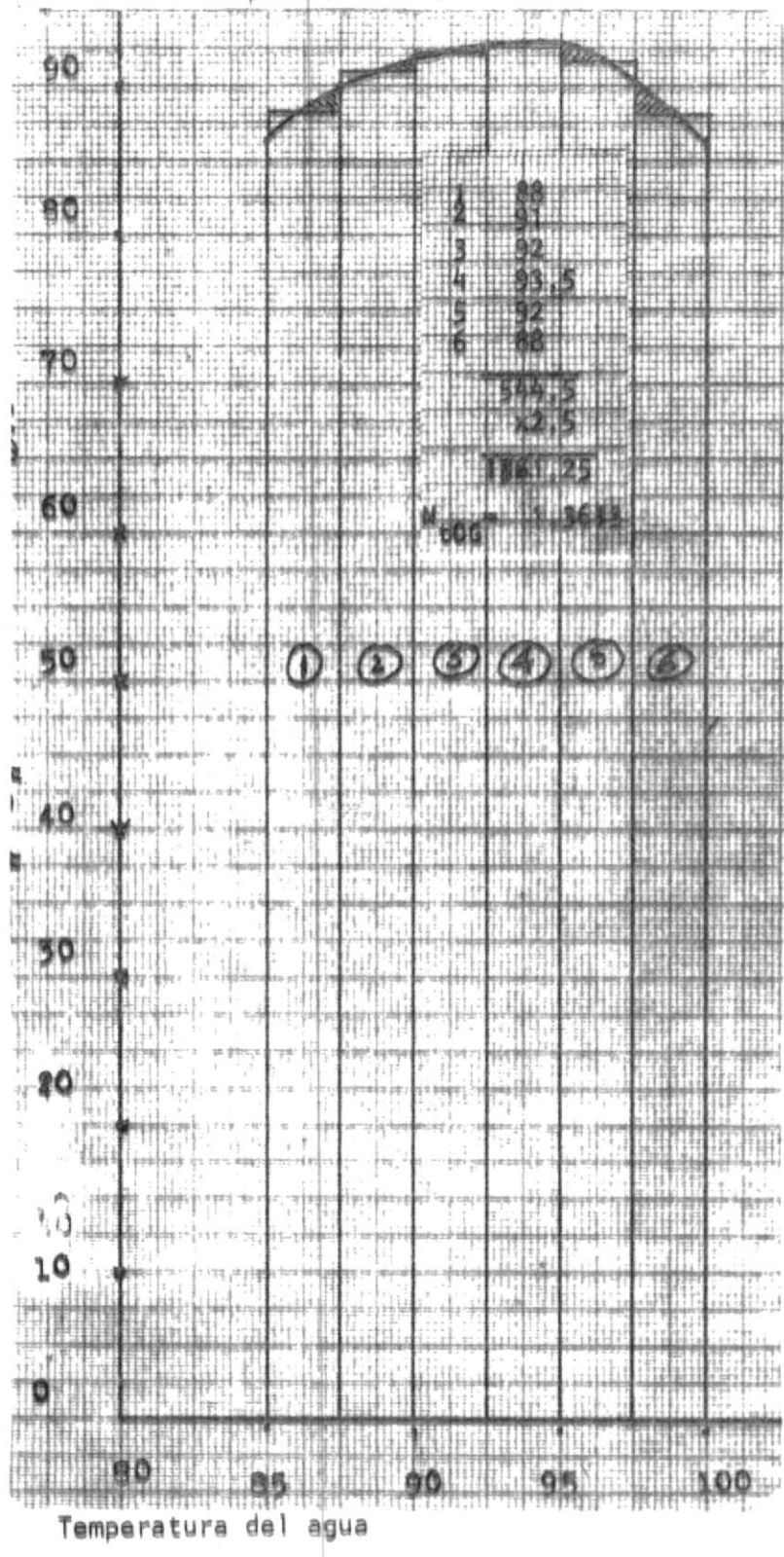


Figura 3.12 Diagrama de Integración gráfica

$$K_y a = \frac{741,43}{6} \times 1,361 = 168,2 \frac{\text{lb de agua transferida}}{\text{hora. pie}^3 \Delta Y'}$$

CALCULO DEL FLUJO DE AIRE  $G_s$  Y DE LA CANTIDAD DE AGUA DE COMPENSACION M.

Haciendo un balance de entalpia en la figura 3.9, se tiene:

$$Q + M C_{AL} (t_M - t_0) = G_s (H_2' - H_1') \quad (2.20)$$

En donde:

$Q =$	161928	BTU por hora
$C_{AL} =$	1	BTU por lb por °F.
$t_M =$	80	° F
$H_2' =$	52,4	BTU por lb. aire seco
$H_1' =$	30,1	BTU por lb aire seco.

reemplazando estos valores:

$$161928 + M (1) (80 - 32) = G_s (52,4 - 30,1)$$

$$161928 + M 48 = 22,3 G_s$$

$$M = \frac{22,3 G_s - 161928}{48} \quad (2.20-A)$$

Haciendo un balance total de líquido en la Figura 3.9,

$$M = G_s (Y_2' - Y_1')$$

En donde:

$$Y_2' = 0,034 \text{ lb de vapor por lb de aire seco.}$$

$$Y_1' = 0,016 \text{ " " " " " "}$$

reemplazando estos valores:

$$M = G_s (0,034 - 0,016) = 0,018 G_s \quad (2.21-A)$$

Substituyendo la ecuación (2.20-A) en la (2.21-A) , se tiene :

$$0,018 G_s = \frac{22,3 G_s - 161928}{48}$$

$$21,436 G_s = 161928$$

$$G_s = 7554 \text{ lb de aire seco por hora.}$$

El valor de M se obtiene substituyendo el valor de  $G_s$  en la ecuación (2.21-A) :

$$M = 0,018 G_s = 0,018(7554) = 135,97.$$

$$M = 136 \text{ Tlb de agua por hora.}$$

De los tres experimentos efectuados, el experimento N° 3 provee el mayor valor del coeficiente de transferencia de masa, y será utilizado en el diseño de la torre en estudio. Esto era de esperar, ya que se utilizó una empaquetadura del tipo de "contacto laminar" que está formada por un emparrillado de tiras de madera(amarillo) de 3" x 1" de sección, Figura 3.10 . que ofrece máxima superficie de contacto con lo que se reduce considerablemente la altura y espacio a ocuparse(2) .

b.- CALCULO DEL AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL DE LA TORRE, A .

Para calcular el área de la sección transversal de la torre, es necesario en primer lugar determinar el flujo específico de agua,  $L'$  que tiene como unidades (lb de agua por hora por pie<sup>2</sup> de área de sección transversal de la torre), valor que se utilizará en el diseño.

Para determinar este valor se utiliza la Figura B.2 , en la cual se aprecia que  $L'$  es función del rango de enfriamiento ( $t_{L2} - t_{L1}$ ) y de la temperatura de bulbo húmedo,  $t_{W1}$ .

Entrando al gráfico con los valores dados:  $t_{L2} = 110^{\circ}\text{F}$ ,  $t_{L1} = 90^{\circ}\text{F}$  y  $t_{W1} = 80^{\circ}\text{F}$ , se encuentra que:

$$L' = 3 \text{ galones por minuto y por pie}^2.$$

Este gráfico no se utiliza cuando el valor de la aproximación ( $t_{L1} - t_{W1}$ ) es menor que  $5^{\circ}\text{F}$ . Experimentalmente se ha encontrado que, el contacto y resultado máximo, se consigue en una torre que tenga un flujo específico de agua de 2 a 3 galones por minuto y por pie<sup>2</sup> de área de sección transversal. Con el valor de 3 galones por minuto y por pie<sup>2</sup> para las condiciones dadas, se obtiene que la torre resultaría muy alta, por esta razón se ve la conveniencia de tomar el mínimo = 2 galones por minuto y por pie<sup>2</sup> para reducir la altura, dando amplitud de área.

Una vez así establecido el flujo específico del agua de  $L' = 2$  galones

por minuto y por pie<sup>2</sup>, el área de la sección transversal de la torre a diseñarse puede ser calculada, dividiendo el flujo de agua que va a circular por la unidad L, para el flujo específico seleccionado L'.

De esta manera:

$$A = \frac{L}{L'} \quad (2.19)$$

En donde:

$$L = 300 \text{ galones por minuto}$$

$$L' = 2 \text{ galones por minuto por pie}^2$$

reemplazando estos valores:

$$A = \frac{300 \text{ galones por minuto}}{2 \text{ galones por minuto por pie}^2}$$

$$A = 150 \text{ pies}^2 = 12' \times 12,5' .$$

c.- CALCULO DEL FLUJO DE AIRE QUE CIRCULARA POR LA TORRE;  $G_s$

El método a seguir será como a continuación se indica:

Con los datos de las condiciones de diseño, representados en la Figura 3.13, se procede a calcular la humedad absoluta,  $Y_1'$  y la entalpía del aire entrando,  $H_1'$ .

CALCULO DE LA HUMEDAD ABSOLUTA DEL AIRE QUE ENTRA,  $Y_1'$

De la carta psicrométrica de la Figura B.1, entrando con los valores de

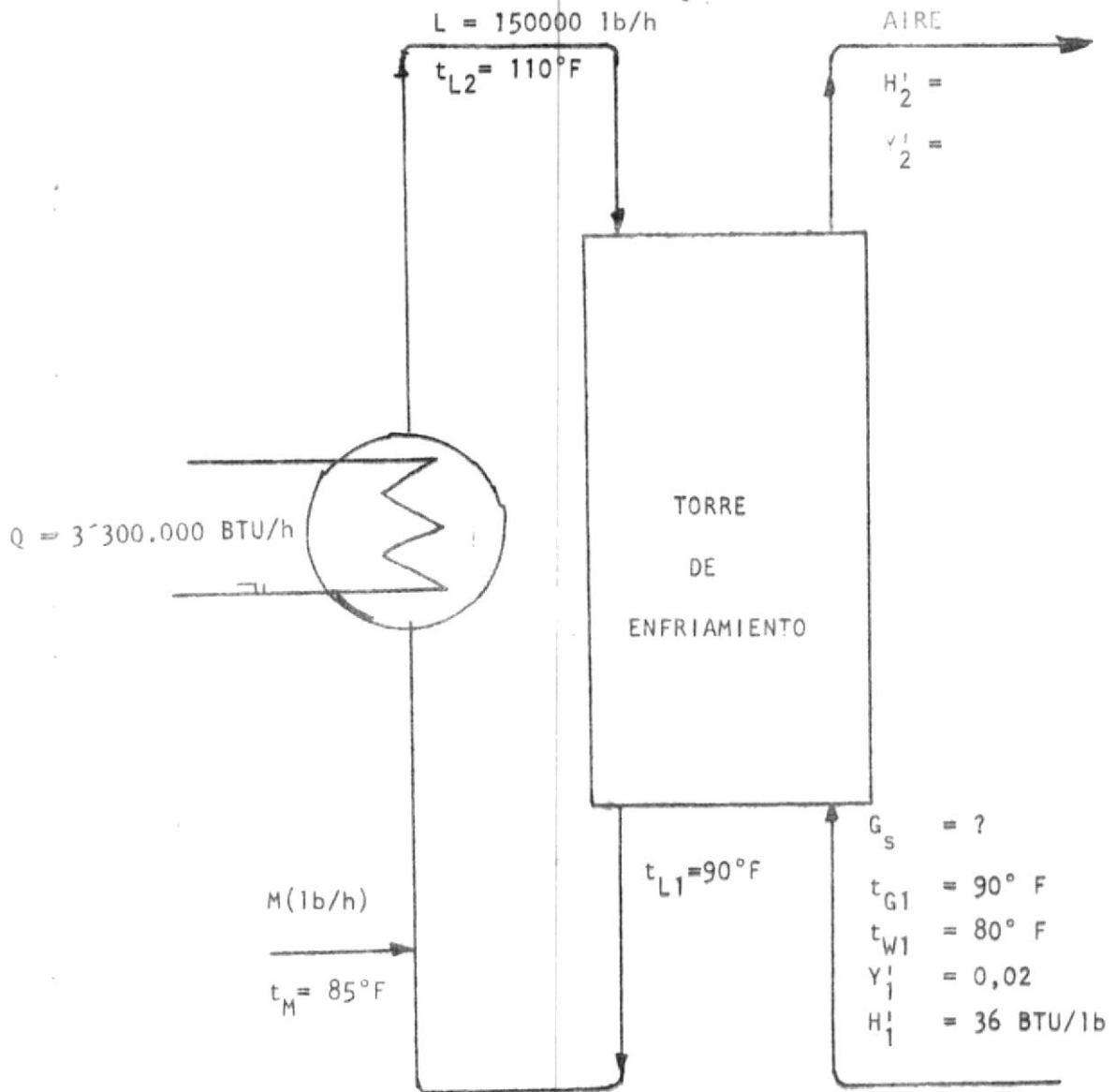


Figura N° 3.13 Diagrama del sistema para el Diseño

$t_{G1} = 90^{\circ}\text{F}$  y  $t_{W1} = 80^{\circ}\text{F}$ , se encuentra que:

$$Y_1' = 0.02 \text{ lbs. de vapor de agua/lb de aire seco .}$$

CALCULO DE LA ENTALPIA DEL AIRE QUE ENTRA A LA TORRE,  $H_1'$

De la tabla A.1 de las relaciones psicrométricas para el sistema aire-agua se obtiene que:

$$H_1' = (0,24 + 0,45 Y_1') (t_{G1} - 32) + 1075,8 Y_1'$$

En donde

$$Y_1' = 0,02 \text{ lb de vapor por lb de aire seco.}$$

$$t_{G1} = 90^{\circ}\text{F.}$$

Reemplazando estos valores:

$$H_1' = (0,24 + 0,45(0,02)) (90-32) + 1075,8(0,02)$$

$$H_1' = (0,249) (58) + 21,5 = 36.$$

$$H_1' = 36 \text{ BTU por lb de aire seco.}$$

Con los datos anteriores se construye el diagrama de operación para para esta torre de enfriamiento representado en la Figura 3.14 , con los valores de entalpía de la mezcla aire-vapor de agua como ordenadas y valores de temperatura del agua entre  $t_{L1}$  y  $t_{L2}$  como abscisas, aquí se representa la curva de entalpía para el aire saturado,  $H_1^*$ , la cual es construída a partir de los datos obtenidos de la Tabla A.3 con temperaturas comprendidas entre  $90^{\circ}\text{F}$  y  $110^{\circ}\text{F}$  a intervalos de  $5^{\circ}\text{F}$ .

Para obtener la línea de operación sobre este diagrama, se ubica el punto N que representa las condiciones en la entrada de la torre, esto es,  $t_{L1} = 90^\circ\text{F}$  y  $H_1' = 36$  BTU por lb de aire seco.

La línea de operación pasará por el punto N y terminará en algún punto sobre la ordenada trazada por el punto  $t_{L2} = 110^\circ\text{F}$ . Para el mínimo valor de  $G_s$ , la línea de operación tendrá la mayor pendiente y tocará tangencialmente a la curva de equilibrio, por lo tanto, pasará a través del punto  $O'$ , en donde  $H_2' = 85$  BTU por lb de aire seco.

Según lo anterior, la pendiente de la línea  $O'N$  será por lo tanto:

$$\frac{L C_{AL}}{G_{s.\text{mín.}}} = \frac{150000(1)}{G_{s.\text{mín.}}} = \frac{85-36}{110-90}$$

$$G_{s.\text{mín.}} = 150000 \times \frac{20}{49} = 61224,4 \text{ lb de aire seco por h.}$$

Para una razón de flujo de aire de 1,5 veces el  $G_{s.\text{mín.}}$  (10), se tiene que:

$$G_{s.\text{real}} = 1,5 \times 61224,4 = 91836.$$

$$G_{s.\text{real}} = 91836 \text{ lb de aire seco por hora.}$$

Una vez determinado el valor de  $G_s$ , se puede hallar el valor de la relación de flujos entre el agua y el aire que circulan:

$$\text{relación de flujos} = L / G_s = 150000/91836 = 1,63.$$

Como ya se tiene el valor de la pendiente de la línea de operación ( $L/G$ ) que se va a utilizar para el diseño, faltaría solamente determinar el valor de la ordenada del punto de intersección entre la línea de operación y la vertical trazada por el punto  $t_{L2} = 110$  °F.

CALCULO DE LA ENTALPIA DEL AIRE QUE SALE,  $H_2'$  .

De la ecuación:

$$L/G_s = (H_2' - H_1') / (t_{L2} - t_{L1}) \quad (2.3)$$

Despejando  $H_2'$ ,  $H_2' = (L/G_s)(t_{L2} - t_{L1}) + H_1'$

En donde:

$$L/G_s = 1,63$$

$$(t_{L2} - t_{L1}) = 20$$
 °F

$$H_1' = 36 \text{ BTU por lb de aire seco.}$$

Reemplazando estos valores:

$$H_2' = 1,63 \times 20 + 36 = 32,60 + 36 = 68,6$$

$$H_2' = 68,6 \text{ BTU por lb de aire seco.}$$

Con los valores de  $t_{L2} = 110$  °F y  $H_2' = 68,6$  BTU por lb aire seco se puede representar el punto O y finalmente la línea de operación será la ON representada en la Figura 3.14.

d.- CALCULO DE LA ALTURA DE LA ZONA EMPAQUETADA, Z .

Para calcular la altura de la zona empaquetada, se usará la ecuación:

$$\frac{K_Y a Z}{L'} = \int_{t_{L1}}^{t_{L2}} \frac{dt_L}{H_i^* - H^i} \quad (2.17)$$

en donde:

$$\begin{aligned} L' &= 2 \text{ galones por minuto por pie}^2 \\ &= 1000 \text{ lb de agua por hora por pie}^2 \\ K_Y a &= 168,2 \frac{\text{lb de agua transferida}}{\text{hora. pie}^3 \cdot \Delta Y^i} \end{aligned}$$

El valor de  $K_Y a$  a utilizarse es, el obtenido en el experimento 3 para el correspondiente arreglo de la empaquetadura, Figura 3.10.

Como se aprecia en la ecuación (2.17), para obtener el valor de la altura de la zona empaquetada, Z, faltaría solamente determinar el valor del integral de la ecuación propuesta, el cual puede ser calculado por dos formas:

- (1) Analíticamente, si se conoce la relación  $f(t_L) = H_i^* - H^i$ , y
- (2) Por integración gráfica.

Como no se tiene la relación  $f(t_L) = H_i^* - H^i$ , se usará el método de integración gráfica, para lo cual del diagrama de operación de la Figura 3.14, se obtienen los valores de  $H_i^*$  y  $H^i$  para las diferentes temperaturas comprendidas en el rango de enfriamiento a intervalos de 5°F.

y de aquí, los valores de  $H^{\ddagger}-H'$  y  $1/(H^{\ddagger}-H')$ , los cuales están representados en la Tabla 3.4.

TABLA N° 3.4

Cuadro del potencial de entalpías ( $H^{\ddagger}-H'$ ) para el cálculo de la integración gráfica, representado a intervalos de temperatura de 5° F obtenido a partir de la Figura 3.14 y de la Tabla A-3.

$t_L$ °F	$H^{\ddagger}$ curva de equilibrio	$H'$ línea de operación	$H^{\ddagger}-H'$	$1/(H^{\ddagger}-H')$
90	48,6	36	12,60	0,0793
95	55,8	44,2	11,60	0,0862
100	64,0	52,3	11,70	0,0854
105	74,2	60,6	13,60	0,0735
110	84,7	68,6	16,10	0,0621

Con los datos obtenidos de la Tabla 3.4 se construye el diagrama para efectuar la integración gráfica, teniendo como ordenadas los valores de  $1/(H^{\ddagger}-H')$  y como abscisas los valores de las temperaturas del agua entre  $t_{L1}$  y  $t_{L2}$ , Figura 3.15.

Por el método de integración gráfica, se obtiene que el valor del área bajo la curva de la Figura 3.15 es de 1,582.

Substituyendo este valor en la ecuación (2.17) se tiene que:

$$Z = \left[ \frac{L'}{K_y a} \right] \left[ \int_{90}^{110} \frac{dt_L}{H^{\ddagger}-H'} \right] = \left[ \frac{1000}{168,2} \right] \times 1,582 = 9,4 \text{ pies.}$$

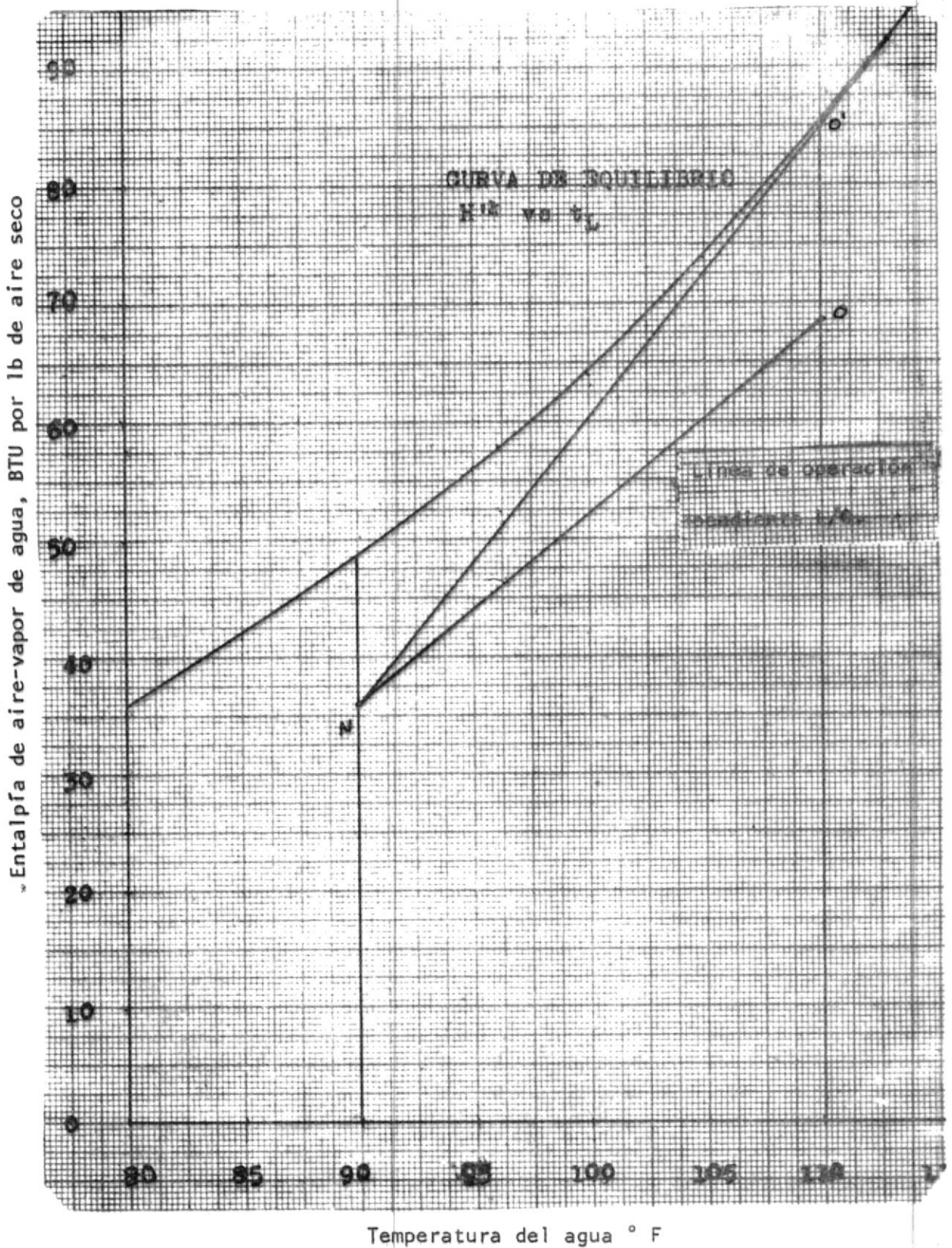


Figura 3.14 Diagrama de operación de enfriamiento de agua.

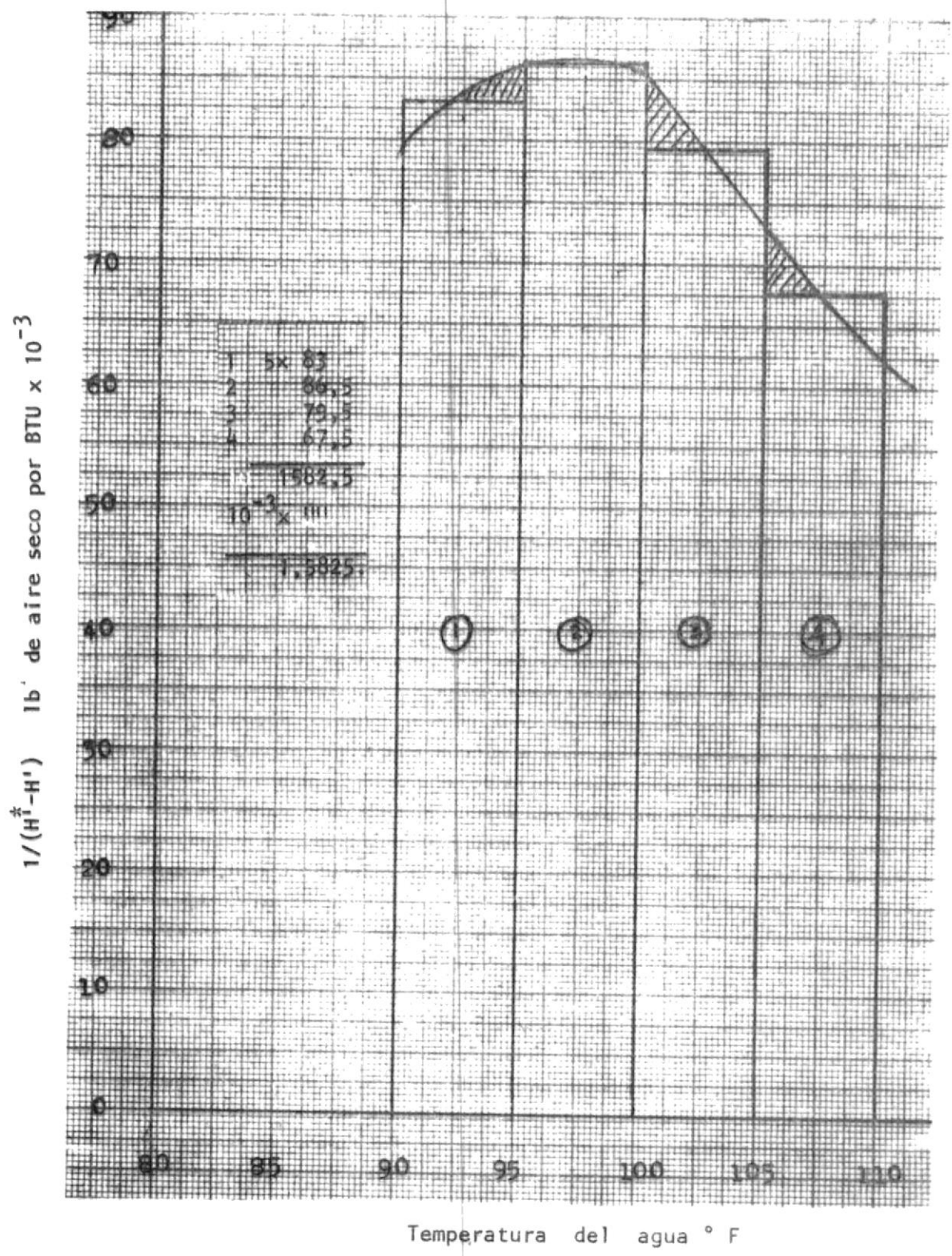


Figura 3.15 Diagrama de Integración gráfica.

e.- CALCULO DE LA CANTIDAD DE AGUA DE COMPENSACION, M .

Haciendo un balance de entalpfa en la Figura 3.13 , se tiene:

$$Q + M C_{AL} (t_M - t_0) = G_s (H_2^i - H_1^i) \quad (2.20)$$

En donde:

Q	=	3'300.000	BTU por hora
C <sub>AL</sub>	=	1	BTU por lb por °F.
t <sub>M</sub>	=	85	° F
t <sub>0</sub>	=	32	° F
H <sub>2</sub> <sup>i</sup>	=	68,2	BTU por lb de aire seco
H <sub>1</sub> <sup>i</sup>	=	36	BTU por lb de aire seco

Reemplazando estos valores se tiene:

$$3'300.000 + M(53) = G_s (32,6)$$

de donde:

$$M = \frac{G_s (32,6) - 3'300.000}{53} \quad (2.20-A)$$

Haciendo un balance total de líquido en la Figura 3.13, se tiene:

$$M = G_s (Y_2^i - Y_1^i) \quad (2.21)$$

Como se aprecia en esta ecuación , el valor de Y<sub>2</sub><sup>i</sup> no es conocido.

Para determinarlo es necesario asumir que el aire que sale de la torre

está saturado (10) y su humedad  $Y_2^1$  deberá ser la del aire saturado para  $H_s^1 = H_2^1 = 68,6$  BTU por lb de aire seco.

Por lo tanto, entrando con el valor de  $H_2^1 = 68,6$  BTU por lb de aire seco a la tabla psicrométrica, Figura B.1, se encuentra que:

$$Y_2^1 = 0,047 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco.}$$

Reemplazando este valor en la ecuación (2.21) se tiene:

$$M = G_s (0,047 - 0,020) = 0,027 G_s. \quad (2.21-A)$$

Como  $G_s$  se calculó con el supuesto de que  $L_2=L_1$  (línea de operación recta) es decir que la evaporación no fué tomada en cuenta, lo mejor es eliminar  $G_s$  en la ecuación (2.20-A) y obtener directamente el valor de  $M$ .

Procediendo según lo indicado se tiene:

$$M = \frac{G_s (32,60) - 3^{\circ}300.000}{53} \quad (2.20-A)$$

$$M = 0,027 G_s \quad (2.21-A)$$

Igualando estas dos ecuaciones:

$$0,027 G_s \times 53 = 32,60 G_s - 3^{\circ}300.000$$

$$1,431 G_s = 32,60 G_s - 3^{\circ}300.000$$

$$31,169 G_s = 3^{\circ}300.000$$

y finalmente:

$$G_s = \frac{3300.000}{31,169} = 105.874,4 \text{ lb de aire por hora.}$$

Reemplazando este valor en la ecuación (2.21-A), se tiene:

$$M = 0,027 \times 105.874,4 = 2858,6 \text{ lb de agua por hora.}$$

Valor que será tomado en cuenta para determinar el costo de operación de la torre.

#### f.- SELECCION DEL VENTILADOR .

Para seleccionar el ventilador para la torre de enfriamiento es necesario conocer los siguientes datos; (1) flujo de aire que circulará por la torre, en pies cúbicos por minuto, y (2) la presión estática o presión de resistencia contra la que debe operar el ventilador, expresada en pulgadas de agua.

Como se vió anteriormente, el tipo de ventiladores a utilizarse en torres de enfriamiento de tiro inducido, flujo en contra-corriente es de flujo axial con varias aletas, pudiendo ser estas fijas o de ángulo de inclinación variable.

El flujo de aire que circulará por la torre, se determinó y es de :

$$\begin{aligned} G_s &= 91836 \text{ lb de aire seco por hora} \\ &= 1531 \text{ lb de aire seco por minuto.} \end{aligned}$$

Para determinar los pies cúbicos por minuto (pcm) de aire que salen a tra-

vés del extractor, se divide las libras de aire seco por minuto, para la densidad del aire a la temperatura de operación:

$$\text{pcm} = \frac{G_s \text{ (lb por minuto)}}{\text{densidad a la temperatura de operación.}}$$

X Para determinar la densidad del aire a la temperatura de operación, es necesario calcular la temperatura a la que sale el aire de la torre. Para esto, conociendo el valor de la humedad absoluta  $Y_2'$  lb de vapor de agua por lb de aire seco, con que sale el aire, y asumiendo que el aire se encuentra cercanamente saturado,  $\phi = 95\%$ , se puede entrar a la carta psicrométrica Figura B.1 y determinar dicha temperatura.

$$\begin{aligned} 0.033 \quad Y_2' &= 0,047 \text{ lb de vapor de agua por lb de aire seco} \\ \phi &= 95\% \end{aligned}$$

En la carta psicrométrica se encuentra que la temperatura del aire a la salida de la torre, sería de  $103^\circ \text{ F}$ .

Con este valor, en la Figura B.4 se encuentra que la relación de densidad del aire (RDA) a  $103^\circ \text{ F}$  y al nivel del mar es de 1.06.

Como:

$$\rho^* = \text{RDA} = \frac{\text{densidad del aire en condiciones estándar}}{\text{densidad del aire en condiciones de operación}}$$

en donde: densidad del aire estándar =  $0,075 \text{ lb por pie}^3$

$$\begin{aligned} \text{relación de densidad del} \\ \text{aire, (RDA)} &= 1,06 \end{aligned}$$

Reemplazando estos valores, se tiene que :

$$P^* = 1,06 = \frac{0,075}{P_{103^{\circ}F}}$$

De donde:

$$P_{103^{\circ}F} = \frac{0,075}{1,06} = 0,0707547 \text{ lb por pie}^3$$

Y finalmente:

$$\text{PCM} = \frac{\text{lb de aire seco por minuto (G}_s\text{)}}{\text{densidad del aire a } 103^{\circ}\text{F}}$$

$$\text{PCM} = \frac{1531 \text{ lb aire seco por minuto.}}{0,0707547 \text{ lb aire seco por pie}^3}$$

$$\text{PCM} = 21638,14$$

*se debe solo ajustar del*

Con respecto a la caída de presión estática, contra la que debe operar el ventilador, se vió que en torres de este tipo era ordinariamente menor que una pulgada de agua (10), por lo tanto, tomando en consideración la resistencia ofrecida al paso del aire por la zona empaquetada y los separadores de gotas, se considera suficiente utilizar el valor de 0,5 pulgadas de agua (15), valor que está dentro del rango de caída de presiones para este tipo de ventiladores (0,3 hasta 1" de agua.)

Una vez conocidos los valores de PCM de aire circulando y la presión contra la que debe operar el ventilador, se entra a la Tabla A-4 y se encuentran los siguientes valores característicos para el ventilador a usarse (9) :

Díámetro del ventilador = 72 pulgadas.  
pies cúbicos por minuto de aire a circular = 28000 (PCM)

número de aletas	=	6
revoluciones por minuto (rpm)	=	498
Potencia del motor (HP)	=	4,05

Como los motores eléctricos cerrados, para torres de enfriamiento vienen con 1760 rpm, se tendrá que utilizar un reductor de velocidad de 1760 a 498 rpm, es decir una relación de reducción de 3,53/1 el cual será movido por una transmisión acoplada al motor (acoples flexibles). Todo el equipo mecánico deberá estar montado sobre una estructura rígida, Figuras C 3 y 4.

#### g.- DETERMINACION. DE LAS DIMENSIONES DE LA PISCINA

Para determinar las dimensiones de la piscina para la torre de enfriamiento, se debe conocer el tiempo, que demora el agua en circular a través del condensador y retornar al distribuidor de agua caliente.

Si se asume que el ciclo demora un minuto, se parte del dato de que la piscina deberá tener una capacidad mayor de 300 galones para evitar que ésta quede sin líquido, además se requiere que la misma piscina sirva de base para soportar el peso de la torre con sus accesorios. Como se aprecia, el problema consiste en seleccionar dimensiones para la piscina, que provean mayor economía y aseguren un buen funcionamiento. Según esto, se considera suficiente una piscina de las siguientes dimensiones: 12.

Ancho	14 pies
Largo	14,5 pies

Profundidad

1,5 pies

Volumen de la piscina =  $14 \times 14,5 \times 1,5 = 304,5 \text{ pies}^3$

Flujo de agua que circulará =  $300 \text{ GPM} \times 1 \text{ pie}^3 / 7,48 \text{ galones}$   
 $= 40,1 \text{ pies}^3 / \text{minuto.}$

Si el nivel del agua se lo mantiene 0,5 pies del borde de la piscina, el volumen de agua de enfriamiento disponible sería:

Volumen de agua disponible =  $14 \times 14,5 \times 1 = 203 \text{ pies}^3.$

El agua de alimentación será agua potable y el nivel de un pie de profundidad estará controlado por una válvula accionada por un flotador conectada a la línea de alimentación.

#### b.- DETERMINACION DE LA CANTIDAD DE AGUA A PURGARSE DEL SISTEMA

Como la mayor parte del calor disipado en una torre de enfriamiento se produce por la evaporación de una parte del agua que circula; es evidente que la concentración de las sales contenidas en el agua aumentará si no se elimina parte del agua en el sistema. La pérdida de esta pequeña cantidad de agua que se la descarga al desagüe se la denomina "purga". Para determinar la cantidad de agua que se debe purgar en %, para mantener la concentración de las sales en el agua que circula, se usará la siguiente tabla(5):

TABLA N° 3.5

Porcentaje de agua que se debe purgar a un sistema, en función del rango de enfriamiento .

Rango de enfriamiento °F	Porcentaje de purga %
6	0,15
7,5	0,22
10	0,33
15	0,54
20	0,75

Para este caso, en que el flujo de agua de enfriamiento es de 300 galones por minuto y el rango de enfriamiento de 20° F, se encuentra en la tabla que la razón de agua a purgarse será de 0,75 %, por lo tanto la cantidad de agua a purgarse será de  $300 \times 0,0075 = 2,25$  galones por minuto, y el tiempo requerido para purgar un galón de agua será el recíproco de ésta relación, o sea  $1/2,25 = 0,44$  minutos.

Esta purga puede ser efectuada en cualquier parte del sistema, pero es más adecuado hacerla en la misma piscina de agua fría, mediante una tubería de cobre, conectada a algún sistema de drenaje . El tubo deberá estar colocado a una pulgada más abajo de la superficie del agua para a la vez actuar como tubo de descarga o reboso en un momento dado.

Si el centro del orificio de la tubería se lo ubica a una pulgada ba

Jo la superficie del agua, la siguiente tabla da los diámetros interiores de la tubería correspondiente al flujo de agua a purgarse:

TABLA N° 3.6

Flujo de agua a purgarse en función del diámetro de tubería.

Diámetro Interior del tubo (pulgadas)	1/4	1/2	5/8	3/4	7/8	1
Purga(galones por minuto)	0,21	0,86	1,35	1,94	2,65	3,46

Para este caso, será suficiente utilizar una tubería de  $13/16''$  de diámetro interior. En la Figura se aprecian los detalles de la piscina.

RESULTADOS

\* Detalle de la torre:

Altura total de la torre	20,5 pies ✓
Altura de la zona empaquetada	9,5 pies ✓
Area de la sección transversal (12' x 12,5')	150 pies <sup>2</sup> ✓
Flujo de agua a enfriarse	300 GPM ✓
Rango de enfriamiento (110°F - 90 °F)	20 ° F
Aproximación ( 90°F - 80 °F)	10 ° F

\* Detalle de la piscina:

Area de la sección transversal (14' x 14,5')	203 pies <sup>2</sup>
Profundidad	1,5 pies
Volumen total	304,5 pies <sup>3</sup>

\* Equipo mecánico:

Potencia del motor ( HP )	4,05
Diámetro del ventilador	72 pulg.
RPM	498
Número de aletas	6
PCM	28000
Relación de reducción/1	3,53

CAPITULO N° 4

ESTUDIO ECONOMICO

- a. COSTO DE CONSTRUCCION
- b. COSTO DE OPERACION.

## ESTUDIO ECONOMICO

El estudio económico básicamente se resume a analizar una evaluación de costos.

Para obtener un costo aproximado del equipo, se debe efectuar un análisis de gastos, para lo cual se requiere determinar los siguientes valores:

- a. Costo de construcción del equipo o costo inicial, y
- b. Costos de operación anual.

a. COSTO DE CONSTRUCCION.

Los costos de construcción toman en consideración el presupuesto de la construcción misma, que será determinada según cotizaciones locales de los distribuidores de equipos importados y de materiales de construcción, con lo que se determinarán los siguientes datos:

- (1) Material de relleno o empaquetadura,
- (2) Cuerpo de la torre (estructura),
- (3) Cerramiento de la unidad,
- (4) Distribuidor de agua
- (5) Equipo mecánico
- (6) Piscina de agua
- (7) Instalación y montaje.

## 1.- MATERIAL DE RELLENO O EMPAQUETADURA

Análíticamente se calculó que el área de la sección transversal de la unidad era de  $12 \times 12,5$  pies =  $150$  pies<sup>2</sup> y que la altura de la zona empaquetada era de  $9,4$  pies. Con estos datos y conociendo la distribución de la empaquetadura, representada en la Figura 3.10, en la que se aprecia que la zona empaquetada está formada por un emparrillado de tiras de madera (amarillo), de  $3'' \times 1''$  de sección transversal, dispuestas en filas perpendiculares entre sí, de donde se puede calcular el número de tiras a utilizarse y en consecuencia el volumen de madera requerido.

El número de pisos en la zona empaquetada será:

$$N.P = \text{Altura de la zona empaquetada} / \text{altura de cada tira.}$$

En donde:

$$\text{Altura de la zona empaquetada} = 9,4' \times 12'' = 112,8''$$

$$\text{Altura de cada tira} = 3''$$

Reemplazando:

$$N.P = 112,8 / 3 = 37,6 - \text{aproximando } 38.$$

El número de tiras por piso, está dado por:

$$N.T/P = \text{Longitud de la Torre} / \text{Distancia entre tiras.}$$

En donde:

## 1.- MATERIAL DE RELLENO O EMPAQUETADURA

Analíticamente se calculó que el área de la sección transversal de la unidad era de  $12 \times 12,5$  pies =  $150$  pies<sup>2</sup> y que la altura de la zona empaquetada era de  $9,4$  pies. Con estos datos y conociendo la distribución de la empaquetadura, representada en la Figura 3.10, en la que se aprecia que la zona empaquetada está formada por un emparrillado de tiras de madera (amarillo), de  $3'' \times 1''$  de sección transversal, dispuestas en filas perpendiculares entre sí, de donde se puede calcular el número de tiras a utilizarse y en consecuencia el volumen de madera requerido.

El número de pisos en la zona empaquetada será:

$$N.P = \text{Altura de la zona empaquetada} / \text{altura de cada tira.}$$

En donde:

$$\text{Altura de la zona empaquetada} = 9,4' \times 12'' = 112,8''$$

$$\text{Altura de cada tira} = 3''$$

Reemplazando:

$$N.P = 112,8/3 = 37,6 = \text{aproximando } 38.$$

El número de tiras por piso, está dado por:

$$N.T/P = \text{Longitud de la Torre} / \text{Distancia entre tiras.}$$

En donde:

$$\text{Longitud de la torre} = 12,5' \times 12'' = 150''$$

Si se deja 2'' de distancia a cada lado de las paredes, se tiene que la distancia en que se distribuirán las tiras será de  $150 - 4 = 146''$ .

Como la distancia entre centros de las tiras, es de 4'' (Figura 3.10), el número de tiras por piso será:

$$\begin{aligned} \text{Número de tiras/piso} &= 146''/4'' + 1 = 36,5 + 1 = 37,5 \\ &= 38 . \end{aligned}$$

El número total de tiras será:

$$38 \text{ pisos} \times 38 \text{ tiras por piso} = 1444 \text{ tiras.}$$

El volumen de madera a utilizarse será :

$$V = \text{volumen de una tira} \times \text{número de tiras.}$$

En donde:

$$\begin{aligned} \text{volumen de una tira} &= 3'' \times 1'' \times 150'' = 450 \text{ pulgadas}^3 \\ &= 450 \times (1/1728) = 0,26 \text{ pies}^3 \\ \text{número de tiras} &= 1444. \end{aligned}$$

$$\text{De donde: Volumen total} = 0,26 \times 1444 = 375,44 \text{ pies}^3.$$

Si el pie<sup>3</sup> de amarillo cuesta 12 sucres,

$$12 \text{ sucres/pie}^3 \times 375,44 \text{ pies}^3 = 4505,30 \text{ sucres.}$$

## 2.- MATERIAL A UTILIZARSE EN LA ESTRUCTURA DE LA TORRE.

De la figura C-7 se obtiene la lista de materiales a utilizarse en la construcción de la torre:

Material: Perfiles de acero estructural SAE 1010 ( esfuerzo a la fluencia  $36000 \text{ lb/pulg}^2$  ).

cantidad	tipo de perfil	dimensiones	P.U	P.T.
9	"L"	$3'' \times 1/4'' \times 20'$	580,00	5220,00
12	"U"	$3'' \times 2'' \times 1/4'' \times 20'$	650,00	7800,00
10	"L"	$2'' \times 1/4'' \times 20'$	400,00	4000,00
7	"T"	$2'' \times 1/4'' \times 20'$	425,00	2975,00
20	varillas	$\emptyset = 5/8'' \times 20'$	80,00	1600,00
			TOTAL	s/.21595,00

## 3.- CERRAMIENTO LATERAL DE LA TORRE.

Se utilizará asbesto cemento(eternit) corrugado. En el mercado se encuentran planchas para techados de la siguiente dimensión,  $4' \times 8' \times 3/32''$ .

El área a cubrirse está dada por:

Area a cubrirse = perimetro x altura de la torre.

En donde:

perímetro de la torre =  $2(12,5' \times 12')$  = 49 pies.

altura de la torre = 16 pies.

reemplazando estos valores se tiene:

Area a cubrirse =  $49 \times 16$  = 784 pies cuadrados.

De donde el número de planchas a utilizarse, será:

Número de planchas =  $784/32$  = 25 planchas.

Si cada plancha cuesta 130 Sucres, se tiene:

25 planchas x 130 sucres/plancha = 3250 sucres.

#### 4.- MATERIALES Y ACCESORIOS A USARSE EN EL DISTRIBUIDOR DE AGUA.

De la Figura C-6 se obtiene la lista de estos materiales:

cantidad	denominación	dimensiones	P.U	P.T
132	Boquillas de atomización	$3/8''$ a $1/8''$ ángulo de $100^\circ$	30	3960
66	neplos galvanizados	$3/8''$ $\emptyset$ x $12''$	7	462
66	neplos galvanizados	$3/8''$ $\emptyset$ x $3''$	5	330
198	uniones	$3/8''$ $\emptyset$	4	792
2	tubos	$3''$ $\emptyset$ x $20'$	580	1160
2	codos	$3''$ $\emptyset$	80	160
1	neplo	$4''$ $\emptyset$ x $12''$	120	120
1	juego de bridas	$4''$ $\emptyset$	300	300
<b>TOTAL</b>				<b>S/. 7284,00</b>

## 5.- COSTO DEL EQUIPO MECANICO.

cantidad	denominación	dimensiones	P.T
1	motor eléctrico	HP= 4,05 V= 220	7000,00
1	eje de acero de transmisión	$\emptyset=1,5'' \times 4'$	300,00
2	juegos de acoplamientos flexibles	$\emptyset= 4''$	800,00
1	reductor de velocidad	3,53/1	8500,00
1	ventilador de 6 aletas	$\emptyset= 72''$	6000,00
1	soporte del equipo mecánico, listo a instalarse.		3000,00
1	difusor de plancha de hierro de 1/16'' listo a instalarse	$\emptyset = 74''$ $h = 48''$	3000,00
TOTAL			S/. 28600,00

## 6.- COSTO DE LA PISCINA.

Las dimensiones de la piscina son  $14' \times 14,5'$ . Tomando en consideración, que la piscina a la vez va a actuar como base de la torre, se ve la necesidad de usar un espesor de pared de  $6''$ .

Con estos datos, se puede calcular el volumen a utilizarse de concreto:

$$\text{volumen de la losa inferior} = 15 \times 15,5 \times 0,5 = 112,5 \text{ pie}^3$$

$$\text{volumen de las paredes} = (30 + 28) \times 0,5 \times 1,5 = 43,5 \text{ pie}^3$$

$$\text{volumen total} = 156 \text{ pie}^3$$

Si el pie<sup>3</sup> de concreto cuesta S/. 40,00 , el costo total del concreto a usarse será:

$$156 \text{ pies}^3 \times \text{S}/.40,00 / \text{pie}^3 = \underline{6240,00 \text{ sucres.}}$$

Si por cada pie<sup>3</sup> de concreto se debe usar 5,55 lb de hierro estructural, la cantidad de hierro a usarse será:

$$\text{cantidad de hierro} = 156 \text{ pies}^3 \times 5,55 \text{ lb/pie}^3 = 865,8 \text{ lbs.}$$

si el quintal cuesta 400 sucres,

$$400/\text{quintal} \times 8,658 \text{ quintales} = \underline{3463,20 \text{ sucres}}$$

De donde el costo de la piscina será:

Concreto a utilizarse	S/. 6240,00
Hierro estructural	3463,20
Enlucido e impermeabilizado	490,00
Valvula con flotador	290,00
soportes de las columnas	800,00
varios	1500,00
Total	<u>13583,20</u>

Con todos estos valores, se puede proceder a efectuar el presupuesto para obtener el costo de construcción de la torre, como a continuación se indica:

COSTO DE CONSTRUCCION DE LA TORRE

Bomba de agua de 320 GPM de 35' de cabezal y 7HP	8000,00
Madera para zona empaquetada, lista para usarse, tomando en cuenta que el pie <sup>3</sup> de madera cuesta S/.12,00.	4505,30
Estructura de perfiles de acero SAE 1010 (estructural)	21595,00
Cerramiento lateral de la torre	3250,00
Sistema de distribución de agua	7284,00
Equipo mecánico (listo a instalarse)	28600,00
Eliminadores de gotas	800,00
Lumbreras de admisión de aire	1800,00
Piscina de hormigón	13583,20
Cubierta superior con barandas y escalera	2500,00
	<hr/>
TOTAL S/.	91917,30
Imprevistos al 12 % del total	S/. 11030,00
Instalación y montaje al 35 % del total	S/. 32171,00
	<hr/>
Costo de la torre .....	S/ 135118,30

## b.- COSTO DE OPERACION

Para determinar el costo de operación anual se tienen que tomar en consideración los siguientes valores:

- \* Costo total de la torre (instalada)
- \* Consumo total de agua en el sistema, agua de compensación y agua a descargarse (purga)
- \* Tiempo en años en que se devaluará el equipo.
- \* Consumo de energía eléctrica por los equipos mecánicos.

Una vez determinados estos valores, el cálculo se puede hacer de la siguiente manera (16):

costo de operación anual = mantenimiento + depreciación + costo de poder  
o lo que es lo mismo:

$$A = M + \frac{C}{t} + P, \quad (5.1)$$

en donde:

- A = costo de operación anual
- M = mantenimiento
- C = costo del equipo instalado
- t = tiempo en años de vida estimada del equipo.
- P = costo de poder/año consumido por la bomba y el ventilador.

El costo de la torre se determinó y es:  $C = 135118,30$  sucres.

Para determinar el consumo de agua por año (agua de compensación), se parte del dato obtenido en el Diseño, de donde se obtiene que la cantidad de agua que se perdía por evaporación es:

$$M = 2858 \text{ libras de agua por hora.}$$

Si se asume que la torre opere 24 horas al día durante 360 días al año, se tiene que la cantidad de agua consumida por año, será :

$$M = 2858,6 \text{ lb/h} \times 1 \text{ pie}^3/62,4 \text{ lb} \times 7,48 \text{ Galones/1 pie}^3 = 342$$

$$M = 342,8 \text{ galones/h} \times 24 \text{ h/día} \times 360 \text{ días/año} = 2'961792.$$

$$M = 2'961792 \text{ Galones/año} \times 1 \text{ m}^3/264,2 \text{ Galones} \times S/.1,50/\text{m}^3$$

$$\underline{M = 16815,60 \text{ Sucres por año.}}$$

Para determinar el consumo de agua purgada por año, se parte como en el caso anterior del dato obtenido del diseño:

$$\text{Cantidad de agua a purgarse del sistema} = 2,25 \text{ galones/ minuto.}$$

$$\text{Purga} = 2,25 \text{ galones/minuto} \times 60 \text{ minutos/h} \times 24 \text{ h/día} \times 360 \text{ días/año.}$$

$$\text{Purga} = 1'166400 \text{ Galones/año} \times 1 \text{ m}^3/264,2 \text{ Galones} \times 1,50 \text{ sucres/m}^3$$

$$\underline{\text{Purga} = 6622,125 \text{ Sucres por año}}$$

De donde:

Costo total de agua consumida por año:

Por agua de compensación .....	S/.	16815,60
Por agua que se purga del sistema.....	<u>S/.</u>	<u>6622,25</u>
Total	S/.	23437,85

El tiempo estimado en que se devaluará el equipo se considera suficiente a 15 años (16), es decir  $t = 15$  años.

Consumo de energía eléctrica.

Para determinar el consumo de energía eléctrica por año, se procede de la siguiente manera:

Costo de poder/año = Costo del Kw/h x 24 h/día x 360 días/año  
 si el costo del Kw por hora es de S/. 0,66 en la localidad, se tiene que:

$$\text{Costo de poder/año} = \text{Kw/año} = 0,66 \text{ sucres.} \times 24 \times 360 = \underline{\underline{\text{S/}. 5702,40}}$$

Conocidos todos estos valores, se puede calcular el costo de operación anual, como se indica en la siguiente tabla.

Costo de la torre de enfriamiento  
 completamente instalada..... C = S/. 135118,30

Mantenimiento parcial (.al .3% de C) . . . . .	S/. 4053,55
Consumo de agua por año	23437,85
Contingencias al 2% de C	<u>2702,36</u>
MANTENIMIENTO TOTAL POR AÑO ( M ) . . . . .	S/. 32226,00

Para determinar los Kw consumidos por año por los equipos mecánicos, se calcula el HP de los equipos y se reemplaza en la siguiente formula:

$$Kw = HP \times 0,746 / (0,88) \text{ eficiencia del motor.}$$

$$HP = \text{Potencia del ventilador} + \text{potencia de la bomba.}$$

$$HP = 4,05 + 7 = 11,05$$

reemplazando:

$$Kw = 11,05 \times 0,746 / 0,88 = 9,37 \text{ Kw.}$$

Si el Kw/año cuesta S/. 5702,40

El costo de poder/año =  $5702,40 \times 9,37 = 53431,50$

COSTO DE PODER POR AÑO(P) . . . . . S/. 53431,50

De donde, el costo de operación anual será:

$$A = M + C/15 + P$$

Reemplazando:

$$A = 32226,00 + 135118,30/15 + 53431,50 = 94665,39 \text{ sucres.}$$

APENDICE A

- TABLA N° 1 Relaciones psicrométricas para el sistema aire (B) y agua (A) a una atmósfera de presión referida a 32 ° F.
- TABLA N° 2 Datos obtenidos de los tres experimentos.
- TABLA N° 3 Entalpía de una mezcla saturada aire-vapor de agua en equilibrio con el volumen del líquido a diferentes temperaturas.
- TABLA N° 4 Tabla para determinar las dimensiones de un ventilador de flujo axial con paletas móviles.
- TABLA N° 5 Características del aire atmosférico y dirección de la velocidad del viento en la ciudad de Guayaquil.

TABLA

23

APENDICE A

TABLA N° 1

RELACIONES PSICROMETRICAS PARA EL SISTEMA AIRE(B) Y AGUA (A)  
A UNA ATMOSFERA DE PRESION REFERIDA A 32° F.

- $M_A = 18,02$  (peso molecular del agua)
- $M_B = 28,97$  (peso molecular del aire)
- $Y' = 0,622 \frac{P_{H_2O}}{(1-P_{H_2O})}$  lb de vapor por lb de aire seco.
- $Y'_s = 0,622 \frac{P_{H_2O}}{(1-P_{H_2O})}$  " " " "
- $C_s = 0,24 + 0,45 Y'$  , BTU para la mezcla por lb de aire por °F
- $t_0 = 32 \text{ ° F}$
- $\lambda_0 = 1075,85 \text{ BTU / lb}$ , calor latente de vaporización de agua, 32° F.
- $H' = (0,24 + 0,45Y') (t_0 - 32) + 1075,85 Y'$  , entalpía relativa, BTU para mezcla/ lb aire, referida a aire gaseoso y agua líquida saturada a 32 °F.

TABLA N° 2

DATOS OBTENIDOS PARA LOS TRES EXPERIMENTOS

DATOS	EXPERIMENTO NUMERO		
	1	2	3
Altura Z, pies	6	5,96	6
Flujo másico de agua, lb por hora	7200	8160	10380
Temperatura del agua que entra en ° F $t_{L2}$	100	97,2	100
Temperatura del agua que sale de la torre ° F ( $t_{L1}$ )	89	86	85
Temperatura de bulbo húmedo del aire que entra $t_{W1}$ , °F	78	76	74
Temperatura de bulbo húmedo del aire que sale $t_{W2}$ , °F	93	93	93
Temperatura de bulbo seco del aire que entra, $t_{G1}$ ° F	87	86	84
Temperatura del agua entrando al inter cambiador de calor influenciada por $t_M = t_{L1}^*$ °F	88	85,8	84,6
Temperatura del agua de la línea $t_M$ , ° F	83	85	80
Humedad relativa del aire a la salida de la torre $\phi$ , (%)	95*	95*	95*

\* referencia : Donald Q. Kern.

TABLA N° 3

ENTALPIA DE UNA MEZCLA SATURADA AIRE-VAPOR DE AGUA EN EQUILIBRIO CON EL VOLUMEN DEL LIQUIDO A DIFERENTES TEMPERATURAS.

temperatura °F	Entalpía del aire saturado (BTU/lb) $H'^*$
82,5	38,5 ✓
85	41,9 ✓
87,5	45,2
90	48,2 ✓
92,5	52,2 ✓
95	55,7 ✓
97,5	60,1 ✓
100	64,0 ✓
102,5 ✓	69,0 ✓
105	74,2 ✓
107,5	79,0 ✓
110	84,7 ✓
112,5	91,0
115	97,0

Gráfico 1

TABLA N° 4

TABLA PARA DETERMINAR LAS DIMENSIONES DE UN VENTILADOR DE FLUJO AXIAL 68N PALETAS MOVILES.

Fan Diameter & No. of Blades	GEARED DIMENSIONS (IN CH.)																
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14			
60° C 6 Blades	27.000	1740	437	1.06	4.05	2.41	471	1.09	505	1.10	517	4.13	571	5.55	651	5.54	
	28.000	1774	439	1.17	4.07	2.71	405	1.17	530	4.13	549	4.13	571	5.74	647	6.21	
	29.000	1801	439	2.51	4.21	3.10	507	1.24	537	4.45	563	5.25	571	5.64	638	7.01	
	30.000	1829	440	2.93	4.37	3.54	570	1.31	545	4.50	577	5.57	605	6.50	632	7.44	
	31.000	1856	440	3.36	4.54	4.00	641	1.37	557	5.41	591	6.15	615	7.50	645	7.92	
	32.000	1883	441	3.80	4.70	4.50	707	1.43	569	6.05	617	6.71	636	7.63	661	8.53	
	33.000	1911	442	4.24	4.87	5.00	777	1.49	580	6.70	633	7.54	655	8.33	677	9.22	
	34.000	1938	443	4.69	5.04	5.50	847	1.55	591	7.35	651	8.30	674	9.10	694	10.01	
60° D 6 Blades	47.000	2111	470	4.34	5.00	5.14	5.11	5.74	---	---	---	---	---	---	644	10.62	
	48.000	2138	470	4.92	5.20	5.76	5.49	6.57	---	---	---	---	---	---	650	11.36	
	49.000	2166	472	5.50	5.40	6.45	5.70	7.35	8.21	614	7.22	636	10.25	654	11.36		
	50.000	2193	474	6.07	5.60	7.19	5.90	8.15	9.11	5.90	632	10.05	654	11.11	674	12.20	
	51.000	2220	477	6.64	5.80	7.93	6.11	9.00	10.00	632	10.02	651	10.98	672	12.04	692	13.16
	52.000	2248	480	7.22	6.00	8.68	6.31	9.88	10.94	673	12.04	692	13.18	---	---	---	---
	53.000	2275	483	7.80	6.20	9.44	6.51	10.88	11.84	673	12.04	692	13.18	---	---	---	---
	54.000	2303	486	8.38	6.40	10.20	6.71	11.83	12.83	694	13.18	---	---	---	---	---	---
72° B 6 Blades	28.000	988	418	2.44	4.50	3.17	498	4.05	524	4.73	---	---	---	---	---	---	
	31.000	1088	437	2.78	4.74	3.50	512	4.30	547	6.37	560	6.06	---	---	---	---	
	34.000	1201	455	3.09	4.94	3.90	526	4.70	561	5.70	---	---	---	---	---	---	
	37.000	1307	478	3.48	5.11	4.41	540	5.40	575	6.20	---	---	---	---	---	---	
	40.000	1413	508	4.22	5.30	4.88	564	6.52	---	---	---	---	---	---	---	---	
	43.000	1519	527	4.76	5.51	5.42	582	6.47	---	---	---	---	---	---	---	---	
	46.000	1625	550	5.35	5.72	6.02	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
	49.000	1731	572	5.75	4.67	7.00	604	5.40	643	11.76	---	---	---	---	---	---	---
72° C 6 Blades	48.000	1086	428	6.16	4.77	6.17	513	10.04	549	12.10	---	---	---	---	---	---	
	51.000	1202	434	6.58	4.85	6.88	525	10.78	557	12.61	---	---	---	---	---	---	
	54.000	1308	440	7.02	4.91	7.20	535	11.49	565	13.66	---	---	---	---	---	---	
	57.000	1414	447	7.46	4.97	7.92	548	12.13	574	14.46	---	---	---	---	---	---	
	60.000	1520	457	8.15	5.11	8.64	561	12.77	---	---	---	---	---	---	---	---	
	63.000	1626	467	8.84	5.25	9.36	574	13.41	---	---	---	---	---	---	---	---	
	66.000	1732	477	9.53	5.39	10.08	587	14.05	---	---	---	---	---	---	---	---	
	69.000	1838	487	10.22	5.53	10.80	600	14.69	---	---	---	---	---	---	---	---	
72° D 6 Blades	67.000	2014	477	9.58	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	
	68.000	2120	482	9.91	3.11	7.86	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	
	69.000	2226	490	9.48	3.18	8.22	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---	
	70.000	2332	495	9.84	3.20	8.61	347	10.80	---	---	---	---	---	---	---	---	
	71.000	2438	500	7.20	3.25	9.06	350	11.28	---	---	---	---	---	---	---	---	
	72.000	2544	508	7.59	3.34	9.67	355	11.74	370	14.25	---	---	---	---	---	---	
	73.000	2650	511	8.00	3.39	10.33	359	12.25	383	14.73	405	17.76	---	---	---	---	
	74.000	2756	516	8.44	3.44	10.81	369	13.20	387	15.26	410	17.98	---	---	---	---	
84° A 6 Blades	61.000	2662	322	8.92	3.49	11.31	374	13.65	392	15.66	414	18.95	437	21.75	---	---	
	64.000	2968	328	9.43	3.54	11.83	379	14.47	397	16.52	418	19.18	439	22.07	---	---	
	67.000	3274	335	10.16	3.59	12.36	384	15.67	407	17.84	422	19.67	443	22.74	454	23.00	
	70.000	3580	357	2.88	3.91	3.65	418	4.73	448	5.88	---	---	---	---	---	---	
	73.000	3886	370	3.16	4.02	4.15	432	5.24	456	6.17	484	7.40	511	6.70	---	---	
	76.000	4192	387	3.63	4.14	4.48	443	5.60	471	6.78	493	7.76	518	8.08	---	---	
	79.000	4500	402	4.00	4.27	4.87	455	5.98	482	7.21	503	8.20	527	8.50	---	---	
	82.000	4808	417	4.41	4.45	5.50	467	6.42	493	7.66	518	8.99	---	---	---	---	
84° C 6 Blades	81.000	1304	432	4.86	4.59	6.00	480	6.92	505	8.15	525	9.50	---	---	---	---	
	84.000	1384	438	4.43	3.43	5.61	360	6.88	392	6.53	414	9.65	---	---	---	---	
	87.000	1467	338	4.91	3.52	6.05	375	7.34	398	6.75	421	10.33	442	11.56	---	---	
	90.000	1534	348	5.36	3.61	6.58	383	7.84	406	6.27	427	10.80	449	12.50	468	14.22	
	93.000	1611	358	5.85	3.71	7.11	392	8.35	413	6.81	434	11.33	455	13.02	476	14.80	
	96.000	1697	368	6.38	3.81	7.68	402	8.90	422	10.42	442	11.98	461	13.60	481	15.80	
	99.000	1784	378	6.92	3.91	8.20	411	9.70	430	11.09	450	12.64	469	14.31	488	16.76	
	102.000	1871	388	7.46	4.01	8.85	421	10.38	440	11.80	456	13.37	477	15.04	495	17.76	
84° D 6 Blades	105.000	1958	398	7.99	4.12	9.44	431	11.14	450	12.67	467	14.17	485	15.83	502	17.81	
	108.000	2045	408	8.53	4.23	10.08	441	11.92	459	13.48	477	15.12	493	16.70	510	18.48	
	111.000	2132	418	9.07	4.34	10.72	452	12.74	469	14.35	486	16.03	503	17.75	518	19.42	
	114.000	2219	428	9.61	4.45	11.36	462	13.62	479	15.30	496	16.90	512	18.78	526	20.44	
	117.000	2306	438	10.15	4.56	12.00	473	14.50	489	16.27	506	17.80	522	19.81	---	---	
	120.000	2393	448	10.69	4.67	12.64	484	15.38	500	17.25	516	18.70	---	---	---	---	
	123.000	2480	458	11.23	4.78	13.28	495	16.26	511	18.19	---	---	---	---	---	---	
	126.000	2567	468	11.77	4.89	13.92	506	17.14	521	19.10	---	---	---	---	---	---	

TABLA N° 5

CARACTERISTICAS DEL AIRE ATMOSFERICO Y DIRECCION DE LA VELOCIDAD DEL VIENTO EN LA CIUDAD DE GUAYAQUIL \*

AÑO 1.972 MESES	TEMPERATURA ° C						HUMEDAD RELATIVA			VIENTO DOMINANTE	
	MEDIA	MAXIMA MEDIA	MINIMA MEDIA	MAXIMA ABSOLUTA	MINIMA ABSOLUTA	PUNTO DE ROCIO	MEDIA	MAXIMA	MINIMA	DIRECCION m/seg.	VELOCIDAD m/s
Enero 1°	26,2	32	22,8	35,8	20,8	21,3	77	100	46	SO	3.4
Febrero 5	25,9	31,1	23,0	33,7	21,0	23,1	84	100	56	N.E	3.1
Marzo 2	26,2	32,1	23,2	34,9	21,4	23,2	85	100	56	N.	2.9
Abril 23	27,0	32,6	23,4	35	22	23,0	80	100	49	S.O	3.5
Mayo 2	24,6	29,9	20,7	33,5	19,0	19,9	74	98	51	S.O	3.8
Junio 1°	25,9	30,4	23,1	34,2	21,4	22,4	81	100	46	S.O	3.0
Julio 12	25,9	30,5	22,8	32,0	20,4	21,8	76	94	53	S.O	3.5
Agosto 5	25,4	30,0	22,0	33,6	19,8	20,5	73	95	50	S.O	3.6
Septie. 30	25,1	30,3	21,8	34,0	21,0	20,5	74	92	50	S.O	4.2
Octu. 1°	25,4	30,9	22,4	34,0	21,2	20,8	74	91	45	S.O	4.1
Nov. 29	24,0	29,8	20,8	34,1	19,3	21,5	72	94	41	S.	4.7
Dic. 26	27,0	31,6	23,9	35,0	22,4	22,6	76	98	45	S.O	3.6

APENDICE B

- DIAGRAMA N° 1 carta Psicrométrica para aire-vapor de agua a una atmósfera absoluta.
- DIAGRAMA N° 2 Gráfica para determinar el flujo específico de agua (lb por hora por pie cuadrado) en torres de tiro inducido flujo en contra-corriente.
- DIAGRAMA N° 3 Gráfica para determinar la potencia del ventilador (HP/pie cuadrado) para una torre de enfriamiento de tiro inducido, flujo en contra-corriente.
- DIAGRAMA N° 4 Gráfica para determinar la relación de densidades  $\rho^*$  en función de la temperatura y localización.
- DIAGRAMA N° 5 Gráfica para determinar la cantidad de agua evaporada M (agua de compensación).
- DIAGRAMA N° 6 Gráfica para determinar el flujo másico en función de la lectura del rotámetro en %.

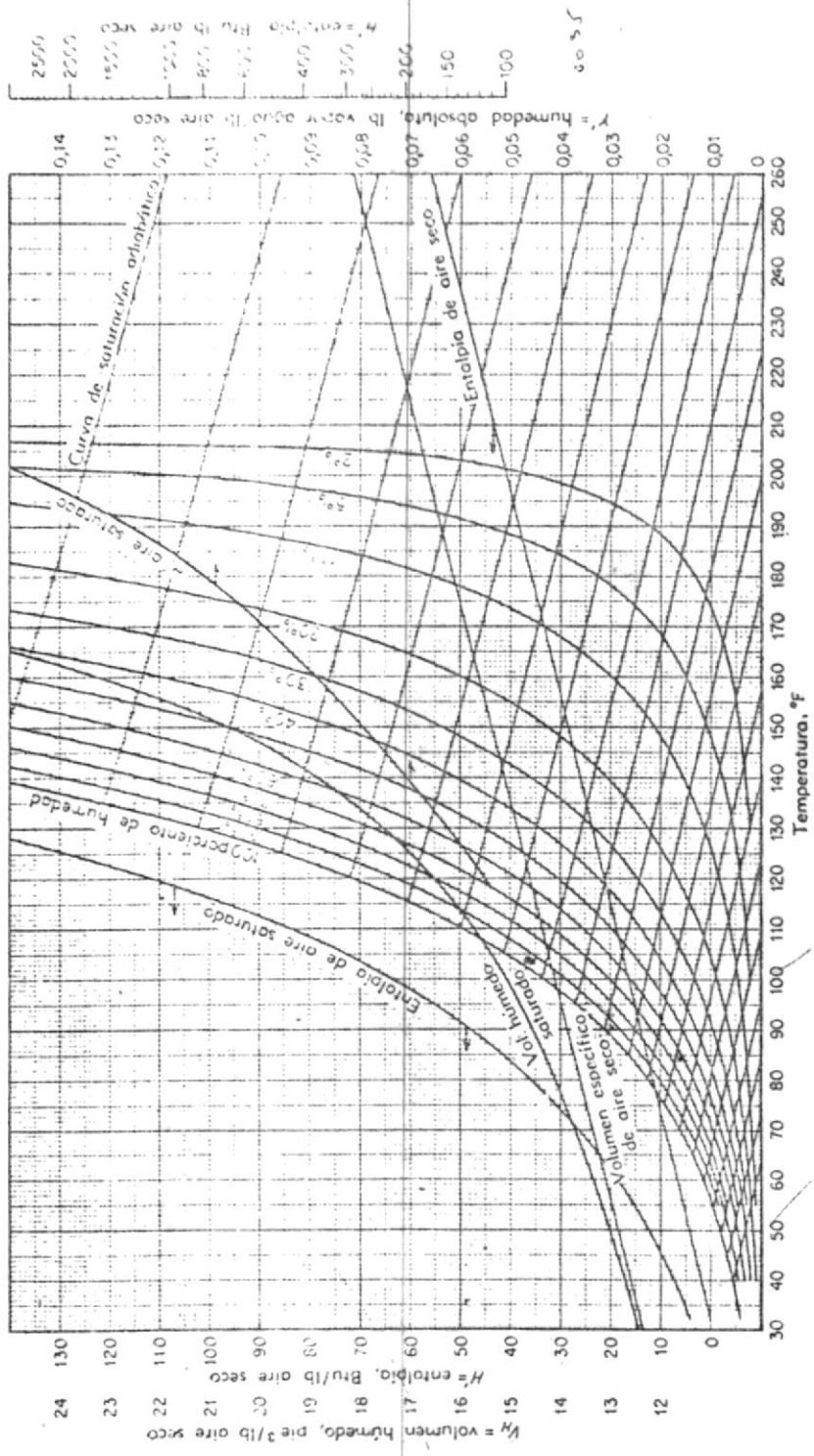


Diagrama N°1 Carta psicrométrica para aire-vapor de agua a una atmósfera absoluta

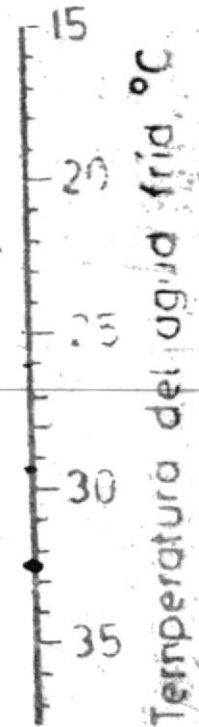
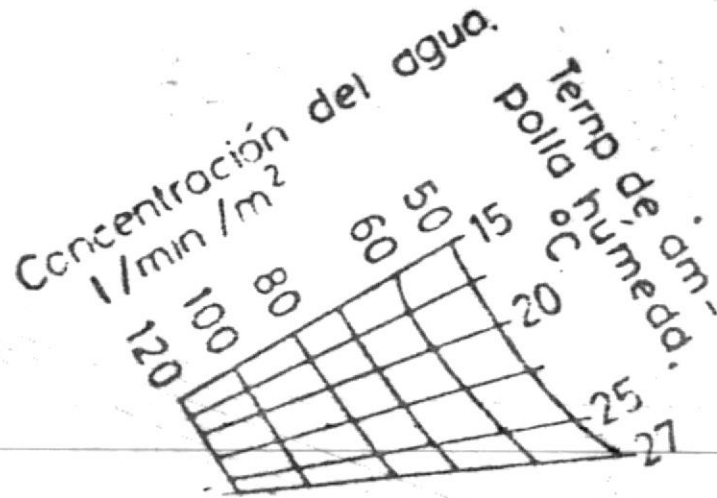
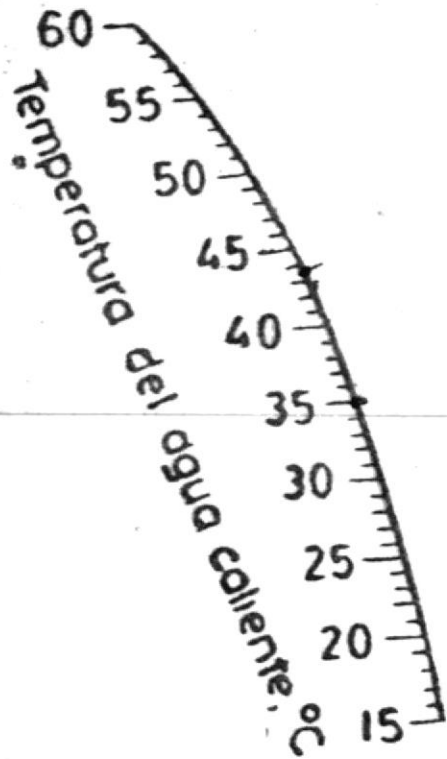


Diagrama N°2 Gráfica para determinar el flujo específico de agua (lb por hora por pie cuadrado) para una torre de enfriamiento de tiro inducido, flujo en contra-corriente.

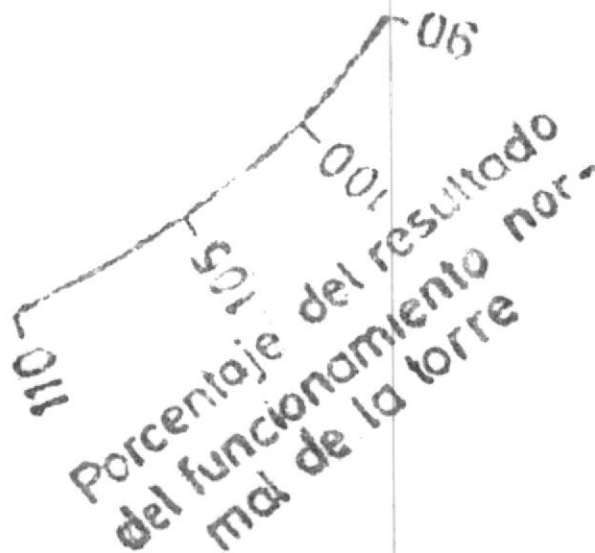
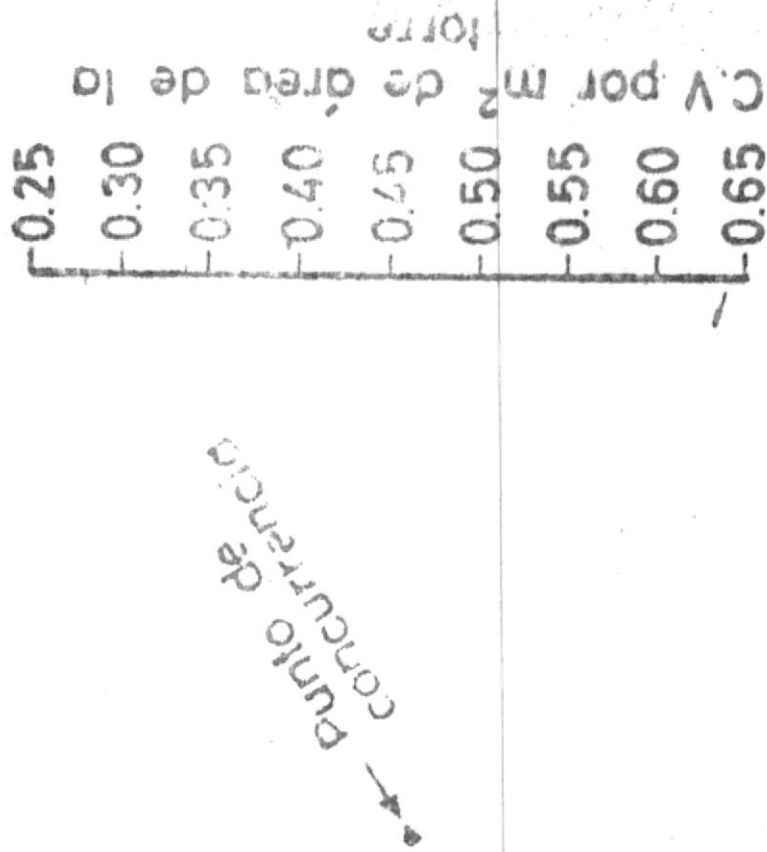


Diagrama N°3 Gráfica para determinar la potencia del ventilador (HP/pie cuadrado) para una torre de enfriamiento de tiro inducido, flujo en contra-corriente.

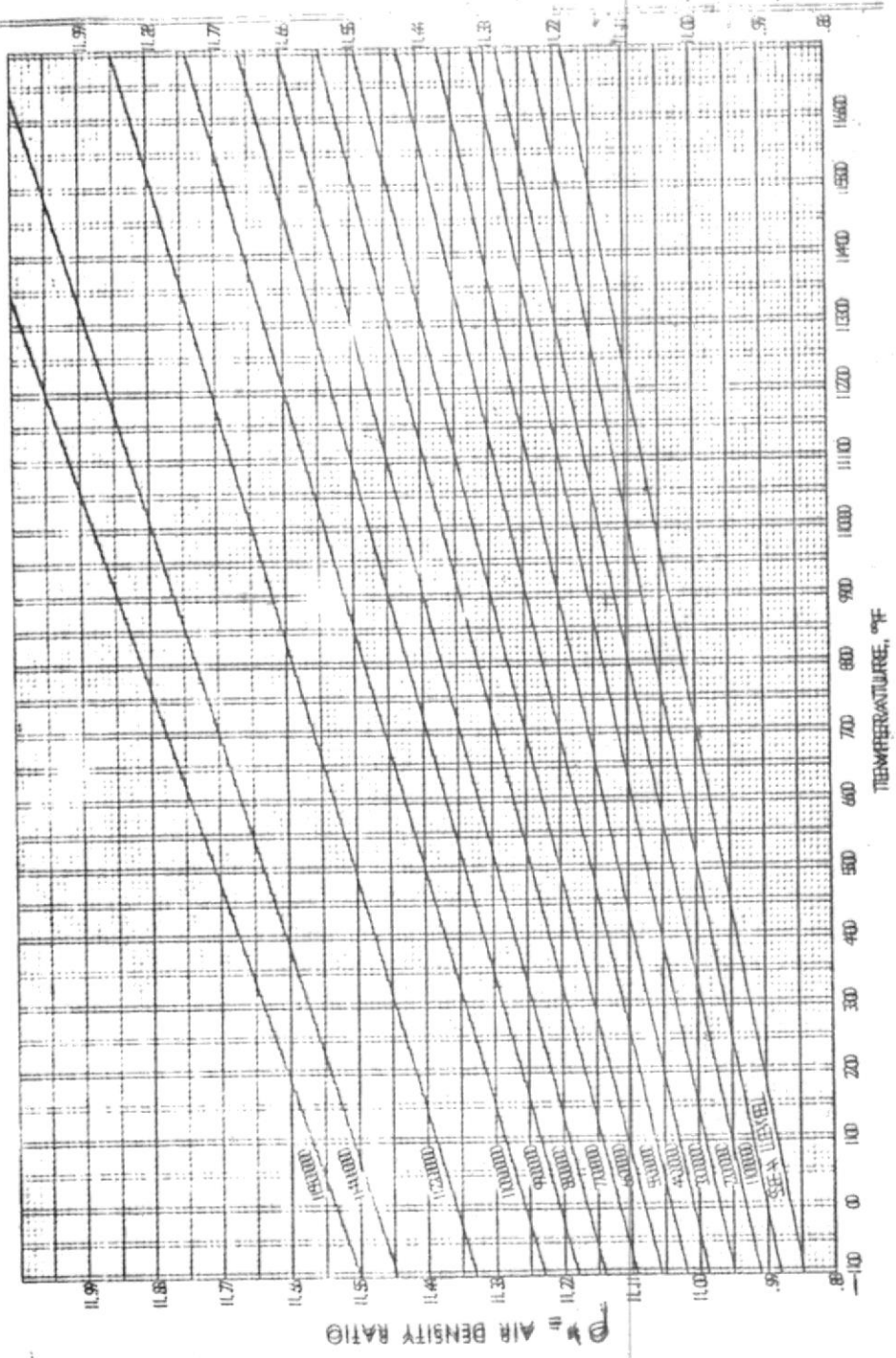


Diagrama N° 4 Gráfica para determinar la relación de densidades  $\rho$  # en función de la temperatura y localización.

Wet-Bulb Temperature - F

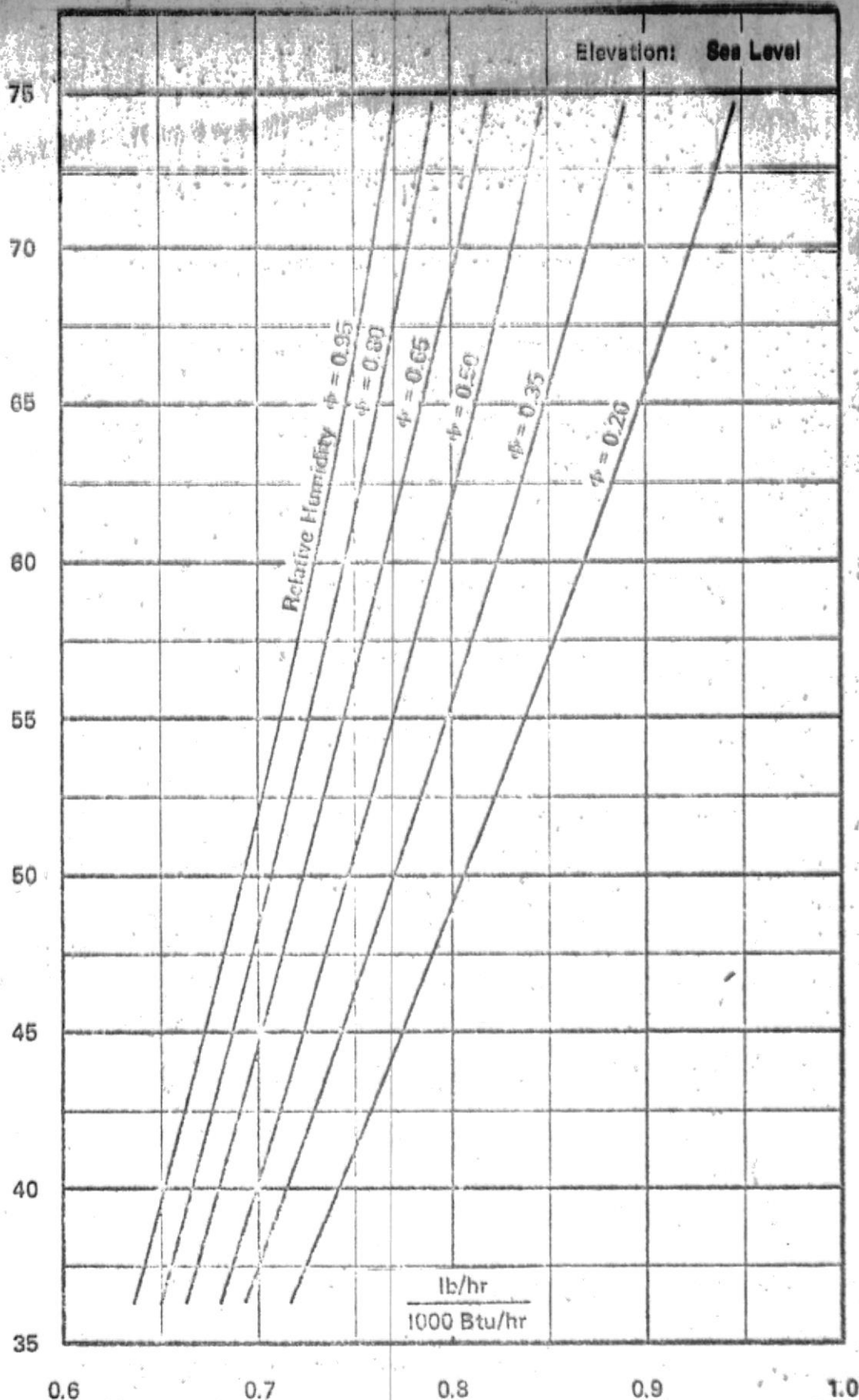


Diagrama N°5. Gráfica para determinar la cantidad de agua evaporada M (agua de compensación).

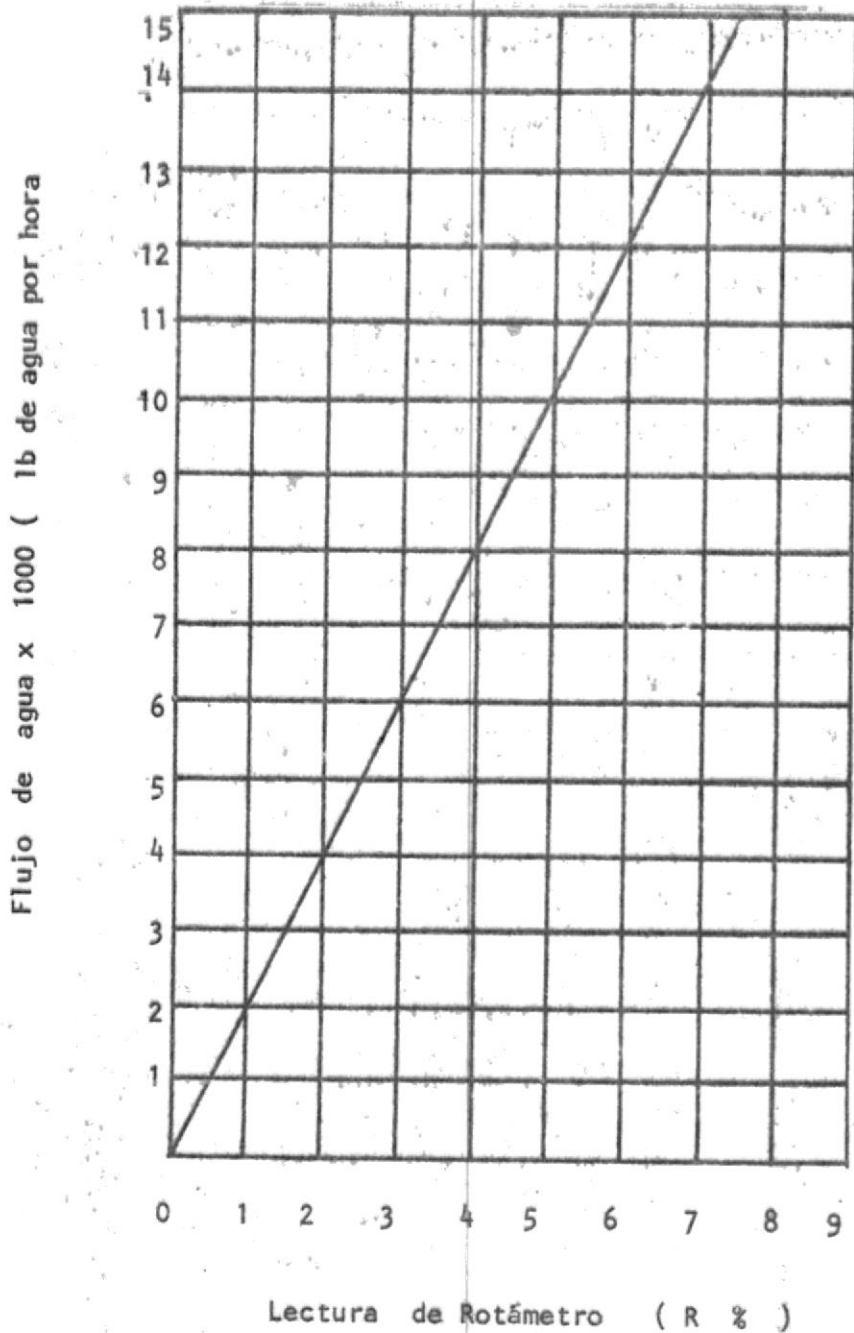


Diagrama N°6 Gráfica para determinar el flujo másico en función de la lectura del rotámetro en %.

APENDICE C

FIGURA N° 1: Diagrama de flujo de la unidad de enfriamiento

FIGURA N° 2: Diagrama de flujo

FIGURA N° 3: Equipo mecánico

FIGURA N° 4: Soporte del equipo mecánico

FIGURA N° 5: Difusores usados en torres de enfriamiento

FIGURA N° 6: Detalle del distribuidor de agua

FIGURA N° 7: Torre de enfriamiento



FIB 20

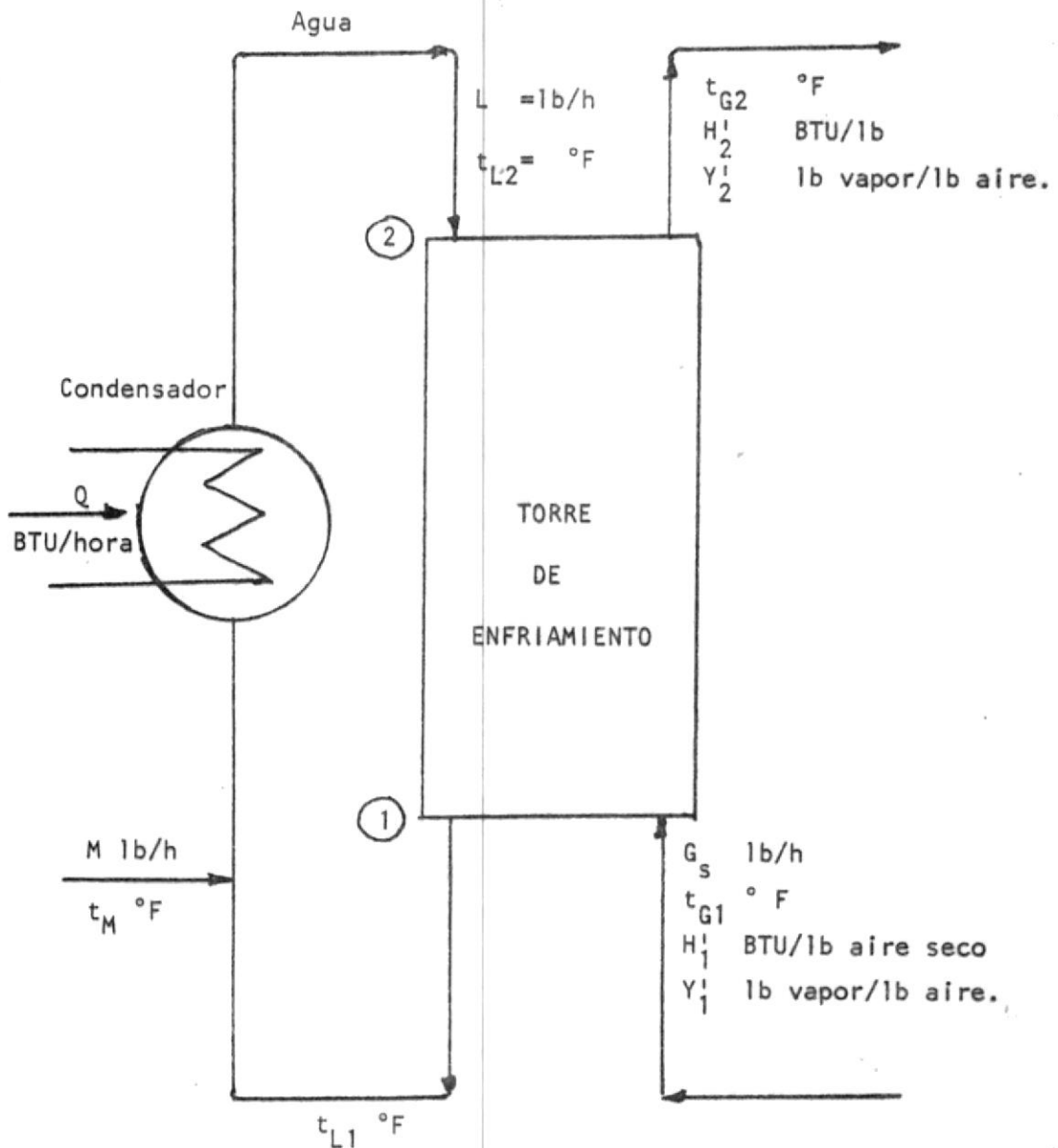


Figura N° 2 Diagrama de flujo

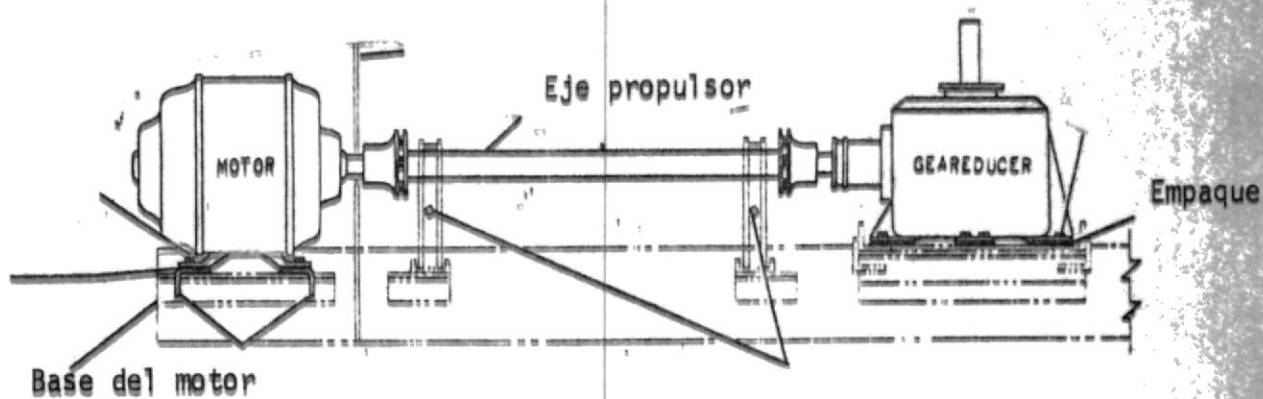


FIGURA N° 3 Equipo mecánico

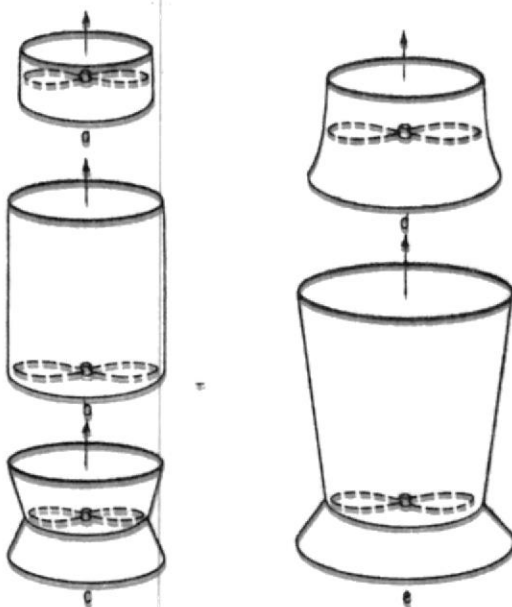
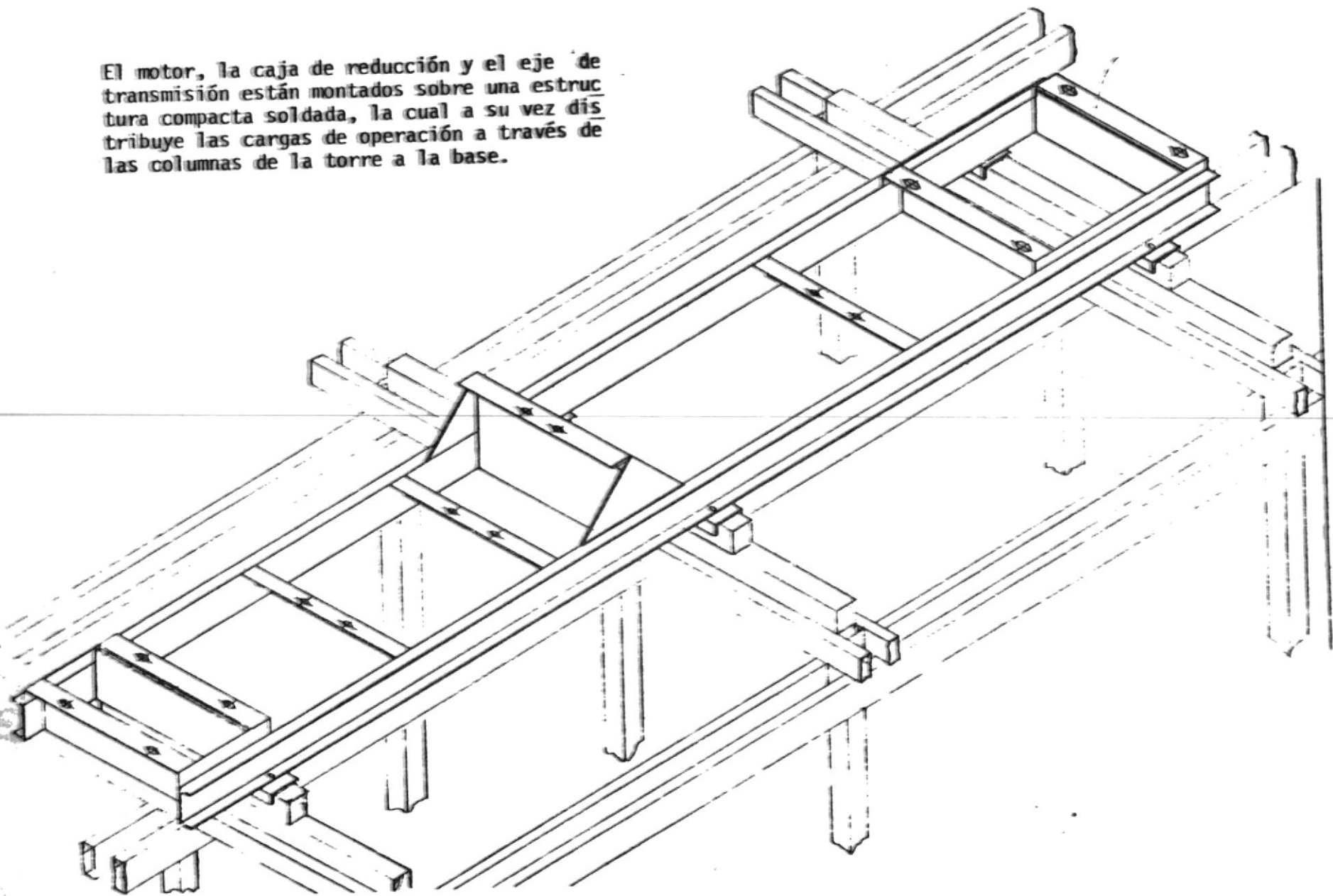


FIGURA N° 5 DIFUSORES USADOS EN TORRES DE ENFRIAMIENTO

El motor, la caja de reducción y el eje de transmisión están montados sobre una estructura compacta soldada, la cual a su vez distribuye las cargas de operación a través de las columnas de la torre a la base.



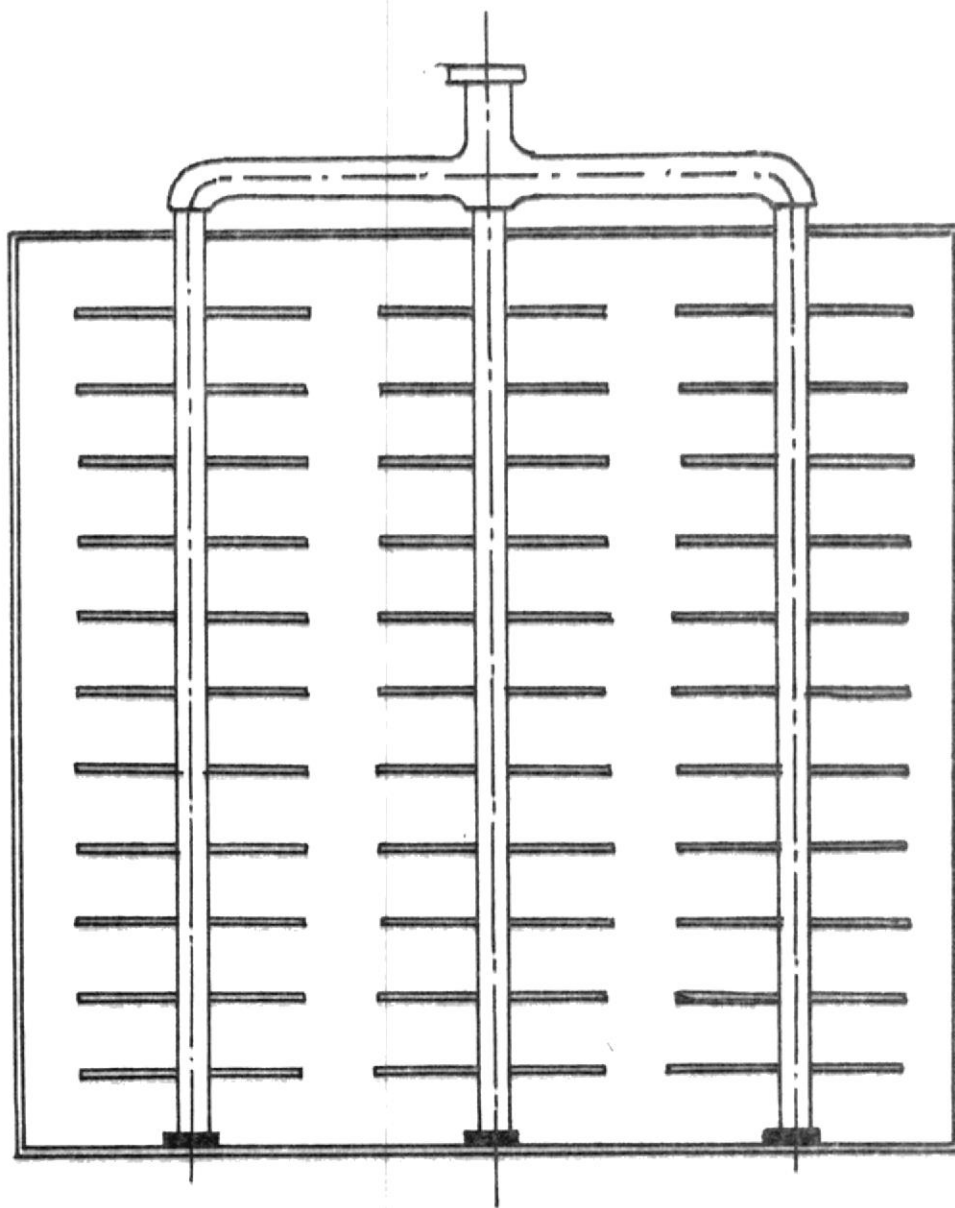


Figura N° 6

SISTEMA DE DISTRIBUCION DE AGUA

Escala 1 cm = 1 pie

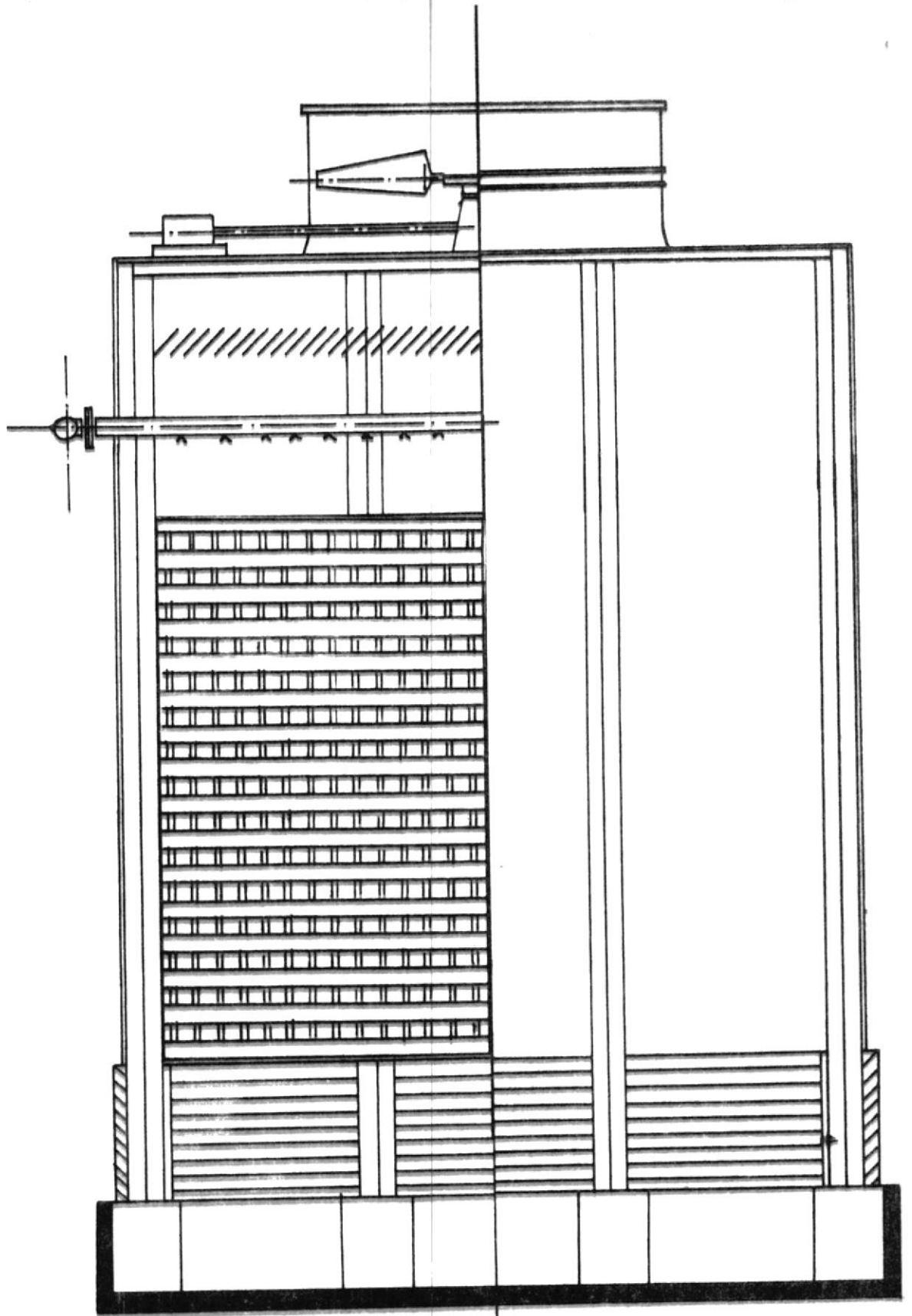


FIGURA N° 7

TORRE DE ENFRIAMIENTO

Escala: 1 cm = 1 pie.

## REFERENCIAS

1. Desco Catalogo de torres de refrigeración  
Imprenta Industrial S.A. Bilbao
2. Elonka, Steve "Cooling Towers" report Marzo 1963  
Plant Energy Systems - POWER  
McGraw-Hill book Company, Inc, 1963
3. Leung, Paul Water consumption determination for  
Moore, Raymond E. Steam Power Plant & Industrial cooling  
Towers.  
COPIMERA -III reunion Sept. 1969
4. McAdams, W. H. "Heat Transmission,"  
McGraw-Hill Book Company, Inc., 1942
5. Marley Catalogo de torres de enfriamiento-  
The Marley Company.
6. Ozizic, M. Necati "Heat Exchanger Design"  
Fras, Arthur P. John Wiley & Sons - June-1965
7. Perry, John H. "Manual del Ingeniero Quimico"  
UTEHA, 1958
8. Kern, Donald Q. "Process Heat Transfer,"  
McGraw-Hill Book Company, Inc., 1942.
9. Trane Catalogo Trane para Model GC air  
Cooled Heat Exchanger.
10. Treybal, Robert E. "Operaciones con transferencia de masa"  
Editorial H.A.S.A. Agosto 1970

11. Vouyoucalos, S. "Análisis del funcionamiento de torres de enfriamiento de flujo cruzado y - contra-corriente"  
COPIMERA II reunión, N° 21 set/1967
12. W.C.E. Catalogo de torres de enfriamiento de "The Water Cooling Equipment."
13. Woods "Guía práctica de la ventilación"  
Editorial BLUME- 1970.
14. Jakob, M. "Heat Transfer - Volume II, ."  
John Wiley & Sons, Inc., 1957
15. Herrman, D D. "A field test for cooling towers fans"  
Hydrocarbon processing & Petroleum -  
refiner."  
Gulf Publishing Co. Vol. 41 Número 6  
June 1962.
16. Degler, Howard E. "Selection and operation of water cooling towers and air cooled heat exchangers".  
Petroleum Refiner p.149 Vol. 30, N°11  
Gulf Publishin Co. 1951.