



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE SAN LUIS POTOSI

FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

INSTALACION Y ARRANQUE DE UNA TORRE DE
ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO PARA PRACTICAS
EN EL LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA RECIBIR EL TITULO DE

INGENIERO QUIMICO

PRESENTAN:

JUAN MANUEL FLORES ESTRADA
EDUARDO ALEJANDRO MARTINEZ GONZALEZ

ASESOR: PROFR. ING. JOSE GOMEZ RAMIREZ

COASESOR: ROBERTO CARRIZALEZ MARTINEZ



SAN LUIS POTOSI, S. L. P., MAYO DE 1995

T

TJ563

F5

C.1



1080077131



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE SAN LUIS POTOSI

FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

**INSTALACION Y ARRANQUE DE UNA TORRE DE
ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO PARA PRACTICAS
EN EL LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA**

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA RECIBIR EL TITULO DE

INGENIERO QUIMICO

PRESENTAN:

**JUAN MANUEL FLORES ESTRADA
EDUARDO ALEJANDRO MARTINEZ GONZALEZ**

ASESOR: PROF. ING. JOSE GOMEZ RAMIREZ

COASESOR: ROBERTO CARRIZALEZ MARTINEZ



†
TJ 563
F5

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE YUCATÁN

FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS



INSTITUTO YUCATECO DE INVESTIGACIONES QUÍMICAS
E L A R O R I A Q U I M I C A S

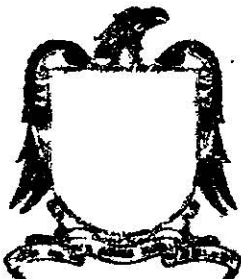
TRABAJO DE GRADUACIÓN

O A C B E L O



INGENIERO

DUARDO A ELANDRO MARTÍNEZ GONZÁLEZ
UA MANU I FL RE EST ADA



AGRADECIMIENTOS:

A ti señor, que nunca me retiraste tu apoyo y en el que siempre confiare

A mis padres Lucio y Alicia por su comprensión, apoyo y aliento que siempre me impulsara a seguir adelante.

A María, Alma y Antonio por su apoyo y aliento para seguir adelante.

A el ingeniero José Gomez Ramírez Por su asesoría y apoyo constante para la realización de este trabajo.

A el ingeniero Roberto Carrizalez Martínez. Por su apoyo constante y sus comentarios para el mejoramiento del equipo, para la realización de este trabajo.

Al señor José Torres Herrera por sus comentarios y ayuda para modificar el equipo.

Gracias a mis maestros, amigos y compañeros, y tantas personas importantes para mi, gracias por su compañía.

JUAN MANUEL

AGRADECIMIENTOS:

A dios por su apoyo en el transcurso de mi vida y en el que siempre confiaré para la realización de mis proyectos.

A mi madre María Antonia, que siempre me alentó y apoyo incondicionalmente para seguir adelante

A mis hermanos Lilia, Cuahutemoc, Thania y mis familiares por su apoyo y ayuda para continuar a delante.

A el ingeniero José Gomez Ramírez por su asesoría, apoyo y consejos para mejorar el equipo para la elaboración del presente trabajo.

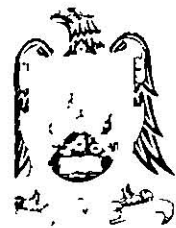
A el ingeniero Roberto Carrizales Martínez por su asesoría, apoyo y consejos para mejorar el equipo para la elaboración del presente trabajo

A el ingeniero Gerardo Torres Chaves por las facilidades prestadas y recomendaciones para la elaboración de este trabajo.

Al señor José Torres Herrera por sus recomendaciones para modificar el equipo.

Gracias a todos los profesores que intervinieron con recomendaciones para el mejor funcionamiento de la torre de enfriamiento. Al señor José por su participación, a mis profesores, amigos y compañeros a todos ellos mi más sincero agradecimiento.

EDUARDO ALEJANDRO.



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE SAN LUIS POTOSI
FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

Av. Dr. Manuel Nava Núm. 6

Telefono 13-62-04, Fax: 13-07-12

San Luis Potosí, S. L. P.

Junio 14 de 1995.

SR. JUAN MANUEL FLORES ESTRADA
SR. EDUARDO ALEJANDRO MARTINEZ GONZALEZ.
P R E S E N T E.

Por este conducto me permito informar usted, que el H. Consejo Técnico Consultivo, en sesión ordinaria de fecha 8 de mayo del presente, tuvo a bien aprobar el tema de Tesis Profesional titulada: "Instalación y arranque de una torre de enfriamiento de tiro inducido para prácticas de laboratorio de Ingeniería Química" trabajo a desarrollar en el Laboratorio de Ingeniería Química de ésta Facultad, y asesorado por el I.Q. José Gómez Ramírez y coasesorado por el I.Q. Roberto Carrizalez Martínez.

Sin otro particular, me es grato reiterarle mi atenta y distinguida consideración.

"SIEMPRE AUTONOMA. POR MI PATRIA EDUCARE."



ING. ROGELIO A. COLUNGA REYNA
SECRETARIO DE LA FACULTAD.

FACULT. I
CINCL. Q' S.
SECRETARIA

phf.

INDICE

PROLOGO	1
INTRODUCCION	2

CAPITULO I PSICROMETRIA:

1.1 Concepto de psicrometria	5
1.2 Terminología	5
1.3 Carta psicrometrica	10

CAPITULO II REALIZACION DE LA PRACTICA PARA EL LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA

Objetivo	12
Fundamentos teóricos	12
Torres de enfriamiento de agua	13
Aspectos fundamentales en el diseño de torres de enfriamiento	17
Teoría de las torres de enfriamiento	21
Determinación de los coeficientes de velocidad apartir de datos experimentales	24
Equipo utilizado	28
Técnica de operación	28
Trabajo posterior a la realización de la practica	28
Guía de estudios	30
Diagrama de flujo	31
Bibliografía	33
Resolución de la practica	35
Presentación de resultados	44

CAPITULO VI CONCLUSIONES

Conclusiones	54
APENDICE	58
GLOSARIO	163
BIBLIOGRAFIA	168

PROLOGO :

El agua tiene una importancia vital para el hombre, por lo cual es necesario cuidarla y aprovecharla eficientemente

Entre los numerosos usos que tiene dicho líquido, está el de servir como medio de enfriamiento en las plantas industriales; así, el agua se obtiene de una fuente natural (como un río o un lago) o artificial (como una presa o un pozo) y se hace circular a través de una serie de tubos y equipos que requieren se les retire cierta cantidad de calor. Cuando el líquido abandone el sistema, su temperatura se habrá incrementado y llevará consigo una carga térmica adicional.

Esta agua no debe desecharse, ni devolverse a su lugar de origen en las condiciones en las que sale del proceso, puesto que ocasionaría una contaminación térmica. Puede en cambio, seguir utilizándose de la misma manera si se le disminuye la temperatura, quitándole la energía calorífica que ganó anteriormente. Esto se consigue con un equipo denominado torre de enfriamiento; en ella, el agua se pone en contacto directo con aire atmosférico, y mediante un fenómeno de transferencia simultánea de materia y energía, el líquido cede una gran parte de su contenido térmico al aire.

Existen varias formas de clasificar una torre de enfriamiento, una de ellas se basa en la dirección que dentro del equipo sigue el flujo de aire. Si este ingresa por la parte inferior de la torre y se mueve verticalmente, en sentido opuesto a la caída del agua, se afirma que la operación se realiza con *flujo en contracorriente*. Si por el contrario, el aire entra en la torre por uno o más lados y circula perpendicularmente respecto al curso que sigue el líquido, se dice que la operación se lleva a cabo con *flujo cruzado* o *transversal*.

EL OBJETIVO PRINCIPAL DE ESTA TESIS CONSISTE EN LA REALIZACION DE UNA PRACTICA PARA TORRES DE ENFRIAMIENTO, ESPECIFICAMENTE LAS DE TIRO INDUCIDO Y FLUJO CONTRACORRIENTE PARA EL LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA.

También hemos decidido anexar un código para la evaluación de la capacidad de las torres de enfriamiento de tipo mecánico. Así mismo hemos incluido un apartado donde se recomiendan algunas ideas para aumentar la capacidad de las torres de enfriamiento.

INTRODUCCION :

La mayoría de los procesos químicos que involucran transferencia de calor y masa, han sido desarrollados casi en su totalidad en este siglo. (Dentro de estos procesos, se pueden incluir los de manufactura, extracción, transformación, misceláneos, y principalmente los de refinación, petroquímicos, químicos, y de generación de potencia).

Uno de los problemas más importantes que deben afrontarse en este tipo de procesos, es la eliminación de calor no aprovechable del total suministrado, para lo cual, el agua ha sido uno de los medios más convenientes, sin embargo ésta debe ser enfriada antes de ocuparse nuevamente.

La tendencia desde principios de este siglo, ha sido la instalación de sistemas de enfriamiento en recirculación para satisfacer las necesidades mencionadas

Los sistemas más empleados hasta la fecha, han favorecido a las torres de enfriamiento de tiro mecánico por las siguientes características:

- 1.- Buen control de la temperatura de agua fría.
- 2.- Area reducida para su instalación.
- 3.- Baja carga de bombeo.
- 4.- Más empaque por unidad de volumen
- 5.- Permite un menor acercamiento entre las temperaturas de salida del agua y bulbo húmedo. Y un rango de enfriamiento mayor entre las temperaturas de salida y entrada del agua.
- 6.- Menor costo inicial que las torres de tiro natural.

Dichas torres de enfriamiento por la posición de su ventilador, pueden ser de.

- a) Tiro inducido.
- b) Tiro forzado.

Y por la dirección de su flujo:

- a) Contracorriente.
- b) Cruzado.

En general el ingeniero que trabaja con las torres de enfriamiento está relacionado principalmente con tres tipos de cálculo.

- 1) Diseño.
- 2) Selección.
- 3) Evaluación de la prueba de aceptación o funcionamiento.

La selección y la evaluación de la prueba de aceptación o funcionamiento se hace a nivel de comprador-fabricante. La información que presenta el fabricante de torres de enfriamiento al comprador, se refiere principalmente a las características generales de funcionamiento, a su instalación y a su mantenimiento.

Al desarrollar éste tipo de trabajo, también se pretende demostrar en forma organizada los conocimientos actuales de estos equipos, respecto a las variedades de torres que actualmente se construyen.

Por lo que se agregan los apendices N (Análisis de las torres de enfriamiento de agua), Ñ (Factores para la selección optimización y mantenimiento de una torre de enfriamiento), O (Código de pruebas de aceptación para torres de enfriamiento de agua). Para que se disponga de información adicional para la mejor comprensión del funcionamiento de una torre de enfriamiento.

CAPITULO I

PSICROMETRIA

CAPITULO I PSICROMETRIA

1.1 CONCEPTO DE PSICROMETRIA:

La psicrometría se ocupa de la determinación de las propiedades de las mezclas de un gas y un vapor. El sistema aire-vapor de agua es, por mucho, el que se encuentra con mayor frecuencia.

Los principios comprendidos en la determinación de las propiedades de otros sistemas son los mismos que rigen el del aire-vapor de agua, con una excepción primordial. Mientras que la razón psicrométrica (la razón del coeficiente de transferencia de calor al producto del coeficiente de la transferencia de masa y calor húmedo, términos que se definirán a continuación) en el caso del sistema aire-vapor de agua, tiene un valor asignado de 1, la razón de otros sistemas generalmente no es equivalente a 1.

Esto tiene el efecto de hacer que la temperatura de saturación adiabática sea distinta de la temperatura de bulbo húmedo. Por lo tanto, para sistemas que no sean el de aire-vapor de agua, el cálculo de problemas psicrométricos y de secado se ve complicado por la necesidad de efectuar un cálculo detallado de la temperatura de la superficie de evaporación.

1.2 TERMINOLOGIA:

Suponiendo que el comportamiento de la mezcla cumple con las leyes de los gases ideales, la presión total ejercida por la mezcla será igual a la suma de la presión parcial del gas y de la presión parcial del vapor; o sea,

$$P = p_v + p_g \quad (1-1)$$

En estas condiciones la fracción molar del vapor es:

$$y = \frac{n_v}{n_t} = \frac{p_v}{P} \quad (1-2)$$

es decir, la fracción es igual a la composición en volumen.

Para expresar la concentración del vapor en el gas se emplean diversos términos que obtuvimos del libro (1) y que a continuación se presentan :

1.2.1 HUMEDAD MOLAR O SATURACION MOLAR:

Es la relación entre los números de moles de vapor y de gas contenidos en una determinada masa gaseosa

$$Y_m = \frac{n_v}{n_g} = \frac{p_v}{p_g} = \frac{p_v}{P - p_v} \quad (1-3)$$

1.2.2 HUMEDAD ABSOLUTA O SATURACION ABSOLUTA:

Es la relación entre el peso de vapor y el peso de gas contenido en una masa gaseosa

$$Y = \frac{M_v}{M_g} Y_m = \frac{M_v}{M_g} \left(\frac{p_v}{P - p_v} \right) \quad (1-4)$$

siendo M_v y M_g las masa moleculares del vapor y el gas.

Para el caso de la mezcla aire-agua, tomando para el aire un peso molecular medio igual a 29, tendremos

$$Y = \frac{18}{29} \left(\frac{p_v}{P - p_v} \right) = 0.62 \left(\frac{p_v}{P - p_v} \right) \quad (1-5)$$

1.2.3 HUMEDAD RELATIVA O SATURACION RELATIVA:

Es el cociente entre la presión parcial del vapor y la tensión de vapor a la misma temperatura

$$\phi = \frac{p_v}{p_v^*} \quad (1-6)$$

1.2.4 HUMEDAD PORCENTUAL O SATURACION PORCENTUAL:

Es la relación entre la humedad existente en la masa gaseosa y la que existiría si estuviera saturada

$$\phi_p = \frac{Y}{Y^*} = \frac{p_v}{p_v^*} \left(\frac{P - p_v^*}{P - p_v} \right) \quad (1-7)$$

1.2.5 PUNTO DE ROCIO:

Es la temperatura que alcanza la masa del gas húmedo en la saturación por enfriamiento a presión constante. Una vez alcanzada esta temperatura, si se continúa enfriando la mezcla se irá condensando el vapor, persistiendo las condiciones de saturación.

1.2.6 VOLUMEN ESPECIFICO DEL GAS HUMEDO:

Es el volumen ocupado por la mezcla que contiene un kilogramo de gas, y viene dado por

$$V = \left(\frac{1}{M_g} + \frac{Y}{M_v} \right) \frac{RT}{P} \quad (1-8)$$

Para el caso de la mezcla aire-vapor de agua, expresando P en atmósferas y T en °K, el volumen específico (en metros cúbicos por kilogramo de aire seco) viene dado por

$$V = \left(\frac{1}{29} + \frac{Y}{18} \right) \frac{0.082T}{P} \quad (1-9)$$

1.2.7 CALOR ESPECIFICO DEL GAS HUMEDO:

Es el calor que hay que suministrar a un kilogramo de gas y al vapor que contiene para elevar 1°C su temperatura, manteniendo constante la presión

$$c = (c_p)_g + (c_p)_v Y \quad (1-10)$$

Para el caso de aire-vapor de agua

$$c = 0.24 + 0.46Y \quad (1-11)$$

1.2.8 ENTALPIA ESPECIFICA:

Es la suma del calor sensible de 1 kilogramo de gas, y el calor latente de vaporización del vapor que contiene a la temperatura a la que se refieran las entalpías

$$H = c(t - t_0) + l_0 Y \quad (1-12)$$

Para el caso de aire-agua, tomando como entalpía de referencia la del agua líquida a 0°C,

$$H = (0.24 + 0.46Y)t + 597.2Y \quad (1-13)$$

1.2.9 TEMPERATURA HUMEDA O TEMPERATURA DEL TERMOMETRO HUMEDO:

Es la temperatura límite de enfriamiento alcanzada por una pequeña masa de líquido en contacto con una masa mucho mayor de gas húmedo.

Puede determinarse a partir de una de las relaciones siguientes:

$$p_w^* - p_v = \frac{h_c}{k_G M_v \lambda_w} (t - t_w) \quad (1-14)$$

$$Y_w - Y = \frac{h_c / k_Y}{\lambda_w} (t - t_w) \quad (1-15)$$

siendo:

p_v^* = presión de vapor saturado del líquido a la temperatura húmeda.

p_v = presión parcial del vapor en el gas.

h_c = coeficiente de convección líquido-gas.

k_G = coeficiente de transporte de materia, tomando como potencial de difusión la presión de vapor.

k_Y = coeficiente de transporte de materia, tomando como potencial de difusión la saturación absoluta.

M_v = masa molecular del vapor.

λ_w = calor latente de vaporización del líquido a la temperatura húmeda.

t = temperatura de la masa gaseosa.

t_w = temperatura húmeda.

Y_w = humedad absoluta de saturación a la temperatura húmeda.

Y = humedad absoluta de la masa gaseosa.

Para el caso de la mezcla aire-agua el coeficiente $\frac{h_c}{k_G M_v \lambda_w}$ vale aproximadamente 0.5.

Podemos, pues, determinar t_w de acuerdo con la ecuación

$$p_w^* - p = 0.5(t - t_w) \quad (1-16)$$

denominada *ecuación psicrométrica*.

El cociente h_c/k_y se denomina *coeficiente psicrométrico* y puede determinarse por la expresión

$$\frac{h_c}{k_y} = c(Sc/Pr)^{0.36} \quad (1-17)$$

Sus valores para mezclas de aire con diferentes vapores son (⁵):

Agua -----	0.222	Sulfuro de carbono--	0.359
Metanol-----	0.293	Benceno-----	0.400
Etanol-----	0.345	Acetato de etilo-----	0.412
Propanol-----	0.373	Tolueno-----	0.415
Butanol-----	0.412	Clorobenceno -----	0.453

1.2.10 TEMPERATURA DE SATURACIÓN ADIABÁTICA:

Es la temperatura alcanzada por una masa de gas cuando se pone en contacto con un líquido en condiciones adiabáticas. Se determina por medio de la expresión

$$(Y_s - Y) = \frac{c}{l_s}(t - t_s) \quad (1-18)$$

Siendo:

Y_s = humedad de saturación a la temperatura de saturación adiabática.

t_s = temperatura de saturación adiabática.

l_s = calor latente de vaporización del líquido a t_s .

c = calor específico de la masa húmeda.

Para el caso aire-vapor de agua, el valor de la temperatura húmeda y el de la temperatura de saturación adiabática prácticamente coinciden, y nosotros tomaremos indistintamente una u otra.

1.2.11 TEMPERATURA DE BULBO SECO:

Llámesele así a la temperatura de una mezcla de aire y vapor de agua, determinada en la forma ordinaria por la inmersión de un termómetro en la mencionada mezcla. Se representa con el símbolo t_{bs} o simplemente con la letra t .

1.3 LA CARTA PSICROMETRICA:

La carta psicrométrica es una representación gráfica de todos los conceptos aquí expuestos; en ella, la temperatura es la variable independiente y la humedad, la entalpía, y el volumen húmedo aparecen como variables dependientes, teniendo cada una de ellas un escala diferente. Esta carta facilita la obtención de datos de las mezclas de aire y vapor de agua. Se construye para una presión barométrica dada, y por lo general, sólo se representa una medida del contenido de vapor de agua en el aire: La humedad absoluta o la saturación relativa. Aquí se empleará la primera.

CAPITULO II

REALIZACION DE LA PRACTICA PARA EL LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA

CAPITULO II REALIZACION DE LA PRACTICA

TORRES DE ENFRIAMIENTO DE AGUA

OBJETIVOS:

- a) El alumno identificará y manejará las partes principales de una torre de enfriamiento de agua
- b) Se familiarizará con los aspectos fundamentales en el diseño de las torres de enfriamiento.
- c) Aplicará los balances de masa y energía para la obtención del flujo de aire a las condiciones de operación.
- d) Calculará y comparará el valor de la relación G_L/G_G de operación.
- e) Calculará los coeficientes de transferencia de masa y calor (h_{La}, k_{Ga}, h_{Ga}), por medio del método de Mickley.
- f) A partir de los datos obtenidos del equipo, el alumno calculará las necesidades del agua de reposición.
- g) El alumno indicará un método para determinar el área específica del empaque.

FUNDAMENTOS TEORICOS:

Uno de los principales servicios en la industria, consiste en la eliminación de los excedentes energéticos (no obstante su gran magnitud), que por su bajo nivel de temperatura es necesario remover, por no ser económicamente aprovechables dentro del sistema o proceso.

Tanto el medio de enfriamiento como el sistema mismo , se deben definir en función de los diferentes factores técnicos y económicos que intervengan.

Por su abundancia, relativa calidad y propiedades, el agua ha sido un medio efectivo de enfriamiento en toda la industria.

Otro medio de enfriamiento abundante, y que combinado con el agua o solo, es cada vez más utilizado, es el aire, siendo sus principales limitantes el acercamiento conseguido entre la corriente caliente y el aire y su bajo coeficiente de transferencia de calor.

Debido a los problemas de escasez, costo y a las diferentes características del agua, los sistemas de enfriamiento que la utilizan deben ser más eficientes.

Las torres de enfriamiento son el corazón del sistema más común de circuito abierto, debido a que el acercamiento conseguido está referido a la temperatura de bulbo húmedo y los coeficientes de transferencia de calor entre el agua y el aire son elevados,

debido no solo al potencial térmico, sino al potencial químico que existe entre el agua y el aire no saturado.

En la forma más simple, el agua caliente procedente del proceso entra por la parte superior de la torre y en su caída, por contacto directo con el aire y por la evaporación, es enfriada y recolectada en un estanque del cual se retorna el agua al proceso para suministrar el servicio de enfriamiento. La torre está provista de algún empaque que suministra el área de contacto entre el agua y el aire y puede contar con elementos mecánicos para mover el aire (ventiladores).

TORRES DE ENFRIAMIENTO DE AGUA

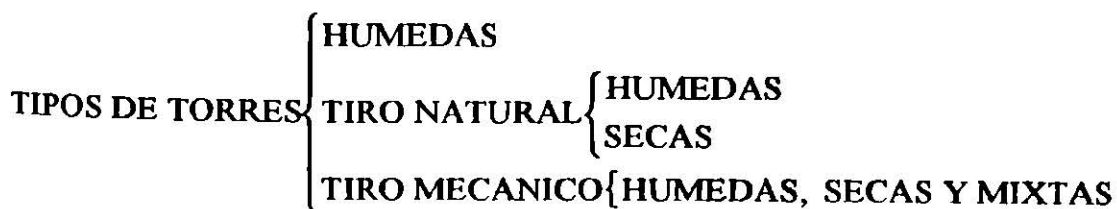
Dentro de los sistemas de enfriamiento de circuito abierto y cerrado, en que se manejan grandes volúmenes de agua, la torre de enfriamiento devuelve al agua sus condiciones iniciales para ser reutilizada como medio de enfriamiento.

Una torre de enfriamiento es un cambiador de calor que puede ser de contacto directo con el aire ambiente, a las cuales se les denomina **TORRES HUMEDAS**, o bien pueden ser de contacto indirecto o **TORRES SECAS**.

Cuando existe contacto directo,, en la transferencia de calor del agua al aire contribuyen, tanto el potencial térmico existente en el agua caliente y el aire frío, como el potencial másico existente entre el agua y el aire ambiente no saturado, lo que origina la evaporación de pequeñas cantidades de agua, razón por la cual el acercamiento se obtiene entre la temperatura de salida de agua y la temperatura de bulbo húmedo, también es interesante mencionar que la eficiencia de la transferencia de calor depende del área de contacto conseguida y no se ve afectada por resistencias como una pared intermedia y el ensuciamiento de la superficie por ambos lados, por las características anteriores cuando se habla de coeficientes de intercambio térmico es más frecuente denominarlo **COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR**, que involucra todas las contribuciones térmicas y masivas del sistema.

En las torres secas, por lo general el agua de enfriamiento circula por el interior del banco de tubos aletados, por cuyo exterior circula el aire en forma transversal, el acercamiento en este caso se refiere a la temperatura de bulbo seco y el cálculo de coeficientes individuales y global deben considerar las resistencias normales por ensuciamiento, lo que las hace torres más ineficientes y costosas.

A continuación se da una clasificación general de las torres de enfriamiento de agua:



A su vez las torres de tiro mecánico húmedas y secas se clasifican en:

TIRO MECANICO HUMEDAS { TIRO FORZADO CONTRAFLUJO
TIRO INDUCIDO CONTRAFLUJO
(SIMPLE Y DOBLE)

TIRO MECANICO SECAS { TIRO FORZADO CON TUBOS ALETADOS
TIRO INDUCIDO CON TUBOS ALETADOS

Para nuestro caso, las de mayor interés son las de tiro mecánico húmedas y son:

TORRES DE TIRO MECANICO

Este tipo de torre es el que da mayor control y flexibilidad de operación, debido a que tiene equipo mecánico que induce o fuerza el aire a la sección de empacado y por consiguiente puede usarse en cualquier clima y humedad relativa, consiguiéndose diseños más compactos y diferentes alternativas, ya que se tienen como variables de diseño tanto de velocidad del aire, velocidad de masa, como la relación agua/aire y la potencia requerida en el sistema motor-ventilador. Fig 2-1

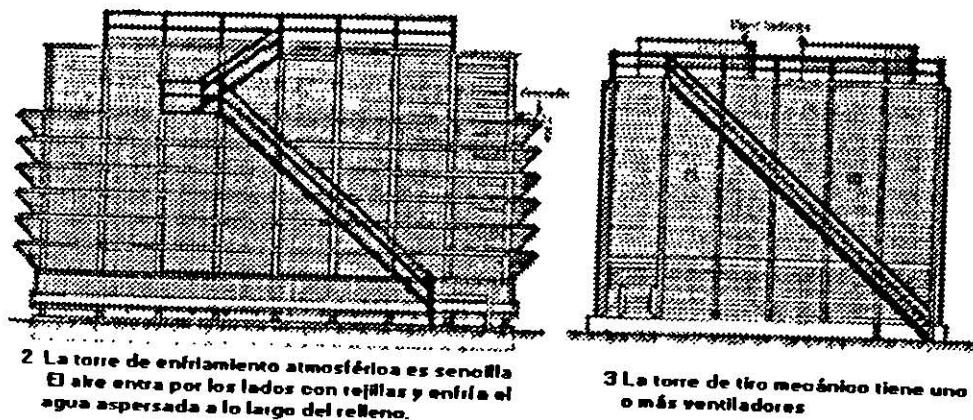
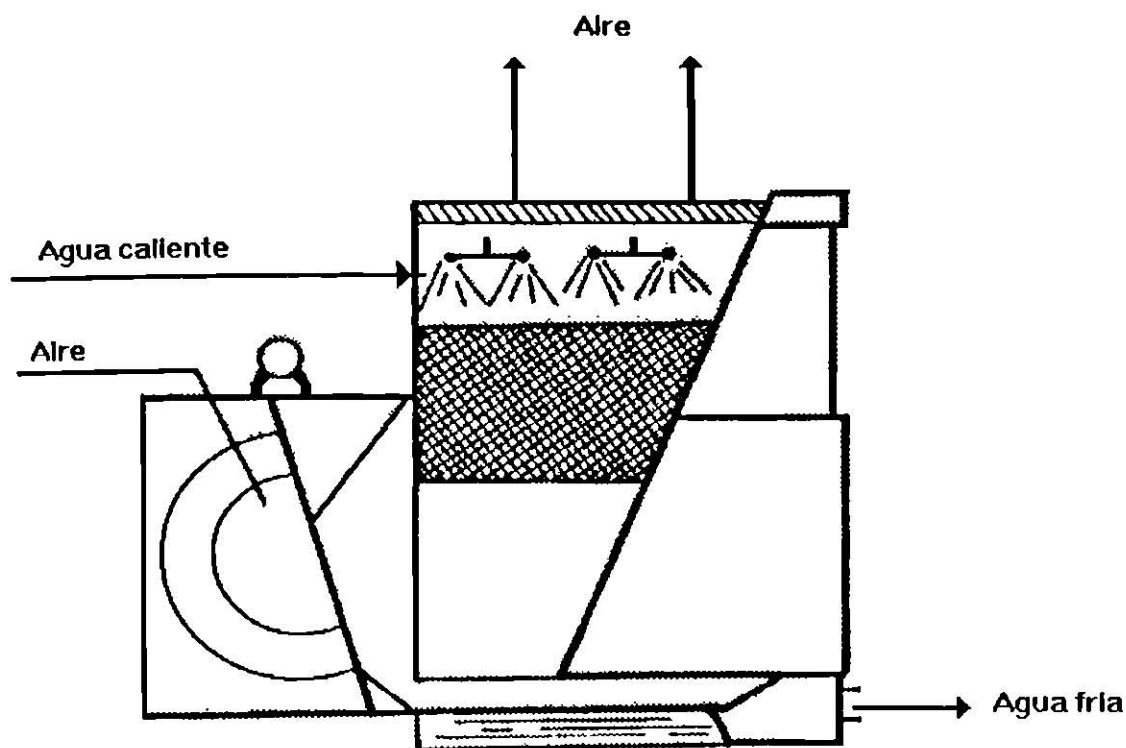


fig. 2-1

TORRES DE TIRO FORZADO A CONTRAFLUJO

En este tipo de torres el aire es forzado a entrar por la parte inferior lateral de la torre, a través de uno o varios ventiladores, el aire asciende a contracorriente con la caída del agua a una velocidad elevada y con mayor resistencia a su flujo, con lo que en la parte superior la velocidad de descarga es pequeña Fig.2-2

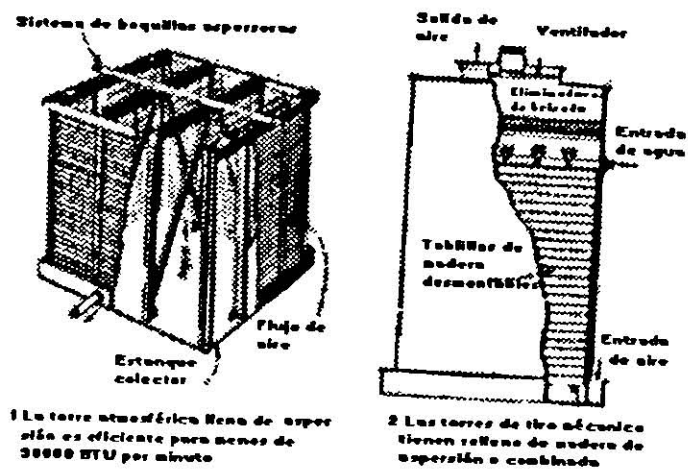


Torre de tiro forzado

fig.2-2

TORRES HUMEDAS DE TIRO INDUCIDO A CONTRAFLUJO

El tiro inducido se consigue colocando el ventilador en la parte superior de la torre y en la parte inferior se localizan persianas de acceso de aire, de tal manera que el aire circula a menor velocidad en la sección de empaquetado y es descargado por la chimenea a alta velocidad (fig.2-3), lo que produce que para un mismo servicio de enfriamiento, las dimensiones de la torre y potencia requerida sean diferentes, dependiendo del tipo de tiro seleccionado.



1 La torre atmosférica llena de aspiración es eficiente para menos de 30000 BTU por minuto

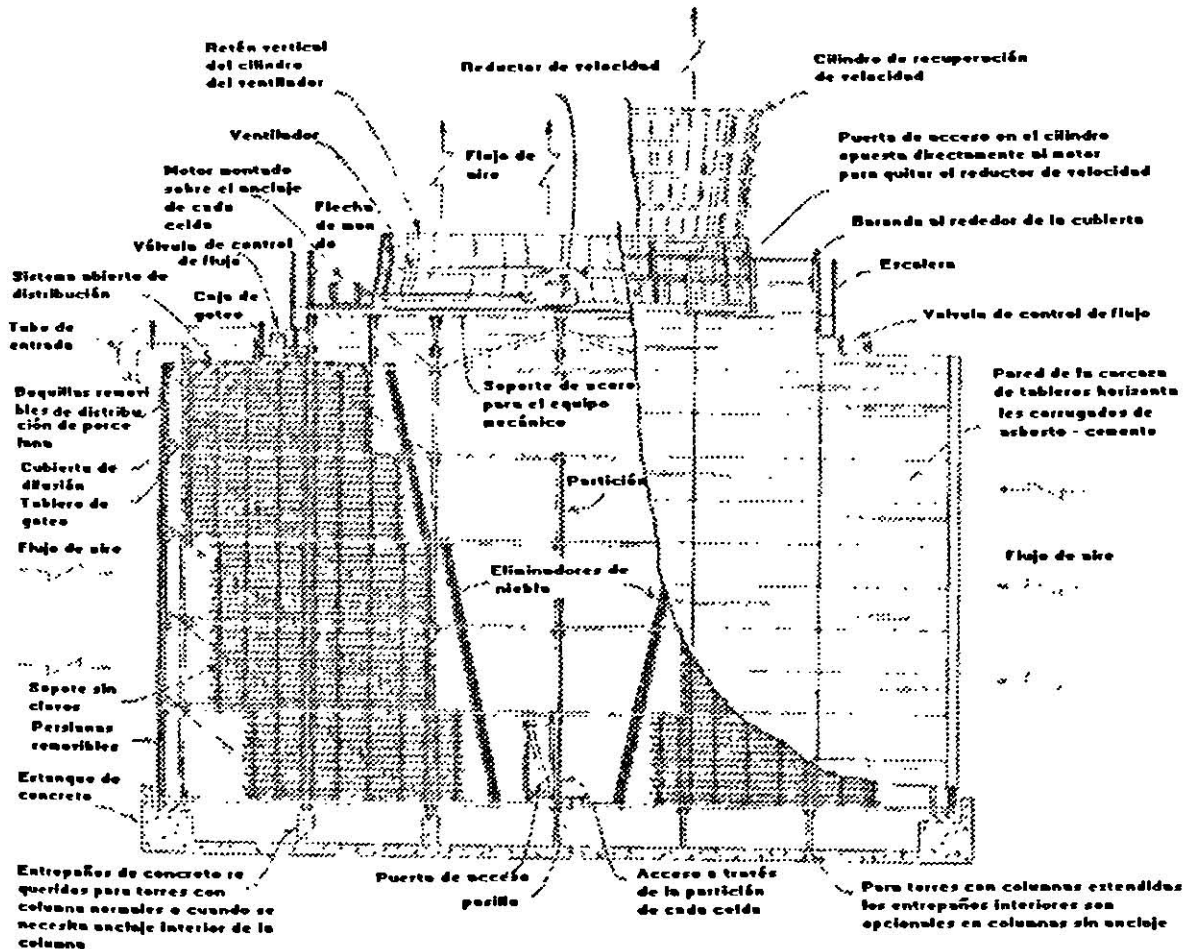
2 Las torres de tiro mecánica tienen relleno de madera de aspiración o combinada

fig. 2-3

TORRES HUMEDAS DE TIRO INDUCIDO Y FLUJO CRUZADO

En este caso, las persianas de acceso de aire se localizan a todo lo alto de la sección de empacado en un costado de la torre (simple) o en los costados opuestos (doble) (fig.2-5), de tal manera que el aire circula en forma perpendicular a la caída del agua consiguiendo enfriamientos más eficientes en la parte de acceso del aire y menores en la parte más interior. En torres de flujo cruzado no es posible el tiro forzado.

Las partes principales de una torre de tiro mecánico se muestran en la (fig. 2-4)



Vista de la sección transversal de una torre de enfriamiento de tiro inducido con doble flujo.

fig.2-4

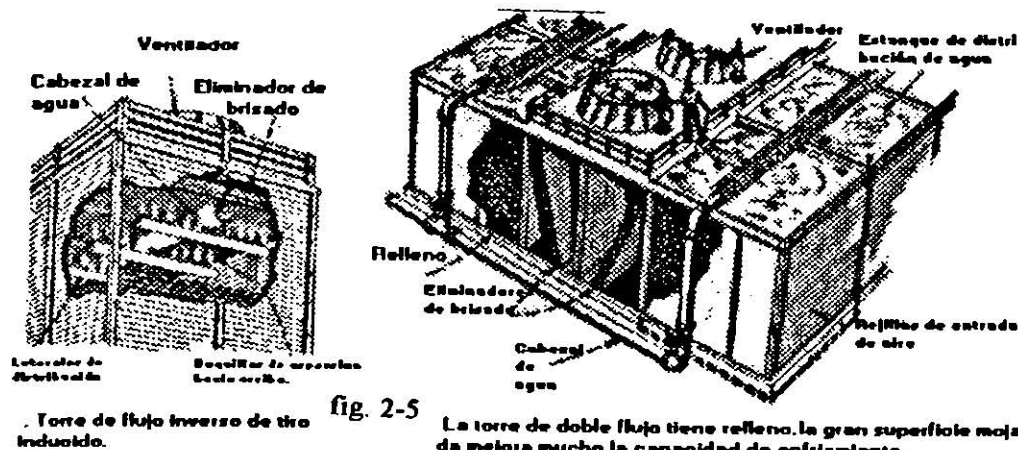


fig. 2-5

La torre de doble flujo tiene refon. la gran superficie mojada mejora mucho la capacidad de enfriamiento.

ASPECTOS FUNDAMENTALES EN EL DISEÑO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO

Cuando se cuenta con la infraestructura para diseñar torres de enfriamiento, es posible obtener las características del equipo, pudiendo definir las dimensiones preliminares de la misma, elaborar un estudio económico o bien comparar diferentes propuestas técnicas y seleccionar la más adecuada para un proyecto específico.

En esta parte se exponen los parámetros de diseño más importantes que permiten seleccionar la torre más adecuada, para los fines requeridos en cualquier servicio.

La selección se hará de acuerdo a los siguientes parámetros:

- Acercamiento
- Rango de temperatura
- Temperatura de bulbo húmedo
- Gasto de agua por enfriar
- Área de transferencia y altura efectiva
- Clima y condiciones ambientales
- Pérdidas por evaporación y arrastre

ACERCAMIENTO

Se define como la diferencia entre la temperatura del líquido a la salida de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada. En el diseño de torres de enfriamiento es importante mencionar el acercamiento, dados los efectos que tiene en el tamaño de la torre, flujo de aire y potencia del ventilador, que es necesario evaluar para seleccionar una torre que resulte económica.

Con base en las experiencias realizadas hasta la fecha, los valores recomendados para este parámetro están entre los 2.77 y 8.33°C.

RANGO DE TEMPERATURA

El rango de temperatura está definido por la diferencia entre las temperaturas de entrada de agua a la torre, medida en el sistema de distribución (estanque de agua caliente), menos la temperatura del agua de salida de la torre medida en la sección del estanque de agua fría. Fig. 2-6

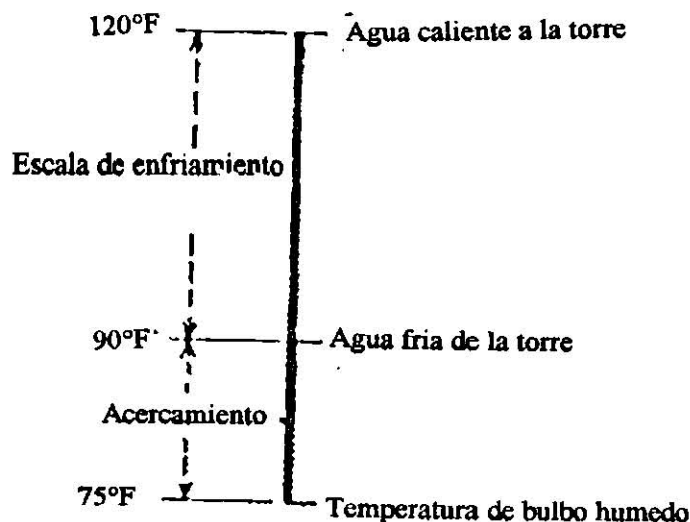
La sección de rango óptimo de enfriamiento es dependiente de las características de operación del equipo así como del tipo de torre de enfriamiento considerada.

En general el rango de enfriamiento puede dividirse en tres categorías:

Grande de 13.8 a 36.1°C (Refinerías e industrias)

Medio de 5.5 a 13.8°C (Condensación de vapor)

Corto de 2.7 a 5.5 °C (Refrigeración y procesos críticos)



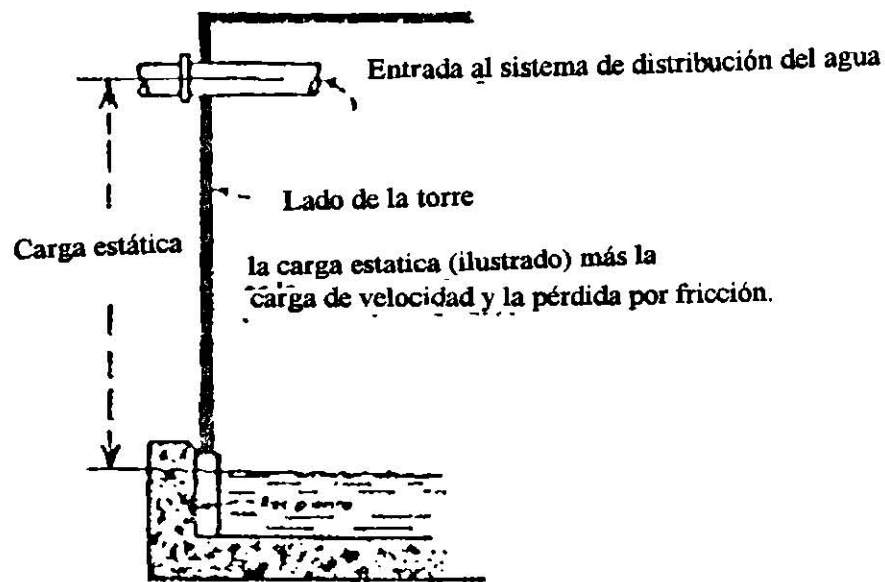
La definición esquemática explica los términos "rango de enfriamiento" y "acercamiento".

Fig. 2-6

ACERCAMIENTO.- Es la diferencia en grados centígrados entre la temperatura del agua fría que sale de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente, (fig. 2-6).

CARGA DE CALOR O CARGA TERMICA.- Es la cantidad de calor disipada por la torre de enfriamiento en kcal por cada hora. Es igual a los kilogramos de agua circulados multiplicados por el rango de enfriamiento.

CARGA DE BOMBEO.- Es la presión requerida para elevar el agua desde la superficie en el estanque hasta la parte superior de la torre y hacerla circular por el sistema de distribución de agua, (fig. 2-7). La carga de bombeo es igual a la carga estática, más la pérdida por fricción en el sistema de distribución en el sistema de distribución y a la carga de velocidad (carga requerida para mantener la velocidad del agua).



El termino "carga de bombeo" ilustrado se usa en el diseño de las torres de enfriamiento.

Fig. 2-7

BRISADO.- Es la pequeña cantidad de agua sin evaporar que se pierde desde la torre en forma de rocío o gotitas. Es agua arrastrada por el aire en circulación. El brisado es una pérdida de agua independiente del agua perdida por evaporación. La pérdida por brisado al contrario de la perdida por evaporación se puede reducir con un buen proyecto.

PURGA.- Es un desperdicio continuo o intermitente de una pequeña cantidad del agua en circulación, para evitar la concentración de productos químicos del agua. El propósito de la purga en las torres es reducir los sólidos solubles o dureza. Esto disminuye la tendencia del agua a formar incrustaciones

ADICION.- Es el agua requerida para sustituir el agua perdida por evaporación, brisado, purga y fugas pequeñas

TEMPERATURA DE BULBO SECO.- La temperatura que se registra con un termómetro ordinario expuesto al ambiente.

TEMPERATURA DE ROCIO.- Es la temperatura a la cual se satura el aire ambiente y se inicia su condensación, sin que haya variado durante el enfriamiento el contenido absoluto de humedad.

HUMEDAD RELATIVA.- Es una manera de definir (a la temperatura de bulbo seco) la capacidad del aire para incrementar su humedad hasta la saturación, y se determina relacionando la presión del vapor de agua contenida en el aire respecto a la presión de vapor saturante a la misma temperatura. Matemáticamente es:

$$\phi = \frac{pv}{pv^*}$$

TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO.- Es la temperatura que se alcanza al incrementar la humedad del aire de su valor relativo hasta la saturación, adiabáticamente (sin transferencia de calor).

Cuando la humedad relativa es menor de 1 y el aire se somete a un proceso de humidificación, la energía requerida para la evaporación de agua que satura el aire (calor latente) se consigue por la transferencia de calor sensible del mismo aire, enfriándolo hasta que alcance el equilibrio térmico y másico.

La manera de determinar la temperatura de bulbo húmedo es colocar una mecha mojada en el bulbo de un termómetro, hacer pasar una corriente de aire por éste. Si el aire que fluye no está saturado, entonces se evaporará el agua de la mecha del bulbo húmedo. La energía que hace posible esta evaporación proviene en parte, de la energía del termómetro, ocasionando una caída de temperatura, hasta alcanzar un equilibrio, esa temperatura final es la parte del bulbo húmedo, que para el caso de la mezcla atmosférica de aire y vapor, es prácticamente igual a la de saturación adiabática.

La selección de la temperatura de bulbo húmedo de diseño depende de las condiciones ambientales existentes en el sitio de la obra y generalmente es el promedio máximo de bulbo húmedo en los meses de verano.

Algunos otros conceptos importantes son:

GASTO DE AGUA POR ENFRIAR

Una vez fijado el rango y el acercamiento de acuerdo con el estudio de optimización, se determina la capacidad de la torre en función de las necesidades de enfriamiento; es decir, dependiendo de la energía térmica por remover, se establece el flujo de agua por enfriar.

AREA DE TRANSFERENCIA Y ALTURA EFECTIVA

El área de transferencia corresponde a la superficie efectiva de contacto entre el agua y el aire, proporcionada por el empaque. La altura efectiva está en función de la relación entre el área efectiva por unidad de volumen empacado.

CLIMA Y CONDICIONES AMBIENTALES

Los factores que se toman en cuenta para determinar el clima y las condiciones

ambientales son:

- 1) Altitud sobre el nivel del mar
- 2) Presión barométrica
- 3) Temperatura del lugar, (seca y húmeda)

TEORIA DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

La vaporización del agua dentro de una corriente de aire ha estado sujeta durante muchos años a numerosas investigaciones, pero debido a dificultades técnicas y experimentales en la obtención de datos adecuados para la evaluación del coeficiente de película, las ecuaciones teóricas involucradas en el sistema no se han podido comprobar completamente.

Las primeras ecuaciones básicas para la cuantificación de la transferencia de calor y masa, fueron desarrolladas por Robinson, Walker y Lewis y otros, para torres de flujo a contracorriente, considerando a este proceso como proceso separado.

Merkel estableció la validez del factor para desarrollo de torres de enfriamiento, como función de la temperatura de bulbo húmedo, así como la diferencia de calor existente entre la película de aire circulando a través del agua y la cantidad de masa de aire forzado en el proceso de enfriamiento. La consideración de éstos factores dio como resultado el empleo de la relación de Lewis en la combinación de los coeficientes de calor y de transferencia de masa, en un coeficiente simple de transferencia total, basado en la diferencia de potencial entálpico.

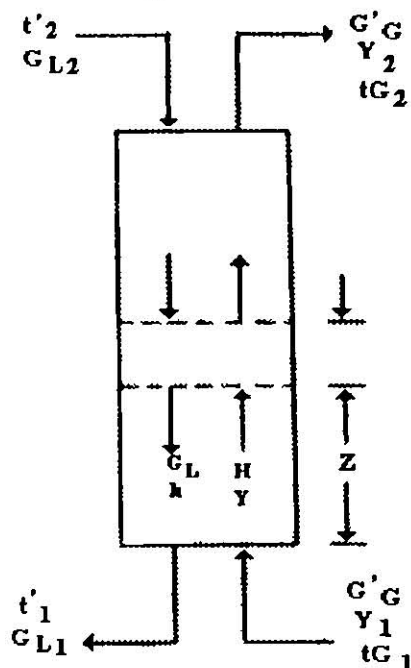
Este acercamiento entre los datos obtenidos en los análisis y de las correlaciones, es en la actualidad el camino más viable y es adoptado por la industria.

Lichtenstein presentó las mismas ecuaciones básicas en forma diferente, para los cálculos de la características de las torres de enfriamiento, simplificando el análisis de éstas e incorporando ciertas consideraciones, una de las cuales, es la reducción del rango de flujo de masa de agua debido a la evaporación, el cual es despreciable en algunas aplicaciones, excepto cuando están involucrados grandes rangos de enfriamiento.

Otra consideración, es el uso de la entalpía de una mezcla saturada de aire y vapor de agua, como principio de una medición de la entalpía de una mezcla, teniendo dicha mezcla la temperatura de bulbo húmedo. El error estriba en el factor de la entalpía de la mezcla saturada. Por último se hizo la consideración de que las gotas de agua están rodeadas por una película de aire, la cual está saturada con la mezcla a la temperatura del agua.

El calor es removido del agua por medio de la transferencia de calor sensible debido a una diferencia de temperatura y por calor latente equivalente a la transferencia de masa, resultado de la evaporación de una porción de agua circulante. Merkel combinó estos dos fenómenos dentro de un solo proceso basado en la diferencia de potencial entálpico. El análisis de la torre está basado considerando el caso general de vaporización de agua dentro de una corriente de aire para una sección dada de contacto, considerando esta sección como adiabática y bajo condiciones fijas.

Las variables que se manejan en las torres de enfriamiento se observan en la siguiente figura:



donde: **fig.2-15 Balances de calor y materia en una torre rellena**

G'_G = gasto másico del aire seco, kg. aire seco / hr.

t_{G1} = temperatura del aire a la entrada, °C

t_{G2} = temperatura del aire a la salida, °C

t'_2 = temperatura del agua caliente, °C

t'_1 = temperatura del agua fría, °C

G_L = gasto volumétrico del agua, gal / min.

H_1 = entalpía del aire a la entrada, kcal / kg. aire seco

H_2 = entalpía del aire a la salida, kcal / kg. aire seco

z = altura efectiva de la torre, m.

Cuando se efectúa un balance general de calor en ambos extremos de la torre, resulta una línea de operación con pendiente $G_L C_L / G'_G$, esto es :

$$G'_G (H_2 - H_1) = G'_L C_L (t_2 - t_1)$$

donde C_L es el calor específico del agua
y se supone igual a 1 kcal / kg.° C y cte.

se sabe que el numero de unidades de transferencia de una torre característica se basa en la mecánica de transferencia de calor y de masa, y se determina como:

$$\int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H^* - H} = \frac{k_G a M_G P}{G'_G}$$

$$\text{donde } H_{TG} = \frac{G'_G}{k_G a} \text{ y}$$

$$N_{TG} = \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H^* - H}$$

para las ecuaciones anteriores:

P = presión atmosférica, atm

M_G = peso molecular del aire, kg./kg - mol

$k_G a$ = coeficiente volumétrico de transferencia de masa, kg - mol / hr m³atm

H^* = entalpía en la interfase, kcal / kg. aire seco

H = entalpía de la masa gaseosa, kcal / kg. aire seco

N_{TG} = número de unidades de transferencia referidos a la entalpía en la interfase

H_{TG} = altura de la unidad de transferencia referida al coeficiente individual de transferencia de masa

También puede utilizarse una fuerza impulsora global que represente la entalpía para las fuerzas totales. Esto requiere de su coeficiente global correspondiente:

$$N_{TOG} = \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H^* - H} = \frac{K_G a z}{G'_G} = \frac{z}{H_{TOG}}$$

donde:

N_{TOG} = número de unidades de transferencia referidos a la fuerza impulsora global.

H_{TOG} = altura de la unidad de transferencia referida al coef. global de transferencia de masa.

H^* = entalpía del aire saturado.

DETERMINACION DE LOS COEFICIENTES DE VELOCIDAD A PARTIR DE DATOS EXPERIMENTALES

Existe un método gráfico que puede utilizarse para determinar los tres coeficientes de velocidad (k_{Ga} , h_{La} y h_{Ga}) a partir de datos obtenidos en una única prueba experimental; dicho método se conoce como el **METODO DE MICKLEY** y consiste en lo siguiente:

Los datos experimentales dan:

- 1) La altura del relleno
- 2) Temperaturas de entrada y salida del agua
- 3) Temperaturas de entrada y salida de la mezcla aire-vapor de agua
- 4) Las humedades de entrada y salida de la mezcla aire-vapor de agua y
- 5) Las entalpías de entrada y salida de la mezcla aire-vapor de agua.

Con los datos anteriores se conocen los puntos 1, 3, 8 y 9 en la figura (2-16). La curva de equilibrio se puede construir a partir de los datos conocidos y la de operación se determina por los puntos 1 y 8. Se supone un valor para $(-h_{La}/k_{Ga}M_GP)$ y se supone que es constante a lo largo de la torre, basados en este valor se construye por puntos la curva 3, 4, 7, . . . de la figura (2-16). Si la curva así construida no pasa por el punto 9, se toma un valor diferente para $(-h_{La}/k_{Ga}M_GP)$ y se repite el proceso hasta que se obtiene un valor para la inclinación que proporciona una curva que pase por el punto 9. Una vez que se ha obtenido esta relación, puede determinarse el valor de $H_i - H$ para cualquier punto de la torre (distancias 1-2, 5-6, etc.). A partir de estos valores puede obtenerse el valor de la integral del primer miembro de la siguiente ecuación:

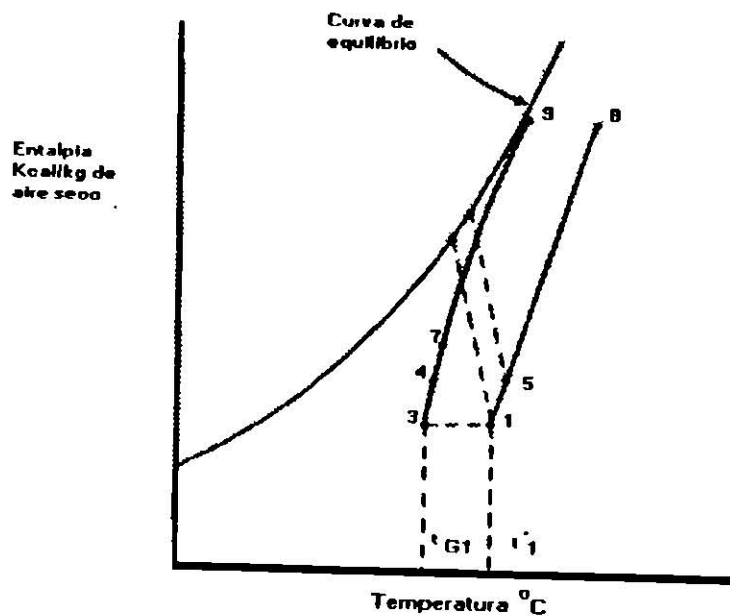
$$\int_{H_i}^{H_2} \frac{dH}{H_i - H} = \frac{k_{Ga}M_GPz}{G \cdot \sigma}$$

El valor de la integral se obtiene por integración gráfica, obteniéndose así el valor numérico de k_{Ga} . Partiendo de este valor de k_{Ga} y del conocido $(-h_{La}/k_{Ga}M_GP)$ se

calcula $h_{L,a}$. El valor de $h_{G,a}$ se determina por medio de la relación $(-h_{G,a}/k_{G,a}M_G P = s)$, en la que se utiliza para s un valor... La determinación de los coeficientes de velocidad por este procedimiento prec... ótesis de que:

- 1) No existe transmisión de c... desde el medio ambiente
- 2) Las áreas de las interfases son iguales para la transferencia de masa y calor.

Son necesarios datos muy precisos, porque las condiciones de salida del aire son normalmente bastante próximas a la curva de equilibrio.



Solución general de los problemas de iteración de aire - agua con el diagrama de entalpía - temperatura.

fig. 2-16

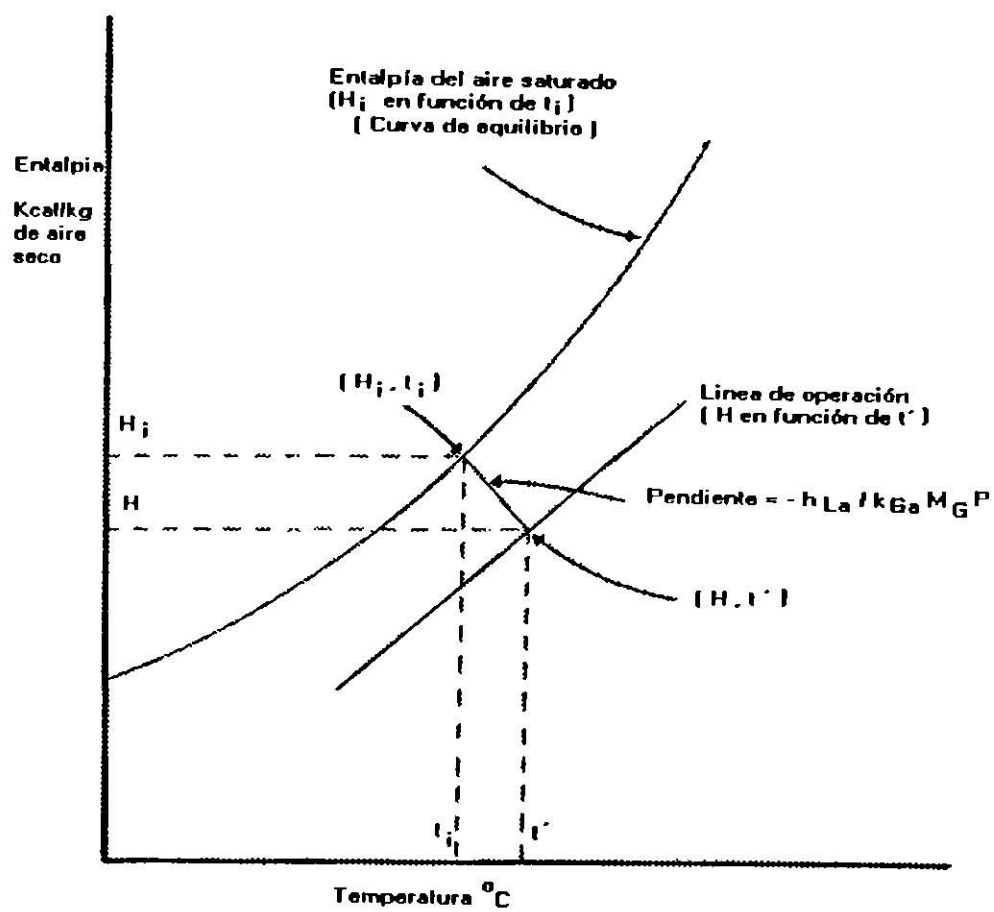
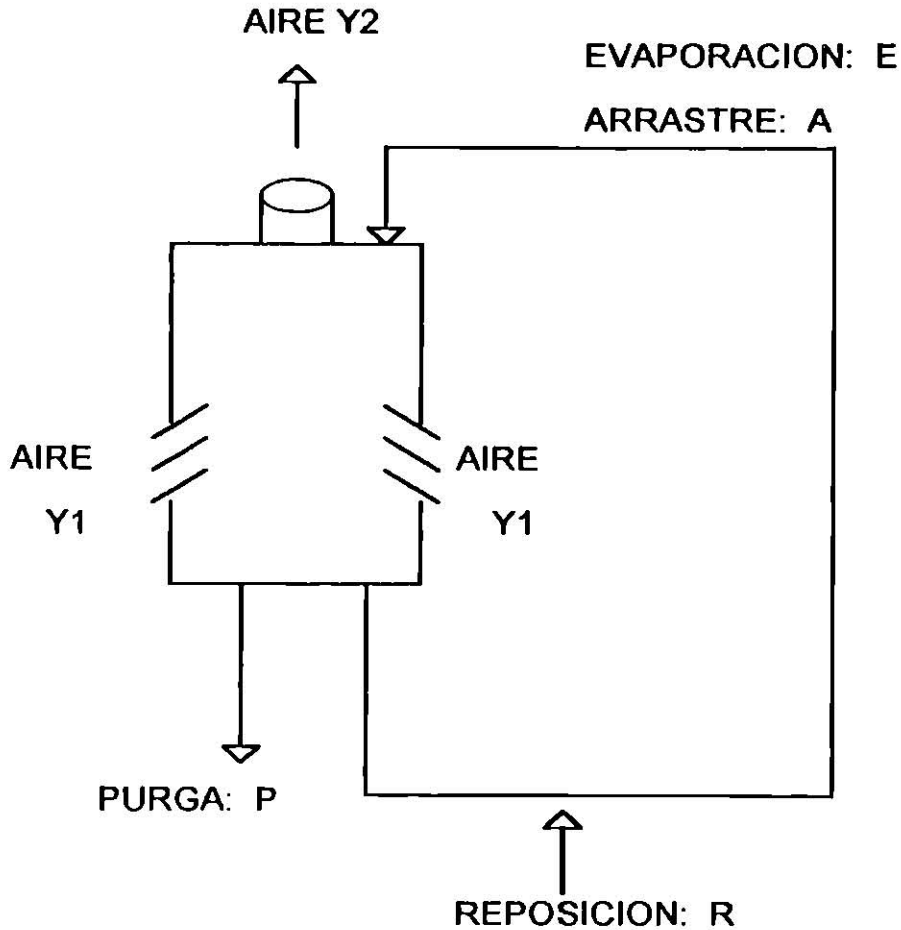


Diagrama de entalpía - temperatura para un proceso de iteración de aire - agua.

fig. 2-1 7

NECESIDADES DEL AGUA DE COMPENSACION

Para el agua de **REPOSICION**, se tiene el siguiente esquema :



donde:

$$R = E + A + P$$

$$E = G' \cdot G(S)(Y_2 - Y_1) \quad [-] \text{ kg./hr}$$

Las pérdidas por arrastre mecánico para torres bien diseñadas se estima en 0.02% del flujo de agua por cada 10 °C de enfriamiento.

El agua de purga es calculada finalmente como:

$$P = \frac{E x_R}{x_C - x_R} - A$$

donde:

x_c = fracción peso de dureza en el agua circulante. = 60.90 ppm

x_R = fracción peso de dureza en el agua de compensación. = 61.95 ppm

EQUIPO UTILIZADO

- 1) Torre de enfriamiento de tiro inducido marca Flakt, empacada con laminas acanaladas de poliestireno.
- 2) Ventilador de 1 HP con motor abierto, colocado en la parte superior de la torre.
- 3) 1 rotámetro para lecturas directas en gpm.
- 4) 1 tanque de 200 litros para efectuar el calentamiento del agua por medio de inyección de vapor.
- 5) 1 tanque de 400 litros para almacenar y bombear el agua caliente a la torre.
- 6) 1 bomba de 0.25 HP para suministrar el agua caliente al deposito de entrada a la torre.
1 bomba de 0.5 HP para alimentar el agua caliente al sistema de distribución.
- 7) 2 ventanillas corredizas de PVC para dosificar la succión de aire ambiente.
- 8) 2 termómetros de tipo industrial para la medición de las temperaturas del agua caliente y el agua fría.

TECNICA DE OPERACION

- 1) Calentar el agua en el tanque de 200 litros hasta la temperatura indicada por el instructor.
- 2) Bombear el agua caliente al tanque de 400 litros y esperar a que el agua se estabilice.
- 3) Bombear el agua caliente a la torre y fijar un gasto de acuerdo con el instructor.
- 4) Fijar el porcentaje de apertura en las ventanillas reguladoras de la entrada del aire ambiente.
- 5) Tomar los siguientes datos durante la corrida:
 - a) temperatura de bulbo húmedo y bulbo seco a la entrada y salida del aire
 - b) temperatura del agua a la entrada y salida de la torre.
- 6) Repetir la operación para gastos diferentes de agua y aire, así como temperaturas del agua caliente.

TRABAJO POSTERIOR A LA REALIZACION DE LA PRACTICA

El alumno deberá entregar al profesor lo siguiente:

- 1) El rango y el acercamiento obtenidos en la experimentación.
- 2) Carga térmica calculada como:

$$C_T = G_L \times C_p \text{ agua} \times R.E.$$

donde R.E es el rango de enfriamiento.

El C_p agua se determinará a la temperatura promedio entre el agua caliente y el agua fría.

- 3) Diagrama psicrométrico a la presión de 613 mm. de Hg.
- 4) Humedades de entrada y salida del aire por medio del diagrama anterior.
- 5) Entalpía del aire a la entrada y salida de la torre, sabiendo que:

$$H = (C_{ps} + C_{pv} Y)t_G + \lambda Y = (0.24 + 0.46Y)t_G + 597.2Y [=] \text{ kcal / kg.}$$

- 4) Velocidad másica del agua en (kg./hr m²).
- 5) Velocidad másica del aire por medio de la siguiente ecuación:

$$G'_G (H_2 - H_1) = G_L C_L (t_2 - t_1)$$

- 6) La relación de flujos (G_L/G'_G) que comparará con el rango óptimo teórico.
- 7) La gráfica de entalpía del aire saturado vs temperatura.
- 8) En la gráfica anterior trazará la línea de operación y los puntos correspondientes a las temperaturas de entrada y salida del aire.
- 9) Por medio del método de Mickley, determinará la relación ($-h_L a/k_G a M_G P$) con lo que obtendrá la trayectoria del aire a través de la torre.
- 10) El número de unidades de transferencia utilizando el método gráfico; es decir ($1/(H_i - H)$ vs H).
- 11) La altura de la unidad de transferencia.
- 12) El valor de los coeficientes $k_G a$, $h_L a$ y $h_G a$ basándose en los cálculos del punto 9, 10 y utilizando la siguiente aproximación:

$$\frac{h_G a}{k_G a M_G P} \cong c$$

utilizando el valor promedio para c , donde c es el calor húmedo del aire y se determina como:

$$c = 0.24 + 0.46Y$$

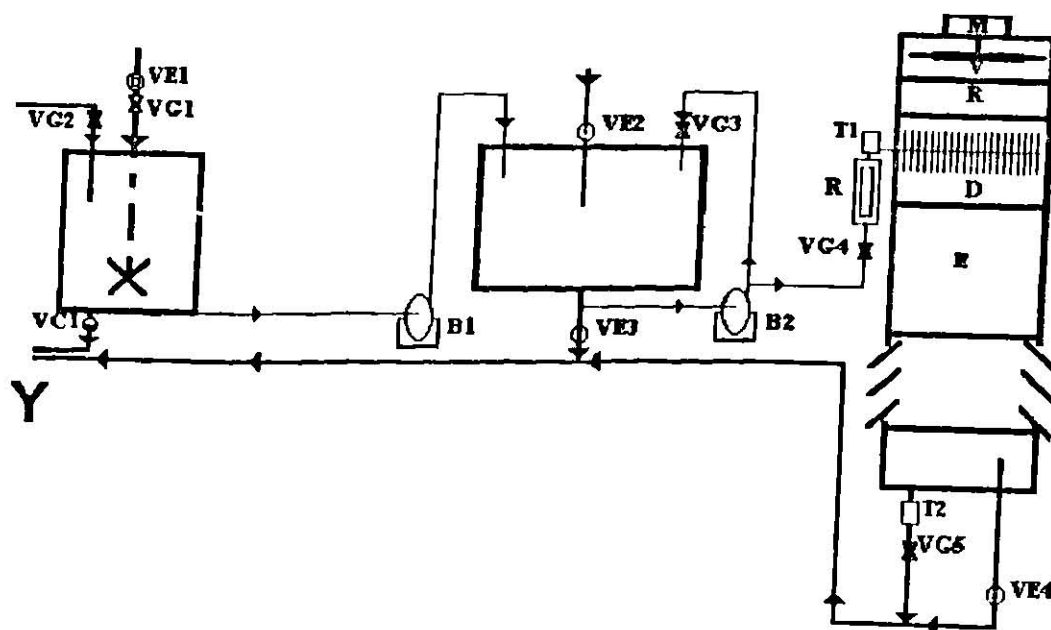
- 13) La cantidad de agua evaporada (kg./seg)
- 14) La cantidad de agua perdida por arrastre, si estas se estiman en 0.02% del flujo de agua por cada 10°C de enfriamiento.
- 15) La cantidad de agua que debería purgarse, en base a las durezas tanto del agua circulante como del agua de compensación.
- 16) En base a los cálculos anteriores determinará la cantidad de agua que debería reponerse.

GUIA DE ESTUDIOS

- 1) ¿Que es y como se calcula la humedad absoluta, relativa y porcentual?
- 2) ¿Que es el punto de rocío, temperatura de bulbo seco, bulbo húmedo y saturación adiabática?
- 3) ¿A qué se le conoce como rango y acercamiento en un proceso de enfriamiento de agua?
- 4) ¿Con qué finalidad se utilizan las torres de enfriamiento?
- 5) Mencione la clasificación de las torres de enfriamiento.
- 6) Mencione las partes principales de una torre de enfriamiento.
- 7) ¿Que objetivo se persigue poniendo empaque o rejillas de madera en las torres de enfriamiento?
- 8) En una torre de enfriamiento el agua se enfría por contacto con una corriente de aire frío, ¿el contacto es directo o indirecto?
- 9) ¿Hay transferencia de calor y masa en una torre de enfriamiento? Explicar brevemente el fenómeno que ocurre.
- 10) ¿Para qué sirve el diagrama psicrométrico?
- 11) ¿Cómo se construye la curva de equilibrio y la línea de operación en el diagrama de entalpía vs temperatura?
- 12) ¿Qué es una unidad de transferencia y cómo la determinaría?
- 13) ¿Qué son los coeficientes individuales y globales de transferencia de masa?
- 14) Describa el método de Mickley para determinar el trayecto del aire a través de la torre.
- 15) ¿Qué pasaría si la trayectoria del aire se cruzara con la línea de equilibrio?
- 16) ¿Cómo funciona una torre atmosférica?
- 17) ¿Cómo funcionan las torres hiperbólicas?
- 18) ¿Cómo funcionan las torres de tiro mecánico?
- 19) ¿Cómo funcionan las albercas y los estanques de aspersion?
- 20) ¿Qué tratamiento debe dársele al agua para ser enfriada en una torre de enfriamiento?
- 21) ¿Qué parámetros deben ser tomados en cuenta para la selección de una torre de enfriamiento?

- 22) Describa el equipo que va a operar en la práctica.
 23) Explique la forma como va a operar el equipo.

DIAGRAMA DE FLUJO



SIMBOLO:	NOMBRE:	SIMBOLO:	NOMBRE:
	Valvula de esfera	M	Motor
	Valvula de globo	V	Ventilador
	Valvula de compuerta	R	empaque anticiebla
	drenaje	D	Sistema de distribución
	bomba	E	Empaque
	Termometro		Agua caliente
	Rotámetro		Agua fria
			Vapor

DATOS OBTENIDOS EN: TORRES DE ENFRIAMIENTO

LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA

		AGUA		AIRE			
CORRIDA I	ENTRADA	t'_{2-}	°C	t_w-	°C	t_{G-}	°C
	SALIDA	$t'_{1=}$	°C	$t_w=$	°C	$t_{G=}$	°C
	GASTO						

		AGUA		AIRE			
CORRIDA II	ENTRADA	t'_{2-}	°C	$t_w=$	°C	t_{G-}	°C
	SALIDA	$t'_{1=}$	°C	$t_w=$	°C	t_{G-}	°C
	GASTO						

		AGUA		AIRE			
CORRIDA III	ENTRADA	t'_{2-}	°C	t_w-	°C	t_{G-}	°C
	SALIDA	t'_{1-}	°C	$t_w=$	°C	$t_{G=}$	°C
	GASTO						

		AGUA		AIRE			
CORRIDA IV	ENTRADA	t'_{2-}	°C	$t_w=$	°C	$t_{G=}$	°C
	SALIDA	$t'_{1=}$	°C	$t_w=$	°C	t_{G-}	°C
	GASTO						

FECHA:	GRUPO:	PROFESOR:
OBSERVACIONES:		

BIBLIOGRAFIA:

- A. FOUST A. S. Y WENSEL L. A.
PRINCIPIOS DE OPERACIONES UNITARIAS
EDITORIAL CECSA.
- B. WALTER L. BADGER Y JULIUS T. BANCHERO
INTRODUCCION A LA INGENIERIA QUIMICA
EDITORIAL MCGRAW-HILL.
- C. HECTOR VEGA HERRERA Y VICTOR ESPARZA ORTIZ
ARTICULO "Pruebas de evaluación de torres de enfriamiento"
TECNOLAB Febrero de 1991.
CFE.

CALCULOS POSTERIORES A LA REALIZACION DE LA PRACTICA

DATOS EXPERIMENTALES:

		AGUA	AIRE	
CORRIDA II	ENTRADA	$t'_2 = 46\text{ °C}$	$t_w = 12.5\text{ °C}$	$t_{r1} = 28.5\text{ °C}$
	SALIDA	$t'_1 = 26\text{ °C}$	$t_w = 29\text{ °C}$	$t_{r1} = 30.5\text{ °C}$
	GASTO			

CALCULOS

1) Obtener el rango de enfriamiento y el rango de acercamiento obtenidos en la experimentación.

Rango de enfriamiento (R.E.):

$$\text{R.E.} = t'_2 - t'_1 = 46\text{ °C} - 26\text{ °C} = 20\text{ °C}$$

Rango de acercamiento (R.A.):

$$\text{R.A.} = t'_1 - t_w = 26\text{ °C} - 12.5\text{ °C} = 13.5\text{ °C}$$

2) Carga térmica calculada como:

$$C_T = G_L \times C_p \text{ agua} \times \text{R.E.}$$

R.E. = Rango de enfriamiento

C_p = del agua, se determinará con el promedio de la temperatura entre el agua caliente y el agua fría

$$C_T = G_L \times C_p \text{ agua} \times \text{R.E.}$$

$$C_T = (4 \text{ Gal/min})(0.99861 \text{ Cal/g °C})(20\text{ °C}) = 79.8888 \left(\frac{\text{Gal Cal}}{\text{min g}} \right)$$

$$C_T = 79.8888 \left(\frac{\text{Gal Cal}}{\text{min g}} \right) = 305.1752 \left(\frac{\text{lt Cal}}{\text{g min}} \right)$$

3) Diagrama psicrometrico a la presión de 613 mm. de Hg:

Ver grafica anexa

4) Humedades de entrada y salida del aire por medio del diagrama anterior:

Aire a la entrada:

$$P_v = P_w - 0.5 (T_G - T_w)$$

Aire a la entrada: $T_G = 28.5 \text{ }^\circ\text{C}$ y $T_w = 12.5 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow P_w = 10.8745 \text{ mm de Hg.}$

$$P_v = 10.8745 - 0.5 (28.5 \text{ }^\circ\text{C} - 12.5 \text{ }^\circ\text{C}) = 2.8745 \text{ mm de Hg.}$$

$$Y_1 = \frac{2.8745}{(613 - 2.8745)} \left(\frac{18}{29} \right) = 0.002924 \frac{\text{kg de vapor de H}_2\text{O}}{\text{Kg de aire seco}}$$

Aire a la salida:

$$P_v = P_w - 0.5 (T_G - T_w)$$

Aire a la entrada: $T_G = 30.5 \text{ }^\circ\text{C}$ y $T_w = 29 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow P_w = 30.043 \text{ mm de Hg.}$

$$P_v = 30.043 - 0.5 (30.5 \text{ }^\circ\text{C} - 29 \text{ }^\circ\text{C}) = 29.293 \text{ mm de Hg.}$$

$$Y_1 = \frac{29.293}{(613 - 29.293)} \left(\frac{18}{29} \right) = 0.031148 \frac{\text{kg de vapor de H}_2\text{O}}{\text{Kg de aire seco}}$$

$$\text{Humedad de entrada del aire} = 0.002924 \frac{\text{kg de vapor H}_2\text{O}}{\text{kg de aire seco}}$$

$$\text{Humedad de salida del aire} = 0.031148 \frac{\text{kg de vapor H}_2\text{O}}{\text{kg de aire seco}}$$

5) Entalpía del aire a la entrada y salida de la torre, sabiendo que:

$$H = (C_{ps} + C_{pv}Y)t_G + \lambda Y = (0.24 + 0.46Y)t_G + 597.2Y [=] \text{Kcal / Kg.}$$

Entalpía del aire a la entrada (H_1) =

$$H_1 = (0.24 + 0.46 (0.002924)) + 28.5 + 597.2 (0.002924) = 8.62 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Entalpía del aire a la salida (H_2) =

$$H_2 = (0.24 + 0.46 (0.03115)) 30.5 + 597.2 (0.03115) = 26.3598 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

6) Velocidad másica del agua (G_L) en (kg. / hr m^2):

$$G_L = 252.36 \times 10^{-6} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{seg}} \right) (989.81 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}) = 0.2498 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \left(\frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ hr}} \right) \left(\frac{1}{0.36 \text{ m}^2} \right) =$$

$$G_L = 2497.9 \frac{\text{kg}}{\text{hr m}^2}$$

7) Velocidad másica del aire por medio de la siguiente ecuación:

$$G'G (H_2 - H_1) = G_L C_L (t_2 - t_1)$$

$$\left(\frac{G_L}{G'G} \right) = \frac{(H_2 - H_1)}{C_L (t_2 - t_1)}$$

$$G'G = \frac{G_L C_L (t_2 - t_1)}{(H_2 - H_1)}$$

$$G'G = \left(\frac{\left(\left(2497.9 \left(\frac{\text{kg}}{\text{hr m}^2} \right) (46^\circ\text{C} - 26^\circ\text{C}) \right) \right)}{\left(26.36 \left(\frac{\text{KCal}}{\text{kg de aire seco}} \right) - 8.62 \left(\frac{\text{KCal}}{\text{kg de aire seco}} \right) \right)} \right)$$

$$G'G = 2816.12 \left(\frac{\text{kg}}{\text{hr m}^2} \right)$$

8) La relación de flujos $\left(\frac{G_1}{G'G} \right)$ que comparará con el rango óptimo teórico.

$$\left(\frac{G_1}{G'G} \right)_{\text{TEORICO}} = 0.75 \text{ a } 1.5$$

$$\left(\frac{G_1}{G'G} \right)_{\text{EXPERIMENTAL}} = 0.887$$

9) La gráfica de entalpía del aire saturado vs temperatura

ver grafica anexa

10) En la gráfica anterior trazará la línea de operación y los puntos correspondientes a las temperaturas de entrada y salida del aire.

ver grafica anexa

11) por medio del método de mickley, determinará la relación $(-h_L a/k_G aM_G P)$ con lo que obtendrá la trayectoria del aire a través de la torre.

ver grafica anexa

$$(-h_L a/k_G aM_G P) = 3.475$$

12) El numero de unidades de transferencia utilizando el método gráfico; es decir $(1/(H_i - H) \text{ vs } H)$.

ver grafica anexa

Temperatura	H	Hi	1/(H-Hi)
°C	kcal/kg	kcal/kg	
26.0	8.62	18.5	0.1012
32.0	13.6	25.0	0.0877
36.0	17.4	30.4	0.0769
40.7	21.6	37.0	0.0649
46.0	26.36	45.7	0.0517

$$\int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H_i - H} = 1.3628 = \frac{K_G a M_G P z}{G' \cdot G}$$

13) La altura de la unidad de transferencia $H_{IG} = \frac{Z}{N_{IG}} = \frac{G' \cdot G}{h_{Ga} a}$

$$H_{IG} = \frac{0.06 \text{ m}}{1.3628} = 0.4402 \text{ m}$$

14) El valor de los coeficientes $k_{Ga} a$, $h_a a$ y $h_{Ga} a$ basándose en los cálculos del punto 9,10 y utilizando la siguiente aproximación

$$\frac{h_{Ga} a}{k_{Ga} a M_G P} \cong c$$

utilizando el valor promedio para c , donde c es el calor húmedo del aire y se determina como

$$c = 0.24 + 0.46Y$$

$$k_{Ga} a = \frac{\int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H_i - H} (G' \cdot G)}{M_G P z} = \frac{1.3628 \left(2816.12 \frac{\text{kg}}{\text{hrm}^2} \right)}{\left(29 \frac{\text{kg}}{\text{kn}} \right) (0.8066 \text{ atm}) (0.6 \text{ m})} =$$

$$k_{Ga} a = 273.45 \frac{\text{kn}}{\text{hrm}^3 \text{ atm}}$$

$$h_{G_s} = k_{G_s} M_G P c$$

$$c_1 = 0.24 + 0.46Y = 0.24 + 0.46(0.00292) = 0.00292 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$c_2 = 0.24 + 0.46Y = 0.24 + 0.46(0.03315) = 0.031115 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$c = ((c_1 + c_2) / 2) = 0.2478 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}}$$

$$h_{G_s} = \left(273.45 \frac{\text{kn}}{\text{hrm}^3 \text{atm}} \right) \left(29 \frac{\text{kg}}{\text{kn}} \right) (0.8066 \text{atm}) \left(0.2478 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right) = 1585.02 \frac{\text{kcal}}{\text{hrm}^3 \text{C}}$$

$$h_{L_s} = \left(- \frac{h_{L_s}}{k_{G_s} M_G P} \right) (k_{G_s})(P)(M_G)$$

$$h_{L_s} = \left(273.45 \frac{\text{kn}}{\text{hrm}^3 \text{atm}} \right) \left(29 \frac{\text{kg}}{\text{kn}} \right) (0.8066 \text{atm}) \left(3.475 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \right) = 22227.41 \frac{\text{kcal}}{\text{hrm}^3 \text{C}}$$

15) La cantidad de agua evaporada (kg/seg)

$$R = E + P + A$$

$$E = 2816.12 \frac{\text{kg}}{\text{hrm}^2} (0.36 \text{m})$$

$$\left(0.03148 \frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}} - 0.002924 \frac{\text{kg de vapor de agua}}{\text{kg de aire seco}} \right) =$$

$$E = 28.95016 \text{ kg/hr} = 0.00803009 \text{ kg/seg}$$

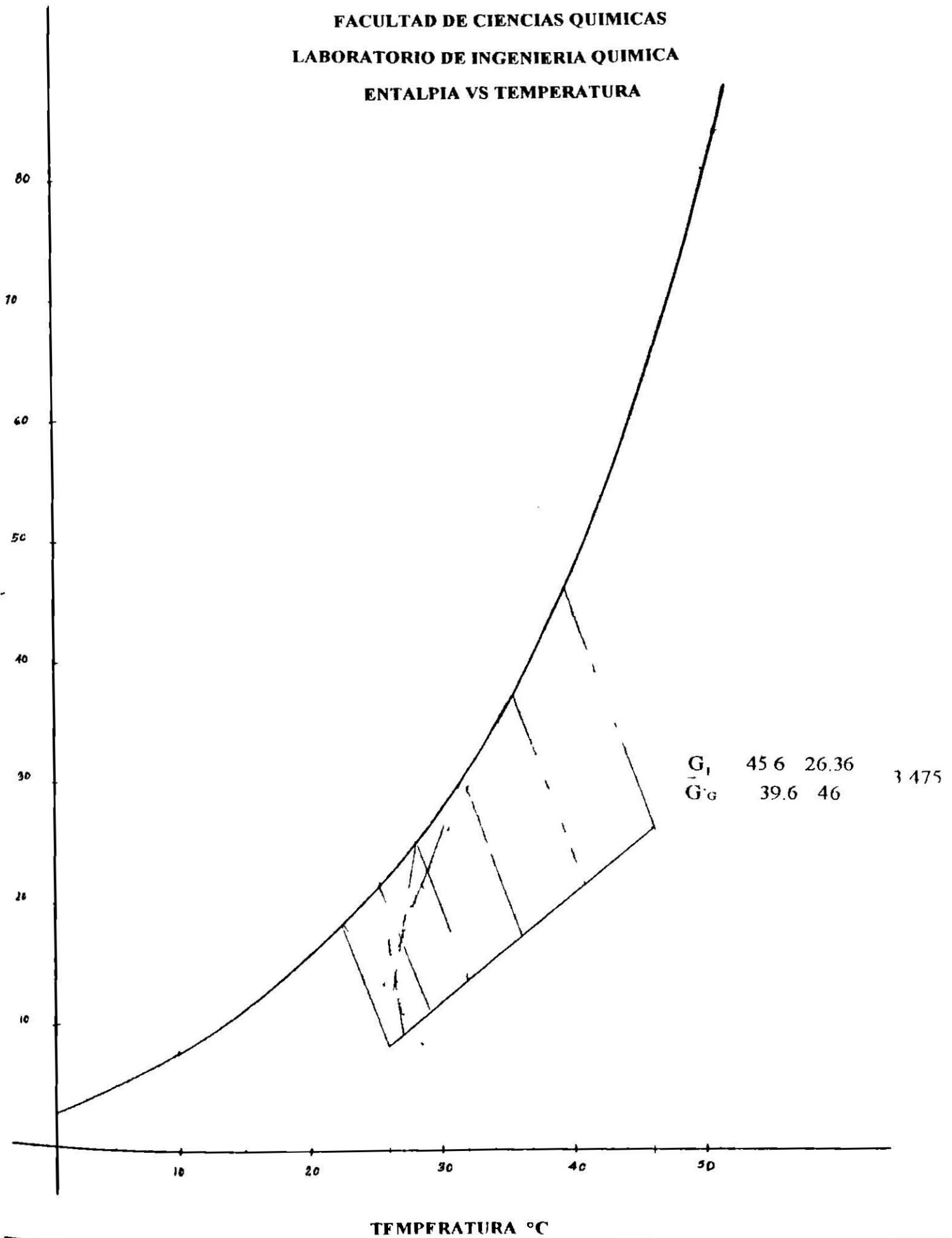
16) La cantidad de agua perdida por arrastre, si esta se estima en 0.2% del flujo de agua por cada 10°C de enfriamiento o por la rapidez de flujo

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE SAN LUIS POTOSI

FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA

ENTALPIA VS TEMPERATURA



UNIVERSIDAD AUTONOMA DE SAN LUIS POTOSI

FACULTAD DE CIENCIAS QUIMICAS

LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA

$$\frac{1}{H_1 - H} \text{ VS } H$$

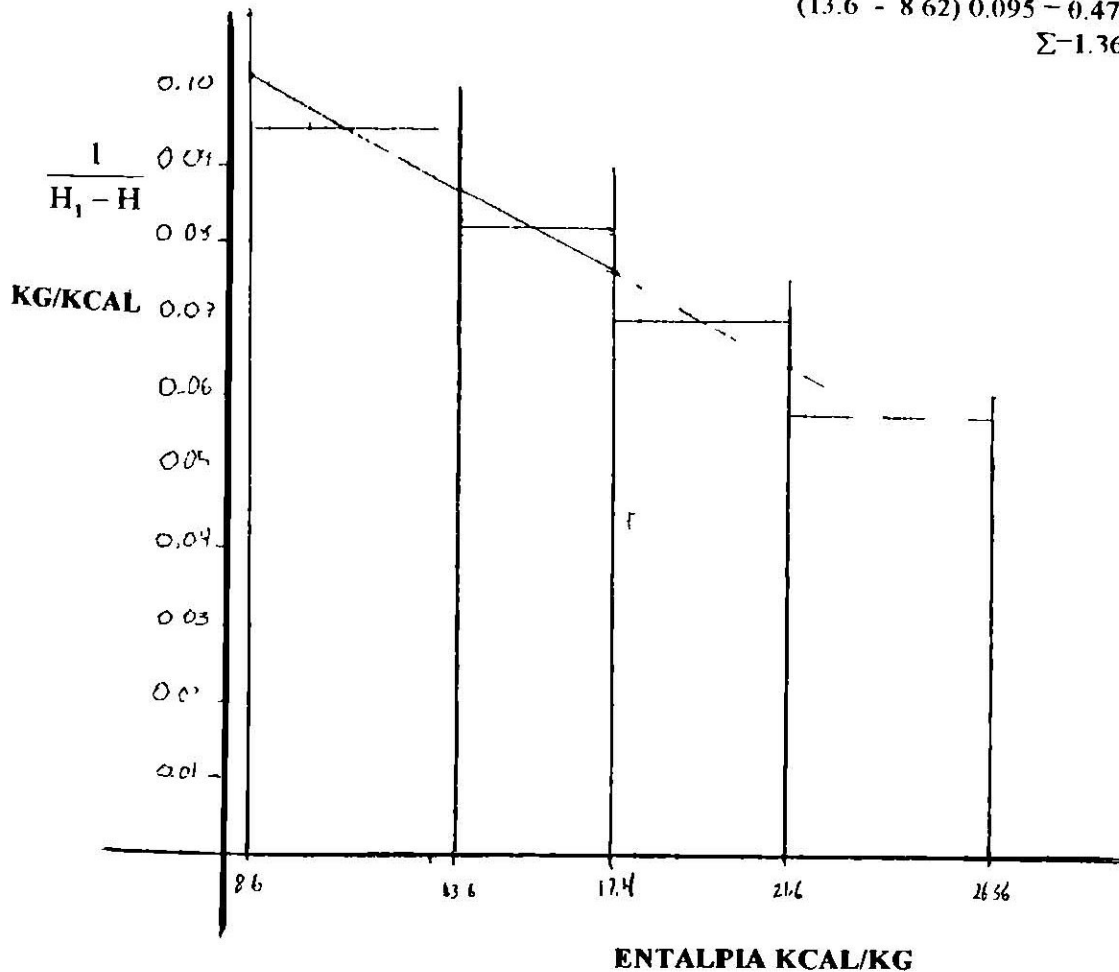
$$A_T = (26.36 - 21.6) 0.058 = 0.27608$$

$$(21.6 - 17.4) 0.071 = 0.2982$$

$$(17.4 - 13.6) 0.083 = 0.3154$$

$$(13.6 - 8.62) 0.095 = 0.4731$$

$$\Sigma = 1.3628$$



PRESENTACION DE RESULTADOS

Numero de corrida	Flujo de aire	Gasto de agua	Relacion L/G	Rango de enfriamiento	Rango de acercamiento	$\frac{-hL_s}{KG_1 M_G P}$
	gpm	gpm		°C	°C	
						31/01/95
1	100 %	7.0	0.4095	21	16	N.S.C.C.
2	100 %	5.0	0.294	27	14	N.S.C.C.
3	100 %	3.0	0.0965	26	10	N.S.C.C.
4	100 %	2.0	0.06	25	7	N.S.C.C.
						02/02/95
1	100 %	4.0	0.5037	17	10	N.S.C.C.
2	100 %	3.0	0.2525	18	8	N.S.C.C.
3	100 %	2.0	EL AIRE SE ENFRIA	20	6	N.S.C.C.
						07/02/95
1	50 %	4.0	0.149	16	12.5	N.S.C.C.
1	50 %	7.0	0.387	17	12.0	N.S.C.C.
2	50 %	5.0	0.4261	20	10.0	INFINITO
3	50 %	3.0	EL AIRE SE ENFRIA	21	9.0	N.S.C.C.
4	50 %	2.0	EL AIRE SE ENFRIA	19	7.0	N.S.C.C.
1	25 %	2.0	EL AIRE SE ENFRIA	28	7	N.S.C.C.
2	25 %	3.0	EL AIRE SE ENFRIA	22	9	N.S.C.C.

3	25%	5.0	0.3272	0.3272	0.3272	11	INFINITO
4	25%	7.0	0.4915	0.4915	0.4915	11	INFINITO
							08/02/94
1	15%	7.0	0.288	0.288	18	13	N.S.C.C.
2	15%	5.0	0.169	0.169	18	11.5	N.S.C.C.
3	15%	3.0	0.352	0.352	19	10	N.S.C.C.
4	15%	2.0	0.355	0.355	17	9	
1	5%	7.0	0.4806	0.4806	15	14.5	N.S.C.C.
2	5%	5.0	0.4082	0.4082	15	13.0	N.S.C.C.
3	5%	3.0	0.2642	0.2642	16	11.0	N.S.C.C.
4	5%	2.0	0.1959	0.1959	17	10.0	N.S.C.C.
							20/02/94
1	100%	14.5	0.697	0.697	24	18	N.S.C.C.
2	100%	14.5	0.447	0.447	33	20.5	N.S.C.C.
3	100%	14.5	0.7441	0.7441	18	16	N.S.C.C.
4	100%	14.5	0.817	0.817	12	13	N.S.C.C.
1	75%	14.5	0.925	0.925	29	18	N.S.C.C.
2	75%	14.5	0.670	0.670	23	18	N.S.C.C.
3	75%	14.5	0.785	0.785	15	15.5	N.S.C.C.
4	75%	14.5	0.864	0.864	10	13	N.S.C.C.
1	50%	14.5	1.4398	1.4398	10	14.5	N.S.C.C.
2	50%	14.5	0.7878	0.7878	16	15.5	N.S.C.C.
3	50%	14.5	0.8473	0.8473	22	18.5	N.S.C.C.
4	50%	14.5	0.8858	0.8858	29.5	21.5	N.S.C.C.

							21/02/95
1	10%	14.5	1.015	29	26	N.S.C.C.	
2	10%	14.5	1.08	22	25.5	N.S.C.C.	
3	10%	14.5	1.274	13	23	N.S.C.C.	
4	10%	14.5	1.942	8	20	N.S.C.C.	
						22/02/95	
1	100%	7.5	0.692	24	15	N.S.C.C.	
2	50%	7.5	0.874	19	19	N.S.C.C.	
3	25%	7.5	0.923	18	20	N.S.C.C.	
4	25%	5.0	0.926	20	17	N.S.C.C.	
5	50%	5.0	0.930	20	16	N.S.C.C.	
6	50%	3.0	0.533	24	14	N.S.C.C.	
7	25%	4.0	0.41	24	15	N.S.C.C.	
						27/02/95	
1	50%	5.0	1.1937	28	17	N.S.C.C.	
2	50%	5.0	1.161	23	16	N.S.C.C.	
3	50%	5.0	1.166	19	16	N.S.C.C.	
4	50%	5.0	1.101	13	13	N.S.C.C.	
5	50%	5.0	0.9115	15	13	N.S.C.C.	
						28/02/95	
1	100%	4.0	0.825	16	13	N.S.C.C.	
2	100%	4.0	0.738	23	13	N.S.C.C.	
3	100%	4.0	0.969	14	13	INFINITO	
4	100%	4.0	0.898	19	13	N.S.C.C.	
5	100%	4.0	0.629	30	14	N.S.C.C.	
1	50%	4.0	0.819	29	15	N.S.C.C.	
2	50%	4.0	0.889	21	15	2.73	
3	50%	4.0	1.031	14	14	1.89	
1	25%	4.0	1.166	3	14	2.68	
2	25%	4.0	1.197	20	17	1.28	

3	25%	4.0	1.175	26	19	N.S.C.C.
						29/03/95
1	50%	4.0	0.883	23	14	2.45
2	50%	4.0	0.960	18	13	3.83
3	50%	4.0	0.992	16	13	3.86
1	100%	4.0	0.884	24	14	2.75
2	100%	4.0	0.887	20	13.5	3.47
3	100%	4.0	1.04	14	13	3.03
1	100%	4.5	0.740	23	11	N.S.C.C.
2	100%	4.5	1.040	19	11.5	N.S.C.C.
3	100%	4.0	0.94	16	12.5	3.98
						31/03/95
1	50%	3.5	0.683	26	12	N.S.C.C.
2	50%	3.5	0.746	21	12	N.S.C.C.
3	50%	3.5	0.746	17	10.5	N.S.C.C.
1	100%	3.5	0.656	26	13	N.S.C.C.
2	100%	3.5	0.713	21	13	N.S.C.C.
3	100%	3.5	0.753	17	11.5	9.13
1	50%	4.5	0.924	24	13.5	N.S.C.C.
2	50%	4.5	0.969	20	13	N.S.C.C.
3	50%	4.5	0.984	16	11	4.72
1	100%	4.5	0.876	24	13	N.S.C.C.
2	100%	4.5	1.004	19	13.5	N.S.C.C.
3	100%	4.5	1.079	15	12.5	9.05

1	50%		5.0	1.11	23	14	N.S.C.C.
2	50%		5.0	1.115	19	13	N.S.C.C.
3	50%		5.0	1.133	16	13	1.87
1	100%		5.0	1.044	23	14.5	N.S.C.C.
2	100%		5.0	1.152	18	14.5	3.85
3	100%		5.0	1.102	15	14	N.S.C.C.
1	100%		6.0	1.282	22	15	N.S.C.C.
2	100%		6.0	1.268	18	14	N.S.C.C.
3	100%		6.0	1.395	14	13	N.S.C.C.
							03/04/95
1	50%		4.0	0.85	19	12	N.S.C.C.
2	50%		4.0	1.0	15	11	N.S.C.C.
1	100%		4.0	0.81	19	11	N.S.C.C.
2	100%		4.0	0.939	14	11	N.S.C.C.

N DE C.	CAUSA	GL	G'G	N. U.T.	Z.U.T.	K _{Ga}	h _{La}	h _{Ga}	E	A	P	R	E.A.
		kg/ hrm ²	kg/ hrm ²		m	$\frac{Kn}{hrm \text{ atm}}$	$\frac{Kcal}{hrm^3 \text{ C}}$	$\frac{Kcal}{hrm^3 \text{ C}}$	kg/seg	kg/seg	kg/seg	kg/seg	
1	E	4365.25	10655.0	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01115	0.00088	0.64715	0.65919	31/01/95 100%
2	E	3109.52	10576.6	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01036	0.00063	0.60141	0.61241	100%
3	C	1869.13	19363.2	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00544	0.00037	0.31608	0.32191	100%
4	C	1248.23	20803.8	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00482	0.00025	0.27959	0.28466	100%
1		2501.42	11092.9	4.86106	0.12342	3842.11	21982.7	17044.7	0.00722	0.00050	0.4188	0.42656	02/02/95 100%
3		3124.67	9549.34	0.2986	2	4752.43	+	29197.8	0.00962	0.00063	0.55813	0.56839	07/02/94 25%
4		4378.11	8907.13	0.4538	1.32	6736.76	+	59978.2	0.01201	0.00088	0.6968	0.70972	25%
1	C	4370.6	11562.4	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00979	0.00088	0.56800	0.57868	50%
2	C	3124.4	7332.52	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00836	0.00063	0.48511	0.49411	50%
1	E	4370.61	15175.7	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01198	0.00082	0.69530	0.70817	08/02/95 15%
2	E	3121.21	18472.6	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01619	0.00063	0.93945	0.95628	15%
3	E	1873.12	5321.37	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00385	0.00037	0.22332	0.22754	15%
4	E	1249.18	3518.84	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00147	0.00025	0.08563	0.08736	15%
1	C	4370.61	9094.08	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00813	0.00088	0.47175	0.48076	5%
2	E	3121.87	7647.89	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00544	0.00063	0.3157	0.32180	5%
3	E	1873.12	7092.65	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00393	0.00037	0.2283	0.23262	5%
4	E	1249.25	6376.98	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00280	0.00025	0.1627	0.16597	5%
1	C	8992.40	12903.0	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.03538	0.00182	1.77119	1.8035	20/02/95 100%
2	C	8932.29	20072.5	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.03462	0.00182	2.00823	2.04468	100%

3	C	9017.61	12113.9	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.02210	0.00182	1.2818	1.3057	100%
4	C	9049.67	11065.8	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01480	0.00182	0.8584	0.87506	100%
1	C	8957.68	9683.98	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.07998	0.00182	2.20382	2.24364	75%
2	C	8981.89	13405.8	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.02772	0.00182	1.60803	1.63758	75%
3	C	9030.13	11503.3	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01967	0.00182	1.14096	1.16246	75%
4	C	9056.62	10482.2	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01299	0.00182	0.75343	0.76825	75%
1	C	9057.07	6290.51	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01403	0.00182	0.81406	0.82992	50%
2	C	9030.13	11462.4	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.02074	0.00182	1.20289	1.22545	50%
3	C	8994.32	10615.2	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.02837	0.00182	1.64546	1.67566	50%
4	C	8994.32	10153.8	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.03922	0.00182	2.27506	2.31612	50%
1	C	8934.0	8802.0	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.03398	0.00182	1.97119	2.00700	100%
2	C	8981.89	8316.57	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.02609	0.00182	1.51360	1.54152	100%
3	C	9026.01	7084.78	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01555	0.00182	0.90193	0.91931	100%
4	C	9057.07	4463.78	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01045	0.00182	0.60633	0.61861	100%
1	C	4664.28	6740.26	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01530	0.00094	0.88788	0.90413	100%
2	C	4666.50	5339.25	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01212	0.00094	0.70332	0.71639	50%
3	C	4666.50	5055.80	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01482	0.00094	0.66598	0.67842	25%
4	C	3112.42	3361.14	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00923	0.00063	0.5355	0.5454	25%
5	C	3113.83	3348.21	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00938	0.00063	0.54430	0.55438	50%
6	C	1866.60	3502.06	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00649	0.00037	0.37658	0.38395	25%
7	C	2487.61	6067.36	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01764	0.00050	0.68234	0.69461	25%
1	C	3097.20	2594.62	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01319	0.00063	0.76533	0.77915	50%
2	C	3108.07	2677.06	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01911	0.00063	0.63287	0.64414	50%
3	C	3113.83	2670.53	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00918	0.00063	0.53297	0.54279	50%
4	C	3123.13	3426.36	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00739	0.00063	0.42905	0.43707	50%

1	C	2499.51	3029.71	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00626	0.00050	0.36351	0.37028	28/02/95	100%
2	C	2489.93	3373.89	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00843	0.00050	0.48950	0.49844	100%	
3	E	2499.51	2579.47	1.301	0.4611	239.896	12996.2	1391.93	0.00531	0.00050	0.30825	0.31407	100%	
4	E	2518.48	2804.55	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00681	0.00050	0.39499	0.40230	100%	
5	E	2480.18	3943.05	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01117	0.00050	0.64839	0.66008	100%	
1	E	2476.66	3024.0	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01063	0.00050	0.61673	0.62787	50%	
2		2489.93	2800.82	2.72	0.45059	265.73	16967.1	1541.86	0.00640	0.00050	0.37122	0.37813	50%	
3		2499.51	2424.35	1.725	0.34776	293.12	11249.5	1465.03	0.00549	0.00050	0.31876	0.32476	50%	
1		2476.66	2144.48	1.395	0.43010	213.51	13385.0	1236.18	0.00515	0.00050	0.29908	0.30474	25%	
2		2489.93	2270.80	1.84612	0.32606	297.72	8606.82	6735.07	0.00019	0.00050	0.01154	0.01225	25%	
3	E	2499.51	2110.36	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00984	0.00050	0.57162	0.58137	25%	
1													29/02/95	
2														
3														
1		2489.93	2819.86	1.6225	0.36979	298.57	17110.7	1747.88	0.00880	0.00050	0.51053	0.51984	50%	
2		2500.00	2603.36	1.3237	0.45327	245.54	21997.7	1424.97	0.00704	0.00050	0.40863	0.41618	50%	
3		2502.05	2522.22	1.28	0.4678	230.48	20810.2	1333.8	0.00634	0.00050	0.36783	0.37467	50%	
1		2488.80	2815.38	1.5412	0.3892	309.17	19988.3	1809.78	0.00931	0.00050	0.54049	0.55031	100%	
2		2497.9	2816.12	1.3628	0.4402	273.45	22227.4	1585.02	0.00793	0.00050	0.46006	0.46849	100%	
3		2500.47	2404.29	1.300	0.4615	223.02	15806.7	1289.06	0.00568	0.00050	0.32986	0.33605	100%	
1	E	2798.57	3781.85	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00930	0.00056	0.53958	0.5494	100%	
2	E	2802.45	2694.66	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00804	0.00056	0.46683	0.47545	100%	
3		2500.00	2644.66	1.01912	0.58874	192.039	17878.4	1111.98	0.00618	0.00056	0.35890	0.36559	100%	
1													31/02/95	
2														
3														
1	E	2178.69	3139.88	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00838	0.00044	0.48621	0.49503	50%	
2	E	2183.50	2926.94	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00687	0.00044	0.39893	0.40625	50%	
3	E	2187.91	2932.85	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00563	0.00044	0.32677	0.33284	50%	
1	E	2178.69	3321.18	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00840	0.00044	0.48734	0.49618	100%	

2	E	2183.50	3062.41	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00678	0.00044	0.39378	0.40101	100%
3		2187.91	2905.59	1.14090	0.52627	236.029	50407.2	1361.15	0.00564	0.00044	0.32244	0.3336	100%
1	E	2801.17	3031.57	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01002	0.00056	0.58146	0.59206	50%
2	E	2807.35	2897.17	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00847	0.00056	0.49234	0.50139	50%
3		2813.02	2858.76	0.4968	1.2075	203.69	679.46	1181.74	0.00691	0.00056	0.40125	0.40873	50%
1	E	2801.17	3197.69	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01016	0.00056	0.58940	0.60013	100%
2	E	2807.35	2796.17	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00817	0.00056	0.47387	0.48261	100%
3		2813.02	2607.07	1.18081	0.5081	219.34	46433.7	1269.94	0.00659	0.00056	0.38240	0.38956	100%
1	E	3112.42	2803.98	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01087	0.00063	0.63100	0.64281	50%
2	E	3118.5	2796.86	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00918	0.00063	0.53271	0.54283	50%
3		3123.13	2756.51	3.5951	0.11689	706.10	30886.1	4100.36	0.00796	0.00063	0.46188	0.47047	50%
1	E	3112.42	2701.75	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00983	0.00063	0.57038	0.58085	100%
2		3119.28	2830.56	2.15119	0.2789	433.85	39071.6	2526.57	0.00908	0.00063	0.52698	0.53670	100%
3		3125.58	2836.28	1.2286	0.4885	248.30	INFINIT	1439.31	0.00733	0.00063	0.42523	0.43320	100%
1	E	3734.90	2913.34	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00011	0.00075	0.00643	0.00073	100%
2	E	3743.14	2952.00	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.01030	0.00075	0.59770	0.60877	100%
3		3750.70	2688.67	1.03124	0.58182	197.55	INFINIT	1149.69	0.00810	0.00075	0.47005	0.47891	100%
1	E	2495.43	2935.8	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00683	0.00050	0.39653	0.40387	03/04/95 50%
2	E	2500.47	2500.47	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00517	0.00050	0.2999	0.30566	50%
3	E	2495.43	3080.77	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	N.S.C.C.	0.00706	0.00050	0.4095	0.4171	100%
4		2500.47	2662.90	1.07428	0.5585	203.829	65891.7	1185.13	0.00566	0.00050	0.3285	0.33475	100%

CAPITULO III

CONCLUSIONES

CAPITULO III

CONCLUSIONES

Las conclusiones se refieren a tres aspectos principales en el funcionamiento de la torre de enfriamiento:

A) RESPECTO AL EQUIPO.

B) RESPECTO A LAS CORRIDAS EXPERIMENTALES.

C) RESPECTO A LAS CONDICIONES AMBIENTALES.

A) RESPECTO AL EQUIPO

- 1-. El equipo no fue diseñado para trabajar en un laboratorio ya que el equipo fue diseñado para un comportamiento industrial.
- 2- El equipo no debería trabajar dentro de las instalaciones del laboratorio
 - Al no existir una buena ventilación dentro del laboratorio el aire se satura rápidamente.
 - El aire se satura mas rápido cuando están trabajando con otros equipos que utilicen vapor. (equipos de intercambiadores, equipo de destilación, etc)
- 3-. El ventilador estaba sobrado en la cantidad de aire para las condiciones de operación del equipo, por lo tanto el rango de enfriamiento era muy bueno pero la relación L/G no era satisfactoria
 - El aire se controló al colocar unas mamparas en las entradas de la torre.
- 4-. Existía arrastre mecánico del agua por lo que se buscó el mejor rango de trabajo en cuanto al caudal o gasto de agua que entraba a la torre.
- 5- El sistema de aspersión y distribución del agua fue rediseñado, debido a la ineficiencia del sistema original. lo que ocasionaba mucha área muerta del empaque.
- 6-. Se desconocía el rango de operación respecto a las temperaturas, gasto de agua y no se conocían curvas de comportamiento de la torre.
- 7-. Se realizó un sellado mas eficiente a la torre debido a que presentaba fugas de aire y de agua, con lo que se logró un mejor comportamiento de la misma y por consecuencia un mejor comportamiento en los cálculos
- 8-. Se reacomodó el empaque para tener mas superficie de contacto

9-. Se reacomodo el ángulo de las aspas del ventilador para obtener una disminución del aire que pasara a través del empaque y aumentar el tiempo de contacto

B) RESPECTO A LAS CORRIDAS

1-. Con las condiciones iniciales del equipo no era posible obtener valores satisfactorios de L/G (0.75 a 1.5). por lo tanto era necesario manipular las variables que interactúan en el proceso para que se pudieran calcular los valores de k_{Ga} , h_{La} , h_{Ga} , N.U.T. Z.U.T.

2-. Las variables que se manipularon fueron:

- Aire
- Agua.
- Temperatura
- Condiciones ambientales

3-. Con la modificación de estas variables fue posible un mejor comportamiento del equipo por lo que se pudieron obtener los siguientes coeficientes: k_{Ga} , h_{La} , h_{Ga} , N.U.T. Z.U.T.

C) RESPECTO A LAS CONDICIONES AMBIENTALES

1- Se trato de encontrar un rango permisible en el que fuera mas fácil la determinación de los coeficientes k_{Ga} , h_{La} , h_{Ga} , N.U.T. Z.U.T. pero se encontró que no era posible ya que no se pueden controlar las condiciones ambientales

Por lo tanto.

- Se obtuvo un rango de enfriamiento amplio.
- Una relación de flujos aire/agua (L/G) permisible
- Coeficientes de transferencia de calor y masa aceptables.
- El calculo correcto del agua de reposición.
- Se desarrollo la practica correspondiente a torres de enfriamiento
- Como se puede ver en los apéndices B, C, D. se muestra una investigación teórica para el mejor entendimiento y evaluación de las torres de enfriamiento

RECOMENDACIONES

Para el equipo:

Que la torre se coloque en la parte exterior del laboratorio para que tenga un mejor comportamiento y funcionamiento

Para la realización de la practica

Que la temperatura del agua que va entrar al equipo este dentro de un rango de 48 °C a 40 °C

Que estén calibrados los termómetros para obtener lecturas mas representativas de nuestro sistema.

Que la practica se realice cuando no están operando equipos que utilicen vapor para no saturar el ambiente.

APENDICES

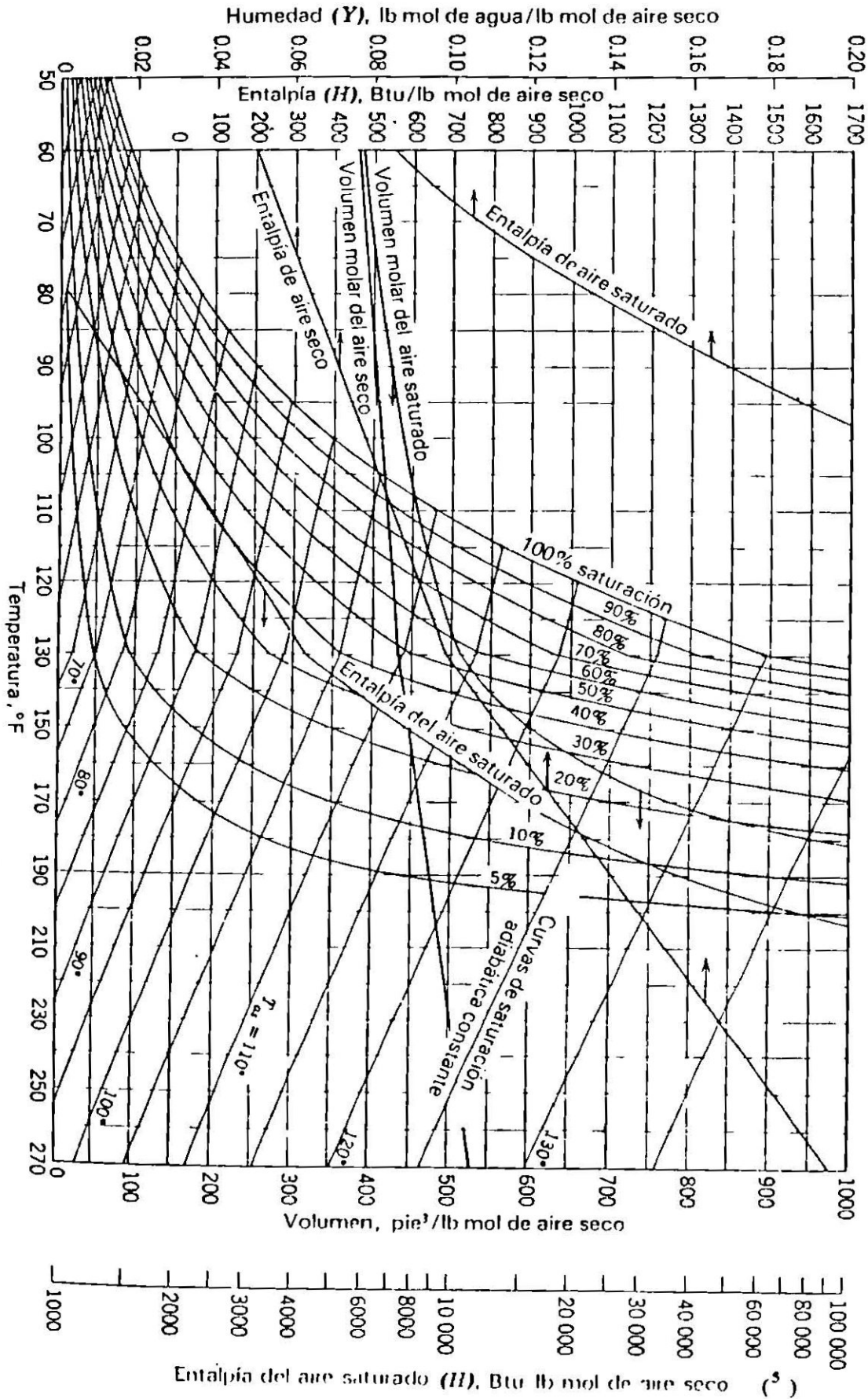
APENDICE A

TABLA DE PRESIONES DE VAPOR DE AGUA LIQUIDA

LABORATORIO DE INGENIERIA QUIMICA
U A S L P.

t, °C	Presión de vapor, mmHg	t, °C	Presión de vapor, mmHg
0	4.579	26	25.209
1	4.926	27	26.739
2	5.294	28	28.349
3	5.685	29	30.043
4	6.101	30	31.824
5	6.543	31	33.695
6	7.013	32	35.663
7	7.513	33	37.729
8	8.045	34	39.898
9	8.609	35	42.175
10	9.209	36	44.563
11	9.844	37	47.067
12	10.518	38	49.692
13	11.231	39	52.442
14	11.987	40	55.324
15	12.788	41	58.340
16	13.634	42	61.500
17	14.530	43	64.800
18	15.477	44	68.260
19	16.477	45	71.880
20	17.535	46	75.650
21	18.650	47	79.600
22	19.827	48	83.710
23	21.068	49	88.020
24	22.377	50	92.510
25	23.756		

CARTAS DE HUMEDAD



Carta de humedad para el sistema aire-agua.

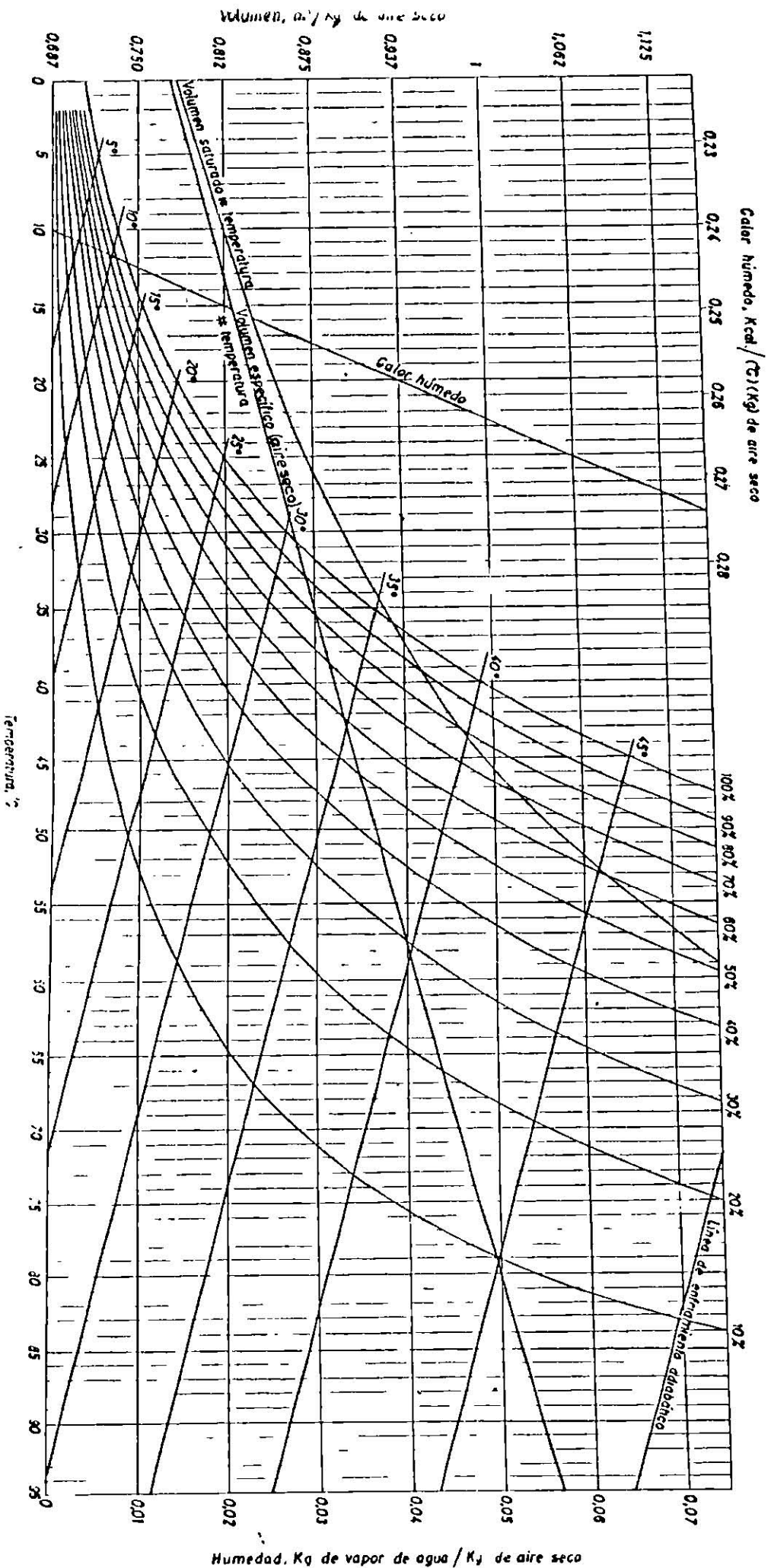
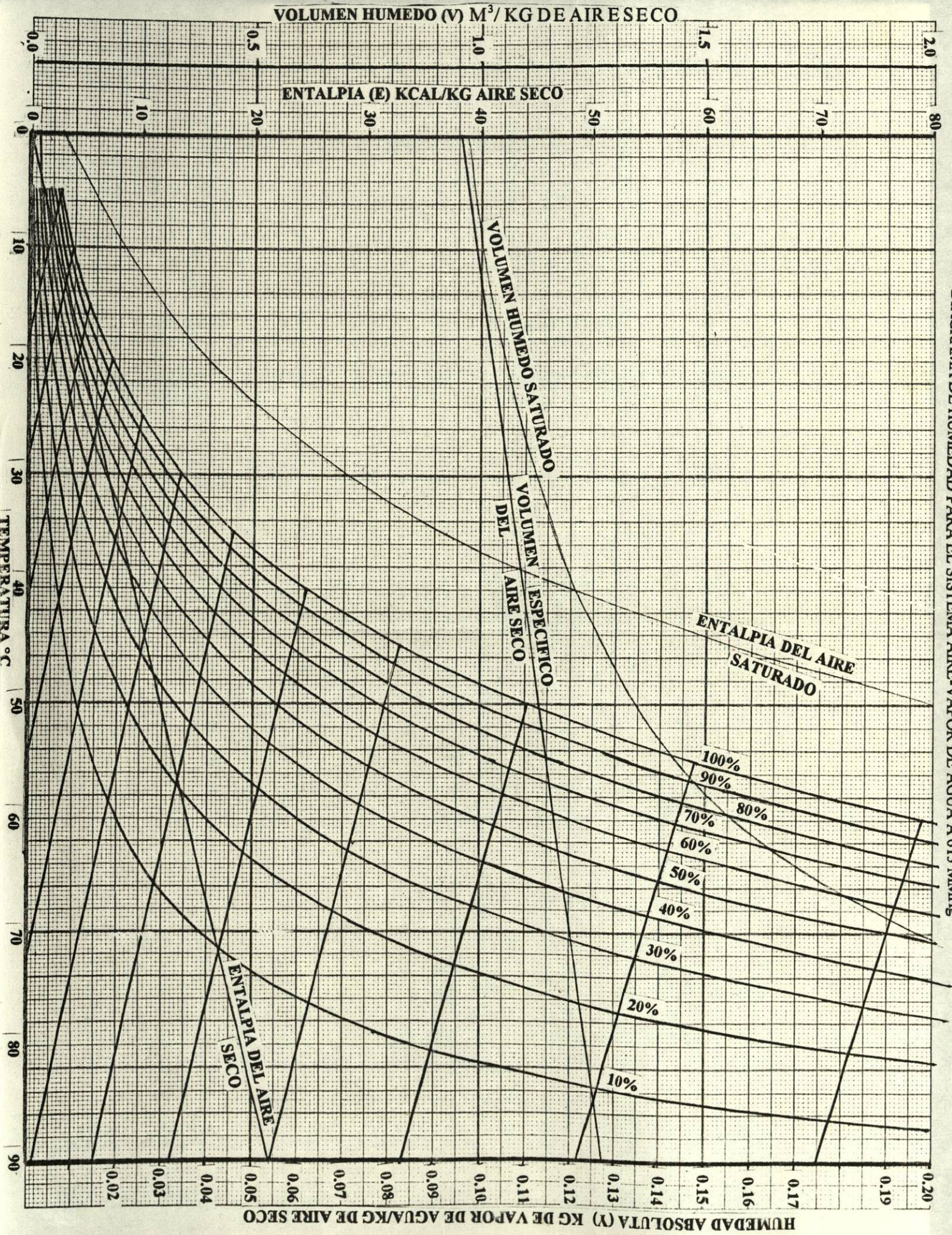
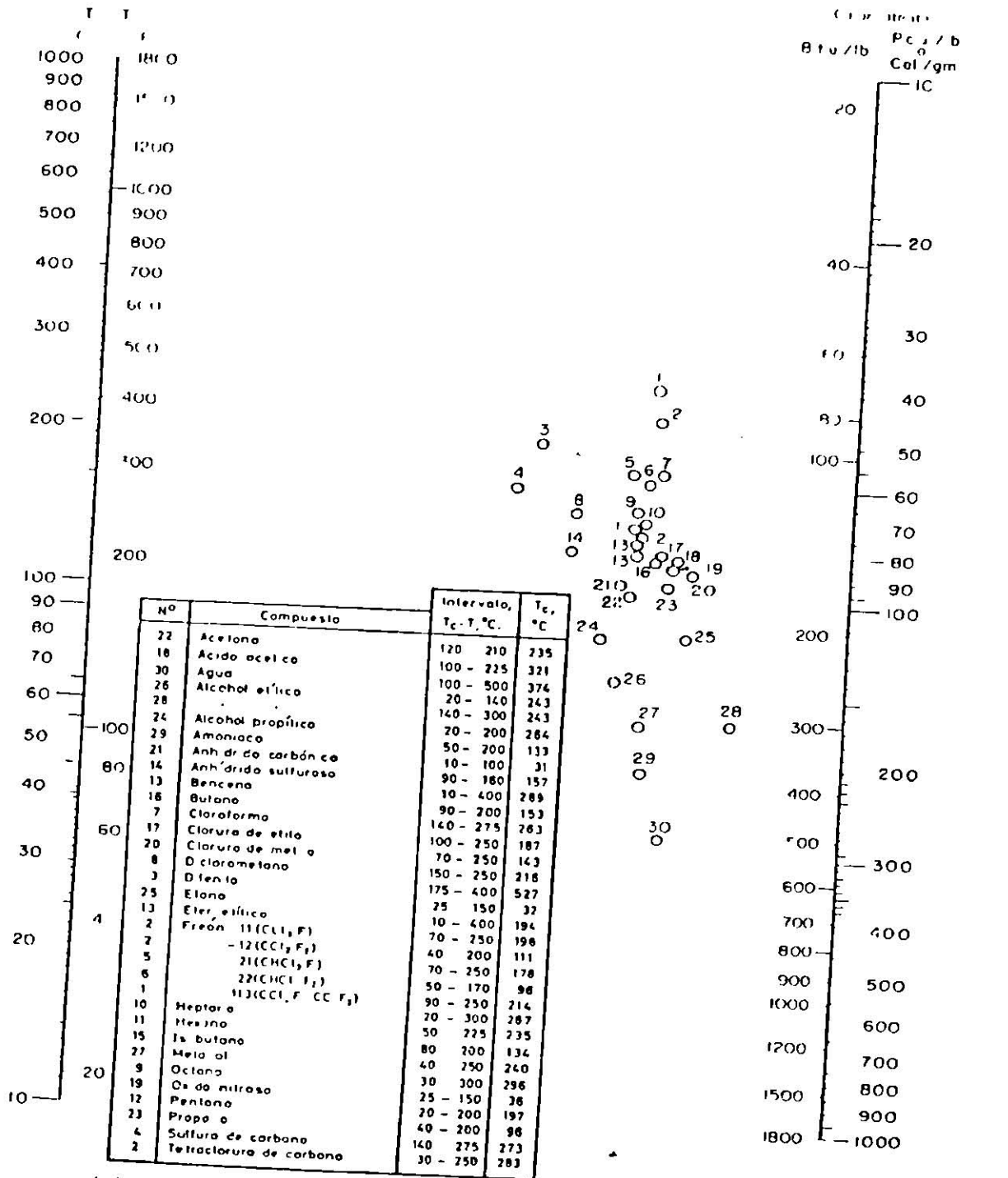


DIAGRAMA DE HUMEDAD PARA EL SISTEMA AIRE - VAPOR DE AGUA A 1 ATM.

DIAGRAMA DE HUMEDAD PARA EL SISTEMA AIRE-VAPOR DE AGUA A 613 MMHG



CALORES LATENTES



Calor latente de vaporización (Chilton Colburn, y Vernon, informe personal. Basados principalmente en datos de International Critical Tables)

(4)

(Tablas de Vapor) Unidades Inglesas

PROPIEDADES DEL VAPOR SATURADO Y DEL AGUA

Temperatura de vapor (°C)	Presión (kPa)	Volumen (m ³ /kg)		Entalpía (kJ/kg)		Entropía (kJ/kg·K)	
		Líquido	Vapor Sat.	Líquido	Vapor Sat.	Líquido	Vapor Sat.
0.01	0.6113	0.0010002	206.136	0.00	2501.4	0.0000	9.1562
3	0.7577	0.0010001	168.132	12.57	2506.9	0.0457	9.0773
6	0.9349	0.0010001	137.734	25.20	2512.4	0.0912	9.0003
9	1.1477	0.0010003	113.386	37.80	2517.9	0.1362	8.9253
12	1.4022	0.0010005	93.784	50.41	2523.4	0.1806	8.8524
15	1.7051	0.0010009	77.926	62.99	2528.9	0.2245	8.7814
18	2.0640	0.0010014	65.038	75.58	2534.4	0.2679	8.7123
21	2.487	0.0010020	54.514	88.14	2539.9	0.3109	8.6450
24	2.985	0.0010027	45.883	100.70	2545.4	0.3534	8.5794
27	3.567	0.0010035	38.774	113.25	2550.8	0.3954	8.5156
30	4.246	0.0010043	32.894	125.79	2556.3	0.4369	8.4533
33	5.034	0.0010053	28.011	138.33	2561.7	0.4781	8.3927
36	5.947	0.0010063	23.940	150.86	2567.1	0.5188	8.3336
40	7.384	0.0010078	19.523	167.57	2574.3	0.5725	8.2570
45	9.593	0.0010099	15.258	188.45	2583.2	0.6387	8.1648
50	12.349	0.0010121	12.032	209.33	2592.1	0.7038	8.0763
55	15.758	0.0010146	9.568	230.23	2600.9	0.7679	7.9913
60	19.940	0.0010172	7.671	251.13	2609.6	0.8312	7.9096
65	25.03	0.0010199	6.197	272.06	2618.3	0.8935	7.8310
70	31.19	0.0010228	5.042	292.98	2626.8	0.9549	7.7553
75	38.58	0.0010259	4.131	313.93	2635.3	1.0155	7.6824
80	47.39	0.0010291	3.407	334.91	2643.7	1.0753	7.6122
85	57.83	0.0010325	2.828	355.90	2651.9	1.1343	7.5445
90	70.14	0.0010360	2.361	376.92	2660.1	1.1925	7.4791
95	84.55	0.0010397	1.9819	397.96	2668.1	1.2500	7.4159
100	101.35	0.0010435	1.6729	419.04	2676.1	1.3069	7.3549
105	120.82	0.0010475	1.4194	440.15	2683.8	1.3630	7.2958
110	143.27	0.0010516	1.2102	461.30	2691.5	1.4185	7.2387
115	169.06	0.0010559	1.0366	482.48	2699.0	1.4734	7.1833
120	198.53	0.0010603	0.8919	503.71	2706.3	1.5276	7.1296
125	232.1	0.0010649	0.7706	524.99	2713.5	1.5813	7.0775
130	270.1	0.0010697	0.6685	546.31	2720.5	1.6344	7.0269
135	313.0	0.0010746	0.5822	567.69	2727.3	1.6870	6.9777
140	316.3	0.0010797	0.5089	589.13	2733.9	1.7391	6.9299
145	415.4	0.0010850	0.4463	610.63	2740.3	1.7907	6.8833
150	475.8	0.0010905	0.3928	632.20	2746.5	1.8418	6.8379
155	543.1	0.0010961	0.3468	653.84	2752.4	1.8925	6.7935
160	617.8	0.0011020	0.3071	675.55	2758.1	1.9427	6.7502
165	700.5	0.0011080	0.2727	697.34	2763.5	1.9925	6.7078
170	791.7	0.0011143	0.2428	719.21	2768.7	2.0419	6.6662
175	892.0	0.0011207	0.2168	741.17	2773.6	2.0909	6.6256
180	1002.1	0.0011274	0.19405	763.22	2778.2	2.1396	6.5857
190	1254.4	0.0011414	0.15654	807.62	2786.4	2.2359	6.5079
200	1553.8	0.0011565	0.12736	852.45	2793.2	2.3309	6.4323
225	2548	0.0011992	0.07849	966.78	2803.3	2.5639	6.2503
250	3973	0.0012512	0.05013	1085.36	2801.5	2.7927	6.0730
275	5942	0.0013168	0.03279	1210.07	2785.0	3.0208	5.8938
300	8581	0.0010436	0.02167	1344.0	2749.0	3.2534	5.7045

(2)

(Tablas de Vapor) Unidades Inglesas

Temperatura de vapor (F)	Presión lb/plg ² abs	Volumen específico (pie ³ /lb _m)		Entalpía (Btu lb _m)		Entropía (Btu lb _m · F)	
		Líquido	Vapor Sat.	Líquido	Vapor Sat.	Líquido	Vapor Sat.
32.02	0.08866	0.016022	3302	0.00	1075.4	0.000	2.1869
35	0.09992	0.016021	2948	3.00	1076.7	0.00607	2.1764
40	0.12166	0.016020	2445	8.02	1078.9	0.01617	2.1592
45	0.14748	0.016021	2037	13.04	1081.1	0.02618	2.1423
50	0.17803	0.016024	1704.2	18.06	1083.3	0.03607	2.1259
55	0.2140	0.016029	1431.4	23.07	1085.5	0.04586	2.1099
60	0.2563	0.016035	1206.9	28.08	1087.7	0.05555	2.0943
65	0.3057	0.016042	1021.5	33.09	1089.9	0.06514	2.0791
70	0.3622	0.016051	867.7	38.09	1092.0	0.07463	2.0642
75	0.4300	0.016061	739.7	43.09	1094.2	0.08402	2.0497
80	0.5073	0.016073	632.8	48.09	1096.4	0.09332	2.0356
85	0.5964	0.016085	543.1	53.08	1098.6	0.10252	2.0218
90	0.6988	0.016099	467.7	58.07	1100.7	0.11165	2.0083
95	0.8162	0.016114	404.0	63.06	1102.9	0.12068	1.9951
100	0.9503	0.016130	350.0	68.05	1105.0	0.12963	1.9822
110	1.2763	0.016166	265.1	78.02	1109.3	0.14730	1.9574
120	1.6945	0.016205	203.0	88.00	1113.5	0.16465	1.9336
130	2.225	0.016247	157.17	97.98	1117.8	0.18172	1.9109
140	2.892	0.016293	122.58	107.96	1121.9	0.19851	1.8892
150	3.722	0.016343	96.99	117.96	1126.1	0.21503	1.8684
160	4.745	0.016395	77.23	127.96	1130.1	0.23130	1.8484
170	5.996	0.016450	62.02	137.97	1134.2	0.24732	1.8293
180	7.515	0.016509	50.20	147.99	1138.2	0.26311	1.8109
190	9.343	0.016570	40.95	158.03	1142.1	0.27866	1.7932
200	11.529	0.016634	33.63	168.07	1145.9	0.29400	1.7762
210	14.125	0.016702	27.82	178.14	1149.7	0.30913	1.7599
212	14.698	0.016716	26.80	180.16	1150.5	0.31213	1.7567
220	17.188	0.016772	23.15	188.22	1153.5	0.32406	1.7441
230	20.78	0.016845	19.386	198.32	1157.1	0.33880	1.7289
240	24.97	0.016922	16.327	208.44	1160.7	0.35335	1.7143
250	29.82	0.017001	13.826	218.59	1164.2	0.36772	1.7001
260	35.42	0.017084	11.768	228.76	1167.6	0.38193	1.6864
270	41.85	0.017170	10.066	238.95	1170.9	0.39597	1.6731
280	49.18	0.017259	8.650	249.18	1174.1	0.40986	1.6602
290	57.33	0.017352	7.467	259.44	1177.2	0.42360	1.6477
300	66.98	0.017448	6.472	269.73	1180.2	0.43720	1.6356
310	77.64	0.017548	5.632	280.06	1183.0	0.45067	1.6238
320	89.60	0.017652	4.919	290.43	1185.8	0.46400	1.6123
330	103.00	0.017760	4.312	300.84	1188.4	0.47722	1.6010
340	117.93	0.017872	3.792	311.30	1190.8	0.49031	1.5901
350	134.53	0.017988	3.346	321.80	1193.1	0.50329	1.5793
360	152.92	0.018108	2.961	332.35	1195.2	0.51617	1.5688
370	173.23	0.018233	2.628	342.96	1197.2	0.52894	1.5585
380	195.60	0.018363	2.339	353.62	1199.0	0.54163	1.5483
390	220.2	0.018498	2.087	364.34	1200.6	0.55422	1.5383
400	247.1	0.018638	1.8661	375.12	1202.0	0.56672	1.5284
410	276.5	0.018784	1.6726	385.97	1203.1	0.57916	1.5187
450	422.1	0.019433	1.1011	430.2	1205.6	0.6282	1.4806

(2)

CALORES ESPECIFICOS DEL AGUA

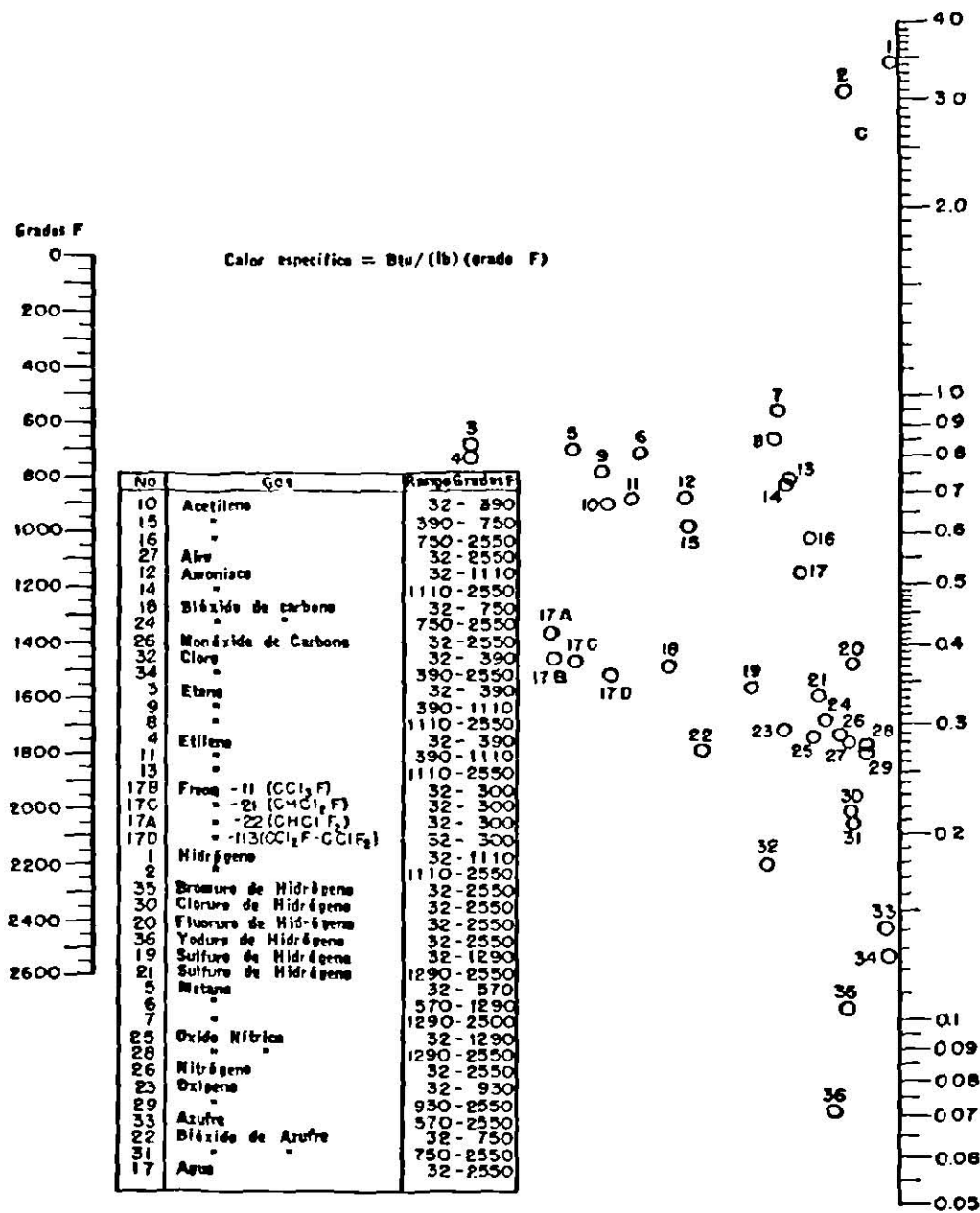
Capacidad calorífica del agua*

Fuenta de aire, a la presión constante de 1 atm

Temperatura, °C.	Capacidad calorífica, presión constante 1 atm., cal./g °C.†	Temperatura, °C.	Capacidad calorífica, presión constante 1 atm., cal./g °C.†	Temperatura, °C.	Capacidad calorífica, presión constante 1 atm., cal./g °C.†	Temperatura, °C.	Capacidad calorífica, presión constante 1 atm., cal./g °C.†
0	1.00803	25	0.99892	50	0.99913	75	1.00208
1	1.00717	26	0.99885	51	0.99926	76	1.00225
2	1.00636	27	0.99878	52	0.99935	77	1.00241
3	1.00564	28	0.99873	53	0.99943	78	1.00258
4	1.00495	29	0.99869	54	0.99950	79	1.00277
5	1.00433	30	0.99866	55	0.99959	80	1.00294
6	1.00378	31	0.99864	56	0.99959	81	1.00313
7	1.00325	32	0.99861	57	0.99978	82	1.00332
8	1.00277	33	0.99861	58	0.99988	83	1.00351
9	1.00234	34	0.99859	59	0.99998	84	1.00373
10	1.00194	35	0.99859	60	1.00007	85	1.00392
11	1.00158	36	0.99861	61	1.00019	86	1.00414
12	1.00124	37	0.99861	62	1.00029	87	1.00435
13	1.00095	38	0.99864	63	1.00041	88	1.00457
14	1.00067	39	0.99866	64	1.00053	89	1.00480
15	1.00041	40	0.99869	65	1.00065	90	1.00502
16	1.00019	41	0.99871	66	1.00079	91	1.00526
17	0.99998	42	0.99876	67	1.00091	92	1.00550
18	0.99978	43	0.99880	68	1.00105	93	1.00574
19	0.99962	44	0.99883	69	1.00117	94	1.00600
20	0.99947	45	0.99890	70	1.00131	95	1.00626
21	0.99933	46	0.99895	71	1.00146	96	1.00653
22	0.99921	47	0.99900	72	1.00160	97	1.00684
23	0.99912	48	0.99907	73	1.00177	98	1.00705
24	0.99902	49	0.99912	74	1.00191	99	1.00734
						100	1.00763

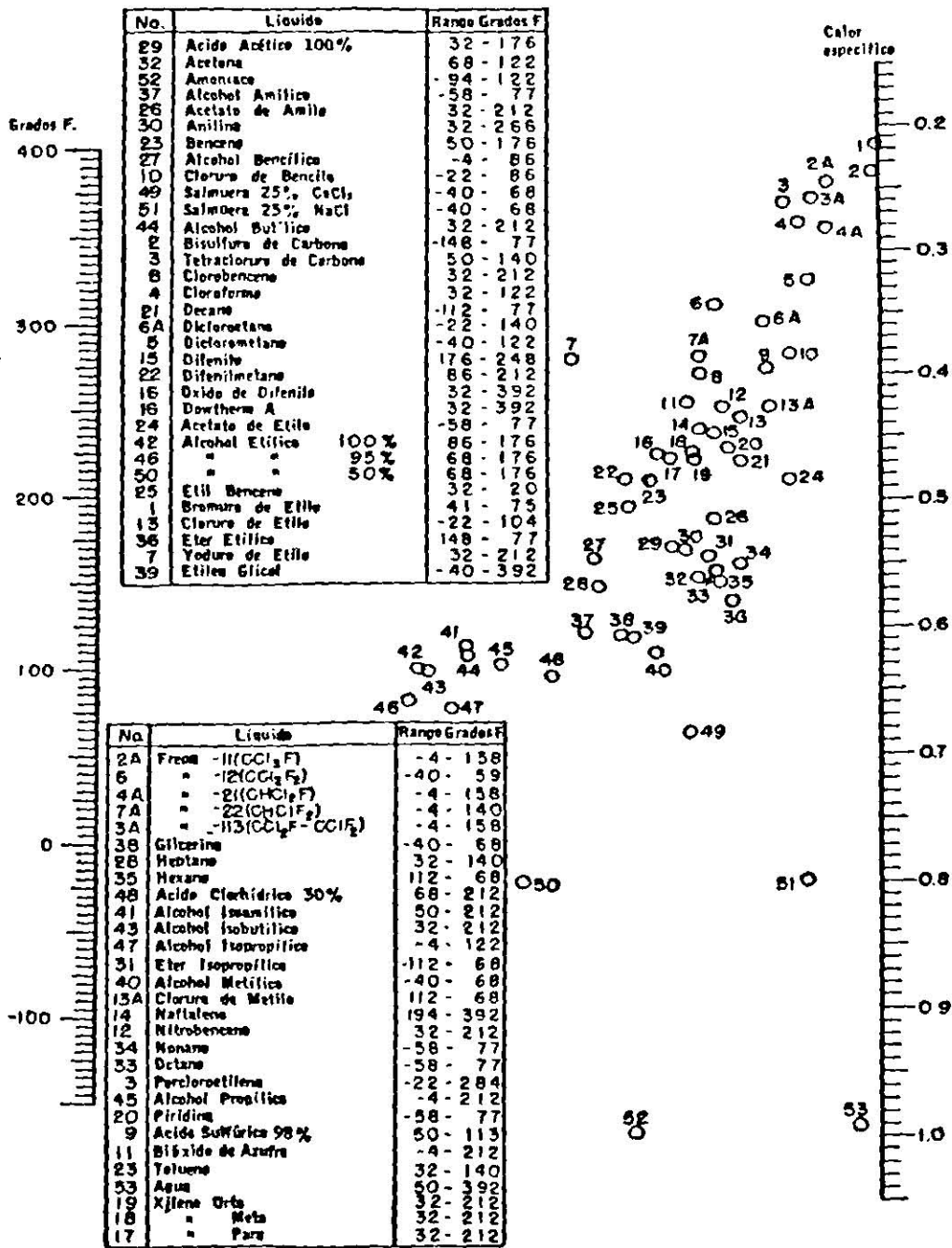
* De Osborn, Stinson y Cunnings. *Bur. Standards J. Research*, 23, 197 (1939). Véase también, de Benzler *Allgem. Wärmetechn.*, 5, 222 (1954); Rusakov y Sheindl *Doklady Akad. Nauk S S R*, 120, 771 (1958); Gumbell, *Chem. Eng.*, 53, (1959); *Handbook of Chemistry and Physics*, 40, ed. I. Chemical Rubber Publishing Co. (pag. 2259; figs. 0.02263, 100x101270 C.)

† (Caloría = 4.1868 J. en NBS (U.S. de International del National Bureau of Standards))



Calores específicos de gases a 1 atm. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc. New York, 1950) (4)

Calor específico - Btu (lb) (grado F)



Calores específicos de líquidos. (Chilton, Colburn, and Vernon, basados principalmente en datos de las Tablas Internacionales de Valores Críticos. Perry "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company, (4) Inc. New York, 1950)

ALTITUD EN PIES

Temp. °F	1000	Sea Level	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000
140	.06371	.06128	.05993	.05664	.05442	.05226	.05017	.04814	.04617	.04426
141	.06348	.06105	.05870	.05642	.05420	.05205	.04996	.04793	.04597	.04406
142	.06324	.06082	.05848	.05619	.05398	.05183	.04975	.04773	.04576	.04386
143	.06301	.06059	.05825	.05597	.05376	.05162	.04953	.04752	.04556	.04366
144	.06277	.06036	.05802	.05574	.05354	.05140	.04932	.04730	.04535	.04345
145	.06253	.06012	.05778	.05552	.05331	.05118	.04910	.04709	.04514	.04324
146	.06229	.05988	.05755	.05529	.05309	.05096	.04888	.04687	.04492	.04303
147	.06204	.05964	.05731	.05505	.05286	.05073	.04866	.04665	.04471	.04282
148	.06179	.05940	.05707	.05482	.05263	.05050	.04843	.04643	.04449	.04261
149	.06155	.05916	.05683	.05458	.05239	.05027	.04821	.04621	.04427	.04239
150	.06129	.05891	.05659	.05434	.05216	.05004	.04798	.04598	.04405	.04217
151	.06104	.05866	.05634	.05410	.05192	.04980	.04775	.04576	.04382	.04195
152	.06079	.05841	.05610	.05385	.05168	.04956	.04751	.04552	.04359	.04172
153	.06053	.05815	.05585	.05361	.05143	.04932	.04728	.04529	.04336	.04149
154	.06027	.05790	.05559	.05336	.05119	.04908	.04704	.04505	.04313	.04127
155	.06000	.05764	.05534	.05311	.05094	.04884	.04680	.04482	.04290	.04103
156	.05974	.05737	.05508	.05285	.05069	.04859	.04655	.04457	.04266	.04080
157	.05947	.05711	.05482	.05259	.05043	.04834	.04630	.04433	.04242	.04056
158	.05920	.05684	.05456	.05233	.05018	.04809	.04605	.04408	.04217	.04032
159	.05893	.05657	.05429	.05207	.04992	.04783	.04580	.04384	.04193	.04008
160	.05865	.05630	.05402	.05181	.04966	.04767	.04565	.04368	.04168	.03983
161	.05837	.05603	.05376	.05154	.04939	.04731	.04529	.04333	.04143	.03958
162	.05809	.05575	.05348	.05127	.04913	.04705	.04503	.04307	.04117	.03933
163	.05780	.05547	.05320	.05100	.04886	.04678	.04477	.04281	.04092	.03908
164	.05752	.05518	.05292	.05072	.04858	.04651	.04450	.04255	.04066	.03882
165	.05723	.05490	.05264	.05044	.04831	.04624	.04423	.04228	.04039	.03856
166	.05693	.05461	.05235	.05016	.04803	.04596	.04396	.04201	.04013	.03830
167	.05664	.05432	.05206	.04987	.04775	.04568	.04368	.04174	.03986	.03803
168	.05634	.05402	.05177	.04958	.04746	.04540	.04340	.04146	.03958	.03776
169	.05604	.05372	.05147	.04929	.04717	.04512	.04312	.04119	.03931	.03749
170	.05573	.05342	.05118	.04900	.04688	.04483	.04284	.04090	.03903	.03721
171	.05542	.05311	.05087	.04870	.04659	.04454	.04255	.04062	.03875	.03693
172	.05511	.05281	.05057	.04840	.04629	.04424	.04226	.04033	.03846	.03665
173	.05480	.05250	.05026	.04809	.04599	.04394	.04196	.04004	.03817	.03636
174	.05448	.05218	.04995	.04779	.04568	.04364	.04166	.03974	.03788	.03607
175	.05416	.05186	.04964	.04747	.04538	.04334	.04136	.03944	.03758	.03578
176	.05383	.05154	.04932	.04716	.04506	.04303	.04106	.03914	.03729	.03548
177	.05350	.05122	.04900	.04684	.04475	.04272	.04075	.03884	.03698	.03518
178	.05317	.05089	.04867	.04652	.04443	.04240	.04044	.03853	.03668	.03488
179	.05283	.05055	.04834	.04619	.04411	.04208	.04012	.03821	.03637	.03457
180	.05249	.05022	.04801	.04586	.04378	.04176	.03980	.03790	.03605	.03426
181	.05215	.04988	.04767	.04553	.04345	.04143	.03948	.03758	.03573	.03395
182	.05180	.04954	.04733	.04519	.04312	.04110	.03915	.03725	.03541	.03363
183	.05145	.04919	.04699	.04485	.04278	.04077	.03882	.03693	.03509	.03331
184	.05110	.04884	.04664	.04451	.04244	.04043	.03848	.03659	.03476	.03298
185	.05074	.04848	.04629	.04416	.04210	.04009	.03816	.03626	.03443	.03265
186	.05038	.04812	.04594	.04381	.04175	.03975	.03780	.03592	.03409	.03232
187	.05001	.04776	.04558	.04345	.04139	.03940	.03746	.03557	.03375	.03198
188	.04964	.04739	.04521	.04309	.04104	.03904	.03711	.03523	.03340	.03164
189	.04927	.04702	.04485	.04273	.04068	.03868	.03675	.03487	.03305	.03129
190	.04889	.04665	.04447	.04236	.04031	.03832	.03639	.03452	.03270	.03094
191	.04851	.04627	.04410	.04199	.03994	.03796	.03603	.03416	.03234	.03058
192	.04812	.04589	.04372	.04161	.03957	.03759	.03566	.03379	.03198	.03023
193	.04773	.04550	.04333	.04123	.03919	.03721	.03529	.03342	.03162	.02986
194	.04733	.04511	.04295	.04085	.03881	.03683	.03491	.03305	.03124	.02949
195	.04693	.04471	.04255	.04046	.03842	.03645	.03453	.03267	.03087	.02912
196	.04653	.04431	.04216	.04006	.03803	.03606	.03415	.03229	.03049	.02874
197	.04612	.04391	.04175	.03966	.03764	.03567	.03376	.03190	.03011	.02836
198	.04571	.04350	.04135	.03926	.03724	.03527	.03336	.03151	.02972	.02798
199	.04529	.04308	.04094	.03885	.03683	.03487	.03296	.03112	.02932	.02759
200	.04487	.04266	.04052	.03844	.03642	.03446	.03256	.03072	.02893	.02719

ALTITUD EN PIES

Temp. °F	1000	Sea Level	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000
140	18.000	18.821	19.695	20.624	21.613	22.669	23.797	25.004	26.298	27.687
141	18.140	18.974	19.860	20.803	21.809	22.882	24.030	25.260	26.578	27.996
142	18.285	19.131	20.030	20.989	22.011	23.103	24.272	25.524	26.889	28.318
143	18.434	19.293	20.208	21.180	22.220	23.331	24.522	25.799	27.171	28.649
144	18.588	19.460	20.388	21.378	22.436	23.568	24.781	26.083	27.484	28.995
145	18.747	19.632	20.575	21.583	22.659	23.813	25.049	26.379	27.810	29.355
146	18.910	19.810	20.769	21.794	22.891	24.066	25.328	26.686	28.149	29.730
147	19.079	19.994	20.970	22.013	23.131	24.329	25.617	27.004	28.501	30.120
148	19.253	20.184	21.177	22.240	23.379	24.602	25.918	27.336	28.868	30.527
149	19.434	20.380	21.392	22.475	23.637	24.885	26.230	27.681	29.251	30.952
150	19.620	20.583	21.614	22.718	23.904	25.180	26.555	28.040	29.649	31.396
151	19.812	20.793	21.844	22.971	24.182	25.486	26.893	28.415	30.065	31.860
152	20.011	21.011	22.082	23.233	24.470	25.804	27.245	28.805	30.500	32.345
153	20.217	21.237	22.330	23.505	24.770	26.135	27.612	29.213	30.954	32.853
154	20.431	21.470	22.586	23.787	25.081	26.480	27.994	29.639	31.429	33.386
155	20.652	21.713	22.853	24.081	25.406	26.839	28.393	30.084	31.927	33.944
156	20.881	21.965	23.130	24.388	25.744	27.214	28.811	30.649	32.449	34.531
157	21.119	22.228	23.418	24.704	26.096	27.605	29.247	31.037	32.996	35.148
158	21.368	22.497	23.717	25.036	26.464	28.014	29.703	31.549	33.572	35.797
159	21.622	22.780	24.029	25.381	26.847	28.442	30.182	32.085	34.176	36.482
160	21.888	23.074	24.354	25.742	27.248	28.890	30.683	32.649	34.813	37.204
161	22.165	23.380	24.693	26.118	27.668	29.359	31.209	33.242	35.484	37.967
162	22.454	23.698	25.047	26.511	28.107	29.850	31.762	33.867	36.193	38.775
163	22.754	24.031	25.416	26.923	28.567	30.367	32.344	34.525	36.942	39.631
164	23.066	24.378	25.802	27.354	29.049	30.909	32.957	35.221	37.734	40.540
165	23.393	24.740	26.208	27.805	29.556	31.480	33.603	35.955	38.575	41.506
166	23.733	25.119	26.628	28.278	30.089	32.082	34.286	36.734	39.467	42.536
167	24.089	25.515	27.071	28.778	30.649	32.716	35.007	37.559	40.416	43.635
168	24.461	25.930	27.538	29.299	31.240	33.386	35.771	38.435	41.427	44.810
169	24.850	26.365	28.025	29.849	31.863	34.095	36.582	39.367	42.507	46.070
170	25.257	26.821	28.538	30.429	32.521	34.845	37.443	40.361	43.662	47.424
171	25.684	27.301	29.079	31.041	33.217	35.642	38.359	41.423	44.901	48.862
172	26.133	27.806	29.648	31.687	33.954	36.488	39.336	42.559	46.233	50.457
173	26.604	28.337	30.250	32.372	34.737	37.369	40.380	43.778	47.668	52.163
174	27.100	28.896	30.885	33.097	35.589	38.350	41.498	45.088	49.219	54.017
175	27.622	29.488	31.558	33.867	36.455	39.377	42.697	46.501	50.900	56.040
176	28.172	30.112	32.271	34.685	37.401	40.477	43.988	48.029	52.727	58.253
177	28.753	30.774	33.028	35.557	38.412	41.658	45.379	49.685	54.722	60.687
178	29.368	31.475	33.833	36.487	39.495	42.929	46.865	51.488	56.906	63.374
179	30.019	32.220	34.691	37.482	40.658	44.300	48.518	53.456	59.310	66.356
180	30.709	33.013	35.608	38.549	41.910	45.785	50.296	55.613	61.965	69.685
181	31.442	33.858	36.588	39.695	43.262	47.396	52.239	57.987	64.916	73.423
182	32.223	34.760	37.639	40.930	44.726	49.151	54.370	60.614	68.211	77.650
183	33.055	35.728	38.769	42.263	46.316	51.069	56.717	63.534	71.917	82.489
184	33.944	36.762	39.986	43.708	48.049	53.175	59.316	66.799	76.113	88.012
185	34.896	37.876	41.302	45.278	49.945	55.497	62.208	70.475	80.902	94.455
186	35.917	39.077	42.728	46.990	52.028	58.070	65.445	74.642	86.421	102.034
187	37.016	40.376	44.278	48.864	54.325	60.936	69.093	79.408	92.847	111.080
188	38.202	41.784	45.970	50.924	56.874	64.147	73.235	84.904	100.424	122.059
189	39.484	43.316	47.824	53.199	59.715	67.770	77.977	91.319	109.490	135.666
190	40.875	44.989	49.863	55.725	62.902	71.889	83.459	98.901	120.530	152.969
191	42.390	46.824	52.117	58.543	66.503	76.613	89.869	107.997	134.265	175.705
192	44.045	48.843	54.621	61.709	70.602	82.063	97.482	119.110	151.816	206.905
193	45.861	51.077	57.419	65.289	75.310	88.493	106.597	132.992	175.028	252.371
194	47.862	53.561	60.564	69.372	80.774	96.104	117.797	150.824	207.154	324.770
195	50.077	56.339	64.127	74.068	87.189	105.289	131.848	174.566	254.554	458.082
196	52.543	59.487	68.196	79.629	94.628	116.591	149.996	207.734	331.493	784.914
197	55.304	63.015	72.884	85.954	104.071	130.833	174.331	257.325	478.053	
198	58.416	67.072	78.346	93.625	115.489	149.333	208.866	339.534	666.724	
199	61.950	71.756	84.788	102.941	129.946	174.332	260.748	502.275		
200	65.999	77.223	92.500	114.491	148.840	209.978	349.114	977.358		

CONTENIDO DE VAPOR DE AGUA EN AIRE SATURADO VS VAPOR DE
CTI Code ATC-105 AGUA A 1 ATM (BTU por lb de aire seco)

*F	0.0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	**
136	183.9	184.4	184.9	185.4	185.9	186.4	186.9	187.4	188.0	188.5	
137	189.0	189.5	190.0	190.6	191.1	191.6	192.2	192.7	193.3	193.8	
138	194.4	194.9	195.5	196.0	196.6	197.1	197.6	198.2	198.8	199.4	138
139	199.9	200.5	201.1	201.7	202.2	202.8	203.4	204.0	204.5	205.1	139
140	205.7	206.3	206.9	207.5	208.1	208.7	209.3	209.9	210.4	211.0	140
141	211.6	212.2	212.8	213.4	214.0	214.6	215.2	215.8	216.	217.0	141
142	217.7	218.3	218.9	219.5	220.2	220.8	221.5	222.1	222.	223.4	142
143	224.1	224.7	225.3	226.0	226.6	227.3	228.0	228.6	229.3	229.9	143
144	230.6	231.3	232.0	232.6	233.3	234.0	234.7	235.3	236.0	236.7	144
145	237.4	238.1	238.8	239.5	240.2	240.9	241.6	242.3	243.0	243.7	145
146	244.4	245.1	245.8	246.5	247.2	248.0	248.7	249.5	250.2	250.9	146
147	251.7	252.4	253.2	254.0	254.7	255.5	256.2	257.0	257.7	258.5	147
148	259.3	260.0	260.8	261.6	262.4	263.2	263.9	264.7	265.5	266.3	148
149	267.1	267.9	268.7	269.5	270.3	271.1	271.9	272.7	273.5	274.4	149
150	275.3	276.1	276.9	277.7	278.5	279.4	280.2	281.1	281.9	282.8	150
151	283.6	284.5	285.3	286.2	287.1	287.9	288.8	289.7	290.6	291.5	151
152	292.4	293.3	294.2	295.1	296.0	296.9	297.8	298.7	299.7	300.6	152
153	301.5	302.4	303.3	304.3	305.2	306.1	307.1	308.0	309.0	309.9	153
154	310.9	311.9	312.8	313.8	314.8	315.8	316.8	317.8	318.8	319.8	154
155	320.8	321.8	322.8	323.8	324.8	325.8	326.9	327.9	328.9	330.0	155
156	331.0	332.1	333.1	334.2	335.2	336.3	337.4	338.4	339.5	340.6	156
157	341.7	342.8	343.9	345.0	346.1	347.1	348.3	349.4	350.5	351.6	157
158	352.7	353.8	355.0	356.1	357.2	358.4	359.5	360.7	361.9	363.0	158
159	364.2	365.4	366.6	367.8	369.0	370.2	371.4	372.6	373.8	375.1	159
160	376.3	377.5	378.8	380.0	381.2	382.5	383.7	385.0	386.3	387.5	160
161	388.8	390.1	391.4	392.7	394.0	395.3	396.6	398.0	399.3	400.7	161
162	402.0	403.3	404.7	406.1	407.4	408.8	410.2	411.5	412.9	414.3	162
163	415.7	417.1	418.5	419.9	421.3	422.7	424.1	425.6	427.0	428.4	163
164	429.9	431.4	432.9	434.3	435.8	437.4	438.9	440.4	441.9	443.5	164
165	445.0	446.5	448.1	449.6	451.2	452.8	454.3	455.9	457.5	459.1	165
166	460.7	462.3	463.9	465.6	467.2	468.9	470.5	472.2	473.8	475.5	
167	477.2	478.9	480.6	482.3	484.0	485.7	487.4	489.2	490.9	492.6	
168	494.4	496.2	497.9	499.7	501.5	503.3	505.1	506.9	508.7	510.6	168
169	512.4	514.3	516.1	518.0	519.9	521.8	523.7	525.7	527.6	529.5	169
170	531.5	533.5	535.4	537.4	539.4	541.4	543.4	545.4	547.4	549.5	170
171	551.5	553.6	555.6	557.7	559.8	562.0	564.1	566.2	568.4	570.5	171
172	572.7	574.9	577.1	579.2	581.4	583.7	585.9	588.1	590.4	592.6	172
173	594.9	597.2	599.5	601.8	604.1	606.4	608.8	611.1	613.5	615.9	173
174	618.3	620.7	623.2	625.6	628.1	630.6	633.1	635.6	638.1	640.6	174
175	643.2	645.8	648.3	650.9	653.5	656.1	658.7	661.4	664.0	666.7	175
176	669.4	672.1	674.8	677.6	680.4	683.1	685.9	688.8	691.6	694.4	176
177	697.3	700.2	703.1	706.0	708.9	711.9	714.8	717.8	720.8	723.9	177
178	726.9	730.0	733.0	736.1	739.2	742.4	745.5	748.7	751.9	755.1	178
179	758.3	761.6	764.8	768.1	771.4	774.8	778.1	781.5	784.9	788.4	179
180	791.8	795.3	798.7	802.2	805.8	809.3	812.9	816.5	820.1	823.7	180
181	827.4	831.1	834.8	838.6	842.4	846.2	850.1	853.9	857.8	861.8	181
182	865.7	869.7	873.6	877.6	881.7	885.7	889.8	894.0	898.1	902.3	182
183	906.5	910.8	915.0	919.4	923.7	928.1	932.5	937.0	941.4	946.0	183
184	950.5	955.1	959.7	964.3	968.9	973.6	978.4	983.1	988.0	992.8	184
185	998.	1003.	1008.	1013.	1018.	1023.	1028.	1033.	1038.	1044.	185
186	1049.	1054.	1060.	1065.	1070.	1076.	1081.	1087.	1093.	1098.	186
187	1104.	1110.	1116.	1121.	1127.	1133.	1139.	1145.	1152.	1158.	187
188	1164.	1170.	1177.	1183.	1189.	1196.	1202.	1209.	1216.	1222.	188
189	1229.	1236.	1243.	1250.	1257.	1264.	1271.	1279.	1286.	1294.	189
190	1301.	1308.	1316.	1323.	1331.	1339.	1346.	1354.	1362.	1370.	190
191	1378.	1386.	1394.	1403.	1411.	1420.	1429.	1437.	1446.	1455.	191
192	1464.	1473.	1482.	1491.	1501.	1510.	1520.	1529.	1539.	1549.	192
193	1559.	1569.	1579.	1590.	1600.	1611.	1622.	1633.	1644.	1655.	193
194	1666.	1677.	1689.	1700.	1712.	1723.	1735.	1747.	1759.	1772.	194
195	1784.	1797.	1809.	1822.	1836.	1849.	1862.	1876.	1890.	1904.	195
196	1918.	1932.	1947.	1961.	1976.	1991.	2006.	2022.	2037.	2053.	196
197	2069.	2085.	2102.	2119.	2136.	2153.	2170.	2188.	2206.	2224.	197
198	2243.	2262.	2281.	2300.	2319.	2339.	2359.	2380.	2401.	2422.	198
199	2443.	2465.	2487.	2509.	2532.	2555.	2579.	2603.	2627.	2652.	199
200	2677.	2702.	2728.	2755.	2781.	2809.	2836.	2864.	2893.	2922.	200

APENDICE B

ANALISIS DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO DE AGUA

2.1 GENERALIDADES DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO DE AGUA

En las torres de enfriamiento, el agua ingresa a través de la parte superior y se esparce por toda la sección transversal mediante un sistema de distribución; entonces cae por gravedad y se pone en contacto directo con la mezcla de enfriamiento (en lo sucesivo, se hará referencia a dicha mezcla denominándola simplemente aire de enfriamiento).

Con el fin de facilitar la formación de grandes superficies de contacto entre el agua y el aire para la transferencia de masa y calor, las torres de enfriamiento están equipadas con una o más unidades de empaque llamadas *celdas*. El número de éstas dependerá de los flujos a manejar. En la figura 2-1 se puede apreciar una torre de enfriamiento con 14 celdas ordenadas en pares.

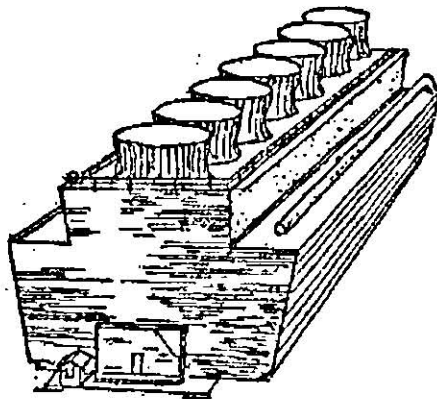


Fig. 2-1. Torre de enfriamiento de varias celdas

El tiempo de contacto entre el agua y el aire está determinado en gran medida por la altura de las celdas, y si esta no se calculó correctamente para el tipo de relleno empleado, no se obtendrá el rendimiento deseado.

Si el aire ingresa por la parte inferior de una celda y atraviesa verticalmente, circulando en sentido contrario a la caída del agua, se dice que la operación se realiza con *flujo en contracorriente*, mientras que se ingresa por un lado y sale por el opuesto, moviéndose perpendicularmente con respecto al curso del líquido, se afirma que la operación se realiza con *flujo cruzado*.

Las torres de enfriamiento se diseñan y construyen en diversos tipos, cada uno presenta ventajas y desventajas frente a los demás. El modelo a seleccionar dependerá de muchos factores, entre otras, la temperatura a la cual se desea enfriar el agua, los recursos económicos disponibles y el lugar donde se ubicará la torre de enfriamiento.

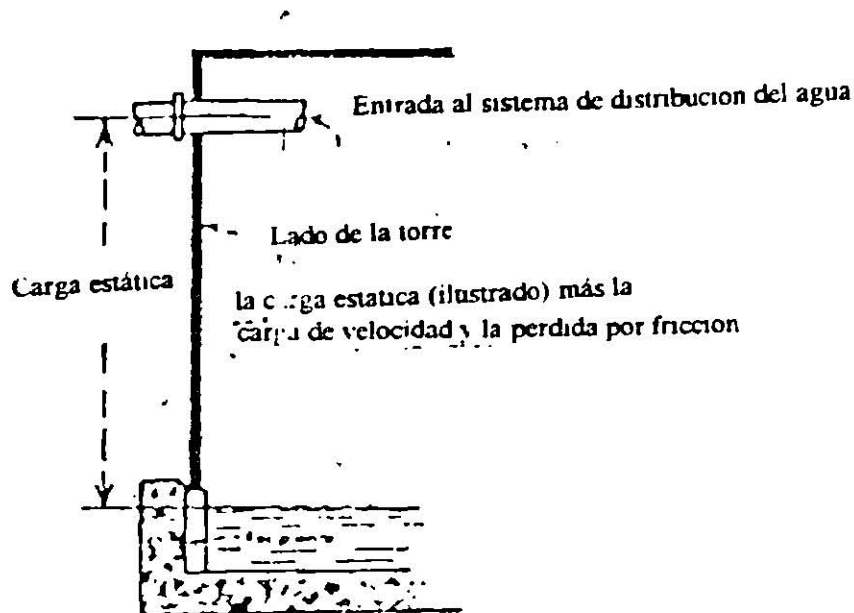
Por lo general, estos equipos se clasifican de acuerdo con el medio empleado para el suministro del aire. En la siguiente sección se presentará una breve revisión de los tipos más comunes.

2.1.1 TERMINOLOGIA DE OPERACION

Quienes operan o fabrican equipo mecánico especializado, crean en forma gradual su propio "idioma" con palabras y frases que describen funciones, partes o características particulares relacionadas de su equipo. A continuación aparecen algunos de los términos más comunes utilizados con equipo para enfriamiento atmosférico del agua:

Escala de enfriamiento (Rango):

Son los grados centígrados que se enfría el agua en el equipo de enfriamiento (fig. 2-2). Es la diferencia en temperatura entre el agua caliente que entra a la torre de enfriamiento y la temperatura del agua fría que sale de la torre.



El término "carga de bombeo" ilustrado se usa en el diseño de las torres de enfriamiento

Fig. 2-2

Acercamiento:

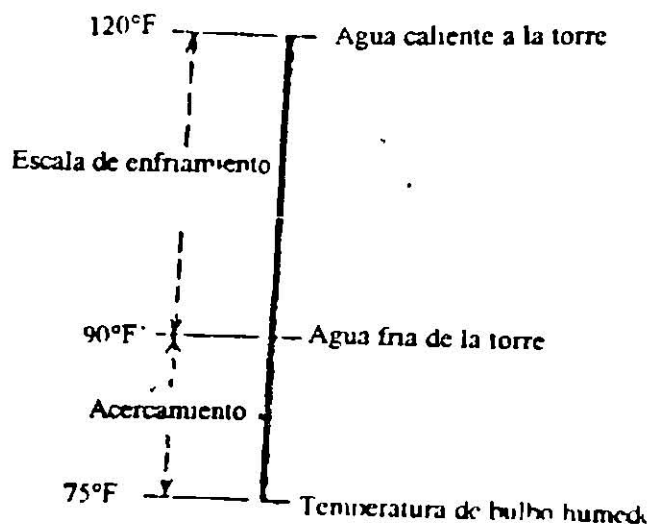
Es la diferencia en grados centígrados entre la temperatura del agua fría que sale de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente, (fig. 2-2).

Carga de calor o carga térmica:

Es la cantidad de calor disipada por la torre de enfriamiento en kcal por cada hora. Es igual a los kilogramos de agua circulados multiplicados por el rango de enfriamiento.

Carga de bombeo:

Es la presión requerida para elevar el agua desde la superficie en el estanque hasta la parte superior de la torre y hacerla circular por el sistema de distribución de agua, (fig. 2-3). La carga de bombeo es igual a la carga estática, más la pérdida por fricción en el sistema de distribución en el sistema de distribución y a la carga de velocidad (carga requerida para mantener la velocidad del agua).



La definición esquemática explica los términos "rango de enfriamiento" y "acercamiento"

Fig. 2-3

Brisado:

Es la pequeña cantidad de agua sin evaporar que se pierde desde la torre en forma de rocío o gotitas. Es agua arrastrada por el aire en circulación. El brisado es una pérdida de agua independiente del agua perdida por evaporación. La pérdida por brisado al contrario de la perdida por evaporación se puede reducir con un buen proyecto.

Purga:

Es un desperdicio continuo o intermitente de una pequeña cantidad del agua en circulación, para evitar la concentración de productos químicos del agua. El propósito de la purga en las torres es reducir los sólidos solubles o dureza. Esto disminuye la tendencia del agua a formar incrustaciones.

Adición:

Es el agua requerida para sustituir el agua perdida por evaporación, brisado, purga y fugas pequeñas

2.2 CLASIFICACION DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

2.2.1. TORRES ATMOSFERICAS.

En este tipo de torres (fig.2-4) se aprovechan las corrientes naturales de aire, que penetran al equipo a través de unas persianas laterales, cuya función es impedir pérdidas excesivas de agua por arrastre.

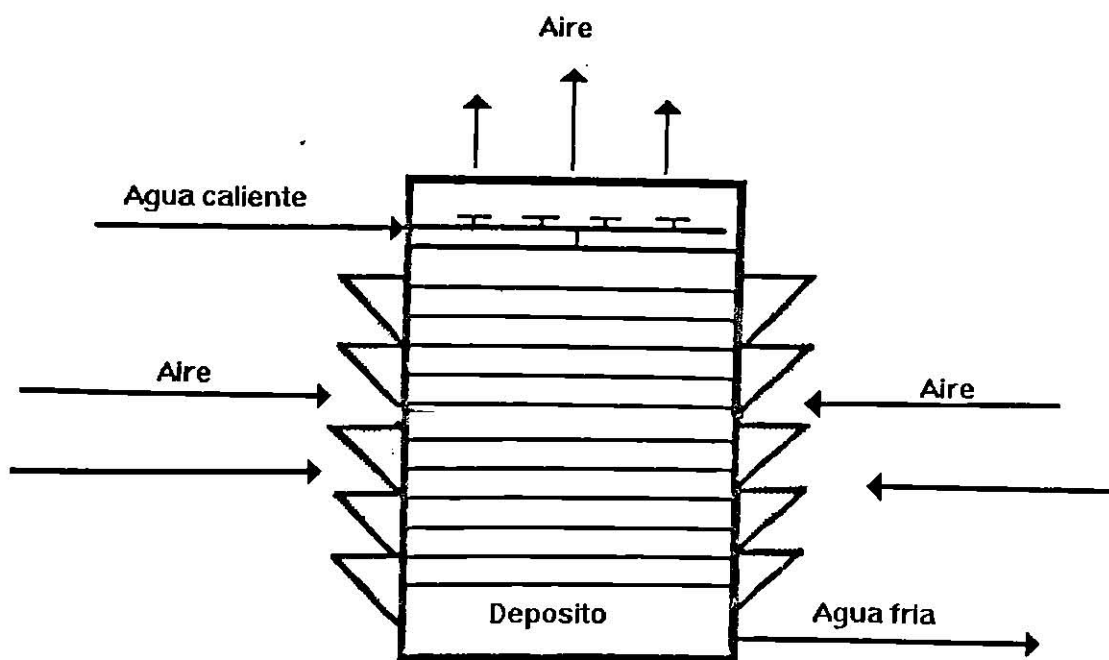


Fig. 2-4 Torre atmosférica.

Las torres atmosféricas deben orientarse de acuerdo con la dirección del viento que predomina durante el año. deben ser angostas para no provocar una gran caída de presión en la corriente de aire, y en consecuencia, serán más largas que las otras torres para una capacidad de enfriamiento determinada. Es necesario ubicarlas en lugares abiertos, donde no existan obstáculos para las corrientes atmosféricas.

En estas torres, el flujo de aire es perpendicular al de agua, por lo que se dice que operan con flujo cruzado. Para un desempeño adecuado se requieren vientos con velocidades de 7.5 a 10.5 kilómetros por hora. En estas condiciones, la torre atmosférica puede ser la más económica. Si bien debido a su tamaño la inversión inicial es alta, se elimina el costo principal de operación de las torres con tiro mecánico: la energía consumida por el ventilador. Sin embargo existe el costo de bombeo del agua hasta la parte superior, que es relativamente alta.

Una de las principales desventajas que presentan las torres analizadas en su dependencia de las corrientes naturales para lograr una operación aceptable. Por otra parte, no consiguen enfriar el agua a temperaturas cercanas a la de bulbo húmedo del aire.

2.2.2 TORRES DE TIRO NATURAL O HIPERBOLICAS

En una torre de tiro natural, se aprovecha la diferencia de densidades entre el aire atmosférico relativamente frío, y el aire caliente en el interior del equipo para promover el flujo ascendente de la corriente de enfriamiento a través del empaque.

La torre debe ser alta, ya que la diferencia de presiones producida por el efecto de las distintas densidades es aproximadamente proporcional a la altura del equipo. Para favorecer el tiro natural también se requiere una sección transversal grande en la parte inferior y una coraza en forma hiperbólica.

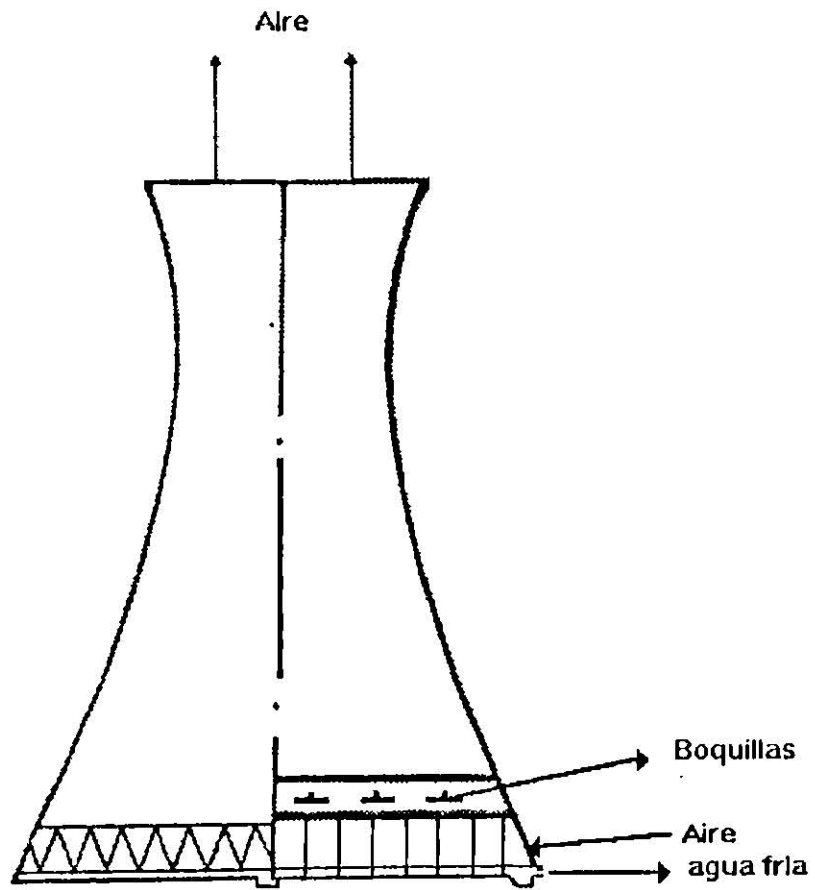
Las diferencia de densidades que impulsa el flujo de aire depende, así mismo, de la temperatura que alcance éste en la región empacada, lo cual por supuesto está en función de la temperatura del agua a la entrada y a la salida de la torre. El agua caliente da lugar a una corriente rápida de aire a través del empaque, pero conforme su temperatura se va reduciendo hacia la parte baja de la torre, la velocidad del aire también disminuye.

En las torres de este tipo, el empaque ocupa únicamente la parte inferior y tiene poca altura en comparación con la de la estructura, que en su mayor parte se emplea para promover el tiro natural.

Cabe señalar que la resistencia al flujo de aire debe reducirse lo más posible, para evitar grandes caídas de presión.

El costo inicial de una torre de este tipo es elevado, por su gran tamaño, y en cuanto al consumo de energía, sólo lo realiza para bombear el agua hasta la parte superior del relleno, cuya altura es normalmente menor que en una torre atmosférica.

Dado que el flujo de aire se produce por la diferencia de densidades, estas torres trabajan mejor en lugares donde la atmósfera tiene una humedad relativamente alta. Por supuesto que el agua a enfriar deberá tener una temperatura mayor que la de bulbo seco del aire, con el fin de que la densidad de éste disminuya dentro de la torre.



-A) Flujo en contra corriente

Fig. 2-5 Torre de tiro natural

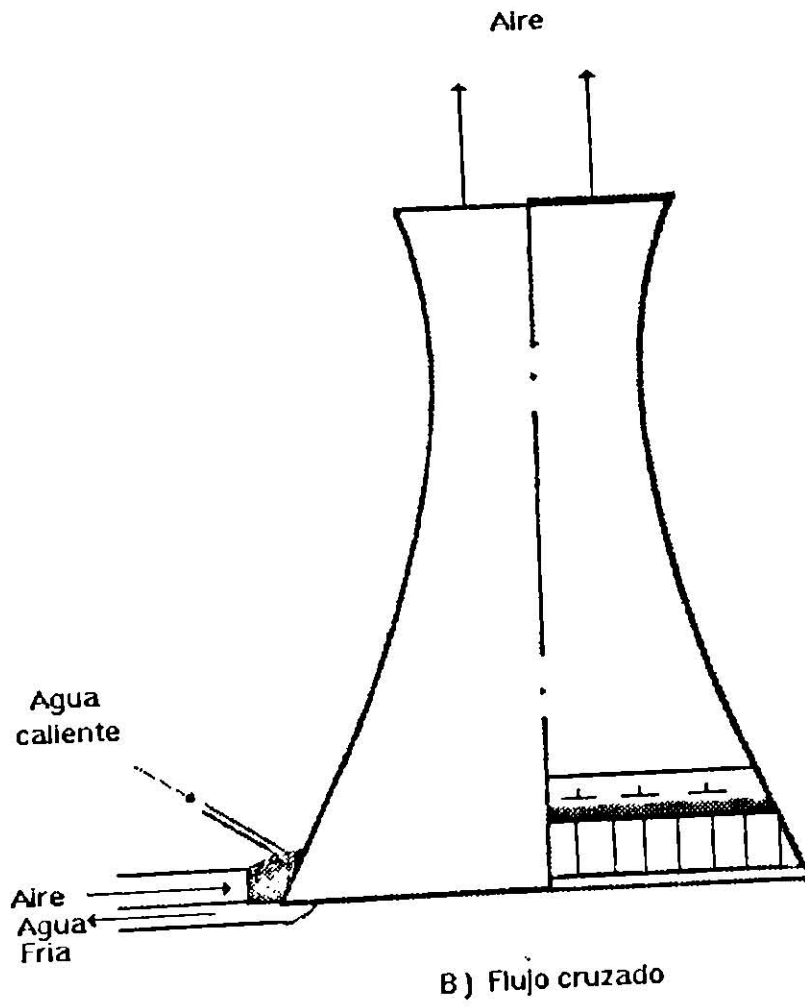


Fig. 2-5 Torre de tiro natural

Si durante algún periodo del día la temperatura del aire se eleva notablemente con respecto a la del agua que se va a enfriar, el rendimiento de la torre bajará, lo cual representa un inconveniente.

Otra desventaja que tienen las torres de tiro natural es su incapacidad para enfriar el agua a una temperatura cercana a la de bulbo húmedo del aire. Sin embargo, pueden representar una opción económica puesto que se eliminan el alto costo de operación del ventilador y el mantenimiento del equipo mecánico cuando se manejan grandes volúmenes de agua y no se requiere un acercamiento muy pequeño. Estas torres pueden operar con flujo cruzado o en contracorriente (fig. 2-5).

Actualmente su uso, al igual que el de las torres atmosféricas, está declinando en América pero aún se continúan empleando en Europa y en el Medio Oriente.

2.2.3 TORRES DE TIRO MECANICO

Las torres de tiro mecánico emplean ventiladores para abastecerse del aire de enfriamiento que circulará a través de ellas. De esta forma, su desempeño es más estable y depende de un número menor de variables psicrométricas que el de las torres atmosféricas y de tiro inducido.

La presencia de ventiladores provee, así mismo, de un medio para regular el flujo de aire cuando las condiciones de operación lo requieran.

De acuerdo con la colocación del ventilador, las torres de este tipo pueden ser de *tiro forzado* (fig. 2-6) o de *tiro inducido* (fig. 2-7).

Si el ventilador está montado frente a la entrada del aire en la base de la torre, se dice que el tiro es forzado. Este arreglo tiene la ventaja de que todo el equipo mecánico se encuentra fuera de la torre, facilitando las labores de inspección y mantenimiento y reduciendo los problemas de corrosión, ya que el aire impulsado está en condiciones atmosféricas, menos agresivas que las del aire que sale de la torre. Por otra parte, la desventaja es que durante el invierno el desempeño del ventilador puede verse afectado por la formación de hielo sobre las aspas.

Otro inconveniente que presenta este modelo es que la distribución del aire es relativamente pobre, debido a las altas velocidades y gran turbulencia que alcanza este elemento a la entrada de la torre.

Después de su trayectoria a través del relleno, el aire sale por la sección superior a baja velocidad, lo cual ocasiona que una parte de él sea succionada nuevamente por el ventilador (recirculación parcial). Esto, desde luego, disminuye el rendimiento de la torre ya que la corriente de entrada se contamina con aire cuya humedad y temperatura son mayores.

Estas torres operan con flujo en contracorriente.

En las torres de tiro inducido, el ventilador está montado sobre la sección superior, por donde se descarga el aire de enfriamiento.

El equipo mecánico, expuesto a corrientes con temperaturas relativamente altas, no corre el riesgo de que se forme hielo sobre sus partes, sin embargo, el peligro de corrosión es mayor que en las torres de tiro forzado dada la posición del ventilador, el aire puede ingresar a la torre a través de una o más paredes y tendrá una distribución

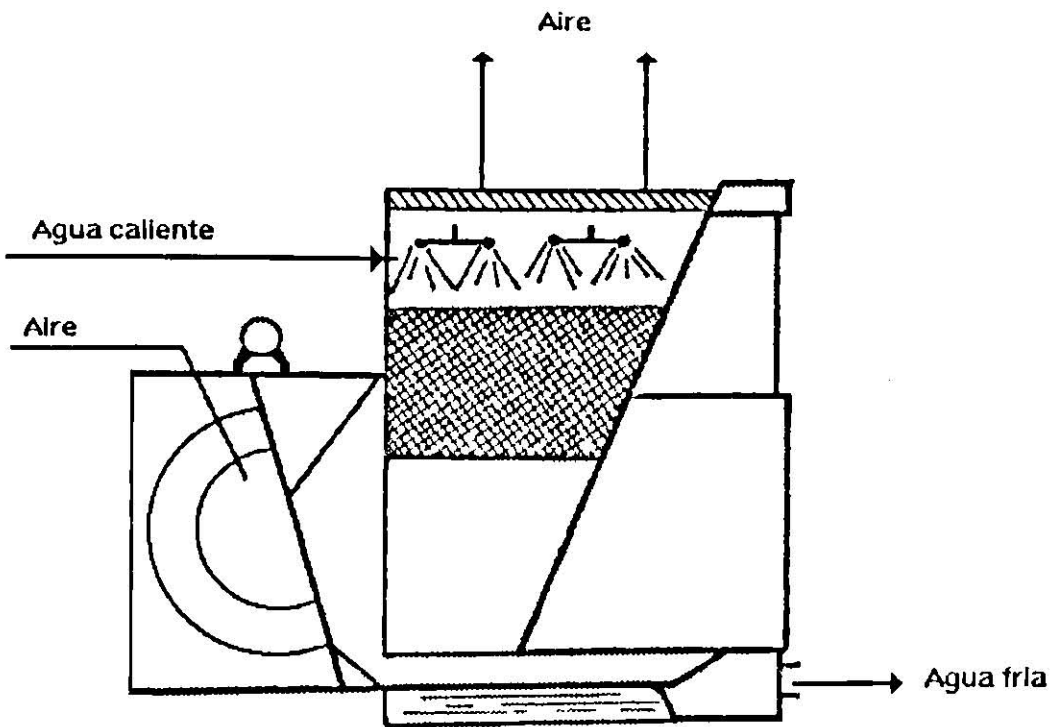


Fig. 2 6 Torre de tiro forzado

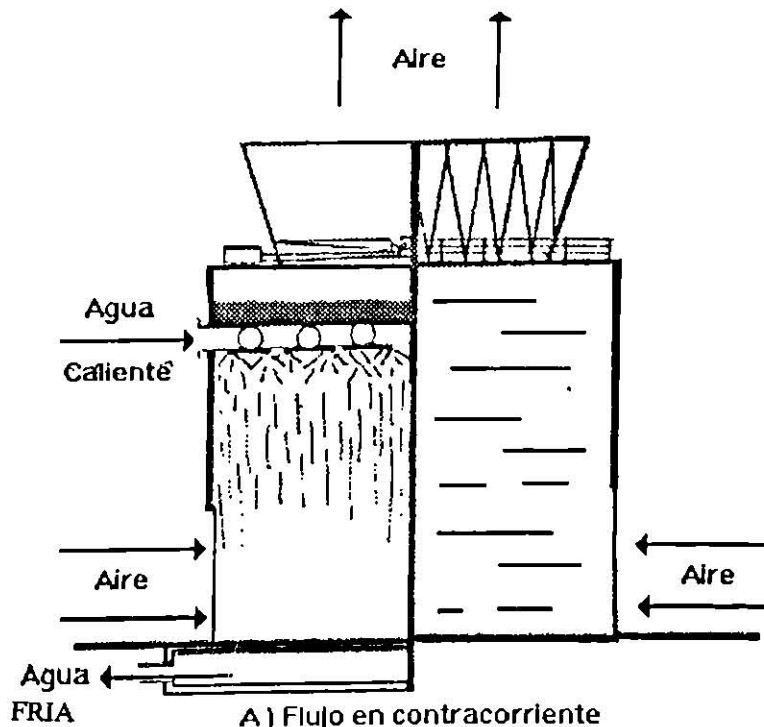


Fig. 2 7 Torres de tiro inducido

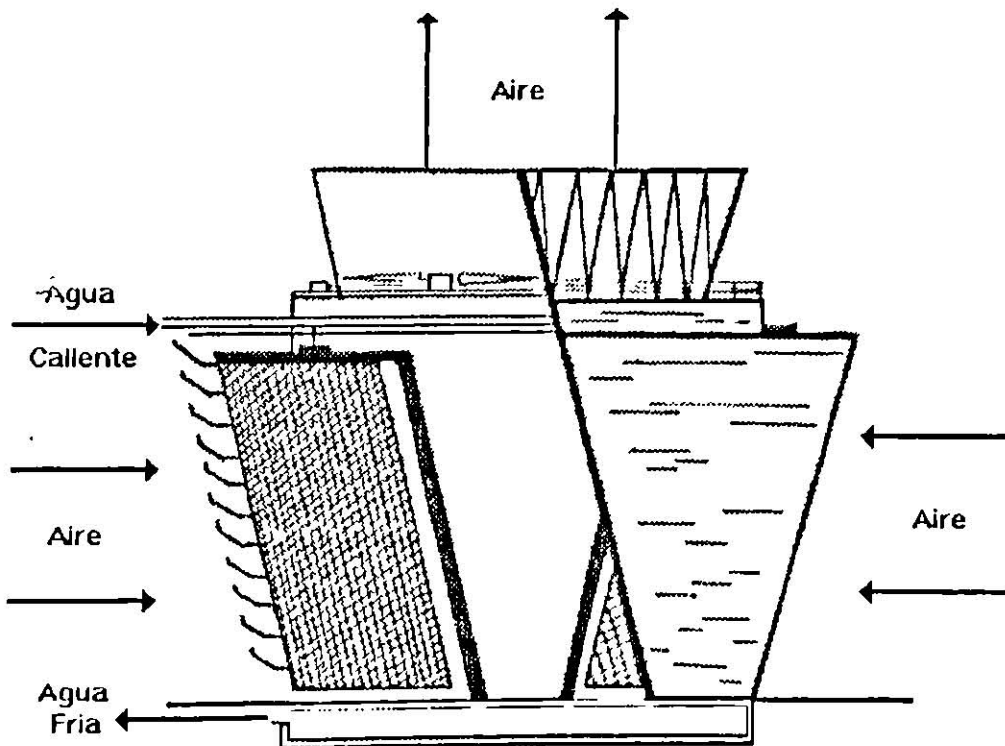
uniforme en el empaque. Por otra parte, hay muy poca o ninguna tendencia a que se formen zonas de baja presión frente a las aberturas por las cuales penetran las corrientes de enfriamiento, como ocurre cuando se emplea el *tiro forzado*. Este hecho, aunado al de que la descarga del aire se realiza a alta velocidad, reduce considerablemente el riesgo de que se presente la recirculación parcial.

Las torres de tiro inducido pueden operar con flujo en contracorriente o cruzado, y las ventajas que ofrecen han hecho que actualmente se empleen más que las de tiro forzado.

Las torre que operan con flujo cruzado se subclasifican de acuerdo con el numero de entradas para el aire con que se cuenta. Se construyen con una entrada en lugares donde las corrientes naturales disponen de una sola trayectoria libre de obstáculos hacia la torre; o bien, donde el viento tiene una dirección predominante durante el año. Orientando la entrada de aire de modo que reciba directamente las corrientes naturales, la recirculación parcial puede eliminarse por completo (fig 2-8).

También se diseñan torres que operan con doble flujo cruzado (tienen dos entradas para el aire). Después de atravesar las regiones empacadas, ambas corrientes se juntan en un claro en el centro de la torre y salen por la parte superior (fig. 2-7-b).

Pueden construirse torres con varias celdas, pero generalmente, éstas estarán dispuestas por pares, cada uno de los cuales empleará un sistema de tiro inducido (fig. 2-1).



B) Flujo cruzado
Fig. 2-7 Torres de tiro Inducido

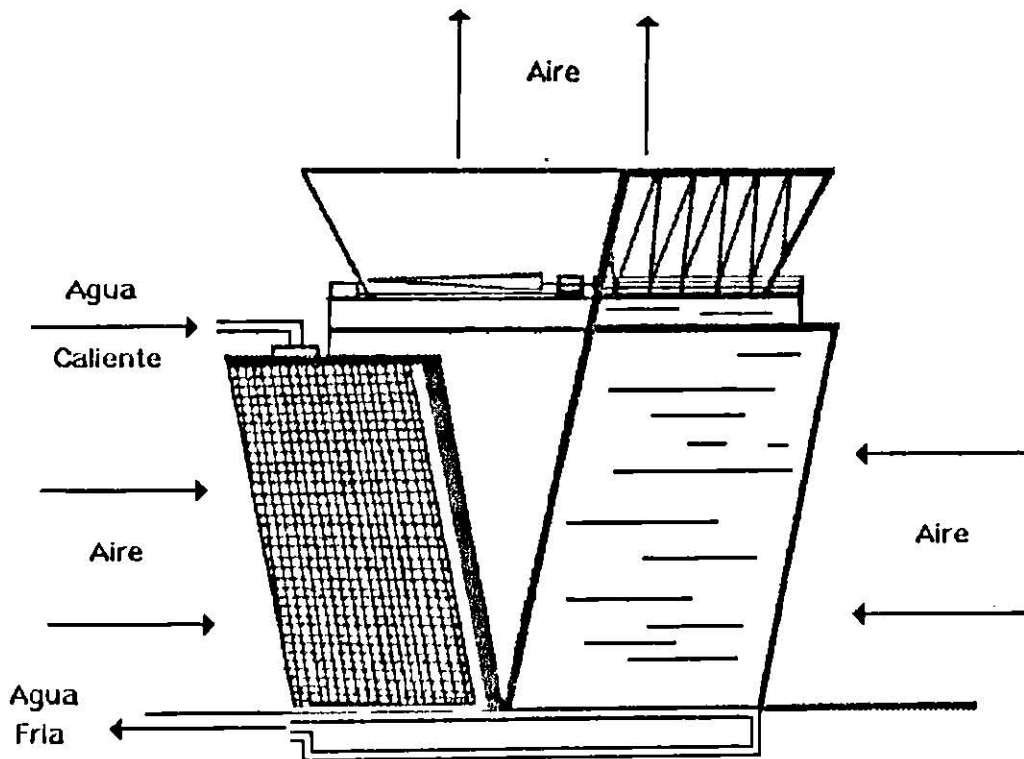


Fig. 2 8 Torre de una celda que opera con flujo cruzado

2.3.4 TORRES DE ROCIO

Las torres de rocío (fig. 2-9) no tienen empaque, de modo que para incrementar la superficie de contacto entre el aire y el agua, ésta se pulveriza haciéndola pasar por boquillas esparcidoras para después dejarla caer por gravedad. La operación puede hacerse con flujo cruzado o en contracorriente y el aire puede abastecerse con ventiladores o aprovechando las corrientes atmosféricas.

El uso de estas torres se limita a aquellos procesos en los cuales no se requiera enfriar el agua a una temperatura cercana a la de bulbo húmedo del aire. También se emplean cuando el agua tiene un alto grado de sustancias contaminantes que pueden dañar el material de empaque. Estas torres tienen un menor rendimiento que todas las demás.

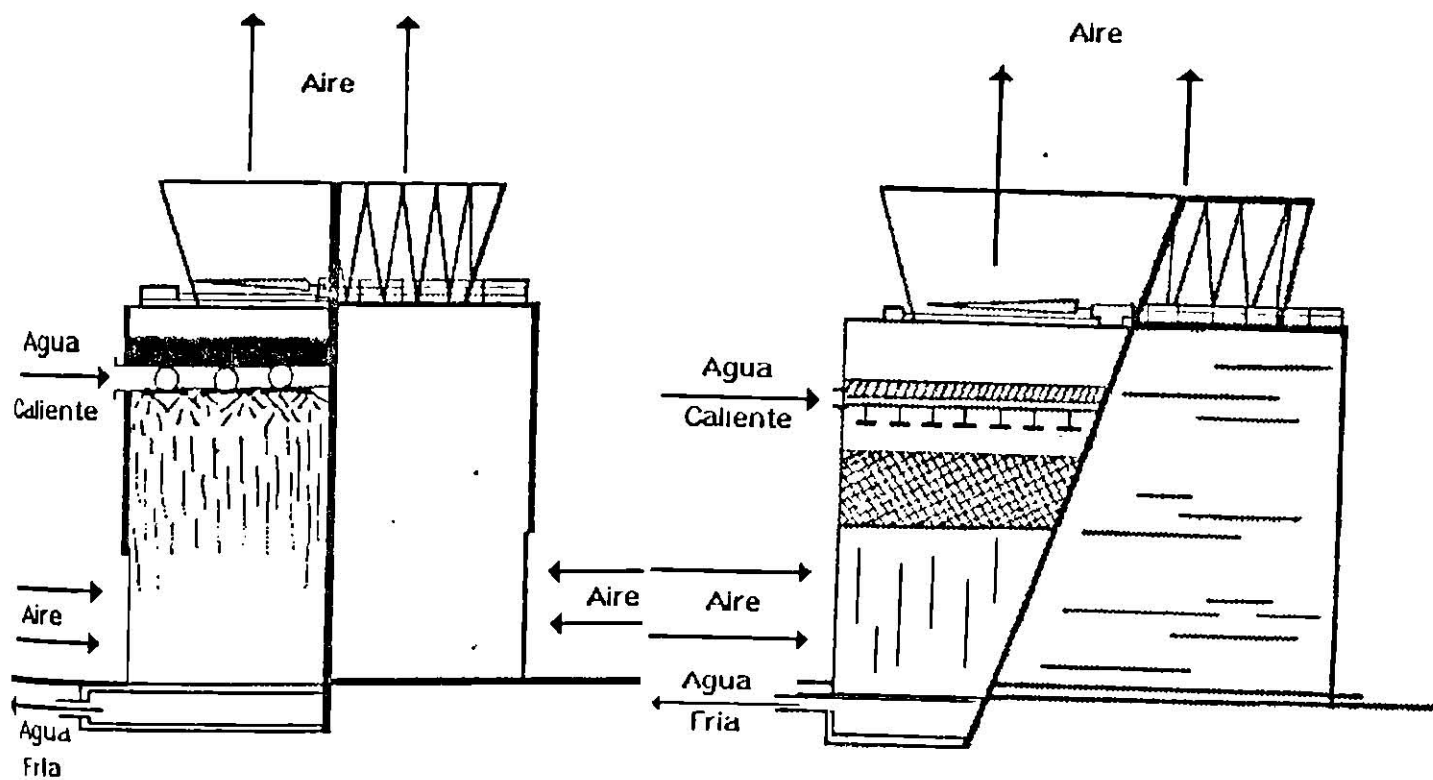


Fig 2-9 Torre de rocío

Fig 2-9 Torre de rocío

2.3 TORRES QUE OPERAN CON FLUJO EN CONTRACORRIENTE VS TORRES QUE OPERAN CON FLUJO CRUZADO

En esta sección se analizarán, comparativamente, las torres que operan con flujo en contracorriente y las torres que lo hacen con flujo cruzado.

Como se podrá apreciar, cada tipo de torre presenta ventajas y desventajas con respecto al otro; por lo que, para hacer una correcta elección, se deben considerar los cargos fijos, los costos de operación y el servicio requerido.

En general, puede afirmarse que una torre que opera con flujo en contracorriente ofrece un mejor servicio cuando se requieren amplios rangos de enfriamiento y pequeñas aproximaciones; pero también puede aseverarse que comúnmente, tendrá menores costos de operación una torre que trabaja con flujo cruzado.

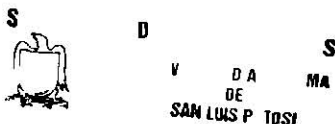
La explicación para la primera aseveración es que cuando el trabajo se realiza con flujo en contracorriente, el potencial de la transferencia de masa y energía es constante a todo lo ancho de la torre -y por lo tanto se aprovecha más eficientemente- que cuando la operación se lleva a cabo con flujo cruzado. En éste último caso la fuerza impulsora del transporte de masa y energía disminuye continuamente en las direcciones de los flujos de agua y de aire, de tal manera que si éste se mueve hacia la derecha en una celda, dicha fuerza tendrá su máximo valor en la esquina superior izquierda y alcanzará el mínimo en la arista diagonal opuesta (fig. 2-10).

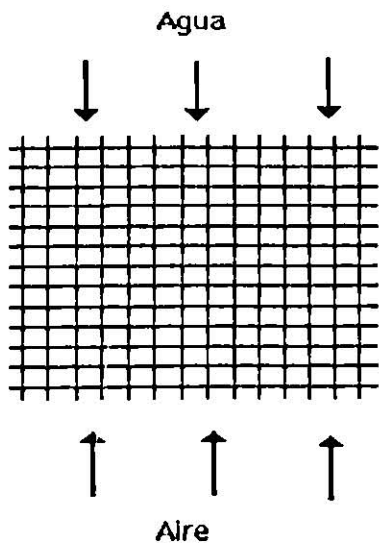
En cuanto a la segunda afirmación, se tiene que, en general, las torres que operan con flujo en contracorriente son más altas que las que lo hacen con flujo cruzado, debido a que requieren grandes aberturas en la parte inferior para la entrada del aire, a lo cual se suma la longitud vertical del empaque (fig. 2-7-a). Esto implica la necesidad de grandes cabezas de bombeo para llevar el agua hasta la parte superior. En cambio, la altura de una torre que trabaja con flujo cruzado es básicamente igual a la del empaque.

En cuanto a la pérdida de presión es mayor cuando el aire tiene que moverse contra la caída del agua que cuando lo hace transversalmente con respecto al curso del líquido por lo cual el ventilador requerirá mayor potencia en el primer caso.

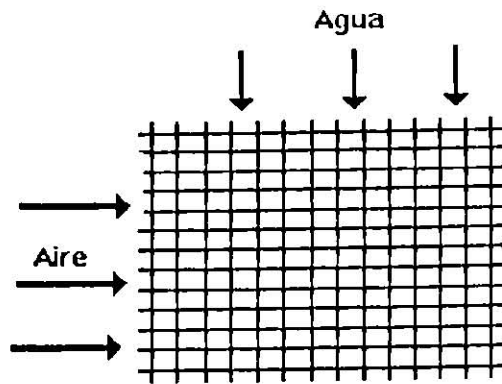
Lo anteriormente expuesto coincide con las investigaciones de Molyneux, quien concluye que mientras más grande sea el rango y más difícil de lograr la aproximación especificada, más considerable será la ventaja que para cumplir con los requerimientos tendrá una torre que opere con flujo en contracorriente. Así mismo, señala que en condiciones de trabajo menos extremas, las torres que operan con flujo cruzado aventajan a las otras debido a sus menores costos de operación.

Por otra parte, la distribución del agua en el área transversal superior de una torre que trabaja con flujo en contracorriente se hace mediante ductos con boquillas rociadoras de alta presión. En el otro tipo de torre, existen depósitos con orificios provistos de boquillas distribuidoras a través de las cuales el líquido cae por gravedad. Estos depósitos están montados sobre las unidades de relleno, y es posible darles

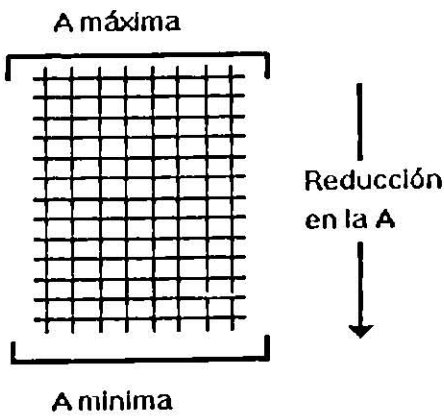




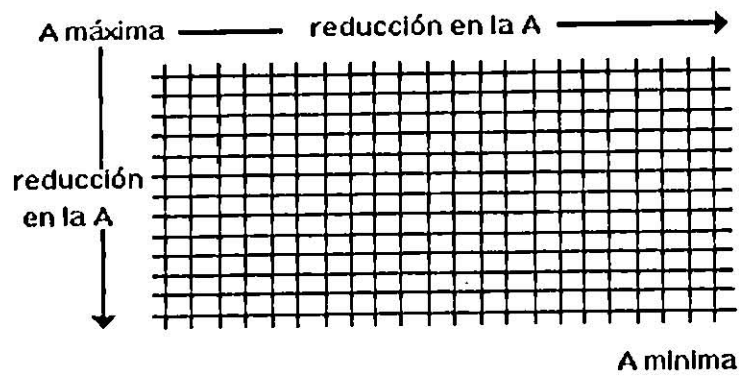
A. Torre de flujo en contracorriente (Region empacada)



B. Torre de Flujo cruzado (Region empacada)



C. La fuerza impulsora es constante a todo lo ancho del empáque. solo disminuye hacia abajo.



D. La fuerza impulsora disminuye en las direcciones de los flujos de agua y aire



E. Variación entre A_M y A_m para la torre en flujo a contracorriente



F. Variación entre A_M y A_m para la torre en flujo cruzado

A = Fuerza impulsora A_M = Fuerza impulsora máxima A_m = Fuerza impulsora mínima

Fig. 2 10 Fuerzas Impulsoras

mantenimiento aun cuando la torre está trabajando, lo cual no es factible con los sistemas de distribución mencionados en primer término.

En cuanto al terreno, las torres que operan con flujo en contracorriente requieren generalmente una menor área para el mismo servicio.

2.4 TRANSFERENCIA SIMULTANEA DE CALOR Y MASA

De acuerdo con la teoría de la película estática, cuando un fluido circula sobre una fase diferente, su velocidad tiende a cero en la superficie de contacto. Esto significa que el fluido contiguo al límite de la fase está en reposo o estancado, formando una película muy fina, sobre la cual el flujo es turbulento.

Si la película está fija puede afirmarse que a través de ella la transferencia de calor se lleva a cabo mediante el mecanismo de conducción, y la de masa por difusión molecular. Este último fenómeno, por supuesto provoca por sí mismo un transporte de energía térmica. Según sea el sentido de la difusión molecular, puede elevar o reducir la rapidez de la transferencia de calor.

La película tiene una longitud determinada Z_0 , sin embargo, el modelo no sugiere ninguna base para su predicción, lo cual es necesario para el cálculo de las velocidades de transporte.

Otra de las fallas de la teoría expuesta es que sugiere que la transferencia de masa es linealmente proporcional al coeficiente de difusión. En realidad, parece ser que la turbulencia desaparece gradualmente al alcanzarse la interfase, y que del mismo modo va disminuyendo la difusión de remolino (dominante en el seno del fluido) para dar paso a la difusión molecular. Esto conduce a la idea de que el transporte másico se da de acuerdo con una función del tipo D^n , donde n es igual a cero en el límite exterior de la película y n es igual a uno en la superficie de contacto.

Aun con las limitaciones expuestas, el modelo ha resultado notablemente útil en diversas aplicaciones, como en el caso de la transferencia simultánea de calor y masa en las torres de enfriamiento de agua. En estos equipos el líquido se pone en contacto con una mezcla no saturada de aire y vapor de agua en las siguientes condiciones (fig.2-11).

La temperatura interna de la gota de agua es más alta que la de interfase, lo cual provoca una transferencia de calor sensible hacia la superficie ($t_i > t_i'$). No ocurre un transporte de masa dentro de la gota, ya que no existe un gradiente de concentración con la interfase (se trata de un compuesto puro). Puesto que $t_i' > t_g$, habrá lugar a que se transfiera calor sensible a través de la película que rodea a la gota de agua. Por otra parte, la humedad de la interfase es mayor que la de la mezcla exterior lo cual provocará que una parte del agua que forma la gota se evapore, llevando consigo el calor latente necesario para el proceso.

Hay ocasiones en que el calor latente y el calor sensible se transfieren a través de la película en sentidos opuestos. Esto sucede cuando la temperatura del agua que se ha

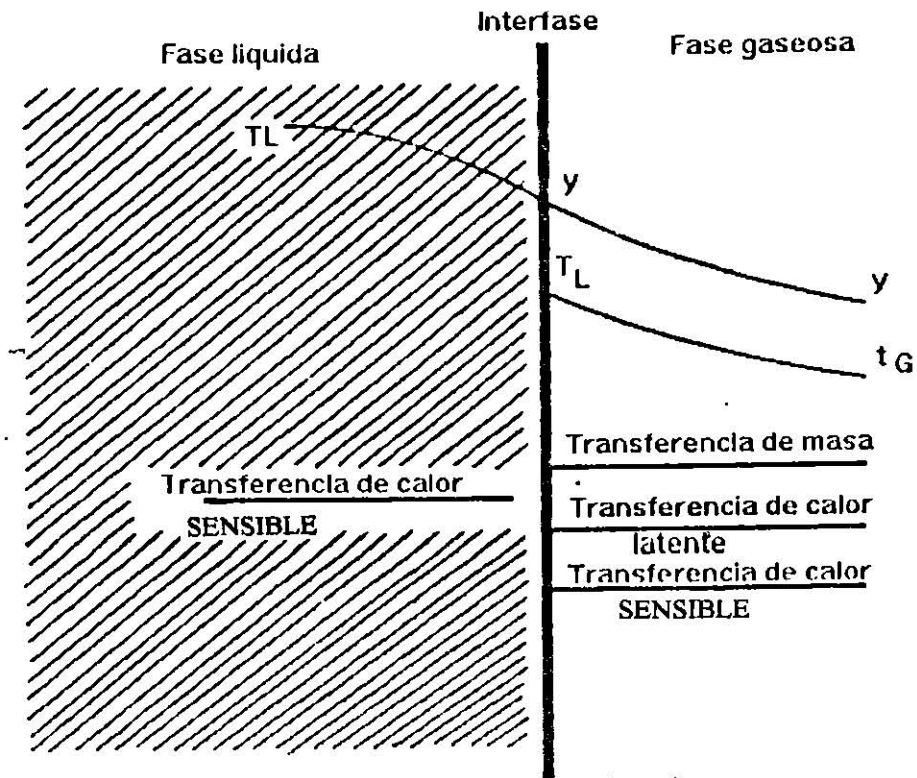


Fig. 2-11 Transferencia simultanea de calor y masa

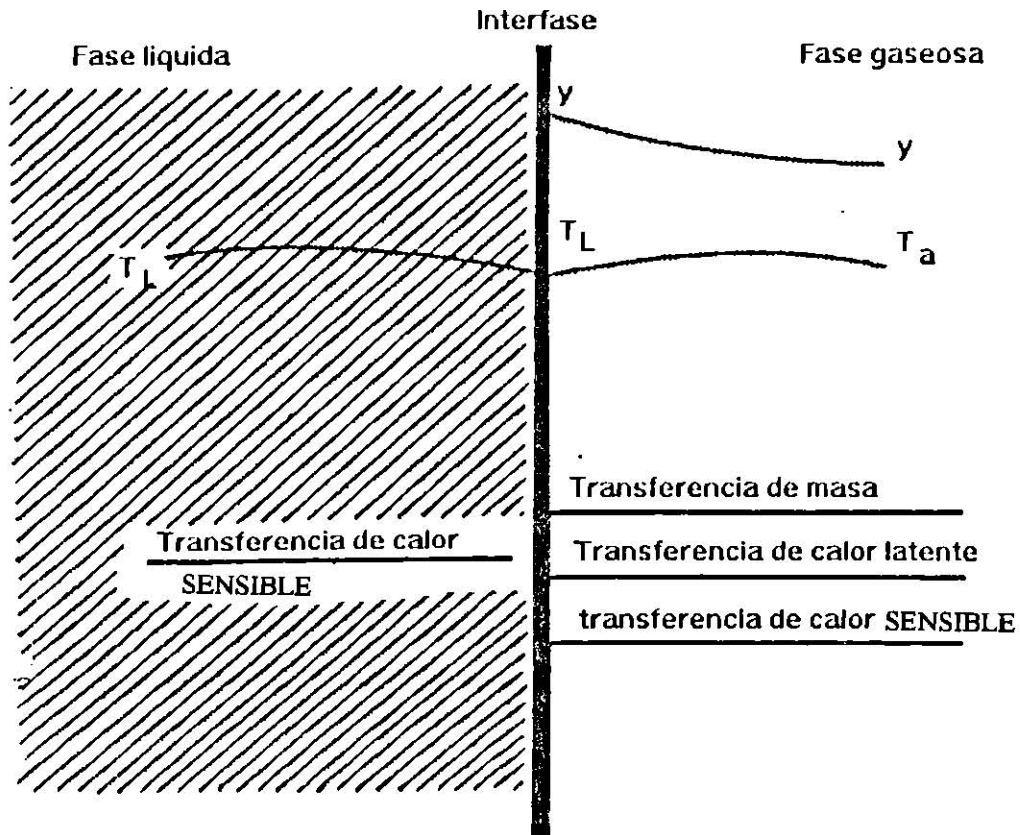


Fig 2-12 Transferencia simultanea de calor y masa

de enfriar es menor que la de bulbo seco del aire, pero mayor que la de bulbo húmedo; también suele ocurrir este fenómeno en la parte inferior de las torres de enfriamiento.

Analizando la figura 2-12 se tiene que la transferencia de calor sensible dentro de la gota se da de la misma manera que en el caso anterior, puesto que se cumple la desigualdad $t_i > t_i'$. Sin embargo, debido a que la temperatura de la mezcla exterior es mayor que la de la interfase, se transmitirá calor sensible de la primera hacia la segunda. Con todo, la condición de que la humedad en la interfase es mayor que la humedad en el seno del gas, por lo cual, tendrá lugar la evaporación de una porción de la gota de agua, provocando la transferencia de calor latente hacia la mezcla exterior. Este calor latente supera grandemente al calor sensible que fluye hacia la interfase y por esta razón es comprensible el hecho de que el agua pueda enfriarse a una temperatura más baja que la de bulbo seco de la mezcla.

Es bien sabido que la mínima temperatura que puede alcanzar el agua es la de bulbo húmedo de la mezcla enfriadora; a esta temperatura, dicha mezcla estará saturada y no recibirá más vapor de agua; además, el flujo de calor sensible alcanzará el equilibrio. En realidad el agua no llega a la temperatura de bulbo húmedo en las torres de enfriamiento, teóricamente la podría conseguir en un equipo de dimensiones infinitas.

2.5 FUNCIONAMIENTO DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

2.5.1 EL AGUA

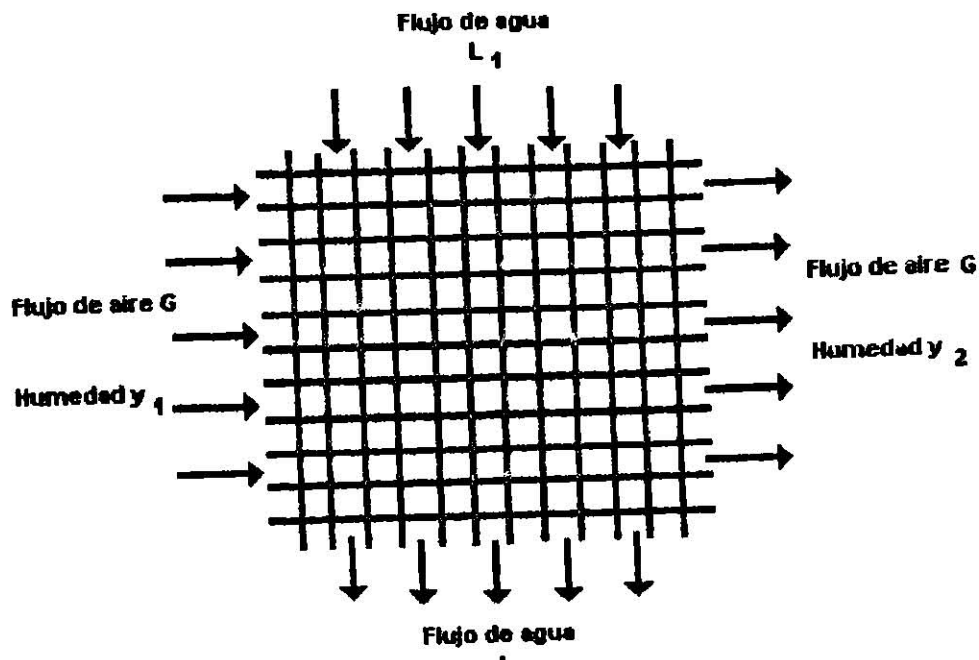
El agua que circula a través de una torre de enfriamiento debe tratarse químicamente, para impedir que se depositen los sólidos e impurezas que contiene en las partes del sistema. La fijación de partículas afecta el desempeño del equipo e incrementa la resistencia al flujo de agua. Debido a la continua recirculación y aereación del líquido, es necesario también añadir compuestos que inhiban la corrosión y agentes que impidan el desarrollo de microorganismos.

Existen ciertas pérdidas de agua inherentes a la operación de una torre de enfriamiento, y deben ser repuestas continuamente con agua tratada de acuerdo con las especificaciones.

Una fracción del líquido circulante se evapora y se mezcla con la corriente de aire. El calor latente requerido para el cambio de fase es cedido por el líquido remanente y constituye la mayor parte de la energía térmica total que se transfiere hacia el aire. Esta pérdida de agua puede calcularse mediante un balance de masa hecho en cada celda de la torre (fig. 2-13).

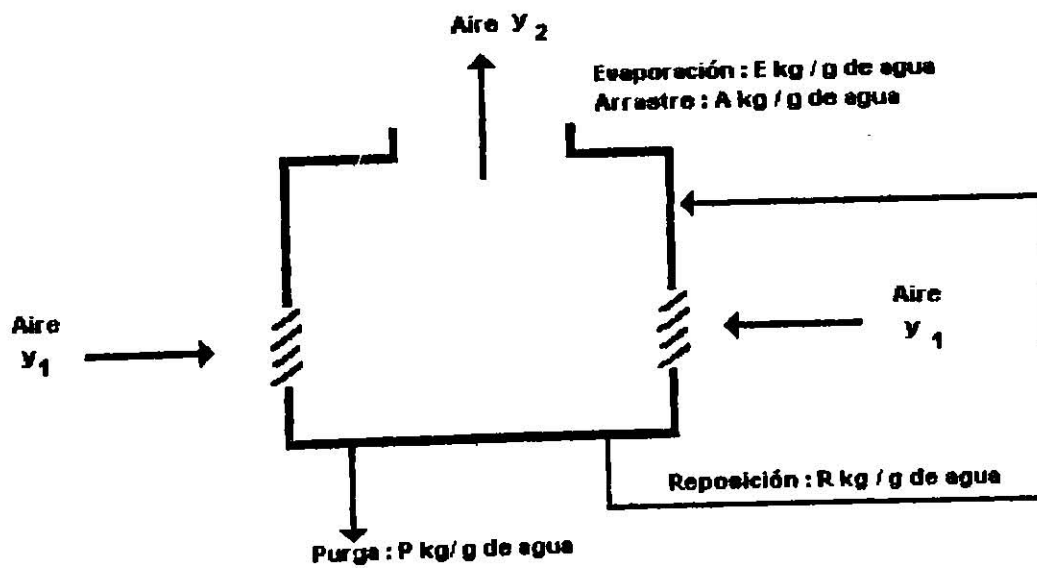
$$L_1 - L_2 = G(Y_2 - Y_1) \quad (2-1)$$

Otra cantidad de agua es arrastrada por el aire en forma de pequeñas gotas que se llevan su cantidad correspondiente de sólidos disueltos. El fabricante debe proporcionar el porcentaje de líquido así perdido.



Una parte del flujo de agua se evapora y se mezcla con el aire. de este modo se cumplen las siguientes relaciones: $L_2 = L_1 + y_2 - y_1$

Fig. 2-12 Balance de materia en una celda



y = kg sólidos disueltos / kg de agua circulante.

y_r = kg sólidos disueltos / kg de agua de reposición.

n = kg sólidos en el agua circulante / kg sólidos en el agua de recirculación

Fig 2-13 Balance de sólidos

Debido a la constante recirculación y evaporación del agua, la concentración de partículas que esta contiene se incrementa continuamente. Esto resulta dañino para la torre, ya que un nivel de sólidos disueltos superior al permisible de acuerdo con el tratamiento químico ocasiona que se depositen impurezas en las partes del equipo. Para impedir esto, es absolutamente imprescindible mantener una purga constante de agua, que garantice una concentración adecuada de partículas disueltas.

Con base a la figura 2-13, se tiene que un balance de sólidos se expresa mediante la igualdad

$$yP + yA = yrR \quad (2-2)$$

Al dividir entre yr ambos lados de la ecuación se obtiene

$$\frac{y}{yr}P + \frac{y}{yr}A = R \quad (2-3)$$

sea

$$n = \frac{y}{yr} \quad (2-4)$$

entonces

$$nP + nA = R \quad (2-5)$$

por lo cual

$$P + A = \frac{R}{n} \quad (2-6)$$

El balance de agua puede expresarse

$$P + A = R - E \quad (2-7)$$

combinando las ecuaciones (2-6) y (2-7) resulta

$$\frac{R}{n} = R - E \quad (2-8)$$

por lo cual

$$R = \frac{n}{n-1} E \quad (2-9)$$

sustituyendo esta ecuación en la (2-6) se obtiene

$$P = \frac{E}{n-1} - A \quad (2-10)$$

Generalmente, las pérdidas por arrastre están en el rango del 0.1% al 0.2% del líquido circulante. El agua de reposición es

$$R = P + E + A \quad (2-11)$$

2.5.2 EL VENTILADOR

En las torres de enfriamiento se emplean generalmente ventiladores axiales con transmisión por banda o mediante engranes.

De acuerdo con los trabajos de Monroe, la manera más económica de controlar el flujo de aire es utilizando un ventilador con ángulo de paso ajustable o con velocidad variable. Normalmente se utilizan motores totalmente cerrados y enfriados con aire.

La potencia que necesita el ventilador para impulsar un gasto de aire dado puede calcularse con la ecuación

$$\text{BHP} = \frac{F P_c}{746n} \quad (2-12)$$

en la cual, la F representa el gasto volumétrico de aire (en m^3/s), la P_c la presión estática total en la torre (en Pa) y la n la eficiencia del sistema motor-transmisión-ventilador.

La expresión adecuada para cuando la F se da en ft^3/min y la P_c en pulgadas de agua, es

$$\text{BHP} = \frac{F P_c}{6356n} \quad (2-13)$$

En el cálculo de la presión estática total, deben considerarse las resistencias al flujo de aire que presentan el empaque, las persianas y los eliminadores de rocío. También existen caídas de presión por cambios de dirección de las corrientes de enfriamiento. La resistencia ofrecida por cada uno de los elementos mencionados,

depende de las velocidades del aire y del agua. El fabricante de la torre puede proporcionar los datos necesarios para calcular la presión estática.

Si se desea acrecentar la capacidad de la torre es necesario incrementar el flujo de aire; sin embargo, se debe hacer previamente una evaluación económica de la situación; ya que cuando el ventilador opera en las condiciones de diseño y con una eficiencia constante, el flujo de aire solo se incrementará en la porción de la raíz cúbica del aumento de la potencia según la ecuación

$$\frac{h_{p2}}{h_{p1}} = \left[\frac{F_2}{F_1} \right]^3 \quad (2-14)$$

donde el símbolo h_p representa los caballos de potencia requeridos. Por otra parte, debido a que se cumple esta relación matemática, puede ahorrarse una gran cantidad de energía disminuyendo la velocidad del ventilador. Si ésta se disminuye a la mitad, se tiene que

$$h_{p2} = h_{p1}(0.5)^3 = h_{p1}(1/8)$$

sin embargo, al utilizar éste método de ahorro de energía se debe verificar los cambios en el desempeño de la torre de enfriamiento, sobre todo si ésta opera con flujo cruzado. Uno de los efectos contraproducentes puede ser la producción del volumen activo del empaque empleado.

2.5.3 EL EMPAQUE Y EL ELIMINADOR DE ROCIO

Anteriormente, el empaque de las torres de enfriamiento se fabricaba con madera y se estructuraba en pisos a todo lo alto. Dichos pisos estaban formados por tablas que se encontraban separadas para permitir el paso del agua; así, ésta caía golpeando continuamente cada etapa, lo cual favorecía la formación de películas de líquido en los pisos y de gotas que salpicaban constantemente.

Sin embargo, en los últimos años se ha desarrollado un nuevo tipo de empaque llamado *relleno celular* y fabricado con PVC. Las gotas de agua son extendidas formando finas películas mientras el líquido cae a través de la celda. Esto facilita grandemente la transferencia de masa y de calor hacia el aire de enfriamiento.

La presión estática por unidad de volumen es mayor en el empaque celular que en el convencional de pisos de madera. No obstante, dada la alta eficiencia del primero, requiere tener una altura considerablemente menor para cumplir el mismo servicio y en consecuencia, la caída total de presión que provoca es inferior.

Los eliminadores de rocío se utilizan para disminuir las pérdidas de agua por arrastre. La finalidad principal de esto es evitar contaminar la atmósfera, ya que las gotas de agua expulsadas contienen impurezas disueltas. También se hace para retener

el tratamiento químico dado al agua y disminuir este costo de operación, aún cuando conviene recordar que de acuerdo con la ecuación (2-10), al disminuir las pérdidas por arrastre, debe incrementarse la purga para mantener una concentración baja de sólidos disueltos.

Los eliminadores de rocío también solían fabricarse con madera. Actualmente se hace con PVC y otros plásticos que permiten mejores diseños, con esto se disminuyen considerablemente las pérdidas por arrastre y ofrecen aun así, una menor resistencia al flujo de aire. Esto por su puesto, favorece el desempeño de la torre de enfriamiento. Un nivel aceptable de pérdidas por arrastre estará en el rango de 0.1% a 0.2% del líquido circulante.

2.6 ECUACIONES DE VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA QUE RIGEN EL COMPORTAMIENTO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Consideremos una torre de enfriamiento de tiro inducido que trabaja con flujo a contracorriente, en la que se enfría agua por medio de aire. Una torre de este tipo normalmente está rellena con rejillas de madera, y actualmente con rellenos plásticos. El área de la superficie de separación entre las fases es totalmente desconocida, por que la superficie total del relleno no es igual a la superficie mojada. En estos casos se define la cantidad a como el área de la interfase de contacto por unidad de volumen de la sección rellena (m^2/m^3) que se combina con el coeficiente de transferencia de masa (con lo que resulta un coeficiente *volumétrico* de transferencia de masa).

Para una torre de pared mojada en condiciones de régimen permanente, la ecuación de velocidad de transferencia de masa es:

$$dN_s = k_G(p_{si} - p_{sG})dA \quad (2-15)$$

en la que:

p_{si} = presión parcial del vapor de agua en la interfase, en atm.

p_{sG} = presión del vapor de agua en la masa principal de la fase gaseosa, en atm.

N_s = $dn_s/d\theta$ en condiciones de régimen permanente.

dA = $pDdz$, (m^2).

D = diámetro interior de la columna de pared mojada (m)

La ecuación para la torre de pared mojada se modifica en la forma

$$dN_s = k_G a (p_i - p_G) dV = k_G a (p_i - p_G) S dz \quad (2-16)$$

en la que S es el área de la sección recta de la torre vacía y z es la altura que tiene el relleno. La forma combinada $k_G a$ se considera como una unidad, por que las variaciones individuales de los factores k_G y a son desconocidas, así como el efecto de las variaciones para k_G y para a . Por ejemplo, en el caso de las torres rellenas las relaciones para $k_G a$ presentan un efecto de la velocidad del líquido que probablemente son debidas a la variación de la superficie mojada.

La figura (2-15) es un diagrama esquemático de una torre rellena. Para condiciones normalmente encontradas y para el sistema aire-agua, es conveniente utilizar el siguiente sistema de unidades:

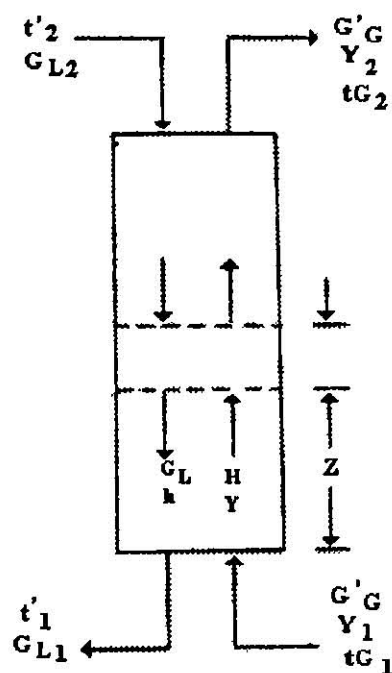


Fig. 2-15 Balances de calor y materia en una torre rellena

$G'_G = (\text{kg de aire seco en la mezcla aire-vapor de agua})/(\text{m}^2 \text{ de la sección recta de columna vacía})(\text{hr})$.

$G_L = \text{kg de agua}/(\text{m}^2)(\text{hr})$.

$t_G = \text{temperatura de la masa de la mezcla aire-vapor de agua}$.

$t' = \text{temperatura de la masa de agua líquida}$.

Para el elemento diferencial de volumen relleno a una altura z tomada desde el fondo hacia la parte superior de la torre, pueden escribirse los siguientes balances de materia y energía:

$$\begin{aligned} G_L + dG_L + G'_G Y &= G_L + G'_G(Y + dY) \\ dG_L &= G'_G dY \end{aligned} \quad (2-17)$$

$$\begin{aligned} G_L h + G'_G(H + dH) &= (G_L + dG_L)(h + dh) + G'_G H \\ d(G_L h) &= G'_G dH \end{aligned} \quad (2-18)$$

en la que h es la entalpía del líquido, y H la de la mezcla aire-vapor de agua. Para la mayor parte de los casos, la cantidad de agua evaporada es pequeña si se compara con la cantidad de agua alimentada y el cambio en la capacidad calorífica del agua líquida es también pequeño, por tanto:

$$d(G_L h) = G_L C_L dt' \quad (2-19)$$

en la que C_L es el calor específico del agua.

Combinando las ecuaciones (3-18) y (3-19):

$$G_L C_L dt' = G'_G dH \quad (2-20)$$

$$\frac{dH}{dt'} = \frac{G_L C_L}{G'_G} = \text{constante}$$

Separando variables e integrando :

$$G'_G \int_{H_1}^{H_2} dH = G_L C_L \int_{t'_1}^{t'_2} dt' \quad (2-21)$$

$$G'_G(H_2 - H_1) = G_L C_L(t'_2 - t'_1)$$

La Ec. (2-21) es la ecuación de una línea recta en un gráfico de H en función de Y que tiene una inclinación de $G_L C_L / G'_G$ y es la ecuación de la línea de operación de la torre.

De la ecuación (1-13):

$$H = (0.24 + 0.46Y)t_G + 597.2 Y$$

sustituyendo c definida en la ecuación (1-11):

$$c = 0.24 + 0.46Y$$

$$dH = c dt_G + 597.2 dY \quad (2-22)$$

Consideremos la velocidad de transferencia de calor sensible desde la superficie de separación a la masa de la mezcla aire-vapor de agua:

$$G'_G c dt_G = h_G a_H (t_i - t_G) dz \quad (2-23)$$

en la que a_H es el área de la interfase para la transferencia de calor por unidad de volumen, y h_G es el coeficiente de transmisión de calor en la fase gaseosa. Igualmente, considerando la velocidad de transmisión de calor desde la masa del líquido a la superficie de separación:

$$G'_L C_L dt' = h_L a_H (t' - t_i) dz \quad (2-24)$$

en la que h_L es el coeficiente de transferencia de calor en la fase líquida. Finalmente, considerando la velocidad de transferencia de masa :

$$G'_G dY = k_G a_M M_v (p_i - p_G) dz = k_G a_M M_v P \left[\frac{M_G}{M_v} \right] [Y_i - Y] dz$$

$$G'_G dY = k_G a_M M_G P (Y_i - Y) dz \quad (2-25)$$

en la que a_M = área de la superficie de separación para la transferencia de masa por unidad de volumen.

M_v = peso molecular del agua.

M_G = peso molecular del aire.

2.7 UTILIZACION DE LA DIFERENCIA DE ENTALPIA COMO FUERZA IMPULSORA

De la relación entre la temperatura de saturación adiabática y la temperatura de termómetro húmedo, se concluye que:

$$\frac{h_G}{k_G M_G P} = c$$

por lo tanto, sustituyendo $h_G = k_G M_G P c$ en la ecuación (3-23), se tiene que:

$$G'_{G} c dt_G = k_G a_H M_G P c (t_i - t_G) dz \quad (2-26)$$

si se multiplican los dos miembros de la ecuación (2-25) por 597.2, y este resultado se suma con la ecuación (2-26):

$$G'_{G} 597.2 dY + G'_{G} c dt_G = 597.2 k_G a_M M_G P (Y_i - Y) dz + k_G a_H M_G P c (t_i - t_g) dz$$

puesto que según la ecuación (2-22) :

$$dH = c dt_G + 597.2 dY$$

y si $a_M = a_H = a$ (*)

(*).- No es necesario que el área interfacial efectiva sea la misma para la transmisión del calor y la transferencia de masa. Si la superficie del relleno no está completamente mojada, la superficie para la transmisión del calor es mayor que la de transmisión de masa, puesto que las dos superficies son efectivas para la transmisión del calor, así que $a_H > a_M$. Sin embargo, se ha observado que la relación a_H/a_M se aproxima a la unidad para velocidades de gas y líquido elevadas.

$$G'_G dH = k_G a M_G P [597.2(Y_i - Y) + c(t_i - t_G)] dz$$

Pero como por las ecuaciones (2-11) y (2-13), es: $H_i = 597.2 Y_i + ct_i$ y
 $H = 597.2 Y + ct_G$

$$G'_G dH = k_G a M_G P (H_i - H) dz \quad (2-27)$$

La ecuación (2-27) y su derivación indican que puede utilizarse una diferencia de entalpía (para mezclas de aire-vapor de agua) como fuerza de impulsión para los casos en que se presenten simultáneamente la transferencia de calor y la transferencia de masa. Separando variables y suponiendo que $k_G a / G'_G$ es constante, puede integrarse la ecuación (2-27):

$$\int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H_i - H} = \frac{k_G a M_G P}{G'_G} \int_0^z dz = \frac{k_G a M_G P z}{G'_G} \quad (2-28)$$

Algunas veces, la integral de la entalpía de la ecuación (3-28) se le da otra interpretación, entonces:

$$\int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H_i - H} = \frac{H_2 - H_1}{(H_i - H)_{media}} = N_{tG} \quad (2-29)$$

en donde la parte intermedia de la ecuación es el número de veces que la fuerza motriz promedio se divide entre el cambio de la entalpía. Esta es una medida de la dificultad de la transferencia de entalpía, llamada *número de unidades de transferencia de la entalpía del gas* N_{tG} . En consecuencia:

$$z = H_{tG} N_{tG}$$

en donde la altura de una unidad de transferencia de entalpía del gas es:

$$N_{tG} = \frac{G'_G}{k_G a M_G P}$$

Puede utilizarse una fuerza motriz global que represente la diferencia en entalpía para las fases totales. Esto requiere de su coeficiente global correspondiente:

$$N_{\text{log}} = \int_{H_1}^{H_2} \frac{dH}{H^* - H} = \frac{k_G a z}{G'_G} = \frac{z}{H_{\text{log}}} \quad (2-30)$$

donde H^* = Entalpía del aire saturado.

La principal dificultad que se encuentra al utilizar la ecuación (2-28) radica en el valor desconocido de la entalpía en la interfase, H_i , que corresponde a un valor de H en la masa principal de la mezcla aire-vapor de agua en una sección de la torre. sin embargo, combinando las ecuaciones (2-20), (2-24) y (2-27):

$$G'_G dH = h_L a (t' - t'_i) dz = k_G a M_G P (H_i - H) dz$$

$$-\frac{h_L a}{k_G a M_G P} = \frac{H_i - H}{t'_i - t'} \quad (2-31)$$

Si se supone que no existe resistencia en la interfase y que las dos fases están en equilibrio en dicha superficie, entonces, $t'_i = t_i$ y la ecuación (2-31) se hace:

$$\frac{-h_L a}{k_G a M_G P} = \frac{H_i - H}{t_i - t'} \quad (2-32)$$

Una curva de H_i en función de t_i es simplemente la curva de equilibrio que representa la entalpía de las mezclas saturadas de aire-vapor de agua en función de la temperatura. Esta curva se representa en la figura (2-14): La ecuación (2-25) de la línea de operación también está representada en la misma figura. La ecuación (2-32) es la ecuación de una línea recta que une el punto (H, t') (que es un punto de la línea de operación) con el punto (H_i, t_i) (que está situado sobre la curva de equilibrio); su pendiente es el primer miembro de la ecuación (2-32) que es el coeficiente de transmisión del calor en la fase líquida y el de transferencia de masa en la fase gaseosa, multiplicado por ciertas constantes. Si se dispone de información sobre los coeficientes anteriores, la ecuación (2-32) se utiliza para determinar puntos correspondientes sobre la línea de operación y sobre la curva de equilibrio.

Estos puntos se emplean para determinar las diferencias de entalpía $H_i - H$, necesarias para obtener gráficamente el valor de la integral de la ecuación (2-28). La altura de relleno puede entonces determinarse por la ecuación (2-28).

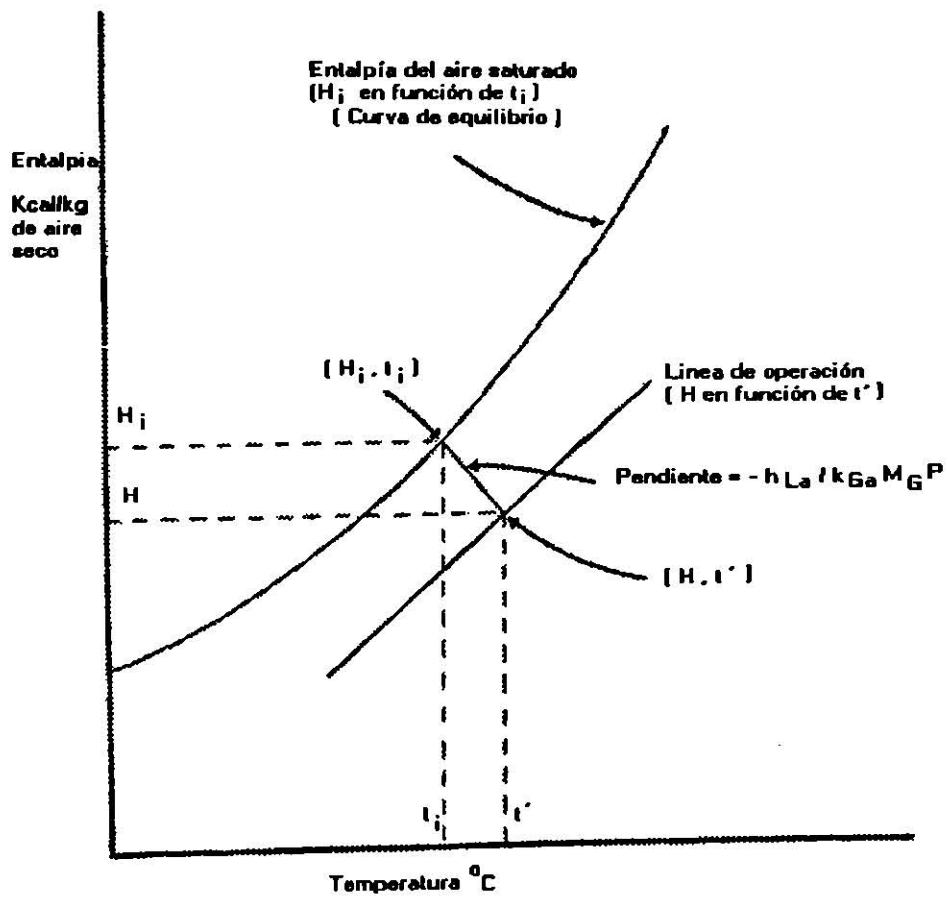


Fig.2-14 Diagrama de entalpía - temperatura para un proceso de iteración de aire - agua.

En ausencia de información sobre los coeficientes, puede suponerse en primera aproximación que el cociente de los coeficientes es infinito, o sea que $t'_i = t'_g$, esto es, que la caída de temperatura a través de la fase líquida se supone despreciable. En este caso, un punto de la línea de operación tiene su correspondiente sobre la curva de equilibrio situado directamente por encima de él.

El procedimiento anterior no da información alguna sobre los cambios en las temperaturas y humedades de las mezclas de aire-vapor de agua a lo largo de la torre. Para los casos en que esta información es necesaria, se puede utilizar un procedimiento gráfico conveniente y rápido. Al dividir las ecuaciones (2-23) y (2-27), Mickley obtiene:

$$\frac{G'_G c dt_G}{G'_G dH} = \frac{h_G a (t_i - t_G) dz}{k_G a M_G P (H_i - H) dz}$$

$$\frac{dH}{dt_G} = \left(\frac{k_G a M_G P}{h_G a} \right) (c) \left(\frac{H_i - H}{t_i - t_G} \right)$$

y por lo tanto, para el sistema aire-agua:

$$\frac{h_G}{k_G M_G P} \cong c$$

$$\frac{dH}{dt_G} = \frac{H_i - H}{t_i - t_G} \quad (2-33)$$

2.8 TRAZO DE LA CURVA DE CALENTAMIENTO DEL AIRE

La ecuación (3-33) establece que la velocidad de variación de entalpía de una mezcla de aire-vapor de agua con respecto a la temperatura es la pendiente de la recta que une el punto (H, t_G) con el punto (H_i, t_i) sobre la curva de equilibrio de la figura (2-15). Esta afirmación y los pasos sucesivos están representados en la figura (2-16). En ella se han trazado la línea de operación y la de equilibrio. Las temperaturas, tanto del gas como del líquido, se leen en la misma escala.

Supongamos que para un caso dado en una torre determinada se han efectuado las operaciones adecuadas para situar la línea de operación, cuando se han especificado

las condiciones terminales y relaciones de aire a líquido en todo lo posible. El punto 1 representa la relación entre H_i y t'_i en el fondo de la torre, por donde entra el gas. De las relaciones desarrolladas en la ecuación (2-32) y dibujadas en la figura (2-15), las condiciones en la interfase (H_i, t'_i) pueden determinarse (punto 2). El punto 3 representa (H, t_G) para el gas que entra. La ecuación (2-33) establece que el punto 3 se moverá a lo largo de un camino cuya pendiente es la misma que la de la línea que une los puntos 3 y 2.

Cuando al pasar el tiempo se ha alcanzado el punto 4, las condiciones han cambiado, por lo que será preciso una nueva inclinación. La posición correspondiente sobre la línea de operación, en el punto 5, y a partir de él se determinan unas nuevas condiciones en la interfase. La inclinación de la línea que representa el cambio en las nuevas condiciones del aire, es ahora la línea que une los puntos 4 y 6, y lo que da el punto 7. El proceso se continua hasta que se obtenga una entalpía igual a la del otro extremo de la línea de operación (punto 8). La cuestión de la longitud de los pasos individuales viene determinada por la velocidad de cambio de la inclinación y finalmente viene determinada por la experiencia. En la figura (2-16) el punto 9 representa las condiciones finales del aire.

2.9 DETERMINACION DE LOS COEFICIENTES DE VELOCIDAD A PARTIR DE DATOS EXPERIMENTALES

El método gráfico descrito puede utilizarse para determinar los tres coeficientes de velocidad (k_{Ga} , h_{La} y h_{Ga}) a partir de los datos obtenidos en una única prueba experimental. Los datos experimentales dan: la altura del relleno, las temperaturas de entrada y salida del agua y de la mezcla aire-vapor de agua, las entalpías de entrada y salida de la mezcla aire-vapor de agua y las humedades de entrada y salida.

De esta forma se conocen los puntos 1, 3, 8 y 9 en la figura (2-16). La curva de equilibrio se puede construir a partir de los datos conocidos y la de operación se determina por los puntos 1 y 8. Se supone un valor para $-h_{La}/k_{Ga}M_GP$ (y se supone que es constante a lo largo de la torre); basados en este valor se construye por puntos la curva 3, 4, 7, ... de la figura (2-16). Si la curva así construida no pasa por el punto 9, se toma un valor diferente para $-h_{La}/k_{Ga}M_GP$ y se repite el proceso hasta que se obtiene un valor para la inclinación que proporcione una curva que pase por el punto 9. Una vez que se ha obtenido esta relación, puede determinarse el valor de $H_i - H$ para cualquier punto de la torre (distancias 1-2, 5-6, etc.). A partir de estos valores puede obtenerse el valor de la integral del primer miembro de la ecuación (2-28) por integración gráfica, obteniéndose así el valor numérico de k_{Ga} . Partiendo de este valor de k_{Ga} y del conocido valor de $-h_{La}/k_{Ga}M_GP$ se calcula h_{La} .

El valor de h_{Ga} se determina por medio de la relación $h_{Ga}/k_{Ga}M_Gp = c$, en la que se utiliza para c un valor promedio entre la parte superior y el fondo de la torre. La

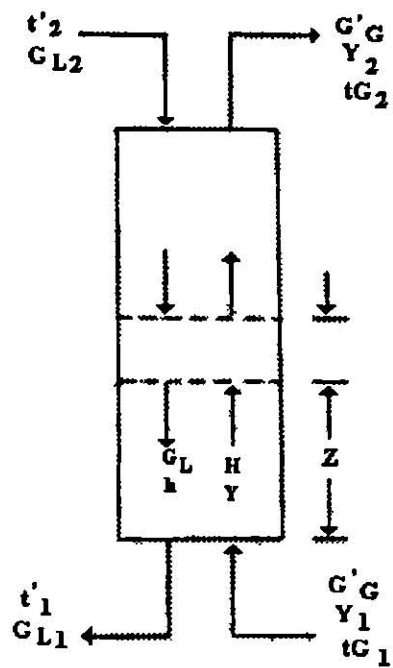


Fig. 2-15 Balances de calor y materia en una torre rellena

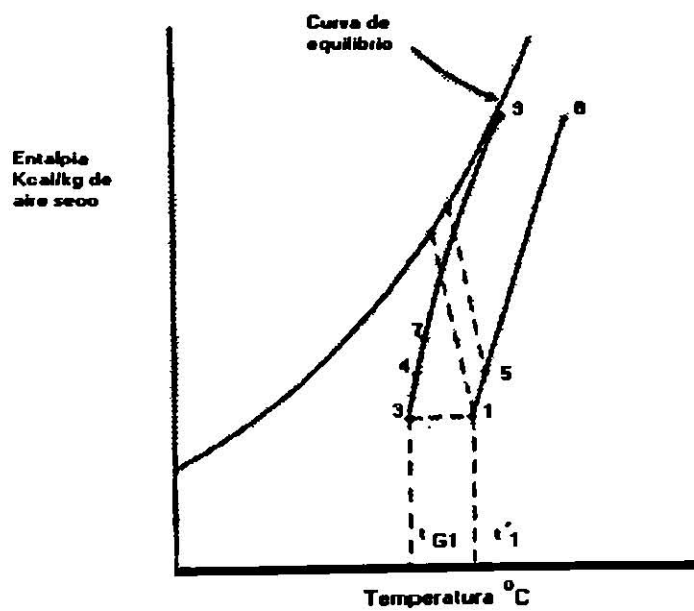


Fig. 2-16 Solución general de los problemas de iteración de aire - agua con el diagrama de entalpia - temperatura.

determinación de los coeficientes de velocidad por este procedimiento precisa las siguientes hipótesis:

- 1.- No existe transferencia de calor al o desde el medio ambiente.
- 2.- Las áreas de las interfases son iguales para la transferencia de masa y calor.

Son necesarios datos muy precisos, por que las condiciones de salida del aire son normalmente bastante próximas a la curva de equilibrio.

2.10 INFLUENCIA DE LAS CONDICIONES DE PROCESO EN EL DISEÑO

Es provechoso el estudio de los efectos del cambio de condiciones de proceso en la altura y sección transversal del aparato o en el costo de su operación. Seis de las condiciones que afectan el tamaño de la torre se indican en la figura (2-17). Estas son mejor analizadas mediante el diagrama de entalpía-temperatura, ya que el área entre la línea de saturación y operación es una medida del potencial total. *A menor área mayor es la altura de la torre requerida para cumplir las condiciones de proceso.*

a) Sequedad del aire a la entrada.

Cuando se hace referencia solamente a la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada, y no a su temperatura de bulbo seco, y se supone idéntica con el bulbo húmedo. Esto significará que la mezcla aire-vapor de agua a la entrada de la torre estará **adiabáticamente saturada**. Suponga que el aire está a un bulbo seco de 85°F (29.4°C) cuando el bulbo húmedo es de 75°F (23.9°C). El aire estará no saturado y su entalpía será de 41.7 BTU/lb (23.16 kcal/kg) en lugar de 39.1 BTU/lb (21.7 kcal/kg.). En la figura (2-17a) esto bajará la línea de operación insignificadamente de $H_1 - H_2$ a $(H_1)-(H_2)$, el área punteada representa el aumento de potencial. Las fallas en la corrección de la entalpía por el bulbo seco dan resultados que están por el lado seguro y por esta razón es costumbre especificar únicamente el bulbo húmedo.

b) Aproximación límite.

Las dos líneas de operación de la figura (2-17b) tienen el mismo cociente L/G (misma pendiente), e iguales rangos de 35°F (19.5°C) para la eliminación de la misma cantidad de calor del proceso. La línea de operación $(H_1)-(H_2)$ trata de hacer el mismo enfriamiento que $H_1 - H_2$ y con el mismo aire de entrada, pero entre las temperaturas de 115 (46.1°C) y 80°F (26.7°C) en lugar de 120°F (48.9°C) y 85°F (29.4°C). El área entre la curva de saturación y la línea de operación se disminuye grandemente por $(H_1)-(H_2)$. Similarmente puede desearse obtener agua de 120°F (48.9°C) a 85°F

(29.4°C) con un bulbo húmedo de 80°F (26.7°C) en lugar de 75°F (23.9°C). Esto elevará la línea de operación $H_1 - H_2$ verticalmente disminuyendo también el potencial.

c) Cambio del cociente L/G.

Si el área de piso es muy limitada como en el caso que la torre de enfriamiento se construya en la azotea de un edificio, puede ser necesario emplear cargas de líquido relativamente grandes sin aumentar la cantidad de aire, ya que 400 pies por minuto (2.032m/hr) es el máximo económico en velocidad de aire. Esto disminuirá la sección transversal de la torre, pero aumenta la pendiente de la línea de operación $H_1 - H_2$ a $H_1 - (H_2)$ como en la figura (2-17c), resultando en una disminución del potencial y una torre más alta. **Esta es la observación simple de que si se circula menos aire por libra de agua (kg. de agua), menor es el enfriamiento.**

d) Localización del rango de operación.

La línea de saturación tiene una curvatura variable. En la correspondiente figura (2-17d) se muestra una línea de operación $H_1 - H_2$ en un rango de 105°F (40.5 °C) a 70°F (21.1°C). Supóngase que se desea diseñar una torre usando el mismo aire de entrada, pero para enfriar agua de 95°F (35°C) a 60°F(15.5°C) esto sería imposible con el mismo cociente L/G, ya que la línea de operación $(H_1) - (H_2)$ intersectaría la línea de saturación, obviamente la transferencia de calor se detendría en la intersección (H'_2) , puesto que el potencial sería 0; en ese punto, requeriría un cociente L/G considerablemente menor, lo que a su vez significa que debe circularse más aire para la eliminación del mismo número de BTU (kcal).

e) Empalme.

Uno de los medios de contrarrestar el reducido cociente L/G del párrafo anterior, puede ser el uso de dos torres. Esto se llama *empalme*(staging). El agua en la parte superior de la primera torre está caliente y entra en contacto con aire de entalpía H_2 a lo largo de la línea de operación $H_1 - H_2$, como se muestra en la figura correspondiente (2-17e), el agua sale del depósito a la temperatura T_3 y se bombea hacia una segunda torre, lo que también usa aire atmosférico a entalpía H_1 . La segunda torre opera entre H_1 y H_3 . De esta manera ambas líneas de operación pueden tener grandes pendientes sin intersectar la línea de saturación. Las cargas fijas y costos de operación de las dos torres aumentan el costo del agua considerablemente, pero como el agua producida de esta manera deberá considerarse como agua helada, y su costo y rango comparados con el agua refrigerada.

f) Elevación.

Algunas plantas se localizan a elevaciones considerables. ¿Deberá esto mencionarse como una condición de proceso? A una presión atmosférica reducida como se ve en la figura correspondiente (2-17f). La línea de saturación es más alta, lo que a su vez aumenta el potencial y reduce el tamaño requerido de la torre, si las otras condiciones son constantes. Esto se debe a que la presión parcial del agua es fija mientras que la presión total ha disminuido. La humedad del aire saturado a elevaciones considerables es también mayor.

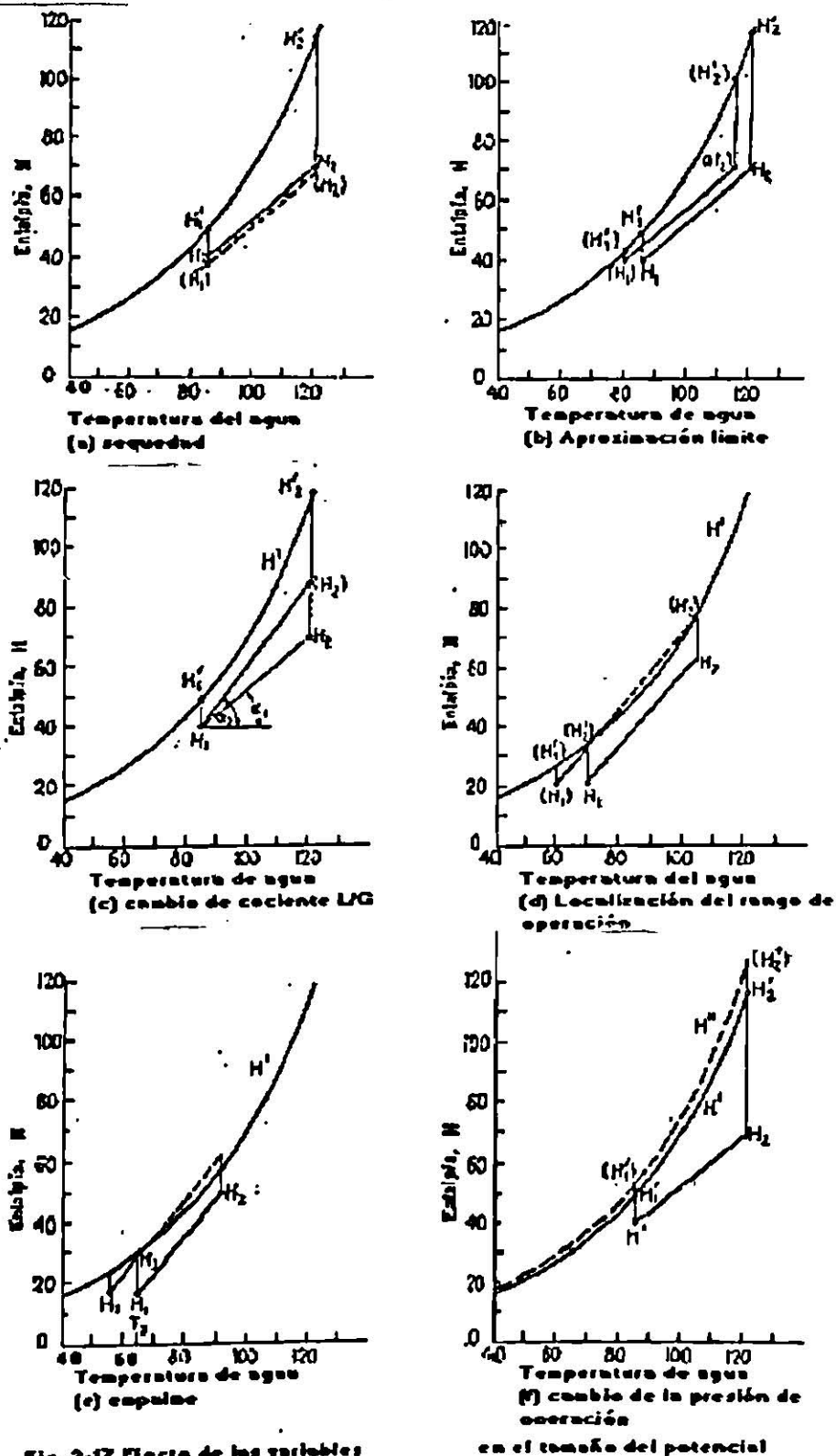


Fig. 2-17 Efecto de las variables

en el tamaño del potencial

APENDICE C

FACTORES PARA LA SELECCION DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO

3.1 GENERALIDADES PARA LA SELECCION DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Una de las principales tareas del ingeniero de diseño es el considerar todos los aspectos económicos que intervienen desde la adquisición hasta la vida útil del equipo, que para nuestro caso particular es una torre de enfriamiento. Por lo que se requiere de su criterio y de sus observaciones o información experimental de torres de enfriamiento en operación, con el fin de que la torre diseñada sea la mas conveniente.

En este capitulo se discutirán principalmente los factores que intervienen el diseño de una torre de enfriamiento, siendo estos:

- a).- Naturaleza del proceso.
- b).- Condiciones ambientales
- c).- Factores de seguridad.
- d).-Equipo auxiliar y materiales para su construcción.

Cada uno de estos factores tienen relevante importancia en el diseño, aunque para ciertos casos se tenga que profundizar mas en alguno de ellos que en otros.

3.1.1. Naturaleza del proceso.

La importancia de la naturaleza del proceso estriba en el daño físico, que se podría causar al equipo a corto plazo, esto es, deben tomarse en cuenta las resistencias físicas y químicas de los materiales que forman parte de una torre de enfriamiento, con el fin de asegurar la máxima durabilidad y evitar que en el primer servicio de mantenimiento, deban ser repuestos parte de los componentes de la torre. ya que esto seria inoperante económicamente hablando.

Otros aspectos importantes consistirían en saber, si por ejemplo en el proceso están involucrados aceites u otros materiales en el sistema de circulación de agua. con el fin de solicitar un equipo de enfriamiento que resista a dichas materias, aunque, esto no quiere decir que las materias y los aceites puedan estar presentes en grandes cantidades, ya que **causaría también una disminución en la eficiencia de operación de enfriamiento, y en tales casos se instalarían otros equipos para su eliminación o recuperación, dependiendo del caso.**

Es de interés también, saber si en la operación que se va a llevar a cabo, la temperatura del agua a enfriar es muy alta, con el fin de utilizar como material de relleno o empaques otros materiales que no sean madera, ya que la temperatura máxima que contrarresta la permanente humedad de la madera y la progresiva pérdida de fuerza, es aproximadamente de 65.55 °C. La pérdida de la resistencia de la madera es debida a muchos factores, tales como el contenido de humedad, el área de exposición, el tiempo de exposición, y las especies y tamaño de las piezas de madera. En tales casos podríamos usar por ejemplo un material recubierto con cerámica, aunque la inversión al principio fuera grande, esto se justificaría a largo plazo. Actualmente los compradores prefieren adquirir torres con relleno de plástico en forma modificada de cañas o enrejados horizontales arreglados en forma escalonada con filas alternadas a ángulos rectos. El empaque de plástico puede ser propileno, PVC, poliestireno, moldeados en forma de enrejado o alguna otra forma. Debido a las altas temperaturas en el agua de entrada, es importante también la selección del herraje y la tubería utilizada en la construcción de una torre, ya que la corrosión de los metales y en particular del hierro se ve acelerada a temperaturas altas. Otros factores que contribuyen a la rápida corrosión son el agua contaminada, el aire, las sales y ácidos presentes en el agua, etc. Aspectos como estos que afectan a la torre deben ser tomados en cuenta, de acuerdo al tipo de proceso de que se trate.

3.1.2. Condiciones ambientales.

Aunque normalmente las torres de enfriamiento son instaladas con persianas móviles en dirección de los vientos dominantes, esto puede ser una desventaja en caso de vientos fuertes en áreas arenosas. En tales casos una torre a contracorriente con persianas móviles es probablemente la mejor, con un tanque colector profundo para que los sedimentos de arena queden en el fondo del depósito de agua y las bombas no se dañen.

Otro aspecto importante a considerar, debido a las condiciones ambientales es el hielo, es decir, en lugares donde ocurren temperaturas muy bajas para determinadas épocas del año, es conveniente solicitar al fabricante cubiertas para las zonas donde están colocados los ventiladores. En épocas no tan extremas pero que también afectan la temperatura de salida del agua, se giran las aletas de -3 a +3 grados dependiendo de la situación, con el fin de disminuir las cargas del aire.

Para el caso de torres de enfriamiento en plantas químicas debe tenerse mucho cuidado de su colocación dentro de las mismas ya que la mayor parte de ellas emiten gases, muchos de los cuales son corrosivos. En estos casos se podría tomar la determinación de instalar la torre en un área donde los vientos predominantes entraran a la torre antes de llegar a la parte principal de la planta. Sin embargo, el aire húmedo que sale de la torre y se pone en contacto con los gases de la planta, resulta una atmósfera corrosiva para el resto de la planta, por lo que la torre deberá ser colocada correctamente o en su defecto utilizar otro medio de enfriamiento.

Algo que es considerado de primordial importancia y no puede perderse de vista, son las temperaturas de bulbo húmedo y seco por el efecto que causan; Ya que conociendo sus variaciones a lo largo del tiempo, se puede hacer un correcto diseño y además predecir su funcionamiento. Además se debe tomar en cuenta la colocación de los demás equipos

que expulsan calor a la atmósfera, ya que la recirculación de aire caliente por la misma torre provocaría variaciones en la temperatura de bulbo húmedo.

Lo mas conveniente en el caso de instalarse una torre de enfriamiento para una planta en operación, es hacer un estudio estadístico de las temperaturas de bulbo húmedo que se localizan en diferentes puntos del área total de la planta y así determinar su economía.

3.1.3. Factores de seguridad.

Hace algunas décadas fue común para los ingenieros, hablar de factores de seguridad, al mismo tiempo que se especificaba en el diseño por ejemplo: 29.5°C en el agua fría y se calculaban cambiadores de calor para 31.5 y 32.5°C. Parecía lógico incluir un pequeño factor de seguridad de 3 o 5 grados en sus cálculos, pero frecuentemente dicho factor resultaba ser un aumento del 50 % en cuanto a tamaño y costo de la torre. El dimensionar torres de enfriamiento era más un arte que una ciencia hasta 1950. Muchos ingenieros habían comprado torres de enfriamiento que no lograban la temperatura del agua de salida garantizada, esto provocaba diferencias entre la temperatura de salida garantizada y la obtenida de 2 a 5 grados. Fue entonces común especificar 31.5°C en el agua fría para tener la seguridad de que la torre les daría agua de 29.5°C; Pero pocos ingenieros comprendieron que estaban pagando 50% más en el costo para que la torre consiguiera con seguridad la temperatura del agua de salida deseada. Lo anterior no quiere decir que algún factor de seguridad o de ignorancia, no deba ser incluido en los cálculos de la carga de calor; Ya que actualmente es recomendable que sea incluido, pero solamente en la carga del agua, ya que si el mencionado factor de seguridad es incluido en el acercamiento, rango, bulbo húmedo, y carga de calor, esto representaría mas del 100% de aumento en el costo. En cambio un factor de seguridad de 10% en la carga del agua, se considera razonable para un requerimiento calculado de 600×10^6 BTU/hr., en lugar de especificar 40,000 galones por minuto para ser enfriados de 49 a 32.5°C con aire a una temperatura de bulbo húmedo de 26.7°C. Es recomendable que la especificación sea de la siguiente manera: 44,000 galones por minuto para ser enfriados de 49 a 32.5°C con la misma temperatura de bulbo húmedo. El factor de seguridad del 10% en la carga de agua es fácilmente reconocible durante la prueba térmica sobre la torre de enfriamiento.

Como una generalización, también podemos establecer que entre más pequeño sea el acercamiento al bulbo húmedo, más costosa será la torre de enfriamiento. Según los experimentos obtenidos por los expertos hasta la fecha, los valores recomendados para este parámetro están entre los 2.77 y 8.33°C. Así la cantidad y la temperatura del agua puede ser seleccionada para conseguir la economía máxima en el proceso particular.

3.1.4. Equipo auxiliar y materiales para su construcción.

Una gran variedad de materiales son utilizados para la construcción de torres de enfriamiento, incluyendo varias maderas, plásticos y metales.

El pino rojo ha sido la especie más extensamente usada por su resistencia a la descomposición y por que mantiene su configuración estructural cuando se sujeta a grandes cantidades de agua, a temperaturas bajas y relativamente altas. Originalmente la mayor

parte del pino se encontraba libre de sustancias químicas que alargaban su vida útil y poca o ninguna atención fue puesta en la composición del agua y como resultado el pino se podría y rallaba. Así el agua tenía que ser tratada para retardar o evitar sedimentación sobre la madera y controlar el crecimiento biológico. Pero como el agua contaminada no era la única causa de la descomposición, sino que algunos metales en contacto con la madera, también estaban siendo susceptibles al pino, entonces dichas sustancias químicas protectoras, aplicadas a presión, fueron adoptadas no solo para el pino, sino para otras especies como abeto, ciprés y abeto amarillo (el abeto tratado tiene un buen récord de servicio). Como las especies distintas al pino no tienen defensa natural contra la descomposición fungosa deben ser sometidas a tal tratamiento antes de exponerse al servicio. Aún con esto, el goteo del agua causa el lavado de las sustancias y por lo tanto, dichas especies, vuelven a ser susceptibles a la pudrición. A causa de esto el pino es preferido todavía por muchos fabricantes.

El triplay marino ha encontrado muchos usos para los componentes de la torre, tales como los anillos del cilindro del ventilador, barras salpicadoras, sostenes eliminadores de neblina, etc. con un récord de servicio excepcionalmente bueno.

Las sustancias químicas comúnmente usadas para alargar la vida útil de las maderas en las torres de enfriamiento son: creosote, pentaclorofenol, tributilóxido de estaño, fluorocromo arsenato fenol, pentacloronaftalina y cromo arsenato de cobre. Estas sustancias son aplicadas en una cantidad no menor de 20 kg de producto por metro cuadrado de madera para ser eficaz.

Al seleccionar la especie de madera y la sustancia para su tratamiento, debe de tenerse cuidado, ya que por ejemplo un tratamiento de creosote dañaría a equipos como cambiadores de calor al cubrir sus tubos con aceite.

En lo que se refiere a materiales de hierro, el acero galvanizado y cubierto de cadmio es el más barato y utilizado en torres de enfriamiento, ya que algunos componentes de acero cubiertos solamente con cadmio, como tubos conduit, han mostrado excesiva corrosión, haciendo un papel muy pobre en la atmósfera de la torre. Usualmente éste tipo de herraje es repuesto al mismo tiempo en que se hace el primer servicio de mantenimiento.

El acero galvanizado bañado en caliente ha sido ampliamente usado, en las áreas inundadas de la torre, aumentando su resistencia a la corrosión en presencia de agua correctamente tratada. Pero en áreas que no se inundan, la experiencia no ha sido buena, ya que los anillos del cilindro del ventilador, las cubiertas del abanico y otras partes de la torre han sido susceptibles de corrosión, por lo que muchos sistemas de circulación de agua son controlados en el lado ácido.

La creciente corrosión sobre el herraje, es debida principalmente a altas temperaturas en el agua de entrada, a la salida de la corriente de aire, que a su vez provoca, corrosión biológica, y a la presencia de ácidos en el agua. Esto obliga a no utilizar cubiertas galvanizadas en caso de elevadas temperaturas en el agua, ya que éstas pueden volverse catódicas al acero 158°F (70°C) y así acelerar su corrosión.

Con respecto a las aleaciones de cobre, éstas deben ser escogidas con precaución, ya que el latón o bronce conteniendo más del 20% de zinc son sujetas a deszincificación y corrosión, debido a la presión y las fracturas que se provocan por vibración. Aquellas aleaciones conteniendo menos zinc, no son sujetas a tales fracturas, pero son difíciles de trabajar.

Las aleaciones silicio-bronce poseen excelente fuerza y resistencia a la corrosión por lo que son utilizadas satisfactoriamente en cualquier parte de la torre.

Los aceros inoxidables conteniendo de 16% a 26% de níquel y 0.08% de carbón han sido menos usados que los otros accesorios metálicos, pero se llegan a emplear para las aletas del ventilador, accesorios metálicos de soporte, accesorios metálicos de acoplamiento, etc.

Para el sistema de distribución de agua se ha usado hasta ahora tubería negra de acero. La tubería de acero galvanizado ha ofrecido algunas veces de regular a buen servicio, pero en otras, el fracaso ha ocurrido después de 3 o 4 años.

Los sistemas de distribución deberán ser instalados debajo del eliminador de neblina donde el agua constantemente fluye sobre dicho sistema. Si las condiciones son tales que la tubería o la cubierta galvanizada fracasen, entonces ambas deberán ser protegidas con pintura anticorrosiva o epoxibutinosa. Si el acero es usado sin galvanizar, entonces se le puede proteger con carbon-terepoxy catalizado.

En lo que, respecta a otros accesorios que han resultado muy dañados, en torres que enfrían agua de elevada temperatura, podemos mencionar las flechas impulsoras del ventilador hechas de acero, en donde frecuentemente el diámetro de la flecha expuesta, ha sido reducido de 2 1/8 a 7/8 pulgadas. En un intervalo de tiempo de 3 a 4 años, por lo que éste problema se ha solucionado con cromo platinado.

Las aletas del ventilador han sido fabricadas desde hace mucho tiempo de aluminio, dando un excelente servicio.

De los muchos tipos de plásticos que se han utilizado últimamente en torres de enfriamiento, el más comúnmente usado ha sido el poliéster vidriado reforzado. Este ha sido usado en los anillos del cilindro del ventilador, aletas del ventilador, soportes de empaque, etc., generalmente con buenos resultados de durabilidad.

el asbesto cemento, polipropileno, PVC y poliestireno. Han tenido muchos usos en la construcción de torres de enfriamiento, siendo las más comunes: las paredes exteriores, las persianas móviles, guardalodos y lamina plana y corrugada como empaque. Esta última ha dado excelentes resultados por ser tan sencilla su instalación.

En lo referente al concreto, se puede decir, que es un material de gran importancia, debido a que muchas unidades de flujo cruzado son construidas con grandes estanques colectores de agua, teniendo en base y muros concreto. Dada su importancia, se han examinado algunos de estos miembros con torres en operación observándose que algunas fallas de concreto pueden ocurrir aún cuando las cargas de los muros hallan sido calculadas correctamente y el control del agua de circulación sea ideal. De dichas fallas encontradas, la más importante ha sido la causada por el depósito de sulfato de calcio sobre la parte alta de los muros, resultando como consecuencia una desintegración y degradación del concreto se pueden nulificar usando fórmulas especiales de concreto ofrecidas en el mercado, que no son susceptibles a esta degradación.

De todo lo anteriormente discutido, en lo que se refiere a materiales para construcción y equipo auxiliar, se puede observar que no solo es de gran importancia el hecho de elegir los mejores materiales desde el punto de vista de la resistencia y económico. Sino que también es importante protegerlos aún con dichas características, teniendo un control en las aguas de circulación en la torre, con el fin de alargar la vida útil de la misma.

3.2 MANTENIMIENTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO

Se podrían escribir tesis acerca del arranque, operación, mantenimiento y paro de las torres de enfriamiento. Pero veremos lo más importante en un breve espacio.

3.2.1 TRATAMIENTO DEL AGUA.

El agua de adición requerida por una torre de enfriamiento depende de las pérdidas por evaporación, pérdidas por brisado y purgas. Las pérdidas promedio de evaporación son 0.80% del agua circulada por cada 10°F. La pérdida por brisado es el agua arrastrada, en gotitas o rocío, por el aire.

En las torres de tiro inducido bien diseñadas, la pérdida por brisado es de 0.10%. La mayoría de los fabricantes garantizan una pérdida por brisado no mayor de 0.20%. La cantidad de agua de purga desperdiciada depende de la dureza del agua de circulación, del suavizador de agua destilada y las pérdidas por brisado. La purga se controla para mantener la concentración de sólidos solubles y formadores de incrustaciones a menos del punto en que se forman incrustaciones o las que coaccionaría la corrosión.

La formación de algas obstruyen las boquillas y evitan la distribución correcta del agua sobre el relleno de la torre. Estas algas o lama se acumula en el equipo servido por la torre de enfriamiento y reduce el porcentaje de transferencia de calor. Se recomienda mantener las algas al mínimo o eliminarlas; para ello, agregue un poco de cloro, sulfato de cobre, permanganato de potasio u otros productos químicos en el agua de circulación.

La mayoría del agua contiene materiales formadores de incrustaciones, pero los carbonatos de calcio y magnesio son los más problemáticos en las torres de enfriamiento. Las incrustaciones en el equipo reducen la transferencia de calor. Para evitar o reducir las incrustaciones, se puede suavizar el agua agregándole cal y sosa comercial, zeolite, ácido sulfúrico, o algunos fosfatos.

El tratamiento del agua requiere vigilancia de un químico. Una concentración muy alta de sólidos solubles en el agua de enfriamiento, aumenta la temperatura efectiva de bulbo húmedo. Esto, a su vez, aumenta la temperatura del agua que sale de la torre y puede coaccionar depósitos de lodos o corrosión en el sistema. La concentración de sólidos por lo general, se controla con purga o un derrame continuo al drenaje.

3.2.2 DELIGNIFICACION.

El carbonato de sodio en el agua en circulación ocasiona que las fibras de la madera, en contacto con el agua, se separen por la disolución de la lignina que liga las fibras entre sí. El término técnico es "delignificación". Deja la superficie de la madera en una condición fibrosa, blanca. La exposición continua disminuye la resistencia estructural de la madera.

La delignificación aparece primero en las partes de la torre que están en forma alterna, mojadas y secas. Esto se debe a que la evaporación en estos puntos aumenta con rapidez la concentración de sólidos disueltos. Las cantidades dañinas de carbonato de sodio se pueden detectar por un pH de 9 a 11. El efecto del carbonato de sodio se puede neutralizar con ácido sulfúrico. Es preferible tener agua con un pH de 7 a 7.5 (un pH de 7.2 es neutro para el pino de California).

3.2.3 MOTORES DE DOS VELOCIDADES.

Para adaptar el comportamiento de la torre a las reducciones temporales o estacionales en la carga de calor y, en especial, para el invierno, son preferibles los motores de dos velocidades para los ventiladores. La ventaja principal es que, a media velocidad, los ventiladores solo necesitan al rededor de 15% de su potencia a todo velocidad; la adaptabilidad de los motores de dos velocidades en especial en las torres con ventiladores múltiples, ahorra corriente.

A media velocidad del ventilador, las temperaturas del agua fría y caliente en una torre de enfriamiento aumenta de 6 a 8 °F para una temperatura de bulbo húmedo y carga de calor dadas. Cuando la temperatura de bulbo húmedo es de 10°F menos que la temperatura de diseño, el ventilador puede estar a media velocidad. Se obtiene el mismo rango de enfriamiento para una cantidad dada de agua.

Para las mismas temperaturas de bulbo húmedo y rango (pero con temperaturas de agua caliente y fría de 6 a 8 °F más alta), una torre necesita al rededor del 60% más área efectiva de enfriamiento a media que a plena velocidad del ventilador, para una carga de calor deseada.

Durante el invierno, cuando no hace tanto frío como para detener los ventiladores, pero si hace bastante frío para formar hielo a media velocidad del ventilador, se recomienda tener algunos o todos los ventiladores a media velocidad.

3.2.4 ARRANQUE.

Antes del arranque inicial de una torre de enfriamiento o después de largo tiempo de paro, límpiela o inspecciónela con cuidado. Elimine todos los desechos en el estanque recolector debajo de la torre.

Inspeccione todos los ventiladores y cerciórese de que los tornillos estén apretados, que los ventiladores giren libres y que el espacio entre las puntas de las aspas y el cilindro esté correcta. Revise el eje de impulsión del ventilador para comprobar que todos los tornillos estén en su lugar, los acoplamientos flexibles o juntas universales estén en buenas condiciones y que los protectores del eje estén colocados y bien sujetos.

El motor, el eje de impulsión y el reductor de velocidad deben de estar alineados. Compruebe que los reductores de velocidad estén llenos al nivel correcto con aceite limpio del tipo especificado. Además, abra los respiraderos en la parte superior del reductor y apriete los tornillos.

Inspeccione la lubricación de los motores. Apriete los tornillos de la carcasa y de anclaje del motor. Inspeccione la boquillas, tuberías y canalones del sistema de

distribución. Instale las boquillas faltantes y elimine todas las fugas. Examine la estructura de la torre y apriete los tornillos flojos. No apriete en exceso los tornillos, por que los puede romper la madera cuando se hincha.

Elimine las fugas del estanque recolector. Las fugas en los estanques pequeños se detienen cuando se empapa la madera. En los de concreto, examine las juntas de expansión en las paredes y en el fondo. Compruebe que el flotador para el agua de adición funcione libre y no tenga fugas por la válvula cuando está cerrada. Vea que el derrame esté abierto y trabaje bien. Revise el fondo del estanque para ver si el colador y la tapa (o las mallas de succión si es de concreto) estén bien instalados.

3.2.5 VENTILADORES.

Los ventiladores succionan el aire a lo largo del la torre y los descargan en la parte alta a la atmósfera. Inspeccione los ventiladores al arranque para ver que giren libres. Es muy importante que los ventiladores giren en sentido correcto. Compruebe la potencia de entrada del motor. Si los motores no están cargados al caballaje especificado, consulte al fabricante para establecer el paso de las aspas de los ventiladores. Los reductores de velocidad suelen ser ruidosos en el arranque inicial, pero se quita el ruido cuando se asientan los engranes. El ruido en los reductores de velocidad que han trabajado algún tiempo, significa desgaste excesivo.

3.2.6 CIRCULACION DEL AGUA.

Ajuste la válvula de flotador del estanque para mantener el nivel de agua de 5" a 6" debajo del relleno de madera.

Mantenga, cuando menos, 6" de agua en los estanques de pino de California o de acero. Abra o cierre las válvulas necesarias, cebe y arranque las bombas.

Ajuste el agua de circulación a la cantidad de diseño de la torre. El volumen de agua se puede medir con el medidor de orificio, con saetín, tubo pitot o las curvas de comportamiento de la bomba. Iguale la distribución del agua en todas las partes de la torre.

3.2.7 OPERACION.

Mantenga el sistema de distribución, boquillas y estanque de la torre libres de algas, lodo e incrustaciones. No haga funcionar los ventiladores con impulsor de velocidad variable a más de la velocidad especificada. Los estanques de concreto deben tener dobles mallas de succión, es decir, un grupo de mallas frente al otro para que el agua pase por ambas. Al limpiar, primero quite las mallas y coladores por los que pasa el agua.

Compruebe el nivel de aceite del reductor de engranes cada semana y agregue el aceite necesario. Engrase los ejes de impulsión que tengan estrías o juntas universales con graseras, una vez a la semana. Los ejes de impulsión con acoplamiento de disco no necesitan lubricación. Compruebe el funcionamiento de la torre a diario. Como la torre es parte de un sistema, su funcionamiento deficiente puede ser síntoma de una falla en otro lugar del sistema.

La escala de enfriamiento se reduce con carga ligera de calor o con exceso de agua, se aumenta con carga intensa de calor o agua insuficiente. Cuando un condensador tiene muchas incrustaciones, se retarda la circulación del agua y aumenta la carga de bombeo.

Cuando la cantidad de agua está incorrecta:

- 1) Compruebe la velocidad, presión y si hay bolsas de aire en la bomba.
- 2) Revise si el condensador tiene incrustaciones, aire o restricciones.
- 3) Examine si las tuberías tienen aire, válvulas parcialmente cerradas, lodo o restricciones.

3.2.8 OPERACION EN TIEMPO DE FRIO

El clima excesivamente frío no aumenta el rendimiento de la torre, pero si ocasiona peligros más grandes. Las torres de enfriamiento que operan en tiempo de heladas son susceptibles de formación de hielo en las rejillas y parte externa del relleno. Para evitar el hielo, mantenga la temperatura del agua "cruda" (circulación del agua en la torre) lo más alta que resulte práctico, considerando su efecto sobre el equipo servicio. Aplique uno o más de los siguientes procedimientos:

Para torres de tiro inducido:

- 1) Tenga los motores de dos velocidades a baja velocidad o pare algunos ventiladores.
- 2) Cierre algunas de las celdas y deje toda el agua en las otras celdas.
- 3) Reduzca la entrada de agua a la torre y cierre algunas celdas.
- 4) Derive parte del agua de la torre y cierre algunas celdas.

3.2.9 DESHIELO.

Para eliminar el hielo formado en las rejillas y relleno:

- 1) Invierta la rotación de los ventiladores para soplar aire caliente por las rejillas y fundir el hielo.
- 2) Pare temporalmente algunos ventiladores, pero no corte el agua.

Cuando se han descongelado estas celdas, arranque los ventiladores y repítalo en las otras celdas.

Precaución: Nunca tenga los ventiladores en reversa más de 10 minutos. La mayoría de los reductores de velocidad no envían aceite al cojinete superior del eje del ventilador cuando están en reversa. La bomba del aceite no descargará aceite si gira en sentido inverso; si se tiene el ventilador en reversa mucho tiempo, se dañarán los cojinetes. Si las torres son de funcionamiento intermitente proteja los tubos expuestos contra la congelación. La protección requerida depende de la duración del periodo de paro y la severidad del clima esperado.

3.2.10 MANTENIMIENTO MECANICO.

Establezca un programa de mantenimiento mecánico periódico para el equipo de las torres de enfriamiento. Lubrique los cojinetes de bolas (baleros) de los motores con grasa resistente al agua a los intervalos especificados.

El exceso o falta de grasa en los cojinetes de bolas, producirá su falla. Examine el aislamiento de los motores cada año con un "megger". Pinte los devanados de los motores cada año con barniz aislante y la carcasa con pintura anticorrosiva. Cambie el aceite de los reductores de velocidad cada 3000 horas o una vez al año cuando menos. En la placa de identificación de los reductores se indica el tipo de aceite.

El juego excesivo entre el piñón y la cremallera indica desgaste. El juego longitudinal en el eje del piñón o el juego lateral del eje del ventilador indica desgaste de los cojinetes. Las fugas de aceite por el eje del piñón o el eje del ventilador indican sellos gastados.

Pinte las aspas y cubos de los ventiladores con la frecuencia necesaria para evitar la corrosión. La corrosión depende del agua utilizada en la torre y de la contaminación atmosférica. Apriete las grapas de las aspas y los tornillos del cubo y equilibrelo si es necesario.

3.2.11 MANTENIMIENTO ESTRUCTURAL.

Limpie la basura, mugre, incrustaciones e insectos del sistema de distribución. Repare o reemplace las partes dañadas o faltantes. Limpie y pinte todos los metales que se puedan corroer. El pino de California no necesita pintura para protección contra la intemperie. Apriete los tornillos flojos y deje espacio para que se hinche la madera cuando se moje.

Limpie los eliminadores de brisado, porque la mugre reduce el flujo del aire. Alinee los espaciadores de los eliminadores. Al instalar eliminadores, no deje agujeros entre sus grupos, porque permiten brisado excesivo. Limpie todas las tablillas de madera.

3.2.12 PARO DE LA TORRE.

Cuando pare la torre, en especial en invierno, vacíe toda el agua para evitar congelación y corrosión. Deje abierto el drenaje para que salgan la lluvia y la nieve fundida. Haga funcionar los ventiladores unos 5 minutos a la semana, para mantener lubricado el cojinete superior del eje del ventilador. Proteja las partes metálicas contra la corrosión.

Haga el mantenimiento o las reparaciones mientras esté parada la torre, si es posible. Esto le permite hacer un trabajo más cuidadoso y no entorpece las operaciones.

3.3 OPERACION EN INVIERNO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Las torres de enfriamiento para agua pueden ser un dolor de cabeza en invierno, si no se tiene cuidado. Lo más importante es seguir las instrucciones del fabricante. La duración útil de la torre de enfriamiento depende de su calidad de fabricación, clima, tipo de servicio, severidad de la operación y el cuidado y mantenimiento general que usted le dé.

Es necesario recordar que el equipo bien mantenido y limpio le dará mejores resultados en la operación en todo tiempo y también reduce los costos totales de

mantenimiento. Se debe establecer un programa de inspecciones periódicas para asegurar operación estable, cualquiera que sea el tipo de torres de enfriamiento que se tenga. En la mayoría de los casos, basta con una inspección diaria. Use el programa de inspección y mantenimiento del recuadro para eliminar problemas este invierno.

3.3.1 NIEBLA.

La niebla ocurre bajo ciertas condiciones atmosféricas. Por definición, el punto de rocío del aire es la temperatura a la cual el aire llega al estado de saturación cuando se enfría. Cuando se enfría el aire hasta su punto de rocío, la humedad empieza a condensarse y se tiene niebla como resultado. Es muy indeseable cerca de edificios, carreteras o vías de ferrocarril. En un caso, la niebla ocurrió porque la torre todavía tenía hielo. La torre estaba junto al norte de la carretera estatal y fue un problema para el tránsito de vehículos.

Cuando se forma hielo en la torre los ventiladores mueven menos aire. Esto significa que el aire sale de la torre a "baja velocidad y alta temperatura". Esto ocasiona mucha niebla cuando el aire caliente de la torre se mezcla con el aire exterior frío. Esta niebla se desplaza a través de las carreteras, obstruye el tránsito y forma hielo en el pavimento y los parabrisas.

La niebla son gotitas de agua en el aire, formadas por la condensación del vapor de agua. Cuando el aire caliente y casi saturado sale de la torre de enfriamiento en tiempo frío, se mezcla con el aire circulante, se enfría, se condensa el vapor y se forma niebla.

Al contrario de la creencia general, la niebla suele ser peor en días invernales benignos, a una temperatura de 50(10 °C) a 60 °F (15.5 °C), que con días gélidos. Según la tabla y la gráfica psicrométrica que se ilustra, en la figura (4-1), el aire a baja temperatura tiene bajo contenido de calor y de humedad.

3.3.2 PREVENCIÓN DEL HIELO.

El frío extremo, normalmente, no aumenta mucho el rendimiento, pero sí aumenta los riesgos de la operación. En las torres de enfriamiento que trabajan en tiempo de heladas, se puede formar hielo en las entradas de aire. Las pequeñas cantidades de vapor de agua es fácil que se congelen en las rejillas de entrada y relleno contiguo de la madera. El hielo se empieza a formar en la sección inferior de rejillas y va subiendo. Esto restringe el área de entrada, reduce el flujo del aire y aumenta la temperatura del agua que circula por la torre.

La mayoría del agua que circula por la torre, rara vez se enfría a la temperatura de congelación. En realidad, la temperatura del agua fría rara vez es menor de 60°F (15.5°C), excepto en torres utilizadas para condiciones específicas de operación. Por esta razón, el hielo sólo se forma en las partes de la torre que están ligeramente mojadas por las gotitas que salpican hacia la corriente de aire de entrada.

Para evitar el hielo en tiempo muy frío, mantenga lo más alta que sea posible la temperatura del agua en circulación. Se puede utilizar una válvula de control de temperatura para derivar parte del agua caliente al estanque para agua fría. En general, si se varía el flujo de aire en la torre se puede evitar, controlar y eliminar el hielo.

Cuando la torre trabaja en forma intermitente en invierno, saque toda el agua de las tuberías descubiertas y de los estanques. Esto protegerá contra la congelación y la corrosión. Deje abiertos los drenajes del estanque durante el paro en invierno para que escapen la lluvia y la nieve fundida.

3.4 FORMAS DE AUMENTAR LA CAPACIDAD DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Cuando se excede de la carga de la torre de enfriamiento, se puede instalar una segunda unidad, instalar una unidad más grande o aumentar la capacidad de la torre. El tercer método puede dar más capacidad y eficiencia sin requerir equipo nuevo y costoso.

3.4.1 VARIABLES A CONSIDERAR ANTES DE AUMENTAR LA CAPACIDAD DE LA TORRE.

1) TIPO DE TORRE:

- a) Tipo natural o mecánico.
- b) Tiro forzado o inducido.
- c) Contracorriente o transversal.

2) RELLENO:

- a) Abierto.
- b) Grueso.
- c) Para salpicada.
- d) Delgado y denso.
- e) Salpicado o película.
- f) Plástico o madera.

3) SISTEMAS DE DISTRIBUCION DE AGUA:

- a) Cerrada a presión.
- b) Charola abierta.
- c) Aspersión.
- d) Canal.
- e) Saetín abierto.
- f) Aspersión ascendente a alta presión.
- g) Aspersión descendente a baja presión.

4) CELDAS PARA VENTILADORES:

- a) Celda sencilla o múltiples.

- b) Un ventilador grande por celda.
- c) Celdas con ventiladores múltiples.

5) ELIMINADORES DE BRISADO:

- a) Una pasada, dos pasadas o tres pasadas.
- b) Angulo de aspas de 45% de apertura con una inclinación de 60°.
- c) Plástico, madera o metal.
- d) Panal o tablillas.

6) REJILLAS:

- a) Descentradas o al ras.
- b) Pared recta o pared en pendiente.
- c) Ajustables o fijas.
- d) Poco o muy espaciadas.

7) CHIMENEA DEL VENTILADOR:

- a) Convencional o tipo venturi.

8) DIVISIONES (TABIQUES):

- a) Usarlas o no usarlas.

Los usuarios de torres de enfriamiento se preocupan por que muchas unidades en servicio en plantas generadoras, de proceso o sistemas de acondicionamiento de aire han tenido que atender cargas más grandes de enfriamiento como se amplían las plantas. Y es triste decirlo: muchas torres no han podido satisfacer las condiciones de operación de la planta ni siquiera desde el arranque inicial. Esto no es sorprendente cuando se tiene en cuenta que este tipo de equipo, se selecciona e instala sólo sobre la base de un bajo costo inicial. Como es de esperarse, una unidad seleccionada en esta forma es muy fácil que no sea la más eficiente ni siquiera la más práctica para el trabajo.

3.4.1.1 AUMENTO DE LA CAPACIDAD:

Quizá más de la mitad de las torres ensambladas en su sitio de trabajo -y algunas de las prefabricadas- se puede mejorar hasta cierto grado. Esto se debe en gran parte a que se puede incorporar nueva tecnología, componentes más eficientes y nuevos materiales, en un conjunto para trabajo más pesado, más resistente y, por tanto más confiable.

Antes de tratar de mejorar la capacidad. Se debe hacer un estudio completo de los requisitos de enfriamiento. Luego, se necesita inspección y análisis cuidadosos de los componentes existentes en la torre. Se pueden combinar con respecto al tamaño de la torre existente, caída de presión, características de flujo de aire. Pérdidas por brisado, curvas de

comportamiento de los ventiladores, selección y factor de servicio del reductor de engranes y los problemas de instalación.

Los estudios y recomendaciones los debe hacer un especialista en torres de enfriamiento. Una vez que los resultados se llevan a una conclusión práctica, se pueden lograr ahorros muy considerables y, a veces, se evita la instalación de una nueva unidad.

Ahora se verán los cursos alternos de acción cuando se planea aumentar la capacidad. Si se "barajan" un poco las variables, pueden variar los resultados. La torre de tiro mecánico a contracorriente se presta con más facilidad a los aumentos de capacidad que la de circulación transversal. La razón es que, al modificar los componentes de la torre de contracorriente, se tienen mayores rendimientos que si se hacen ajustes en la unidad de flujo transverso.

Otro punto a considerar es que, en muchos casos, las condiciones de operación de la planta pueden cambiar con los años. Por ejemplo, el aumento en las cargas suele requerir la instalación de una nueva torre de enfriamiento. Ahora veremos en detalle cada una de las siete variables y específicamente lo que se puede hacer:

1) CONFIGURACION DEL RELLENO.

Los rellenos o empaques de las torres de enfriamiento han mejorado mucho con los años. Cuando se hizo la instalación inicial de las torres antiguas, sus fabricantes construían unidades para trabajar de acuerdo con condiciones específicas, mediante el uso del tipo de relleno que consideraban más económico para producirlo en sus fábricas. Por su puesto, la construcción era de acuerdo con los datos de comportamiento y de pruebas disponibles en ese momento. Desde entonces, han ocurrido grandes mejoras en la construcción y materiales y hay más datos de pruebas de campo disponibles para diferentes configuraciones de relleno.

Por ejemplo, la mayoría de las torres antiguas de contracorriente tienen instalado relleno del tipo de salpicadura. Las hileras de las plataformas de salpicado suelen estar espaciadas 2 pies (61 cm.) en la torre. La teoría es romper el agua y formar gotas cuando baja en cascada por la torre. la superficie de cada gota se aumenta con la intersección continua de su caída mediante las plataformas de salpicado, con lo cual se expone una nueva superficie para evaporación en cada nueva gota.

La evaluación de la disposición del relleno y su cantidad, por un especialista en torres de enfriamiento establecerá si se puede agregar más relleno para dar capacidad adicional. En este caso, se instalan empaques para superficie de película y superficie adicional para salpicado. Como resultado, la cantidad de exposición puede ser lo bastante alta para permitir la reducción del aire requerido. Por tanto, se puede agregar empaque para películas sin aumentar los requisitos de caballaje de los ventiladores.

El porcentaje de mejora de la capacidad como resultado de la adición de relleno del tipo de superficie para película, depende de la severidad del servicio, el nivel de comportamiento y la altura de la torre. Por ejemplo, al agregar cantidades considerables de empaque para película en una torre muy baja sometida a servicio severo, se puede obtener una mejora de 40 a 50% en la capacidad. Por otra parte, si se utiliza una torre muy alta para trabajo ligero, puede haber un efecto adverso en el comportamiento cuando se instala empaque del tipo de película. En este caso, el flujo de aire se hace más crítico para el comportamiento del propio nivel de comportamiento.

Ahora bien, para un nivel razonable de comportamiento, se puede lograr un aumento de 20% en la capacidad en una torre del tipo promedio. El aumento de 20% en la capacidad se puede equiparar con un aumento de 20% en los galones por minuto al mismo nivel de temperatura o, más o menos con una reducción de 20% en el acercamiento a la temperatura de bulbo húmedo con los mismos volúmenes de flujo y carga de calor.

2) SISTEMAS DE DISTRIBUCION:

Algunas torres antiguas tienen sistemas de distribución de saetín o canal abierto. Este tipo de sistema, en especial en instalaciones con celdas múltiples, es difícil de equilibrar. El problema se agrava cuando las cargas de agua cambian durante el proceso. La inundación y los puntos secos también menoscaba la eficiencia de la torre.

Algunas veces la alimentación por gravedad tiene obstrucciones en los tubos bajantes. Como saben, cada tubo bajante tiene una cubierta de difusión o placa de salpicadura debajo de él. Si están rotas o desalineadas, se reduce el volumen efectivo de enfriamiento. En este caso, el cambio a un sistema de distribución del tipo de aspersión con presión positiva, reduce los problemas del equilibrio. Un sistema moderno de aspersión lateral con cabezales asegura buena distribución del agua sobre toda el área de relleno y permite el paso de más aire por esta área de la torre.

También en este caso, un análisis de la operación de la torre revela posibles puntos para mejora. La aspersión de agua quizá no cubra por completo las capas superiores de relleno. En ocasiones, el agua baja hasta la mitad del relleno antes de que esté distribuida con uniformidad en toda la planta de la torre.

La respuesta obvia a este problema es modificar las boquillas a fin de alterar o corregir el patrón de aspersión. Esta simple mejora, con frecuencia, aumenta la capacidad de una torre ya existente.

Algunas torres antiguas, de alta presión, con aspersión hacia arriba, se han convertido a unidades de baja presión con aspersión descendente, con buenos resultados. Este proceso incluye elevar el nivel del sistema de distribución, lo cual permite instalar hileras adicionales de plataformas de relleno. Aunque esta modificación puede aumentar la capacidad hasta en un 12 o 15%. También habrá una pequeña disminución en la carga de bombeo.

3) ELIMINADORES DE BRISADO:

Muchas torres antiguas tienen eliminadores de brisado extragruesos. Otros, tienen aspas eliminadoras muy cercanas entre sí en ángulos de 45°. Se ha encontrado que ambos sistemas son muy conservadores para algunos requisitos. Una razón es que estas construcciones producen una restricción al flujo del aire al reemplazarlas con aspas eliminadoras de brisado, escalonadas a un ángulo de 60° en vez de 45°, se permite pasar más aire por la torre y se logra capacidad adicional.

Las modificaciones a los eliminadores de brisado se suelen hacer cuando hay que reemplazarlos. No obstante, una torre de contracorriente mejorada con este simple cambio, puede aumentar su capacidad entre 4 y 5%. En una torre con acercamiento de 10° F, esto equivale a que el agua estará casi 0.5°F más fría.

En algunos casos, se puede instalar un grupo adicional de eliminadores de brisado a fin de permitir el cambio del ventilador o del reductor para succionar los máximos volúmenes de flujo de aire sin ocasionar problemas de pérdidas por brisado.

4) EQUIPO MECANICO:

Si se espera capacidad adicional con una torre de enfriamiento existente, por lo general se necesita más movimiento de aire. Pero, muchas instalaciones ya funcionan a su máximo caballaje nominal. en tales casos, hay que tomar lecturas en los cables del motor para determinar si el motor ya trabaja cerca de su amperaje de plena carga o del especificado en la placa de datos. Si hay lugar para carga adicional, con frecuencia se puede aumentar el paso de las aspas del ventilador para mover más volumen de flujo de aire. Primero, obtenga las curvas del ventilador con el fabricante de la torre para ver qué mejora se puede esperar en el aumento de flujo de aire con un cambio del ángulo de paso dado que el caballaje varía al cubo del volumen de flujo de aire (ver ecuación 3-14), no hay mucho que se pueda hacer sin un motor más grande.

A la inversa, un aumento en el volumen de aire varía según la raíz cúbica del aumento en caballaje. Pero, un aumento considerable en el caballaje quizá sólo refleje un aumento relativo pequeño en la capacidad, como se resume en la siguiente tabla:

Cambio en el motor, HP	Cambio en HP, %	Cambio aproximado en la capacidad, %
25 a 30	20	6
30 a 40	33 1/3	10
40 a 50	25	7.5
50 a 60	20	6
60 a 75	25	7.5
75 a 100	33 1/3	10

Si se instala la unidad con el ángulo de paso del ventilador al máximo nivel de eficiencia, puede ser aconsejable un cambio en la velocidad del motor, con un cambio en la reducción de engranes. Por tanto, usted puede dar una ligera ayuda con el factor de servicio del reductor y es cuestión de cambiar sólo la cremallera y el piñón.

Una modificación mayor incluye aumentar el tamaño del ventilador. Pero, rara vez se hace por que el aumento del volumen de flujo de aire con mayor velocidad del ventilador. Influye en los límites de la torre desde otro punto de vista: una velocidad muy alta en la torre y eliminadores de brisado puede ocasionar problemas molestos por exceso de arrastre.

Digamos que se puede lograr plena efectividad con el motor más grande y aumento en el ángulo de paso en las revoluciones por minuto del ventilador. En este caso, una mejora hasta del 10% representa buenos ahorros.

5) CHIMENEA PARA EL VENTILADOR:

Es poco lo que se diga de la importancia del diseño de la chimenea del ventilador para máximo rendimiento. No resulta práctico cambiar o aumentar el tamaño del motor en muchas unidades existentes. Una razón es que cualquier cambio en el servicio eléctrico para la torre puede tener un costo irrazonable. Aquí puede estar la respuesta en la instalación de la chimenea parabólica, tipo venturi para el ventilador por que, en esta chimenea del tipo de recuperación de velocidad, el ventilador puede entregar de 6 a 7% más aire a la torre, con el mismo motor y 7% más aire, significa 7% más capacidad de la torre.

6) DIVISIONES:

Algunas torres grandes, de celdas múltiples, se construyeron para trabajar sólo con la carga proyectada. Algunas de ellas tienen los ventiladores por celdas y no hay división en la cámara distribuidora. Si se para un ventilador por reparaciones o si se hace trabajar la torre con un solo ventilador por celda por alguna razón, la característica de tiro mecánico quedaría prácticamente anulada. Esto se debe a que la celda en operación tomaría la mayor parte de su aire por la abertura para el ventilador adyacente y se derivaría del área del relleno, lo cual es un desperdicio.

Aunque las áreas de la cámara distribuidora tenga divisiones o tabiques adecuados entre las celdas para ventiladores (en torres de contracorriente), se debe colocar una división transversal hasta la parte superior del nivel de las rejillas, pues sólo así se podrá un principio eficaz de contracorriente. Si la unidad se instala en un lugar muy despejado, hay que instalar una división longitudinal para evitar el paso transversal del aire cuando un viento fuerte choca a 90° del eje longitudinal de la torre. Cuando su planta funciona con carga parcial, recuerde que las divisiones adecuadas entre ventiladores y las celdas mejorarán mucho la eficiencia de operación.

7) EFICIENCIA CON OPERACION Y MANTENIMIENTO CORRECTO:

La torre de enfriamiento será el foco de constante atención por los crecientes esfuerzos en pro del uso eficiente y la conservación del agua. El personal de operación debe estudiar el manual de operación y mantenimiento de la torre para tener la certeza de que se logra máxima eficiencia del equipo. Aunque la torre se fabrica con materiales durables es probable que esté sometida a las condiciones más extremosas de operación de cualquier equipo en uso actual.

Una consulta con el especialista en torres de enfriamiento le permitirá la evaluación correcta de los componentes de la torre. El sistema de distribución (aire y agua) es la clave de la eficiencia de la torre. Este estudio por parte de un especialista puede ser esa pequeña diferencia para mantener el nivel de capacidad proyectado. Los dividendos obtenidos con este procedimiento, justificarán con creces el poco tiempo relativo invertido.

RESUMEN

Se han presentado siete formas posibles para mejorar el comportamiento de la torre de enfriamiento. Pero hay muchas condiciones en las cuales no es práctico modificarlas: si se ha planeado una expansión considerable de la planta, del equipo de la torre o de ambos, los aspectos económicos suelen dictar que la capacidad adicional la maneje una nueva torre salvo que:

- 1) La torre existente sea deficiente.**
- 2) El terreno o el espacio resulten muy costosos.**
- 3) Se planeen las reparaciones necesarias en la torre existente.**

La torre de enfriamiento no necesita estar vieja o dañada para pensar en una consulta a un especialista. Con su ayuda, se pueden renovar las torres y darles más eficiencia, sin instalar nuevo y costoso equipo.

APENDICE D**CODIGO DE PRUEBAS DE ACEPTACION PARA TORRES DE
ENFRIAMIENTO DE AGUA****(RECOMENDACION DE SEGUIMIENTO DE PRUEBA PARA TORRES DE ENFRIAMIENTO
TOMADO CTD)****PARTE I**

1. Alcance y Proposito.
 - 1.1 Alcance
 - 1.2 Proposito
 - 1.3 Flexibilidad

2. Condiciones de prueba.
 - 2.1 Comportamiento de prueba
 - 2.2 Condiciones del equipo
 - 2.3 Condiciones de operación
 - 2.4 Constancia de las condiciones de prueba
 - 2.5 Duración de la prueba
 - 2.6 Frecuencia de las lecturas
 - 2.7 Precisión de las pruebas

3. Instrumentos y Mediciones.
 - 3.1 Medición de flujo de agua
 - 3.2 Medición de la temperatura del agua
 - 3.3 Medición de la temperatura del aire de entrada
 - 3.4 Velocidad del viento
 - 3.5 Cabeza de bombeo
 - 3.6 Poder conductor del ventilador
 - 3.7 Analisis del agua

4. Reporte de resultados.
 - 4.1 Capacidad de la torre

PARTE II

EVALUACION DE RESULTADOS

II-A TORRES DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO.

II-B METODO DE LA CURVA CARACTERISTICA.

5. Alcance y Proposito
6. Datos de fabricante
7. Determinación del valor L/G de prueba
8. Determinación del valor $K_s \frac{V}{L}$ de prueba
9. Determinación de la capacidad de la torre

II-C METODO DE LA CURVA DE FUNCIONAMIENTO.

10. Alcance y Proposito
11. Datos de fabricante
12. Determinación de la capacidad de la torre

PARTE III

APENDICE

III-A EJEMPLO DE LA EVALUACION DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO.

III-B METODO DE LA CURVA CARACTERISTICA

III-C METODO DE LA CURVA DE FUNCIONAMIENTO

PARTE I

PROCEDIMIENTO DE LA PRUEBA

1. CAMPO DE ACCION Y PROPOSITO

1.1 Campo de acción (Alcance). Este código cubre la determinación de la capacidad térmica de una torre de enfriamiento de agua.

1.2 Propósito. El propósito de este código es describir la instrumentación y el procedimiento para la prueba y ejecución de la evolución de las torres de enfriamiento de agua.

1.3 Flexibilidad. Reconociendo que las limitaciones de los datos especificados por todo este procedimiento de pruebas representa condiciones deseadas que pueden no existir en el momento de la ejecución de la prueba. En cuyo caso, las condiciones existentes pueden ser usadas en un acuerdo mutuo anterior a la prueba por los representantes autorizados del fabricante, el comprador y el Instituto de Torres de enfriamiento (CTI).

2. CONDICIONES DE LA PRUEBA

2.1 Dirección de la prueba. La prueba será dirigida por el CTI en presencia de representantes autorizados del fabricante y el comprador. Si estos deciden estar presentes, para la aceptación de la prueba, dichos representantes deberán ser notificados antes de la realización de la misma. El fabricante deberá dar permiso para la inspección de la torre en la programación y avance de la prueba. Las pruebas de aceptación serán realizadas dentro de los doce meses después de su conclusión estructural, a menos que el convenio contractual entre el comprador y el fabricante lo determine de otra manera.

2.2 Condiciones del equipo. Durante la prueba, la torre deberá estar en buenas condiciones de operación.

- a) El sistema de distribución deberá estar limpio y libre materiales extraños los cuales pueden impedir el flujo de agua normal.
- b) El equipo mecánico, si lo implica, deberá trabajar en buen orden. Los ventiladores deberán rotar en la dirección correcta, y sin que exista roce con las orillas.
- c) Los eliminadores de rocío deberán estar limpios y libres de algas y otros materiales que impidan el flujo normal de aire.
- d) El empaque o relleno estará libre de materiales extraños tales como aceite, alquitrán, costras, o algas.

- e) El nivel de agua en el estanque de agua fría deberá permanecer en el nivel normal de operación y se mantendrá sustancialmente constante. Durante la prueba para proveer el flujo de aire apropiado al ampaque.
- f) Las corrientes conjuntas y/o soplidos deberán detenerse durante la prueba.
- g) Las cantidades de aire de enfriamiento deberán estar esencialmente libre de materiales extraños.

2.3 Condiciones de operación. Las pruebas serán realizadas dentro de las siguientes limitaciones:

2.3.1 La temperatura de bulbo húmedo y seco serán las de los valores a la entrada, medidas en acuerdo con el parrafo 3.3 de este procedimiento de pruebas.

2.3.2 La velocidad del viento se medirá en acuerdo con el parrafo 3.4 y no deba de exceder los siguientes valores:

- a) velocidad del viento promedio----- 10 millas/hr.
- b) un minuto de duración ----- 15 millas/hr.

2.3.3 Las siguientes variaciones para las condiciones de diseño no se deberan exceder:

- 2.3.3.1 Temperatura de bulbo húmedo ----- $\pm 15^{\circ}\text{F}$
- 2.3.3.2 Temperatura de bulbo seco ----- $\pm 25^{\circ}\text{F}$
- 2.3.3.3 Rango de enfriamiento ----- $\pm 20\%$
- 2.3.3.4 Flujo de agua de circulación ----- $\pm 10\%$
- 2.3.3.5 Presión barometrica ----- ± 1 " Hg,

2.3.4 El agua se distribuirá en todas las celdas de operación y/o parte de la torre según recomendaciones del fabricante.

2.3.5 El total de los solidos disueltos en el agua de circulación, como los determinados por evaporación, no deberán exceder las siguientes cantidades:

- a) 5000 partes por millón
- b) 1.1 veces la concentración de diseño

El agua de circulación no deba contener más de 10 ppm. de aceite, alquitrán o sustancias pesadas.

2.4 Consistencia de las condiciones de prueba. Para una prueba valida, las variaciones en las condiciones de prueba deberan tener las siguientes limitantes:

2.4.1 El flujo de agua de circulación no deberá variarse más del 5%.

2.4.2 La carga térmica no deberá variar más del 5%.

2.4.3 El rango no variara más del 5%.

2.4.4 La temperatura del aire en el instante de las lecturas fluctuará, pero las variaciones promedio durante el periodo de prueba no excederá lo siguiente:

- 1) Temperatura de bulbo húmedo ----- 2°F/hr .
- 2) Temperatura de bulbo seco ----- 5°F/hr .

2.5 Duración de la prueba. Despues de alcanzar las condiciones de estado estable, la duración de la prueba no deba ser menor que una hora. Si el retraso térmico es mayor de cinco minutos, el tiempo de duración de la prueba sera de 1 hora más el retraso térmico.

2.6 Frecuencia de las lecturas. Deberán tomarse a intervalos regulares y escribirse con sus debidas unidades.

2.7 Precisión de la prueba. La precisión al final de la prueba depende del tipo y número de instrumentos utilizados para las distintas mediciones, y la estabilidad de las condiciones de prueba.

3. INSTRUMENTOS Y MEDICIONES

Todos los instrumentos serán inspeccionados y aprobados por el CTI antes de la prueba. Todos los instrumentos deberán calibrarse antes de la prueba.

3.1 Medición del flujo de agua.

3.1.1 Las mediciones del flujo de agua serán realizadas con cualquiera de los siguientes mecanismos recién calibrados:

- Tubo pitot.
- Placa de orificio.
- Tubo venturi.

3.2 Medición de la temperatura del agua. La medición de la temperatura del agua serán realizadas por cualquiera de los siguientes instrumentos (tales como termómetros de resistencia o termómetros de vidrio-mercurio) y por métodos descritos en ASME "Suplementos sobre aparatos e instrumentos".

3.3 Medición de la temperatura del aire a la entrada. La medición de la temperatura de bulbo húmedo a la entrada se requiere para las pruebas de todos los tipos de torres de enfriamientos cubiertas por este código. La medición de la temperatura de bulbo seco a la entrada se requiere para las de tiro natural y torres de enfriamiento con ayuda de ventiladores. La medición de la temperatura de bulbo seco a la entrada se requiere a menudo para las torres de enfriamiento de tiro mecánico en orden para determinar la densidad de entrada del aire al ventilador.

3.4 Velocidad del viento (Dirección y rapidez). La velocidad del viento será medida con un anemómetro del tipo meteorológico y hélice aérea, preferentemente digital.

3.5 Cabeza de bombeo a la torre. La cabeza de bombeo será la suma de:

- a) La presión total por encima de la atmósfera (expresada en pies de agua) a la línea central de la entrada de la torre, y
- b) La distancia vertical (medida en pies) del centro de la entrada por encima del borde del depósito de agua.

Cabeza de bombeo de prueba:

$$PH_t = SP_t + VP_t + D$$

Cabeza de bombeo corregida:

$$PH_c = \left[(SP_t + DP_t) \left(\frac{L_d}{L_t} \right)^2 \right] + D$$

donde :

PH_t = Cabeza de bombeo de prueba.

PH_c = Cabeza de bombeo calculada a la cantidad del flujo de fluido, predicha por las mediciones de prueba.

SP_t = Presión estática de prueba medida, sobre la línea de control de la entrada de la torre.

VP_t = Presión de velocidad de prueba (calculada como $u^2/2g$) a la línea central de la entrada de la torre.

L_d = Cantidad de flujo de agua a diseño.

L_t = Cantidad de flujo de agua a prueba.

D = Distancia vertical del borde del depósito a la línea central de la entrada de la torre.

3.6 Potencia de manejo del ventilador. Para torres de tiro mecánico y con ayuda de ventiladores, la potencia se determinará como potencia de entrada al motor o conductor. En el caso de motores eléctricos, la potencia de entrada se determinará por mediciones de voltaje, corriente, y factor de potencia, o por mediciones directas de los kilowatts de entrada.

3.7 Análisis de agua. Una muestra de el agua de circulación se tomará durante la prueba, si hay cualquier duda concerniente a las condiciones del agua de circulación, la muestra la analizará un laboratorio de reputación para determinar las características de acuerdo al párrafo 2.3 5 de este procedimiento de pruebas.

4. REPORTE DE RESULTADOS

4.1 Capacidad de la torre. La capacidad de la torre está definida como el ratio de la cantidad de flujo de agua ajustado (o L/G) a la cantidad de flujo de agua predicha (o L/G) a las condiciones de prueba, expresados en porcentaje.

PARTE II

EVALUACION DE RESULTADOS

II-A TORRES DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO.

II-B METODO DE LA CURVA CARACTERISTICA.

5. ALCANCE Y PROPOSITO

Esta parte del codigo bosqueja un método para la evaluación del funcionamiento de una torre de enfriamiento de tiro mecánico para datos de prueba usando las curvas características. Los resultados se expresan en términos de capacidad de enfriamiento de agua.

6. DATOS DEL FABRICANTE

El fabricante deberá proporcionar datos de funcionamiento de la torre relativos a la característica de la torre, $Ka V/L$, y la relación agua/aire, L/G , indicando el valor de L/G de diseño para ser utilizado en la prueba de evaluación. Esta relación será presentada como una ecuación con todas sus constantes registradas, o como una curva o una familia de curvas identificadas propiamente, expresando los efectos de las variables (tales como temperatura del agua caliente y velocidad del aire) que tendrán un efecto significativo en los resultados, y cubrirá un rango de valores de L/G de $\pm 20\%$ $\pm 20\%$ de las condiciones de diseño. Si la relación es presentada como una curva, la escala gráfica deberá permitir la determinación de $Ka V/L$ con una precisión mínima igual a la que es proporcionada por las curvas de funcionamiento de la torre de enfriamiento proporcionadas por el CTI.

El valor de diseño de L/G será identificado como un listado de condiciones puntuales de diseño de la temperatura del agua caliente, temperatura del agua fría, temperatura de bulbo húmedo a la entrada, temperatura de bulbo seco a la entrada (torre de tiro forzado), caballos de potencia del ventilador (potencia de salida del motor), eficiencia motor-ventilador (si es posible al tiempo de cotizarlo), y una u otra presión barométrica o altura base de diseño.

7. DETERMINACION DEL VALOR L/G DE PRUEBA

Del promedio de la proporción de flujo de agua y los caballos de potencia del ventilador al tiempo de la prueba, el valor de prueba de L/G se calculará como:

$$(L/G)_1 = \left(\frac{\text{gpm prueba}}{\text{gpm diseño}} \right) \left(\frac{\text{hp diseño}}{\text{hp prueba}} \right)^3 \left(\frac{\rho \text{ prueba}}{\rho \text{ diseño}} \right)^3 \left(\frac{\nu \text{ prueba}}{\nu \text{ diseño}} \right) \left(\frac{L}{G} \right)_d \quad (1)$$

donde $(L/G)_d$ se toma de los datos de diseño del fabricante. Los valores de prueba y diseño del volumen específico del aire seco a la entrada del ventilador (ν) aire, aire húmedo y densidad (ρ) se evalúan por medio de un balance de calor a:

- a) las condiciones de entrada a la torre para una torre de tiro forzado, o
- b) las condiciones de salida para una torre de tiro inducido.

La proporción de agua de diseño y los caballos de potencia del ventilador serán tomados como los valores de diseño para el relleno en operación.

8. DETERMINACION DEL VALOR $K_a V/L$ DE PRUEBA

Usando el promedio de los valores del agua caliente en la prueba, agua fría y temperatura de bulbo húmedo, y el valor de prueba L/G , entonces el valor de $K_a V/L$ de prueba será calculado por:

$$K_a V/L = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{hw - ha} \quad (2)$$

usando valores de hw y ha tomados del apéndice, o como corrección a la altura local. El uso del método de interpolación dado el apéndice es muy recomendado.

9. DETERMINACION DE LA CAPACIDAD DE LA TORRE

El punto que representa los valores calculados de L/G y $K_a V/L$ de los datos de prueba será localizado sobre el gráfico característico de la torre dado por el fabricante a través de este punto de prueba una curva será trazada paralelamente a las curvas características de la torre, usando la forma general de la ecuación (1). Los puntos sobre esta curva serán calculados usando el párrafo V de el CTI forma ATP-127. La intersección de las líneas así trazadas con la línea apropiada de diseño determinará el valor de L/G al cual la torre podrá producir una temperatura de agua fría de diseño cuando opere a las condiciones de diseño. La capacidad de la torre en porcentaje de flujo de agua de diseño, es la relación de el valor L/G así determinado, a el valor de L/G de diseño, multiplicados por 100.

Para un ejemplo de evaluación, ver la sección III-A-(a), Apéndice.

II-B METODO DE LA CURVA DE FUNCIONAMIENTO

10. ALCANCE Y PROPOSITO

Esta parte del código utiliza un método para la evaluación de el funcionamiento de torre de tiro mecánico por datos de prueba, usando curvas de funcionamiento. Los resultados son expresados en términos de capacidad e enfriamiento de agua.

11. DATOS DE FABRICANTE

El fabricante deberá suministrar una familia de curvas, las cuales relatarán correctamente las variables de funcionamiento.

Las curvas de funcionamiento aplicables al 90%, 100% y 110% de la cantidad de flujo de agua de diseño deberán ser proporcionadas. Cada gráfica proporcionada consistirá de 3 o más curvas de rango de enfriamiento y 3 o más curvas de humedad relativa, arregladas para mostrar los efectos de la temperatura de bulbo húmedo, humedad relativa, y el rango de enfriamiento sobre la temperatura del agua de salida. El rango de las curvas deberá presentarse en incrementos uniformes de °F, con suficiente extensión para cubrir aproximadamente el $\pm 20\%$ del rango de diseño. Las curvas de humedad relativa deberán ser presentadas en incrementos uniformes de porcentaje, con suficiente extensión para cubrir aproximadamente el $\pm 40\%$ del valor de diseño.

11. DETERMINACION DE LA CAPACIDAD DE LA TORRE

Las curvas de funcionamiento de los fabricantes deberán ser trazadas a las condiciones de prueba para determinar la capacidad.

Un simple procedimiento consiste en preparar primeramente un conjunto de 3 curvas, basadas en la temperatura de bulbo húmedo de prueba, relación de rango de enfriamiento, temperatura del agua fría y cantidad de agua de circulación. De este conjunto de curvas, se preparará una simple curva basada en el rango de enfriamiento de prueba y cantidad de agua de circulación, a la temperatura de agua fría. La determinación de la capacidad de funcionamiento consistirá en comparar los gpm predichos para esta curva, con los gpm de prueba ajustados. Se utilizarán las ecuaciones (3) y (4) siguientes:

$$\text{gpm de prueba ajustados} = (\text{gpm prueba})$$

$$\left(\frac{\text{hp diseño}}{\text{hp prueba}} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\rho \text{ prueba}}{\rho \text{ diseño}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3)$$

$$\% \text{ CAPACIDAD} = \frac{\text{gpm prueba ajustados}}{\text{gpm predichos}} \times 100 \quad (4)$$

Un ejemplo de evaluación se muestra en la sección III-A-(b), Apéndice.

PARTE III

APENDICE

III-A EJEMPLO DE LA EVALUACION DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO MECANICO

III-B Metodo de la curva caracteristica

Una torre de enfriamiento es diseñada para enfriar 9500 gpm a la presión atmosférica estandar de 115 a 85°F con 80°F de temperatura de bulbo húmedo de entrada y 90°F de temperatura de bulbo seco de entrada, un L/G de diseño de 0.81 y un caballaje total del ventilador de 240. En el campo de pruebas se registraron los siguientes resultados promedios:

TABLA 1, RESUMEN DE DATOS DE PRUEBA

Flujo de agua, gpm	9150
Temperatura de agua caliente, °F	104.7
Temperatura de agua fría, °F	79.3
Temperatura de bulbo húmedo de entrada, °F	73.1
Temperatura de bulbo seco de entrada, °F	85.2
Caballos de potencia totales del ventilador, hp	216
Presión barométrica, in Hg	29.92

EL fabricante suministrará la figura 2 en acuerdo con el parrafo 6 de este codigo, indicando un valor de L/G de diseño de 0.81 para ser utilizado en la evaluación de la capacidad de la torre.

PASO 1. Los valores de L/G y KaV/L de prueba son calculados, usando los valores de prueba de HWT (temperatura del agua caliente), CWT (temperatura del agua fría), WBT (temperatura de bulbo húmedo), los caballos de potencia del ventilador y la presión barométrica. El cálculo de el valor de prueba de L/G para una torre de tiro forzado y una torre de tiro inducido se muestra a continuación. El cálculo de KaV/L es el siguiente:

**INSTITUTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO
ANALISIS DE FUNCIONAMIENTO
HOJA DE CALCULOS**

III. DETERMINACION DE KaV/L DE PRUEBA:

$$\left(\frac{L}{G}\right)_{\text{prueba}} = \left(\frac{L}{G}\right)_{\text{diseño}} \left(\frac{\text{GPM prueba}}{\text{GPM diseño}}\right) \left(\frac{\text{HP diseño}}{\text{HP prueba}} \times \frac{\rho \text{ prueba}}{\rho \text{ diseño}}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\nu \text{ prueba}}{\nu \text{ diseño}}\right)$$

$$\left(\frac{L}{G}\right)_{\text{prueba}} = (0.81) \left(\frac{9150}{9500}\right) \left(\frac{240}{216} \times \frac{0.07076}{0.06954}\right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{14.58}{14.961}\right) = 0.792$$

$$T_1 = 104.7$$

$$T_2 = 79.3$$

$$t_1 = 73.1$$

$$T_1 - T_2 = 25.4$$

$$h_2 = h_1 + (T_1 - T_2) \frac{L}{G} = 36.83 + 25.4 \times 0.792 = 56.95$$

$$0.1(T_1 - T_2) \frac{L}{G} = 0.1 \times 25.4 \times 0.792 = 2.012$$

$$0.4(T_1 - T_2) \frac{L}{G} = 0.4 \times 25.4 \times 0.792 = 8.047$$

$$0.1(T_1 - T_2) = 0.1 \times 25.4 = 2.54$$

$$0.4(T_1 - T_2) = 0.4 \times 25.4 = 10.16$$

T_1 °F para hw $1/\Delta h$	hw	h_2		hw - h_2
$T_2 = 79.3$		$h_1 = 36.83$		
$T_2 + 0.1(T_1 - T_2) = 81.84$	45.67	$h_1 + 0.1(T_1 - T_2)L/G = 38.84$	$\Delta h_1 = 6.83$	0.1464
$T_2 + 0.4(T_1 - T_2) = 89.46$	55.23	$h_1 + 0.4(T_1 - T_2)L/G = 44.88$	$\Delta h_2 = 10.35$	0.09662
$T_1 - 0.4(T_1 - T_2) = 94.54$	62.54	$h_2 - 0.4(T_1 - T_2)L/G = 48.90$	$\Delta h_3 = 13.64$	0.0733
$T_1 - 0.1(T_1 - T_2) = 102.16$	75.82	$h_2 - 0.1(T_1 - T_2)L/G = 54.94$	$\Delta h_4 = 20.88$	0.0479
$T_1 = 104.7$		$h_2 = 56.95$		

$$\sum \frac{1}{\Delta h} = 0.3642$$

$$Ka V/L = \frac{T_1 - T_2}{4} \times \sum \frac{1}{\Delta h} = \frac{25.4}{4} \times 0.3642 = 2.31$$

a) Para una torre de tiro forzado, los valores de prueba y diseño de v y ρ se determinan usando un carta psicrométrica o un programa de computadora, o utilizando los siguientes cálculos recomendados por ASHRAE.

De la tabla III-L, la humedad de saturación para la temperatura de bulbo húmedo de diseño $WTB=80^\circ F$ es:

$$W_s = 0.022332 \text{ lb agua/lb aire seco}$$

entonces

$$W = \frac{(1093 - 0.556 \times WTB) \times W_s - 0.240(DBT - WBT)}{1093 + 0.444 \times DBT - WBT}$$

$$W = \frac{(1093 - 0.556 \times 80)0.022332 - 0.240(90 - 80)}{1093 + 0.444 \times 90 - 80}$$

$$W = 0.01996 \text{ lb agua / lb aire seco}$$

$$V = \frac{Ra \times T}{P} \times (1 + 1.6078 \times W)$$

$$Ra = 53.352 \frac{\text{ft} \cdot \text{lbf}}{\text{lbm} \cdot ^\circ \text{R}}$$

$$T = \text{DBT} + 459.7$$

$$P = P_{\text{barométrica}} (\text{in Hg}) \times 70.7262 \frac{\text{lbf} / \text{ft}^2}{\text{in Hg}}$$

De acuerdo a las ecuaciones anteriores,

$$v_d = \frac{53.352(90 + 459.7)}{29.92 \times 70.7262} (1 + 1.6078 \times 0.01996) = 14.303 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb aire seco}}$$

$$\rho_d = \left(\frac{1 + W}{v} \right) = \left(\frac{1 + 0.01985}{14.341} \right) = 0.0713 \frac{\text{lbm aire seco}}{\text{ft}^3}$$

De forma similar, para las condiciones de prueba:

Temperatura de bulbo seco a la entrada, °F= 85.2

Temperatura de bulbo húmedo a la entrada, °F= 73.1

de la tabla III-L, la humedad de saturación para 73.1 °F es:

$$W_s = 0.017631 \text{ lb agua/lb aire seco}$$

$$W = \frac{(1093 - 0.556 \times \text{WBT}) \times W_s - 0.240(\text{DBT} - \text{WBT})}{1093 + 0.444 \times \text{DBT} - \text{WBT}}$$

$$W = \frac{(1093 - 0.556 \times 73.1) \times 0.017631 - 0.240(85.2 - 73.1)}{1093 + 0.444 \times 85.2 - 73.1}$$

$$W = 0.014796 \cong 0.0148$$

$$v_{\text{prueba}} = \frac{53.352(85.2 + 459.7)}{29.92 \times 70.7262} (1 + 1.6078 \times 0.0148)$$

$$v_{\text{prueba}} = 14.065 \frac{\text{ft}^3}{\text{lb aire seco}}$$

$$\rho_{\text{prueba}} = \left(\frac{1+W}{v_{\text{prueba}}} \right) = \left(\frac{1+0.0148}{14.065} \right) = 0.07215$$

$(L/G)_{\text{prueba}}$ es entonces calculado usando la ecuación (1)

$$(L/G)_{\text{prueba}} = (0.81) \left(\frac{9150}{9500} \right) \left(\frac{240}{216} \times \frac{0.07215}{0.0713} \right)^{1/3} \left(\frac{14.065}{14.303} \right)$$

$$(L/G)_{\text{prueba}} = 0.7999 \cong 0.798$$

b) Para una torre de tiro inducido, el siguiente método iterativo de balance de calor se requiere para determinar las condiciones del aire a la salida:

CONDICIONES DE DISEÑO	
gpm	9500
HWT	115
CWT	85
DBT	90
L/G	0.81
Eficiencia motor	91
Presión barométrica	29.92

$$h_2 = L/G \times R + h_1$$

el valor de h_1 se obtiene de la tabla

III-G a la WBT de 80 °F

$$h_2)_{\text{diseño}} = 0.81(115 - 85) + 43.692 = 67.992 \frac{\text{BTU}}{\text{lb aire seco}}$$

De las tablas III-E, G y J, para

$$h_2 = 67.992:$$

de la tabla III-G por medio de una interpolación de Lagrange's:

Temperatura °F	Entalpía
97	66.992
98	68.240

por lo tanto para 67.992 BTU/lb aire seco la temperatura es 97.9 °F.

por lo tanto:

$$\rho_{\text{diseño}} = 0.06954$$

$$v_{\text{diseño}} = 14.961$$

de la ecuación (1):

$$(L/G)_t = \left(\frac{9150}{9500}\right) \left(\frac{240}{216}\right)^{1/3} \times \left(\frac{\rho t}{0.06954}\right)^{1/3} \times \left(\frac{v t}{14.961}\right) \times 0.81$$

$$(L/G)_t = 0.1313(\rho t)^{1/3} v t$$

y

$$(h_2)_t = 0.1313(\rho t)^{1/3} \times v t \times (104.7 - 79.3) + 36.83$$

$$(h_2)_t = 3.335(\rho t)^{1/3} \times v t + 36.83$$

Primera aproximación, cuando $WBT_{\text{out}} = (HWT + CWT) / 2 = 92$:

WBT_{out}	ρ_t	$v t$	$(L/G)_t$	$(h_2)_t$	WBT_{out}
92	0.07055	14.645	0.795	57.02	90.8
90.8	0.07076	14.585	0.792	56.95	90.8

$$(L/G)_t = 0.792$$

PASO 2 El punto de prueba determinado en el paso 1 es localizado sobre la gráfica de la curva característica del fabricante, como se muestra en la figura 3. Una curva es trazada

através de este punto, paralela a la curva característica de la torre. Esta curva intercepta los 5 °F de la curva de aproximación a el valor de $L/G=0.80$.

PASO 3 La capacidad de la torre es:

$$\text{Capacidad} = (0.80/0.81)(100) = 99\%$$

Basándonos en las pruebas de funcionamiento, la torre es capaz de enfriar 9405 gpm. de 105°F a 85°F con una temperatura de bulbo húmedo de 80°F y con una potencia del ventilador de 240 HP.

III- C METODO DE LA CURVA DE FUNCIONAMIENTO

Las condiciones de prueba y diseño para una torre de tiro mecánico se resumen en la tabla 2.

Tabla 2... Datos de prueba y diseño para una torre de enfriamiento de tiro mecánico.

	DISEÑO PRUEBA	
	9500	9150
Flujo de agua, gpm		
Temperatura del agua caliente, °F	115.0	104.7
Temperatura del agua fría, °F	85.0	79.3
Temperatura de bulbo húmedo, °F	80.0	73.1
Caballos de potencia totales del ventilador	240.0	216.0
Presión barométrica, in Hg	29.921	29.921

El fabricante ha proporcionado las figuras 4,5 y 6 en acuerdo con el párrafo 11 de este código.

Las curvas de la humedad obtenidas en las mediciones por termómetro, se demuestran en las temperaturas del cuadrante transversal de en la figura 7.

El rango de enfriamiento es mostrado en la figura 8. Con esta curva se obtiene la predicción de la circulación del agua del dato en la evaluación CWT .

El ajuste de la medida en gpm esta calculado por la ecuación (3), usando los valores para un aire con volumen específico y densidad como la expresada en la sección III A (a) .este ejemplo es una demostración por la inducción de giro de la torre.

$$\text{medida de ajuste gpm} = (9150) \times \left(\frac{240}{216}\right)^{1.3} \times \left(\frac{0.07076}{0.06954}\right)^{1/3} = 9532$$

La capacidad de la torre esta compuesta de la ecuación (4)

$$\text{Capacidad} = \left(\frac{9532}{9500}\right) \times 100 = 100.3\%$$

80 DE BULBO HUMEDO °F
30 DE RANGO °F

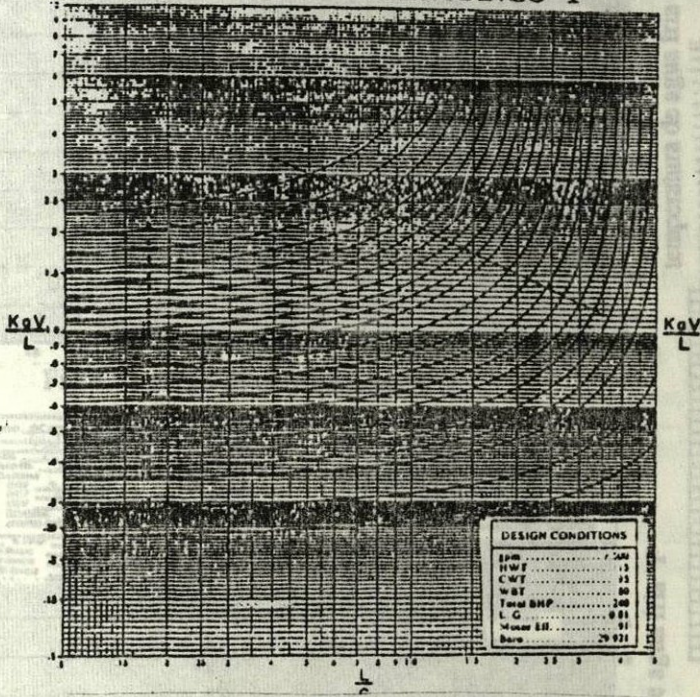


Fig 3 curva de caracterización de L/G vs KaV/L

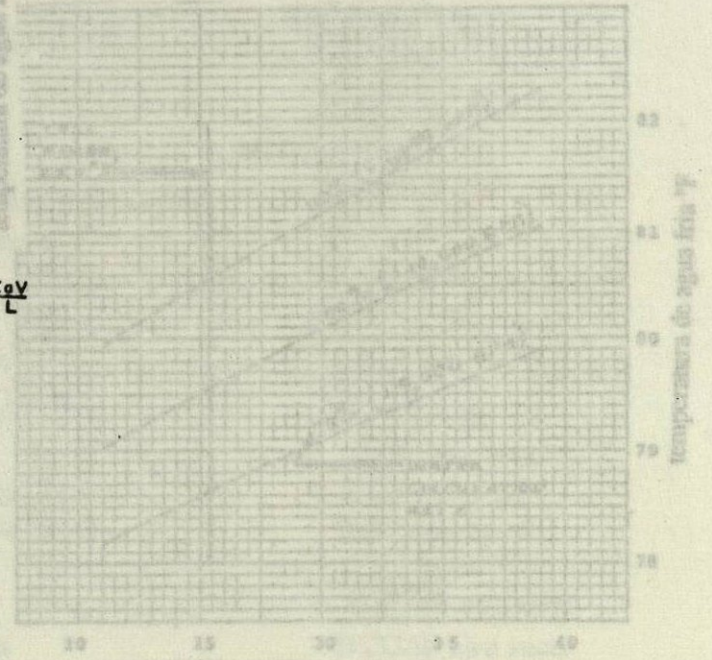


Fig 7 rango de enfriamiento
80 DE BULBO HUMEDO °F
30 DE RANGO °F

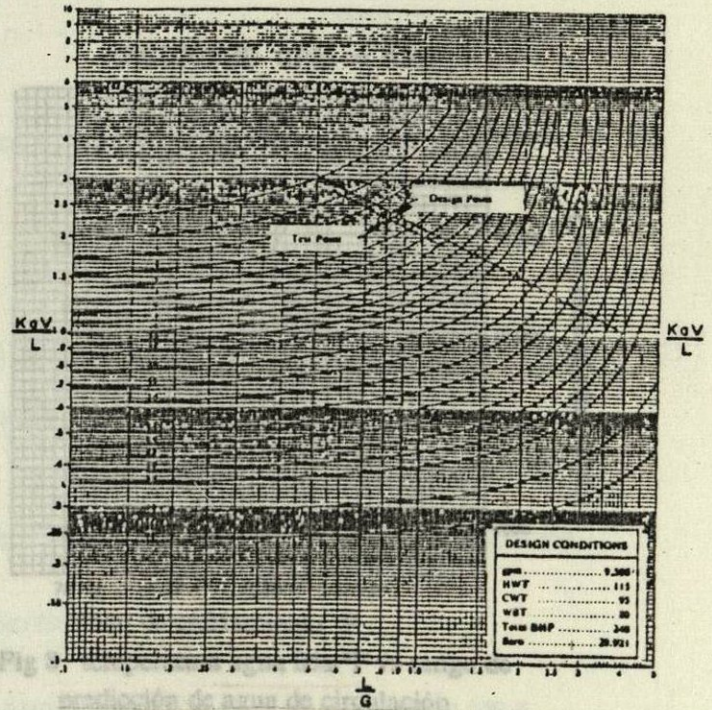


Fig 3 curva de caracterización de L/G vs KaV/L

Fig 6 ... rango de enfriamiento °F
calculo de parametros para calcular datos de diseño
100 111 90 para el agua de circulación

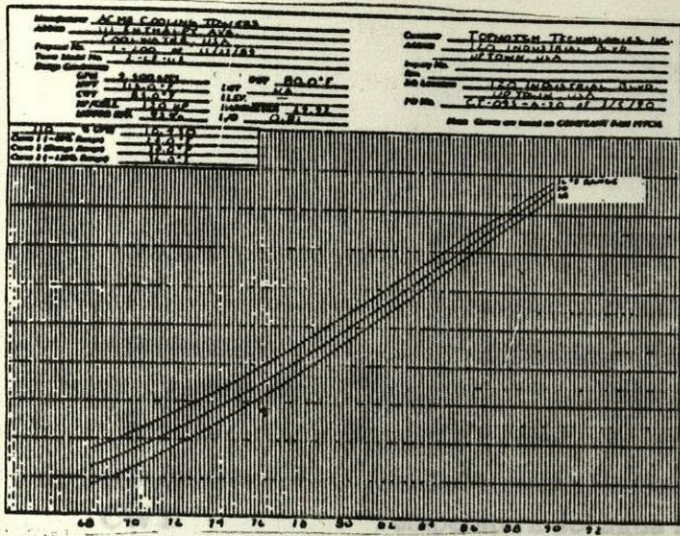


Fig 4... rango de enfriamiento °F

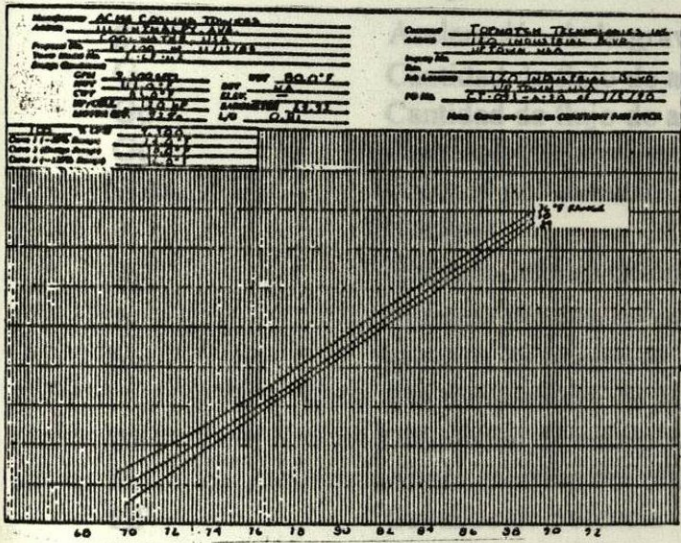


Fig 5... rango de enfriamiento °F

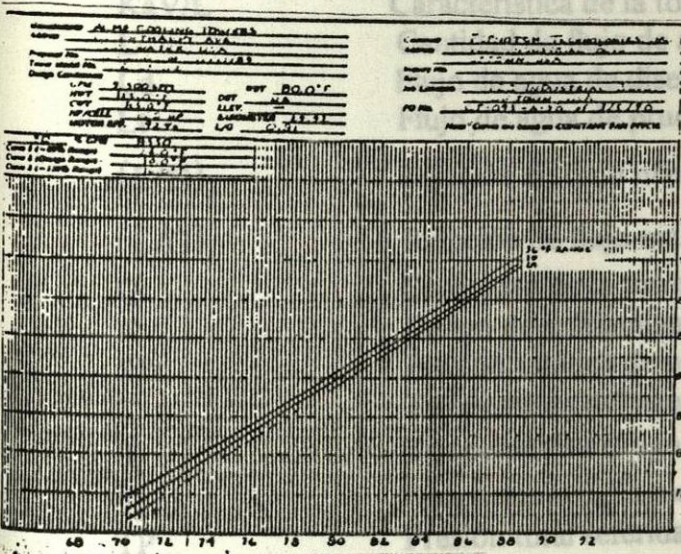


Fig 6... rango de enfriamiento °F

temperatura de agua fria °F

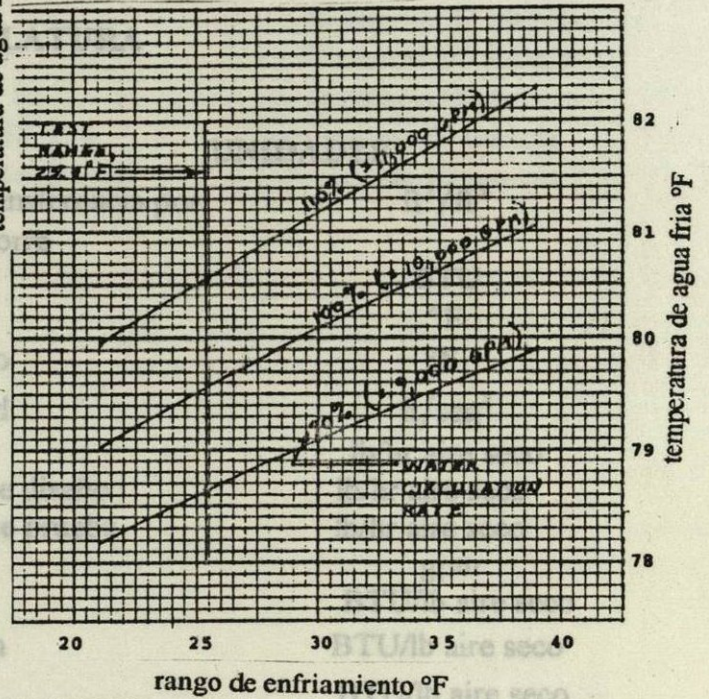


Fig 7 rango de enfriamiento °F vs temperatura agua fria °F

PREDICTED GPM = 9700

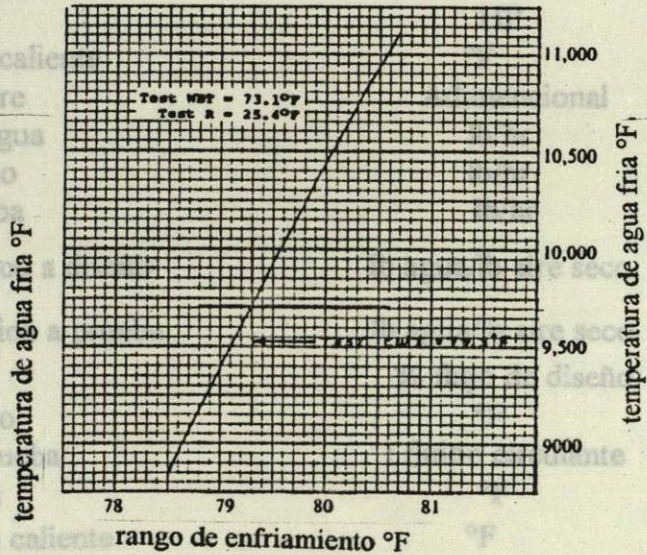


Fig 8 temperatura agua fria °F vs rango de predicción de agua de circulación

calculo de parametros para calcular datos de diseño

100 111 90 para el agua de circulación.

PARTE IV
NOMENCLATURA

SIMBOLO	DESCRIPCION	UNIDADES
a	Area de la superficie de transferencia por unidad de volumen de la torre	ft ² /ft ³
BTU	Unidad térmica Británica	BTU
CWT	Temperatura del agua fría	°F
DBT	Temperatura de bulbo seco	°F
g	Aceleración de la gravedad	ft/seg ²
G	Cantidad de flujo de aire	lb/hr aire seco
Gd	Cantidad de flujo de aire de diseño	lb/hr aire seco
Gt	Cantidad de flujo de aire de prueba	lb/hr aire seco
gpm	Galones por minuto	gpm
h	Entalpía	BTU/lb aire seco
h ₁	Entalpía del aire de entrada	BTU/lb aire seco
h ₂	Entalpía del aire de salida	BTU/lb aire seco
hw	Entalpía de la mezcla aire-vapor de agua a la temperatura de la masa de agua.	BTU/lb aire seco
Δh	Diferencial de entalpía	BTU/lb aire seco
H	Altura efectiva del relleno	ft
HP	Caballos de potencia	HP
HWT	Temperatura del agua caliente	°F
KaV/L	Característica de la torre	Adimencional
L	Cantidad de flujo de agua	lb/hr
Ld	Flujo de agua de diseño	lb/hr
Lt	Flujo de agua de prueba	lb/hr
(L/G) _d	Relación de flujo másico a diseño	lb agua/lb aire seco
(L/G) _t	Relación de flujo masico a prueba	lb agua/lb aire seco
Q	Capacidad de la torre	% flujo de diseño
R	Rango de enfriamiento	°F
SPt	Presión estática de prueba	t fluido circulante
T	Temperatura del agua	°F
T ₁	Temperatura del agua caliente	°F
T ₂	Temperatura del agua fría	°F
TP	Presión total referida a la atmósfera	in de agua
V	Volumen específico del aire	ft ³ mezcla/lb aire seco

V_1	Volumen específico de entrada	$\text{ft}^3 \text{ mezcla/lb aire seco}$
V_2	Volumen específico de salida	$\text{ft}^3 \text{ mezcla/lb aire seco}$
V	Volumen efectivo de torre	ft^3
WBT	Temperatura de bulbo húmedo	$^{\circ}\text{F}$
ρ	Densidad del aire	$\text{lb mezcla/ft}^3 \text{ mezcla}$
ρ_d	Densidad de diseño	$\text{lb mezcla/ft}^3 \text{ mezcla}$
ρ_t	Densidad de prueba	$\text{lb mezcla/ft}^3 \text{ mezcla}$
$\Delta\rho$	Diferencial de densidad del aire	$\text{lb mezcla/ft}^3 \text{ mezcla}$
$\Delta\rho_d$	Diferencial de densidad de diseño	$\text{lb mezcla/ft}^3 \text{ mezcla}$

INDICE GENERAL

	Pagina
-A-	
Acercamiento	18, 90
Adición	92
Agua	106
Alcance	151, 145, 149
Altura efectiva	20
Análisis de agua	148
Análisis de las torres de enfriamiento	90
Aproximación limite	122
Area de transferencia	20
Arranque	131
Aumento de la capacidad	137
-B-	
Brisado	92
-C-	
Cabeza de bomba a la torre	71
Calor especifico del gas húmedo	7
Cambio del cociente L/G	123
Campo de acción	145
Capacidad de la torre	148, 136
Carga de calor o carga térmica	92
Carga de bombeo	92
Carta de humedad	10
Celdas para ventiladores	136
Chimeneas para el ventilador	137, 141
Circulación de agua	132
Clasificación de torres	93
Clima y condiciones ambientales	20
Coefficiente de transferencia de entálpia	13
Condiciones ambientales	126
Condiciones del equipo	145
Condiciones de operación	146
Configuración del relleno	138
Consistencia de las condiciones de prueba	146
Curva de calentamiento119

-D-

Datos del fabricante	149,151
Delignificación	130
Determinación de los coeficientes de velocidad a partir de datos experimentales	120,24
Determinación del valor L/G de prueba	149
Determinación del valor KaV/L de prueba	150
Determinación de la capacidad de la torre	150,151
Deshielo	133
Diagrama de flujo	31
Divisiones	137
Dirección de la prueba	145
Duración de la prueba	146

-E-

Ecuaciones de velocidad de transferencia de masa y calor	111
Eficiencia con operación	141
Elevación	123
Eliminadores de rocío	110
Eliminadores de brisado	137,139
Empalme	123
Empaque	110
Entalpia específica	7
Equipo auxiliar	127
Equipo mecánico	140
Equipo utilizado	28
Escala de enfriamiento	92

-F-

Factores de seguridad	127
Flexibilidad	145
Flujo en contracorriente	14
Flujo cruzado	16
Frecuencia de lecturas	147
Funcionamiento de las torres de enfriamiento	106
Fundamentos teóricos	12

-G-

Gasto de agua por enfriar	123
Generalidades para la selección de una torre de enfriamiento	125

	-H-	
Humedad absoluta		6
Humedad molar		6
Humedad porcentual		6
Humedad relativa		6,18
	-I-	
Influencia de las condiciones de proceso en el diseño		122
	-J-	
	-K-	
	-L-	
Localización del rango de operación		120
	-M-	
Mantenimiento		130
Mantenimiento mecánico		133
Mantenimiento estructural		134
Mantenimiento correcto		131
Materiales para su construcción		127
Medición de flujo de agua		147
Medición de la temperatura del agua		147
Medición de la temperatura del aire a la entrada		147
Motores dos velocidades		131
	-N-	
Naturaleza del proceso		125
Niebla		135
	-O-	
Objetivo		12
Operación		132
Operación en invierno		133
	-P-	
Paro de torre		134
Potencia de manejo del ventilador		148

Precisión de la prueba	147
Prevención del hielo	135
Propósito	147,146,151
Punto de rocío	7
Purga	92

-Q-

-R-

Rango de enfriamiento	18,92
Rejillas	137
Relleno	136

-S-

Saturación absoluta	6
Saturación molar	6
Saturación porcentual	6
Saturación relativa	6
Sequedad del aire a la entrada	122
Sistema de distribución del agua	136,139

-T-

Técnicas de operación	103
Temperatura de bulbo húmedo	8,18
Temperatura de bulbo seco	8,18
Temperatura de saturación adiabática	9
Temperatura de termómetro húmedo	8,18
Terminología de operación	92
Tipo de torre	13,136
Teoría de las torres de enfriamiento	20
Torres atmosféricas	93
Torres de tiro natural o hiperbólicas	93,94
Torres de tiro mecánico	13,14,97
Torres de tiro forzado	14,97
Torres húmedas	13
Torres de tiro inducido	15,16,97
Torres de rocío	101
Torres secas	13
Torres que operan con flujo cruzado vs. torres que operan con flujo en contracorriente	100
Transferencia simultánea de calor y de masa	104
Tratamiento del agua	130

-U-

Utilización de la diferencia de entalpia como fuerza impulsora	115
---	------------

-V-

Variables para aumentar la capacidad de una torre de enfriamiento	136
Velocidad del viento	147
Ventilador	109
Ventiladores	132
Volumen especifico del gas húmedo	7

-W-**-X-****-Y-****-Z-**

BIBLIOGRAFIA

- (¹) JOAQUIN OCON GARCIA/gABRIEL TOJO BARRIERO
PROBLEMAS DE INGENIERIA QUIMICA.
2a. EDICION, MADRID ESPAÑA.
CIA. EDITORIAL AGUILAR (1963)
VOLUMEN 1. PAG. 216 - 273
- (²) GEANKOPLIS J CHISTIE
PROCESOS DE TRANSPORTE Y OPERACIONES UNITARIAS
4a. EDICION, MEXICO D.F.
CIA. EDITORIAL CONTINENTAL, (NOVIEMBRE 1989)
PAG. 503 - 519.
- (³) ELONKA STEPHEN MICHAEL/ROBINSON FREDERICK
OPERACION DE PLANTAS INDUSTRIALES: PREGUNTAS Y
RESPUESTAS
1a EDICION, MEXICO D.F.
MCGRAW-HILL, (1983)
VOLUMEN II PAG. 578-598.
- (⁴) PERRY H ROBERT/CHILTON H CECIL
BIBLIOTECA DEL INGENIERO QUIMICO
2a. EDICION, MEXICO D.F.
MCGRAW-HILL (1986)
VOLUMEN I, SECCION 3 PAG. 56, 57, 97, 98, 167.
VOLUMEN III, SECCION 12 PAG.1-20.
- (⁵) KERN Q, DONALD
PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
18a EDICION, MEXICO D.F.
CIA. EDITORIAL CONTINENTAL (NOVIEMBRE 1984)
PAG. 645-711..
- (⁶) BADGER L. WALTER/BANCHERO T. JULIUS
INTRODUCCION A LA INGENIERIA QUIMICA
1a EDICION, MADRID ESPAÑA
MCGRAW-HILL (1964)
PAG.378-427.
- (⁷) FOUST S. ALAN/WENZEL A LEONAR
PRINCIPIOS DE OPERACIONES UNITARIAS
2a EDICION, MEXICO D.F.
CIA. EDITORIAL CONTINENTAL (MARZO 1990)
PAG. 425-458.

- (⁴)McCABE L WARREN/ SMITH C. JULIAN
OPERACIONES BASICAS DE INGENIERIA QUIMICA
4a EDICION, ESPAÑA
MCGRAW-HILL (1991)
PAG. 767-796.
- (⁹)ASOCIACION MEXICANA DE INGENIEROA CIVILES.
NORIEGA G. FRANCISCO/ALTAMIRANO LING FEDERICO
EQUIPOS INDUSTRIALES (GUIA PARCTICA PARA REPARACION Y
MANTENIMIENTO)
1a EDICION, MEXICO D.F.
MCGRAW-HILL (AGOSTO 1990)
PAG. 176-191.
- (¹⁰)HECTOR VEGA HERRERA/VICTOR ESPARZA ORTIZ
ARTICULO " Pruebas de evaluación de torres de enfriamiento"
TECNOLAB (FEBRERO 1991)
CFE
- (¹¹)INSTITUTO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO.
CTI CODE TOWER STANDAR SPECIFICATIONS
COOLING TOWER INSTITUTE (FEBRUARY 1982)
CTI

