

87  
rej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

MANUAL DE SELECCION DE SISTEMAS  
DE ENFRIAMIENTO DE AGUA

TESIS MANCOMUNADA  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO QUIMICO  
P R E S E N T A N :  
ENRIQUETA SAGRARIO PEREZ GARCIA  
ALFONSO DURAN MORENO

FALLA DE ORIGEN



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## INDICE

### INTRODUCCION.

#### 1. DESCRIPCION GENERAL DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO

1.1. Sistema de Enfriamiento de un Paso.	6
1.2. Sistemas de Enfriamiento de Recirculación Cerrada	6
1.3. Sistema de Enfriamiento de Recirculación Abierta.	6
1.4. Tipos de Torres de Enfriamiento.	15
1.5. Agua de Enfriamiento.	24

#### 2. CRITERIOS DE DISEÑO

2.1 Consideraciones Generales de Diseño de Estanques de Aspersión.	29
2.2 Consideraciones Generales en el Diseño de Estanques de Enfriamiento.	34
2.3 Consideraciones Generales para el Diseño de Enfriadores de Aire.	38
2.4 Aspectos Fundamentales en el Diseño de Torres de Enfriamiento.	46

#### 3. DESCRIPCION DE LAS PARTES DE QUE CONSTA UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO Y MATERIALES UTILIZADOS PARA SU CONSTRUCCION.

3.1 Eliminadores de arrastre.	70
3.2 Empaque.	72
3.3 Estructura.	76
3.4 Chimenea.	76
3.5 Ventiladores.	81
3.6 Sistema de Distribución.	86
3.7 Persianas.	89
3.8 Estanque de Agua Fria.	89

4.	METODOLOGIAS DE DISEÑO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.	
4.1	Metodología para el Diseño de Estanques de Aspersión.	97
4.2	Metodología para el Diseño de Estanques de Enfriamiento.	104
4.3	Metodología para el Diseño de Torres de Enfriamiento Atmosféricas.	112
4.4	Metodología para el Diseño de Torres de Tiro Natural.	120
4.5	Metodología para el Diseño de Enfriadores de Aire.	125
4.6	Metodología para el Dimensionamiento de Torres de Tiro Inducido y Flujo Cruzado.	131
4.7	Metodología para el Diseño de Torres de Tiro Inducido y Flujo a Contracorriente.	145
4.8	Metodología General para el Dimensionamiento de Torres de Tiro Inducido.	149
4.9	Metodología General de Diseño de Torres de Enfriamiento de Flujo a Contracorriente.	160
5.	CONSIDERACIONES GENERALES DE OPERACION DE TORRES DE ENFRIAMIENTO.	
5.1	Problemas Ocasionados por la Presencia de Corrosión, Incrustaciones y Ensuciamiento.	185
5.2	Control de la Corrosión.	186
5.3	Factores que Afectan la Incrustación.	187
5.4	Tratamientos del Agua de Enfriamiento.	193
5.5	Control de Ruido.	209
5.6	Eficiencia de un Sistema de Enfriamiento.	216
5.7	Impacto Ambiental Causado por la Operación de Torres de Enfriamiento.	219
6.	CONCLUSIONES.	221

APENDICE	1.	DEFINICION DE TERMINOS.	223
APENDICE	2.	EVALUACION TECNICA-ECONOMICA DE TORRES DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.	230
APENDICE	3.	OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EN UN COMPLEJO INDUSTRIAL.	240
APENDICE	4.	ANALISIS DE LOS PROBLEMAS EN TORRES DE ENFRIAMIENTO, SUS CAUSAS Y SOLUCIONES.	263
APENDICE	5.	COSTOS DE EQUIPOS DE ENFRIAMIENTO.	267
APENDICE	6.	MATERIAL DE APOYO.	272

#### BIBLIOGRAFIA.

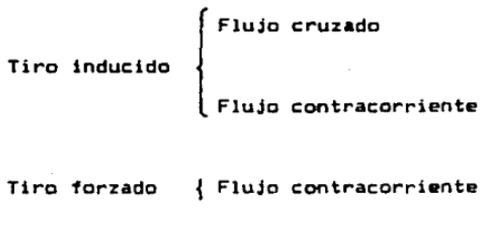
## INTRODUCCION

Uno de los servicios auxiliares más importantes en la mayoría de las industrias químicas es el sistema de enfriamiento de agua, debido a esto se considera necesario contar con un manual que considere los tipos de sistemas más comunmente empleados.

Este trabajo tiene por objeto conjuntar los aspectos más importantes que deberán tomarse en cuenta para la selección adecuada de un sistema de enfriamiento de agua, considerando las siguientes alternativas:

1. Estanques de enfriamiento
2. Estanques de aspersion
3. Enfriadores con aire
4. Torres de enfriamiento
  - a) Tiro natural

b) Tiro mecánico



El capítulo I comprende la descripción general de los sistemas de enfriamiento, las características que debe reunir el agua de

enfriamiento, así como las diferentes fuentes de suministro de agua más comunmente empleadas.

Los factores fundamentales a considerar en el dimensionamiento del elemento principal de cada uno de los sistemas de enfriamiento considerados en este trabajo se encuentran descritos en el capítulo 2.

Debido a que las torres de enfriamiento de agua son de uso generalizado en las industrias mexicanas se ha dedicado el capítulo 3 para describir las partes principales así como materiales de construcción de estos equipos.

En el capítulo 4 se presenta la secuencia de cálculo de las dimensiones del elemento principal de los diferentes sistemas de enfriamiento.

Las fallas en el sistema de enfriamiento en un proceso representan serias pérdidas económicas, por lo que es necesario implementar medidas que garanticen el buen funcionamiento y conservación del sistema de enfriamiento. En el capítulo 5 se exponen los factores fundamentales a considerar en el control y operación de torres de enfriamiento.

Por último en los apéndices se han incluido documentos de apoyo para el cálculo de algunos sistemas de enfriamiento, además de dos ejemplos reales de optimización y selección de sistemas de enfriamiento

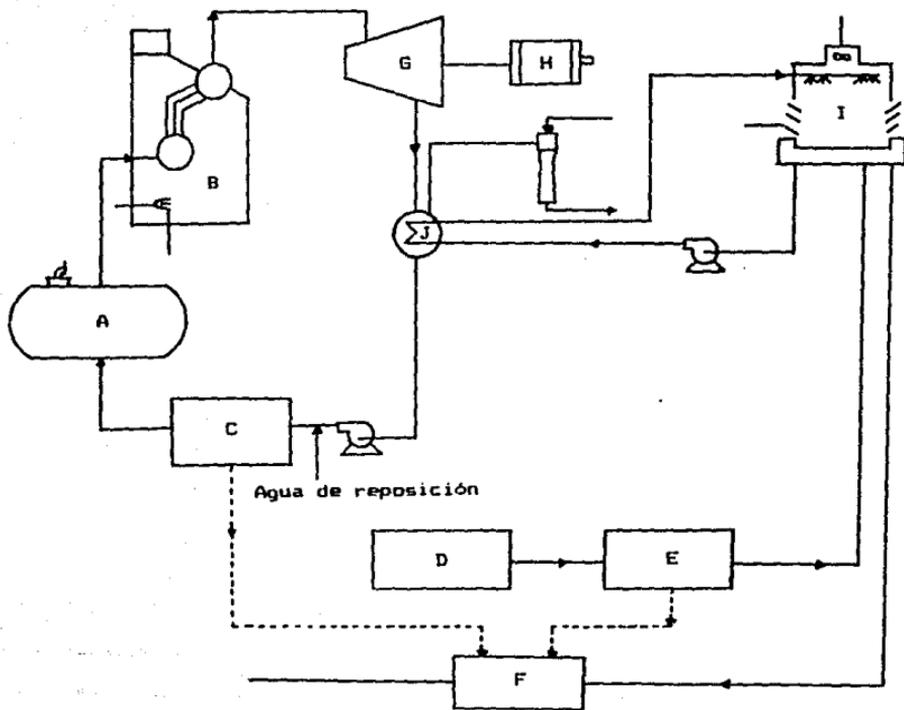
Dado que el objetivo de este trabajo de tesis es proporcionar los criterios para realizar una selección preliminar razonable de un sistema de enfriamiento de entre las alternativas consideradas, los métodos empleados de cálculo son procedimientos cortos basados en datos proporcionados por fabricantes y otros recopilados de sistemas que están funcionando en la actualidad. Por lo que después de hacer las discriminaciones pertinentes, la selección y dimensionamiento final del sistema de enfriamiento requerirá de un estudio técnico-económico profundo utilizando métodos rigurosos.

## 1. DESCRIPCION GENERAL DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.

Los diversos procesos y las numerosas operaciones unitarias de que se compone la industria moderna han ocasionado que la selección de sistemas para enfriamiento sea una labor un tanto complicada, puesto que es necesario tener en cuenta, tamaño de equipo, seguridad de operación, costos de mantenimiento, fluidos enfriadores, tecnología existente, transferencia de tecnología, materiales especiales y de fabricación nacional, niveles de temperatura ambiente así como sofisticación de controles e instrumentos.

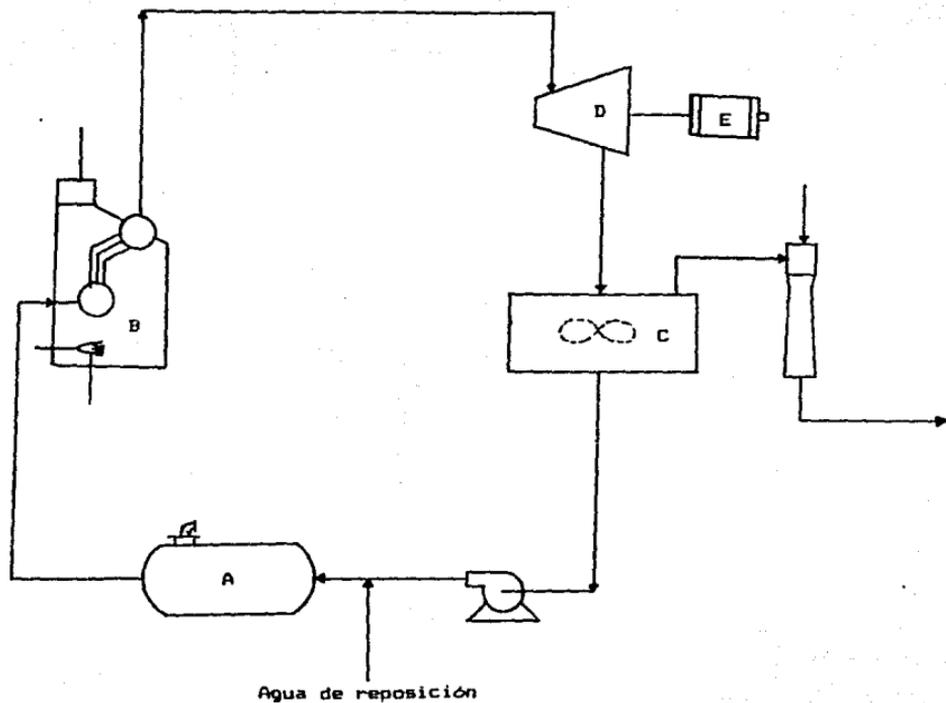
Los sistemas de enfriamiento, en general, se pueden clasificar de acuerdo al fluido que se use como medio enfriante, por lo que se tendrá :

- a. Enfriamiento con agua, (FIG. 1.1).
- b. Enfriamiento con aire, (FIG. 1.2).
- c. Enfriamiento con líquidos refrigerantes, (FIG. 1.3).



- |                                      |                          |
|--------------------------------------|--------------------------|
| A) Desaerador                        | G) Turbina               |
| B) Generador de vapor                | H) Generador             |
| C) Tratamiento de condensado         | I) Torre de enfriamiento |
| J) Condensador de superficie         | D) Fuente de suministro  |
| E) Tratamiento de agua de reposición |                          |

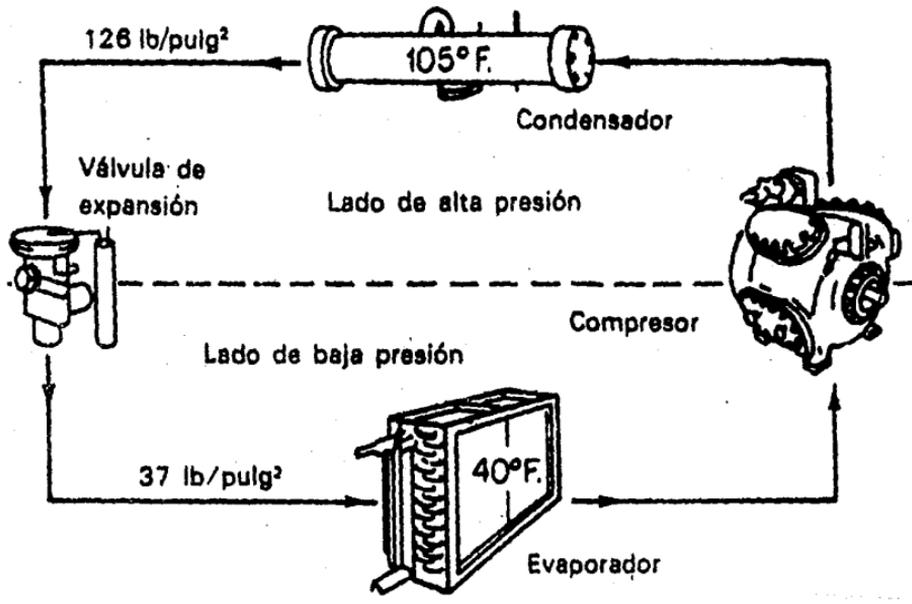
FIG. 1.1 Sistema de enfriamiento con agua



- A) Desaereador
- B) Generador de vapor
- C) Condensador enfriado con aire
- D) Turbina
- E) Generador

FIG. 1.2 Sistema de enfriamiento con aire.

FIG. 1.3 Sistema de enfriamiento con líquido refrigerante.



En el caso de los sistemas de enfriamiento de agua, es más conveniente utilizar la siguiente clasificación:

1.1 Sistema de enfriamiento de un paso, (FIG. 1.4).

1.2 Sistema de enfriamiento de recirculación cerrada,

1.3 Sistema de enfriamiento de recirculación abierta,

Los sistemas de enfriamiento están constituidos por varias clases de equipos como son :

- a. Enfriadores con agua (cambiadores de calor de haz y envolvente, condensadores de superficie)
- b. Enfriadores con aire (de tiro forzado o inducido)
- c. Torres de enfriamiento (de tiro natural o mecánico)
- d. Bombas, accionadores y tuberías.

El enfriamiento con aire como con agua sin proceso adicional, sólo puede dar en el mejor de los casos temperaturas similares a la del medio ambiente. Cuando es necesario que el intercambio térmico se realice a temperaturas de enfriamiento más bajas que la del ambiente, se requerirá del uso de líquidos refrigerantes como son por ejemplo : salmueras, amoniaco, propano, etano; que incluso pueden dar temperaturas bajo cero.

Antes de entrar de precisar en detalle los diferentes equipos involucrados en un sistema de enfriamiento, es necesario explicar los sistemas de enfriamiento para su mejor comprensión.

### *1.1 Sistema de Enfriamiento de un Paso.*

Los sistemas de enfriamiento de un paso se emplean en lugares en donde el agua está disponible en grandes cantidades y que requieren de poco o nulo tratamiento, ya que una vez utilizada es desechada, (FIG. 1.4).

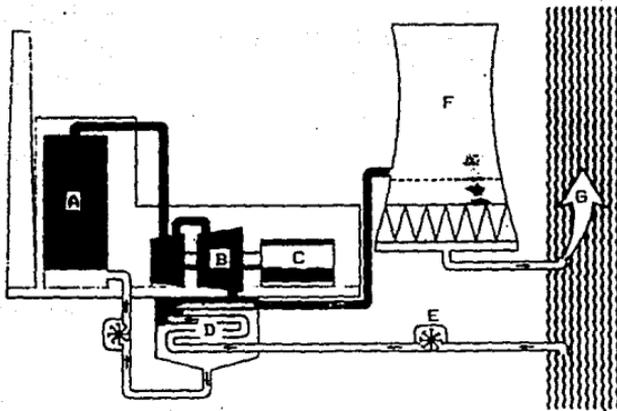
Existen sistemas de este tipo cuyas aguas han sido tratadas, y su uso es escalonado, esto es, primero el agua se empleará en el equipo que requiera más baja temperatura y el agua de salida de este equipo se alimentará al que requiera de más alta temperatura y así sucesivamente hasta lograr las mayores temperaturas en el agua, empleándose finalmente ésta como alimentación a calderas o como agua de algún proceso específico, lo que redundará en un buen ahorro de combustible.

### *1.2 Sistemas de Enfriamiento de Recirculación Cerrada.*

Estos sistemas son empleados en el enfriamiento de máquinas de combustión interna, camisas, etc., en donde el agua empleada como refrigerante circula a través de un cambiador de calor enfriado por agua o aire, constituyendo un circuito cerrado,

### *1.3 Sistema de Enfriamiento de Recirculación Abierta.*

Los sistemas de recirculación abierta son empleados en localidades en donde el agua no está disponible en grandes cantidades, consistiendo éstos en la recirculación de agua a través de una torre u



- A) Generador de vapor
- B) Turbina
- C) Generador
- D) Condensador

- E) Bomba
- F) Torre de enfriamiento
- G) Corriente de agua

**FIG. 1.4 Sistema de enfriamiento de un paso**

algun otro sistema abierto de enfriamiento y el equipo que va a ser enfriado. Los sistemas se denominan abiertos debido a que existe contacto directo entre el aire ambiente y el agua.

Actualmente, en los procesos industriales y en las plantas de generación de potencia se requiere de los sistemas de enfriamiento con aire y con recirculación abierta, por ser los de mayor aplicación en dichas industrias. Para propósitos únicamente de referencia, se hará mención de los sistemas de enfriamiento de un paso, (FIG. 1.4).

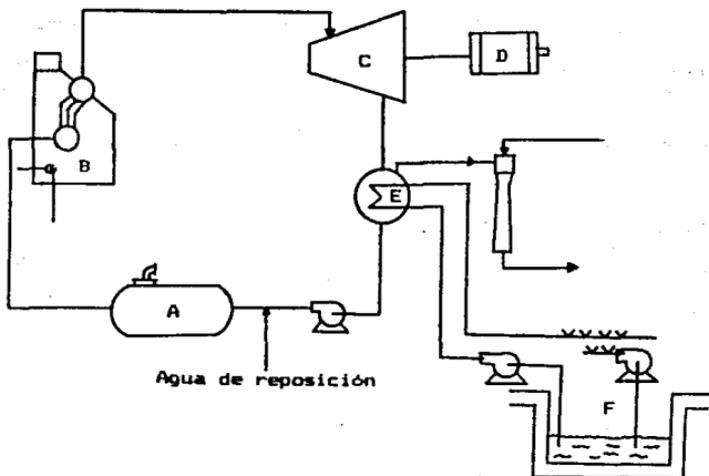
Los sistemas de recirculación abierta los podemos dividir en :

- 1.3.1 Sistema de estanque de aspersión,
- 1.3.2 Sistema de estanques de enfriamiento naturales o artificiales,
- 1.3.3. Sistemas de enfriamiento con enfriador de aire,
- 1.3.4. Sistemas de torre de enfriamiento de tiro natural que a su vez las podemos dividir en húmedas, y secas,
- 1.3.5 Sistemas de torres de enfriamiento de tiro mecánico : húmedas, secas,

A continuación se hará una breve descripción de cada uno de los sistemas de enfriamiento de recirculación abierta.

1.3.1. Estanques de aspersión.

Estos sistemas no requieren ventilación ni materiales de empaque,



- A) Desaerador
- B) Generador de vapor
- C) Turbina

- D) Generador
- E) Condensador de superficie
- F) Estanque de aspersión

FIG. 1.5 Sistema de estanque de aspersión.

ya que el calor es transferido por contacto directo del aire ambiente con el agua caliente mediante aspersion. Consisten en una alberca de poca profundidad, pero de bastante extension, cruzada por una red de tuberias donde se hayan colocados unos atomizadores con la descarga de agua por enfriar hacia arriba, (FIG. 1.5).

Las espreas en este sistema se encuentran colocadas arriba del estanque para que al atomizar el agua, ésta entre en contacto con el aire ambiente, debe cuidarse que las espreas sean adecuadamente diseñadas para que el diámetro de las gotas producidas sea lo bastante pequeño con el fin de que el área de contacto sea lo suficientemente grande, y el proceso sea eficiente; el diámetro de las gotas no debe ser muy pequeño, ya que produciría niebla y las pérdidas de agua por esta causa serían muy grandes.

#### *Desventajas:*

- Alta pérdida de agua por arrastre (10 a 25% del flujo total de agua).
- Alto costo de la energía requerida para bombear el agua a alta presión a fin de lograr una buena y uniforme atomización.
- El enfriamiento no es muy efectivo por la poca superficie y tiempo de contacto entre el agua y el aire.
- Alto costo de mantenimiento a causa del taponamiento de las espreas debido a los sólidos en suspensión que están en el agua.

### **Ventajas:**

- Económica en cuanto a su fabricación.
- Aplicables cuando se requiere poca diferencia de temperaturas en el enfriamiento.

### **1.3.2. Estanques de enfriamiento naturales o artificiales.**

Estos sistemas de enfriamiento caerían por sus características en los sistemas de un paso. No suelen emplearse salvo que las condiciones geográficas lo permitan, debido a la alta contaminación del agua y algunas veces de los mantos acuíferos.

El enfriamiento del agua es independiente de la profundidad de la fosa y varía directamente con la superficie expuesta al aire, la temperatura del agua y la humedad relativa, temperatura de bulbo húmedo y velocidad del aire.

En condiciones normales  $1 \text{ ft}^2$  ( $0.0929 \text{ m}^2$ ) de superficie del estanque debe ser suficiente para enfriar de 4 a 6 lb de agua (1.8144 a 2.7216 kg) de 100 a 70°F (37.8 a 21.1 °C). Otro criterio utilizado para el diseño de estanques de enfriamiento es dimensionarlo para enfriar 3.5 BTU/h por  $\text{ft}^2$  de superficie del estanque por grado de diferencia de temperatura entre la temperatura de bulbo húmedo del aire y el agua caliente. Debido a que la superficie requerida por este tipo de estanques es muy grande, se usan en muy contados casos.

### 1.3.3. Sistema de enfriamiento con aire.

Los sistemas de enfriamiento que utilizan enfriadores con aire son ampliamente usados cuando debido a la temperatura de la corriente de proceso es posible eliminar calor utilizando el aire del ambiente como fluido enfriador.

En la construcción de los enfriadores con aire se utilizan tubos aletados en cuyo interior circula la corriente que va a ser enfriada, el área de transferencia calor de los tubos aletados es tan grande que permite remover enormes cantidades de calor.

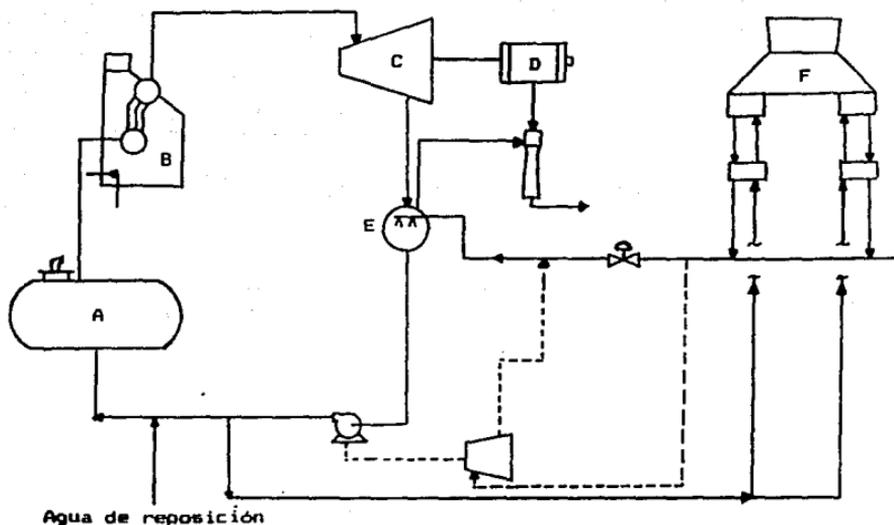
Una de las grandes ventajas que ofrecen los sistemas de enfriamiento por aire es el ahorro de espacio dentro de la planta, ya que es posible colocar debajo de los enfriadores con aire otros equipos y/o instalaciones de tuberías.

La desventaja más importante de los enfriadores con aire es el enorme consumo de energía eléctrica en los ventiladores.

### 1.3.4. Torres de enfriamiento

Estos sistemas están constituidos por unidades empleadas para el enfriamiento del agua procedente, ya sea de una unidad generadora de potencia o de una serie de procesos en la cual se utilizará de nuevo como medio refrigerante.

Las torres de enfriamiento pueden ser consideradas como cambiadores de calor cuyo fenómeno de transferencia de masa y/o



A) Desaerador

B) Generador de vapor

C) Turbina

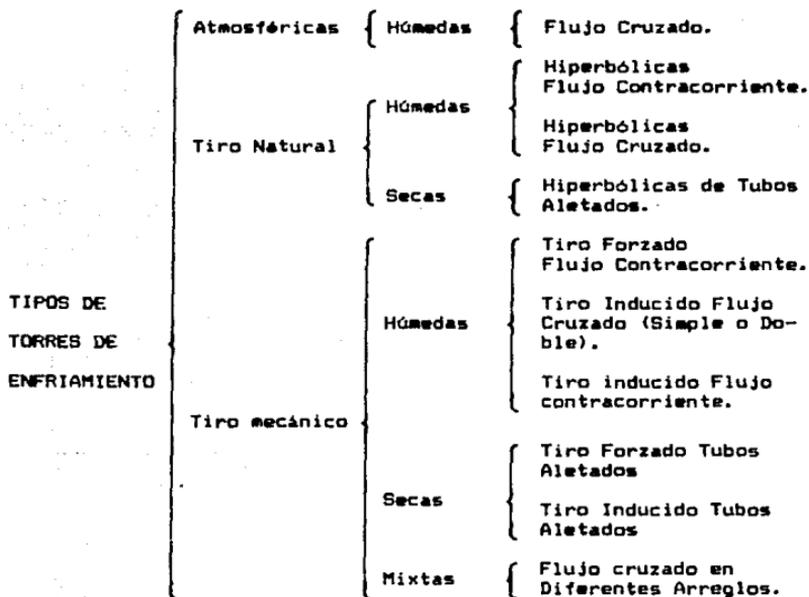
D) Generador

E) Condensador de superficie

F) Enfriador con aire

FIG. 1.6 Sistema de enfriamiento con enfriador de aire.

calor se efectúa por contacto directo o indirecto entre el aire y el agua a enfriar. Dicha transferencia es auxiliada por equipo mecánico o bien, mediante inducción de aire debido a las diferentes densidades creadas en el aire. Los tipos de torres de enfriamiento se pueden dividir en :



Existe una gran variedad de torres de enfriamiento, sin embargo para cubrir nuestro objetivo de proporcionar las bases para seleccionar un sistema de enfriamiento es suficiente con enfocar nuestra atención en el tipo de torres más comúnmente empleadas actualmente en nuestro país, las cuales son:

- Torres de tiro natural en cualquier tipo de flujo, cruzado o contracorriente.
- Torres de tiro mecánico inducido a contracorriente y contraflujo.
- Torres de tiro mecánico forzado a contracorriente.

Los sistemas que emplean torres de enfriamiento incluyen equipos de intercambio térmico los cuales pueden ser cambiadores de doble tubo, cambiadores de haz y envolvente y/o condensadores de superficie.

#### 1.4 Tipos de Torres de Enfriamiento.

Una torre de enfriamiento es un cambiador de calor por contacto directo de agua con aire en el que se ve involucrada la transferencia de masa del agua al aire, teniendo como contribuciones a el enfriamiento, el potencial térmico entre el agua y el aire y la humedad relativa del aire que genera su potencial másico.

A continuación se da una breve descripción de cada uno de los tipos de torres de enfriamiento.

##### 1.4.1. Torres de enfriamiento de tiro natural (atmosférica)

Su funcionamiento depende de las corrientes naturales de aire, las cuales suministran aire fresco para efectuar el enfriamiento del agua por contacto directo, (FIG. 7). El aire se calienta en la

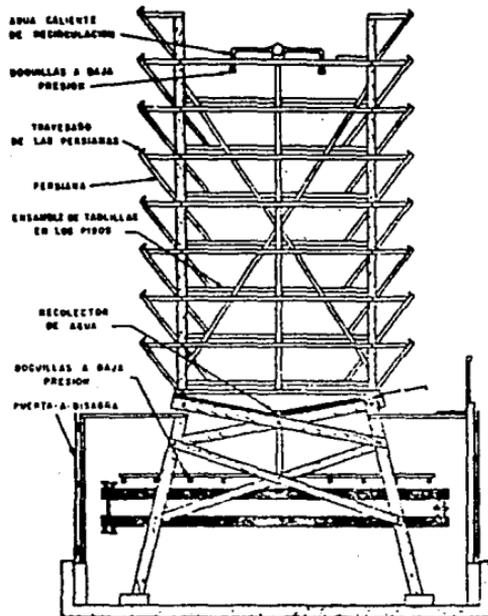


FIG. 1.7 Torre de enfriamiento atmosferica.

torre por contacto con el agua caliente, de manera que el aire baja su densidad, las diferencias de densidades origina un flujo natural de aire frío en la sección inferior de la torre y una circulación de aire caliente en la parte superior, (esto con una densidad menor) originándose un tiro natural. Para lograr lo anterior, las torres deberán ser altas y con grandes secciones transversales, debido a la baja velocidad con la que circula el aire dentro de la torre, por lo que son función de las condiciones y características del viento en el lugar geográfico de localización de la planta. El aire penetra a través de las persianas en una sola dirección, cambiando esta condición junto con la estación del año y condiciones atmosféricas.

Suelen emplearse este tipo de torres en lugares en donde las velocidades promedio del viento son altas 8 a 9 km /h (5 a 6 mph), o bien en lugares donde el costo de la energía eléctrica es alta.

Generalmente la cabeza estática es de 30 a 40 ft (9.14 a 12.2 m) y requieren de 0.7 a 1 ft<sup>2</sup> (0.065 a 0.0929 m<sup>2</sup>) de superficie de terreno por gpm de agua enfriada.

Este tipo de torres de enfriamiento no tienen aplicación para servicios industriales en nuestro país. Los materiales usados suelen ser madera tratada y lámina de asbesto, cemento con empaques de madera tratada y materiales plásticos.

#### 1.4.2. Torres de enfriamiento de tiro natural con flujo a contracorriente.

Su funcionamiento, al igual que las torres de tiro natural (atmosférica), depende de las corrientes naturales de aire, las cuales suministrarán el aire fresco para efectuar el enfriamiento por contacto directo aire-agua. El aire se calienta en la torre por contacto con el agua caliente, de manera que disminuye la densidad del aire. Las diferencias de densidades que existen entre el aire a temperatura ambiente y el aire caliente provoca un tiro natural; el tiro natural se ve incrementado por la chimenea.

Como su nombre lo indica, su funcionamiento se debe al flujo de aire a contracorriente con la caída de agua. Carecen de equipo mecánico y las pérdidas por arrastre se mantienen por lo general a niveles muy bajos, tales como el 0.02% del flujo total del agua.

Suele emplearse este tipo de torres de enfriamiento en lugares en donde el clima es frío o templado y húmedo; se utilizan generalmente en plantas de generación de potencia con gastos muy grandes (100,000 gpm o mayores), debido a que no tienen mucha flexibilidad en su operación.

Generalmente la estructura es construída de concreto, mientras que los soportes del empacado y el empacado se construyen de madera tratada o plástico.

#### 1.4.3. Torres de enfriamiento de tiro natural con flujo cruzado.

El funcionamiento y comportamiento de este tipo de torres de enfriamiento es casi igual al descrito para torres de flujo a contracorriente, con la excepción de que el flujo de aire entra en forma perpendicular a la caída de agua, ofreciendo poca resistencia al flujo de agua.

Los materiales empleados en la construcción de estas torres son concreto para el cascarón exterior y madera tratada o plástico para los soportes del empacado.

#### 1.4.4. Torres de enfriamiento de tiro mecánico con tiro forzado y flujo a contracorriente.

En este tipo de torres el aire es forzado a circular a contracorriente con el agua caliente utilizando ventiladores, (FIG. 1.B).

En las torres de tipo forzado los ventiladores se localizan en la parte inferior del equipo, éstos envían el aire a través del empaque de la torre, descargándolo a baja velocidad en la parte superior. La distribución de este aire es relativamente pobre, ya que deberá de dar un giro de  $90^\circ$  a gran velocidad, esto origina que se canalice el aire, en lugar de existir una distribución uniforme a través de todo el empaque.

La principal desventaja de las torres de tiro forzado es que

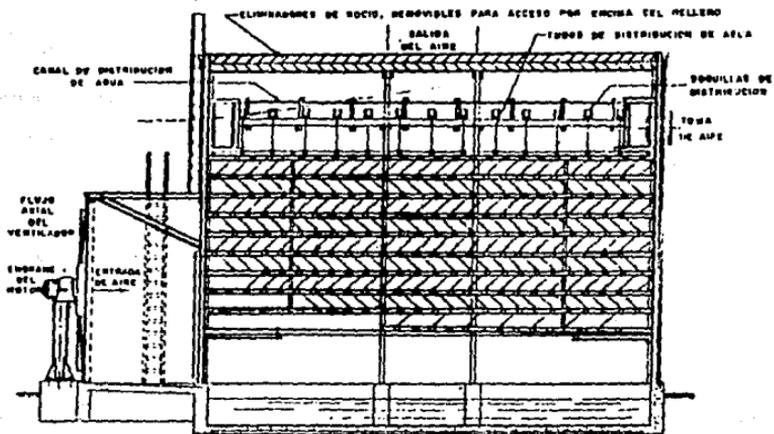


FIG. 1.8 Torre de enfriamiento de tiro forzado y flujo a contracorriente.

poseen porcentajes elevados de recirculación de aire caliente. Los materiales utilizados en su construcción son madera tratada, asbesto, cemento y metales (acero galvanizado), el relleno y soporte del relleno suelen ser de madera tratada o plástico.

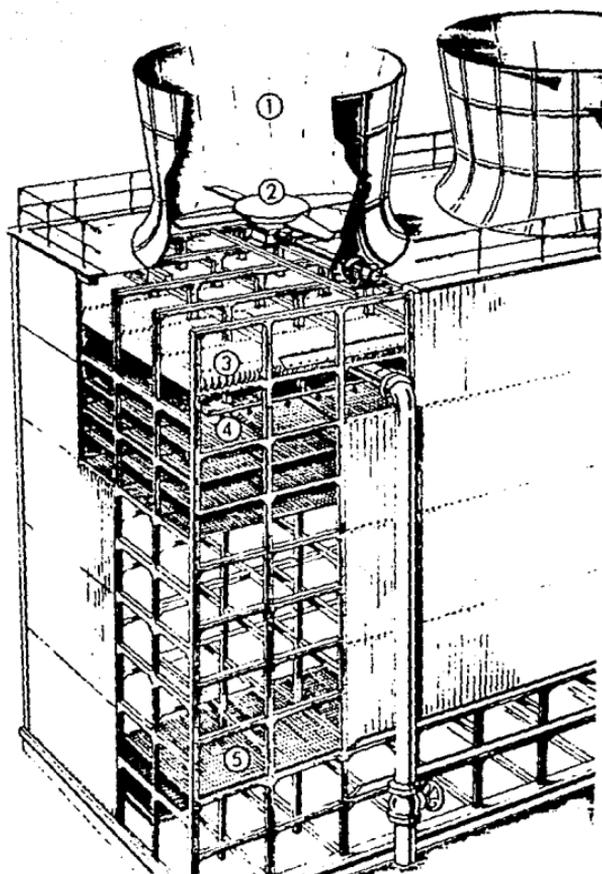
#### 1.4.5. Torres de enfriamiento de tiro mecánico con tiro inducido y flujo a contracorriente.

En estas torres de enfriamiento a diferencia de las torres de tiro natural a contracorriente, no dependen de las corrientes naturales de aire. En este tipo de torres el aire es inducido por medio de ventiladores localizados en la parte superior, este aire se introduce por la sección de persianas localizadas en la parte inferior de la torre. El aire se pone en contacto con el flujo de agua a contracorriente, y se descarga a través del ventilador a altas velocidades, proyectándose hacia la atmósfera. Con esto se evita su asentamiento posterior disminuyendo con ello el efecto de recirculación presentándose ésta sólo cuando existan condiciones de viento desfavorables, (FIG. 1.9).

Los materiales usados en las torres son: madera tratada, asbesto, cemento, concreto y materiales plásticos, el soporte del relleno, y el relleno suele ser de madera tratada o plástico.

#### 1.4.6. Torres de enfriamiento de tiro mecánico con tiro inducido y flujo cruzado.

El principio y funcionamiento de este tipo de torres de



1. Chimenea
2. Ventilador
3. Eliminador de arrastre
4. Espreas
5. Empaque

FIG. 1.9 Torre de enfriamiento de tiro inducido y flujo a contracorriente.

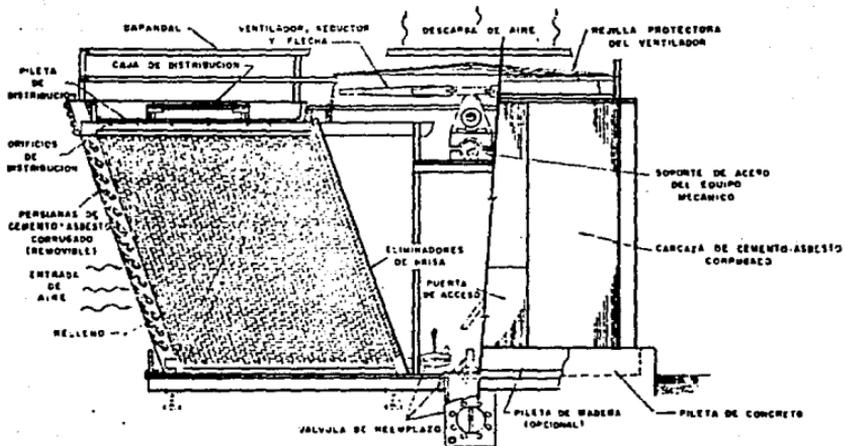


FIG. 1.10 Corte transversal de una torre de tiro inducido y flujo cruzado.

enfriamiento es parecido al desarrollo en las torres de enfriamiento de tiro inducido con flujo a contracorriente, con la excepción, de que en este tipo de torres las persianas se localizan a todo lo alto de una o dos paredes de la torre; el flujo de aire entra en forma perpendicular a la caída de agua, (FIG. 1.10).

Los materiales empleados en este tipo de torres son los mismos que para las torres anteriores.

### 1.5 Agua de enfriamiento.

Una serie de factores han hecho que los sistemas apropiados de agua de enfriamiento sean cada vez más difíciles de mantener. Uno de los factores más significativos es la disminución de la calidad del agua de reposición utilizada. Esto debido al aumento del número de plantas de potencia e industriales que dependen de la misma agua de reposición en los sistemas de enfriamiento, causando una gran contaminación química del agua, así como cambios térmicos de la misma, aumentando la concentración de los sólidos en suspensión y la sedimentación en las secciones de áreas de bajo flujo.

El agua de enfriamiento empleado en las plantas de potencia, industriales y petroquímicas, deberán reunir determinadas características en lo que respecta a la concentración y tipos de compuestos que normalmente le acompañan, sin embargo, es necesario el hacer notar que dichos compuestos son característicos de las

fuentes de suministro y de la época del año.

En las fuentes de suministro empleadas para propósitos de enfriamiento se pueden dividir en cuatro tipos :

- a) Agua de lluvia
- b) Aguas superficiales (ríos, lagos, lagunas, etc.)
- c) Agua de mar
- d) Aguas de subsuelo (manantiales, pozos artesianos)

A continuación se hará una breve descripción de las características de cada uno de los suministros de agua.

a) Agua de lluvia. El agua de lluvia a medida que se precipita a la superficie terrestre va contaminándose con gases atmosféricos ( $O_2$ ,  $N_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ , etc.), humos, microorganismos, polvo, etc., que normalmente se encuentran en suspensión en la atmósfera. Absorben mayor cantidad de  $CO_2$  formando el hipotético  $H_2CO_3$ , ocasionando un incremento en su poder solvente, por lo que este compuesto disolverá tanto los compuestos inorgánicos constituyentes de las diferentes capas por las cuales atraviesa y que serán los que establezcan las características finales con las que se le encuentra.

b). Aguas superficiales. Las aguas superficiales están constituidas en su mayor parte por agua de lluvia, de ahí que los contaminantes que la impurifican sean los característicos de las diferentes zonas por las que atraviesan. Las aguas de estanques y

lagos son susceptibles a purificación, así como el cambio de calidad, debido sobre todo al reposo parcial al que están sujetos.

c). Agua de mar. El agua de mar presenta las más altas concentraciones de sólidos disueltos y materia orgánica, de ahí que su uso esté muy limitado, debido al alto costo del tratamiento, pues los métodos requieren en la actualidad de grandes inversiones.

d). Agua de subsuelo. Las aguas del subsuelo provenientes de pozos poco profundos pueden ser blandas o duras, dependiendo de la composición del área que las rodea. La filtración natural, hace que estas aguas estén realmente libres de materia orgánica y turbidez, este tipo de agua generalmente es más blanda que el agua de pozo profundo, ya que ésta tiene una alta concentración de sólidos disueltos. Por lo general el agua de pozo es clara e incolora no así el agua de manantial que generalmente es afectada por los contaminantes normales de la superficie.

El agua de superficie generalmente tiene temperatura acorde con la época del año, en cambio el agua de pozos se encuentra aproximadamente medio grado centígrado arriba de la temperatura promedio anual del aire, cada 9 m (64 ft) de profundidad.

## 1.2 Impurezas

Las impurezas que pueden estar presentes en las fuentes de suministro de agua, se pueden clasificar como sólidos disueltos y

sólidos en suspensión.

En la TABLA 1.1 se enlistan los tipos de impurezas más comunes, así como el estado en que se encuentran y los problemas que ocasiona su presencia en el agua suministrada.

Por lo general, el agua proporcionada a las plantas de procesos e industriales es suministrada por medio de vasos de captación en ríos o por agua de pozos. Generalmente es sometida a un pretratamiento de clarificación o filtración eliminándose así casi la totalidad de las impurezas en suspensión o emulsión.

En términos generales podemos considerar que el agua de enfriamiento debe reunir las siguientes condiciones:

- a) No corrosiva.
- b) No debe formar incrustaciones.
- c) No debe causar taponamientos, ni depósitos orgánicos e inorgánicos en el equipo.

Por lo general las especificaciones que debe reunir un agua de enfriamiento variará mucho ya que éste depende de la fuente y del uso a que sea destinada, así como el material del equipo empleado para el sistema de enfriamiento.

**TABLA 1.1 IMPUREZAS EN EL AGUA DE SUMINISTRO**

<b>IMPUREZAS</b>	<b>ESTADO</b>	<b>PROBLEMA OCASIONADO</b>
Fangos, arcillas	Suspensión	Olor, incrustaciones y depósitos.
Sedimentos	Coloidal	Olor, incrustaciones y depósitos
Desperdicios	Suspensión, solución	Corrosión, incrustaciones, ensuciamiento.
Bacterias	Solución, suspensión	Enfermedades, productos de corrosión, ensuciamiento.
Algas	Solución, suspensión coloidal.	Taponamiento, olor, color, ensuciamiento.
H <sub>2</sub> S	Solución.	Corrosión, olor, acidez.
O <sub>2</sub>	Solución.	Corrosión general y localizada.
Ca(HCO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	Solución.	Incrustación.
CaCO <sub>3</sub>	Solución.	Incrustación.
CaSO <sub>4</sub>	Solución.	Coágulos insolubles.
Mg(HCO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	Solución.	Incrustación.
MgCO <sub>3</sub>	Solución.	Incrustación.
MgSO <sub>4</sub>	Solución.	Coágulos insolubles.
MgCl <sub>2</sub>	Solución.	Incrustación, corrosión
SiO <sub>2</sub>	Suspensión coloidal	Incrustación.
Na <sub>2</sub> SiO <sub>3</sub>	Solución.	Incrustación.
Aceite	Suspensión, emulsión	Ensuciamiento.
NaHCO <sub>3</sub>	Solución.	Alcalinidad corrosión.
NaOH	Solución.	Alcalinidad corrosión.
NaCl	Solución.	Corrosión.
Olor	Gases disueltos.	

Ref. 26

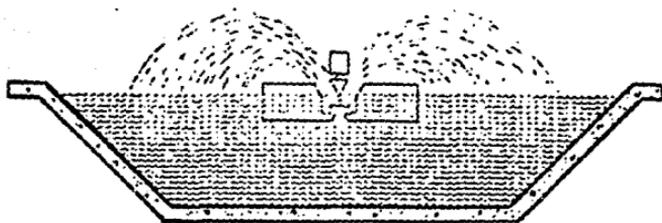
## 2. CRITERIOS DE DISEÑO.

El objetivo de este capítulo es el de proporcionar las bases de diseño de los elementos principales de los sistemas de enfriamiento, que hemos considerado hasta ahora.

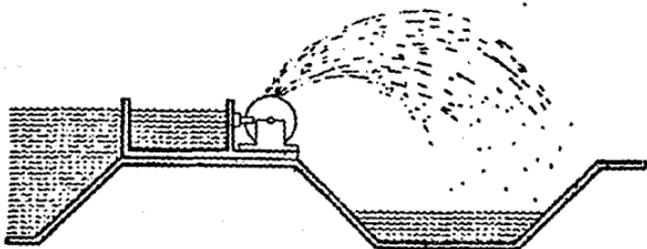
### 2.1 *Consideraciones Generales de Diseño de Estanques de Aspersión.*

Los diseños físicos y las condiciones de operación de las instalaciones de estanques de aspersión varían enormemente y es difícil de desarrollar datos de clasificación exactos que puedan servir para determinar el rendimiento de enfriamiento en todos los casos. El sistema de aspersión puede ser de tipo fijo o flotante (FIG. 2.1). para el dimensionamiento de estanques de aspersión se deben observar los siguientes aspectos:

1. *Ubicación del estanque.* El estanque se debe situar de tal modo



A



B

FIG. 2.1 Sistemas de aspersión: (A) flotante, (B) fijo.

que su eje más largo forme un ángulo recto con el viento dominante de verano. El tanque rectangular es más eficaz que el cuadrado, de modo que si se reduce el ancho y se incrementa el largo se obtendrá un mejor rendimiento; en la FIG. 2.2 se muestran algunas configuraciones especiales para estanques de aspersión.

2. *Rendimiento.* El rendimiento se perfecciona más aún reduciendo la cantidad de agua rociada por unidad de área de estanque, aumentando la altura y finura de las gotas de rocío, e incrementando la altura de la boquilla sobre los lados del estanque.

3. *Distancia entre boquillas.* Se debe dejar la suficiente distancia en relación con las boquillas exteriores para evitar que el rocío se derrame sobre los lados del estanque. Si no es posible asegurar un espacio de 25 a 35 ft (7.62 a 10.66 m), el estanque deberá rodearse con una cerca de rejillas de ventilación, con una altura igual a la máxima de rociada a fin de reducir al mínimo las pérdidas de flujo.

4. *Formación de niebla.* Se debe tomar en cuenta en el diseño de los estanques de aspersión para prevenir posibles peligros en carreteras o edificios que estén en las cercanías inmediatas, que durante los períodos de frío, sucede a menudo que se producen nieblas.

En la TABLA 2. 1 se enlistan algunas recomendaciones para el diseño de estanques de aspersión.

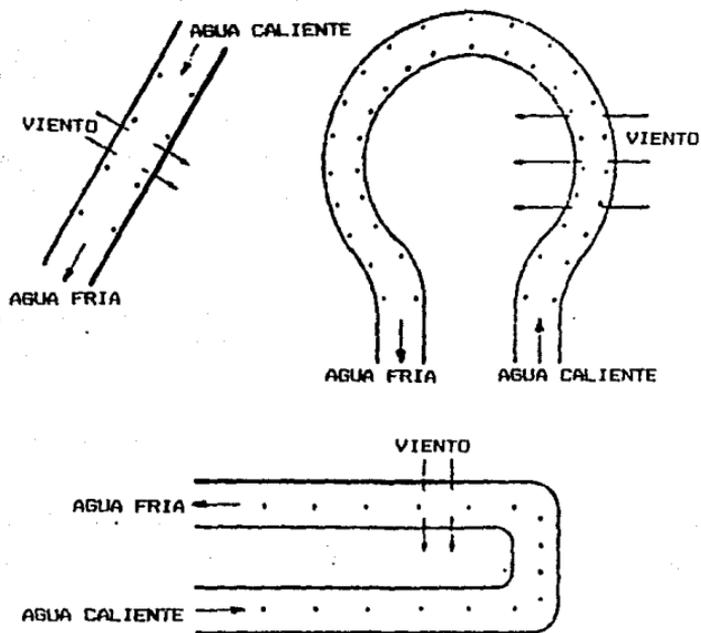


FIG. 2.2 Configuraciones especiales para estanques de aspersión.

TABLA 2.1 RECOMENDACIONES DE DISEÑO PARA ESTANQUES DE ASPERSIÓN.

RECOMENDACIONES	USUAL	MINIMO	MAXIMO
Capacidad de boquilla gal/min c/u	35-50	10	60
Boquillas por 12 ft de longitud de tubería	5-6	4	8
Altura de las boquillas sobre los lados de la cuenca, ft.	7-8	2	10
Presión de la boquilla, lb/in <sup>2</sup> .	5-7	4	10
Tamaño de las boquillas y brazos de boquilla, in.	2	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
Distancia entre las tuberías laterales de rocío, ft.	25	13	38
Distancia entre las boquillas y los lados del estanque sin rebordes, ft.	25-35	20	50
Distancia entre las boquillas y los lados del estanque con rebordes, ft.	12-18	10	25
Altura del reborde de rejillas de ventilación, ft.	12	6	18
Profundidad de la cuenca del estanque, ft.	4-5	2	7
Pérdida por fricción por 100 ft de tubería, in. de agua.	1-3		6
Velocidad de viento estipulada en el diseño, mph.	5	3	10

Ref. 8

## 2.2 Consideraciones Generales en el Diseño de Estanques de Enfriamiento.

Un estanque de enfriamiento es un sistema que se utiliza para la eliminación del calor que no se pretende recuperar en plantas industriales; consiste en un gran volumen de agua que ocupa un área de gran tamaño (FIG. 2.3). Al estanque se le alimenta agua caliente por un extremo, la cual se enfría al contacto con el medio ambiente y después de un tiempo de residencia en ella (24 h, mínimo), es descargada por el otro extremo.

El problema clave en el diseño de estanques de enfriamiento es el grado de mezclado, cuya medida se lleva a cabo con gran dificultad. Ahora bien, si el lago o estanque se considera completamente mezclado, o si el flujo es tapón, para ambos casos existen procedimientos de diseño. Estas dos soluciones abarcan los casos límites del estanque real, el cual está parcialmente mezclado.

El problema de mezclado, se presenta en dos niveles, uno que involucra la dificultad de predicción de la acumulación del agua fría en la profundidad del estanque, y el otro relacionado con las aguas superficiales, en el cual no se puede predecir el grado de mezclado del agua caliente con agua de capas inferiores más frías.

Un flujo de agua caliente que es descargado dentro de un cuerpo de agua fría, en virtud de que su viscosidad, densidad y energía cinética son diferentes de las del agua fría, tiende al principio

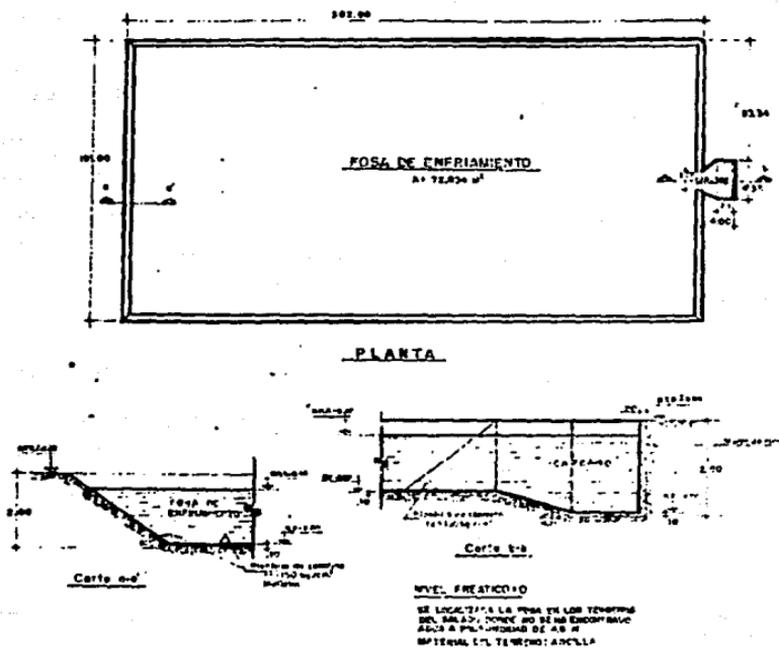


FIG. 2.3 Estanque de enfriamiento.

a conformarse dentro de un chorro teniendo una superficie discontinua, la cual tiende a desaparecer con el tiempo debido al mezclado turbulento; por tanto, los chorros se desaceleran, se mezclan y se enfrían. En su eventual desaparición, éstos a menudo se convierten en flujos estratificados.

Los lagos poco profundos (menos de 8 m de profundidad) son normalmente completamente mezclados, los lagos profundos muestran estratificación generalmente en tres capas. La capa inferior está uniforme y fría, así como también deficitaria de oxígeno; su espesor varía estacionalmente, incrementándose en invierno y decreciendo en verano.

Un razonamiento que explica los mecanismos de estratificación, es el siguiente: cuando dos fluidos están sobrepuestos y la diferencia en densidades es tal que crea una inestabilidad inherente, se produce la fuerza directriz necesaria para crear la estratificación. Tal condición existe cuando el clima frío crea una capa superficial más fría que cuerpo de agua sobre el cual descansa.

Desde el punto de vista operativo, la estratificación térmica de un estanque es conveniente por lo siguiente:

1. El agua caliente fluye por la superficie de tal forma que se presenta una mayor transferencia de energía a la atmósfera, puesto que se produce un gradiente térmico más grande.
2. Si la toma de agua se realiza en el fondo donde la

temperatura es menor, se produce un incremento en la eficiencia porque se toma más agua fría.

3. Las zonas muertas se reducen al mínimo debido a que se mantiene activa toda la superficie del estanque.

Es deseable, extender el agua caliente en la superficie donde el enfriamiento por evaporación se lleva a cabo, sin embargo, cuando se trata de hacer esto, la superficie de agua caliente, inevitablemente se mezcla con el agua fría, que se encuentra no muy por debajo de esta superficie, lo que produce un efecto indeseable de debilitamiento en el potencial de evaporación.

Analíticamente, no existen modelos adecuados, que muestren un patrón de comportamiento para los estanques de enfriamiento, que sean bien entendidos.

Empíricamente, se han desarrollado algunas recomendaciones que ayudan al diseño de un estanque de enfriamiento.

- a) El estanque debe ser lo suficientemente profundo, para contener un volumen grande de agua fría en el fondo.
- b) La descarga caliente se separará tanto como sea posible de la salida. Entre mayor separación física exista, el mezclado de estas dos corrientes se minimiza, con lo cual el gradiente de temperatura se mantiene lo más grande posible.
- c) La descarga caliente debe diseñarse para extenderse sobre la superficie tanto como sea posible; esto produce una máxima

rapidez de pérdida de calor por evaporación. El mezclado debe ser reducido tanto como sea posible, esto se logra haciendo el estanque largo y angosto.

- d) Si la geometría del terreno lo permite, la acción enfriante del estanque, puede lograrse ventajosamente en etapas, generalmente no más de dos. La idea es que en la primera etapa, la corriente caliente fluya de tal forma que no haya agua fría en el fondo que se mezcle con la descarga caliente, bien podría lograrse, si esta primera etapa tiene la forma de un canal. De cualquier forma debe ser físicamente distinta para la segunda etapa, tal que las dos no se mezclen. La descarga de la primera etapa, entra a la segunda habiendo disipado mucho de su diferencial de temperatura.

### *2.3 Consideraciones Generales para el Diseño de Enfriadores de Aire.*

En el diseño habitual de un cambiador enfriado por aire un ventilador obliga al aire a fluir por un banco de tubos con aletas externas.

Un enfriador típico de aire tiene una sección horizontal que contiene tubos con aletas, una estructura de soporte de acero con cámaras de llenado y anillo de ventilador, un ventilador de flujo axial, un ensamblaje de transmisión y diversos accesorios como rejillas de ventilación, protecciones del ventilador, cercados y pantallas de protección contra el granizo.

Los enfriadores de aire según la posición del ventilador los podemos clasificar en :

- a) Tiro forzado, (FIG. 2.4 (a)).
- b) Tiro inducido, (FIG. 2.4 (b)).

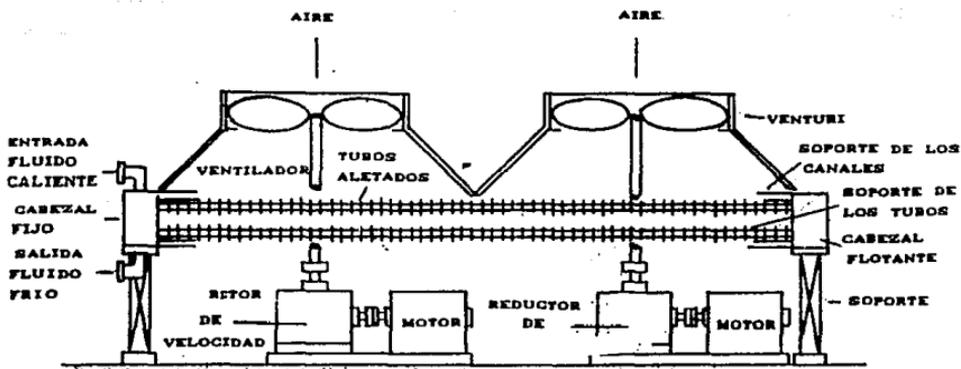
a) *Tiro forzado.* Las unidades de tiro forzado impulsan el aire sobre la superficie de los tubos con aletas. El ventilador se encuentra por debajo del apoyo del tubo.

En teoría una de las ventajas primarias de las unidades de tiro forzado es que requieren menos caballaje de fuerza. En realidad, el ventilador de diámetro menor que se requiere en el diseño mecánico absorbe más energía, lo que cancela los costos teóricos.

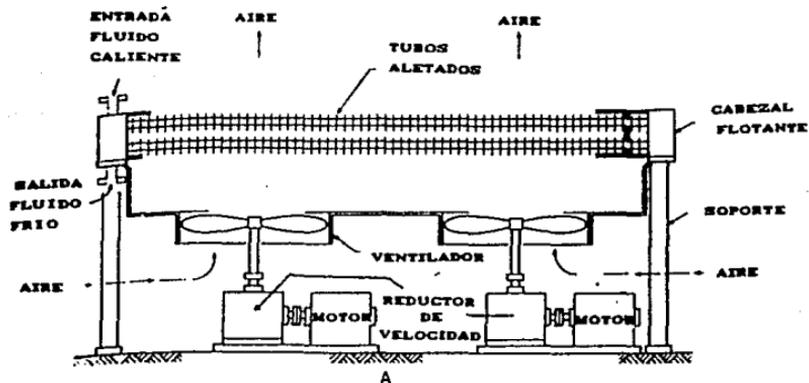
Las unidades de tiro forzado requieren menor energía porque desplazan el aire a la temperatura más baja posible (o la densidad más alta). Los costos estructurales son más bajos y la vida mecánica más prolongada.

El diseño de tiro forzado ofrece un mejor acceso al ventilador para el mantenimiento "en servicio" y el ajuste de las aspas. El diseño también prevee un ventilador y un montaje de banda en V, que no se expongan a la corriente de aire caliente que sale de la unidad.

b) *Tiro inducido.* El diseño de tiro inducido tiene el ventilador por encima del haz y el aire se absorbe sobre la superficie del tubo con aletas.



B



A

FIG. 2.4 Enfriadores de aire: (A) tiro forzado, (B) tiro inducido.

Las unidades de tiro inducido proporcionan una mejor distribución y una menor recirculación para alturas comparables de la cámara de llenado.

El diseño de tiro inducido proporciona una distribución más uniforme del aire sobre el haz, puesto que la velocidad del aire al acercarse a este último es relativamente baja. Estas unidades tienen menos probabilidades de recircular el aire caliente del escape, puesto que la velocidad de salida del aire es varias veces la de la unidad de tiro forzado.

El diseño de tiro inducido permite, con mayor facilidad, la instalación del equipo enfriado por aire sobre otros equipos mecánicos tales como intercambiadores de haz y coraza o grupos de tuberías.

En un servicio en que un cambio repentino de la temperatura puede provocar trastornos y pérdidas de productos, la unidad de tiro inducido proporciona una mayor protección, puesto que sólo se expone una fracción de la superficie (en comparación con las unidades de tiro forzado) a la lluvia, las celliscas o la nieve.

Se deben observar los siguientes aspectos en el diseño de un enfriador de aire:

1. *Temperatura de diseño del aire.* Las temperaturas ambiente máximas serán de 10 a 20°F (5.55 a 11.1°C) más altas que la temperatura máxima de diseño de bulbo seco, escogida sobre bases económicas.

2. *Recirculación de aire.* El espaciamiento de los enfriadores adyacentes y la ubicación de otros equipos son factores que influyen en la cantidad de recirculación de aire caliente.

3. *Operaciones invernales.* Es preciso tomar en consideración la congelación del fluido del proceso, el uso de aire en exceso, las lluvias intensas, los vientos fuertes, la congelación de humedad sobre las aletas, etc.

4. *Ruidos.* El nivel de ruidos de varios ventiladores idénticos que funcionan en paralelo es sólo ligeramente mayor que el de un solo ventilador que funcione a la misma velocidad. El uso amplio de enfriadores de aire contribuye considerablemente a hacer que se eleve el nivel de ruido en una planta. El medio principal para reducir el nivel de decibeles es la disminución de la velocidad del ventilador.

5. *Requisitos de espacio y de área de terreno.* Las comparaciones de las necesidades generales de espacio para las plantas que utilizan enfriamiento por aire en función del agua no son compatibles.

Algunas unidades enfriadas por aire se instalan sobre otros equipos: grupos de tuberías, intercambiadores de haz y coraza, etc. En algunas partes se evitan esas instalaciones, debido a consideraciones de seguridad, como se verá a continuación.

6. *Seguridad.* Las fugas de las unidades enfriadas por aire van directamente a la atmósfera y pueden provocar riesgos de incendios o humos tóxicos, sin embargo, el flujo elevado de aire

a través de un intercambiador enfriado por aire reduce considerablemente cualquier concentración de fluidos tóxicos.

Los enfriadores de aletas de aire no se ponen sobre bombas, compresores, transmisiones eléctricas, casetas de control y, en general hay que minimizar la cantidad de equipos, como tambores e intercambiadores de haz y coraza, que se sitúan bajo ellos.

7. *Corrosión atmosférica.* Los enfriadores de aire no se deben situar en los lugares en que pasen por ellos humos y vapores corrosivos procedentes de ventilas.

8. *Ensuciamiento del lado del aire.* El ensuciamiento del lado del aire suele ser mínimo.

9. *Limpieza del lado del proceso.* Se puede realizar con facilidad la limpieza química o mecánica del interior de los tubos.

10. *Presión de diseño del lado de procesamiento.* El fluido de procesamiento a alta presión se encuentra siempre en los tubos. Los cabezales del lado de los tubos son relativamente pequeños en relación con las unidades enfriadas con agua y el diseño para presiones altas resulta relativamente simple.

11. *Resistencia a la adhesión.* La vibración y el ciclo térmico afectan la resistencia a la adhesión de los diversos tipos de tubo en formas diferentes y por ende, influyen en la cantidad de transferencia de calor por los tubos de aletas.

12. *Diferencia media de temperaturas.* Para un acercamiento a cero grados (cuando la temperatura exterior de los fluidos es la misma), el factor de corrección de diferencia media de temperaturas para los intercambiadores de haz y coraza, (coraza de paso simple y dos o más pasos de tubo) es de aproximadamente 0.8. Para un enfriador de aire de paso simple este factor es de 0.91. Para "pasos múltiples por encima y por debajo", el factor es 0.96.

13. *Distribución del aire.* La distribución del aire por el haz de tubos raramente es uniforme. El diseño mecánico puede tomar disposiciones para establecer desviadores de distribución que igualen el flujo de aire.

14. *Costos de mantenimiento.* El mantenimiento de los equipos enfriados por aire en comparación con los enfriadores de haz y coraza (con los costos de las torres de enfriamiento) indica que los costos de mantenimiento de enfriamiento por aire son de aproximadamente 0.3 a 0.5 de los equipos enfriados por agua.

15. *Costos operacionales.* Las necesidades de energía para los enfriadores de aire pueden variar en el curso del año, si se modifica la cantidad de aire que se desplaza.

16. *Control de temperatura.* Cuando es esencial el control estrecho de la temperatura de salida, se utilizan cubos de ventiladores de paso autovariable, persianas superiores o motores de velocidad variable.

Al manejar fluidos de procesamiento que se congelen a temperaturas superiores a la ambiente, en invierno, es necesario proporcionar un sistema de recirculación para mantener la temperatura del aire que entra al haz de tubos a nivel suficientemente alto para evitar la congelación.

En la FIG. 2.5 (a) se presenta un sistema totalmente cerrado utilizado en regiones muy frías; y la FIG 2.5 (b) representa un sistema parcialmente cerrado utilizado cuando se manejan aceites con puntos de congelación de 60 a 90°F (15.55 a 32.22°C) en climas fríos.

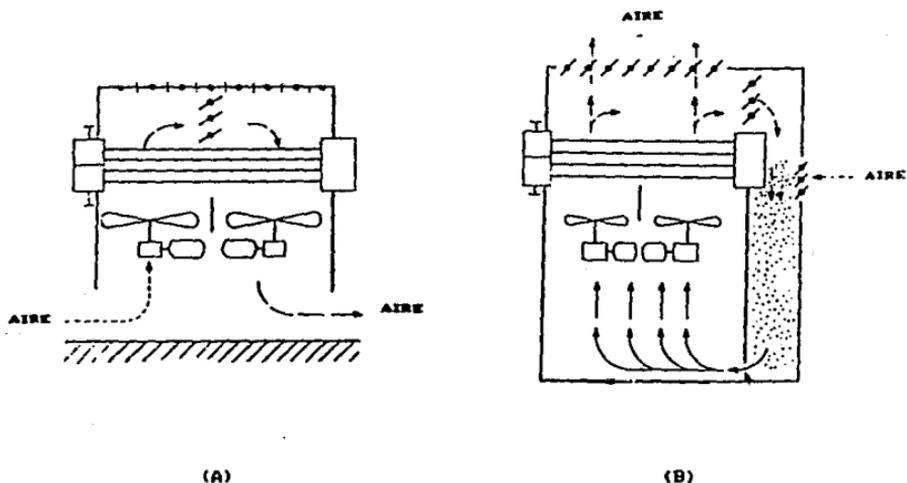


FIG. 2.5 Enfriadores por aire utilizados en climas fríos

(A) Totalmente cerrado

(B) Parcialmente cerrado

## 2.4 Aspectos Fundamentales en el Diseño de Torres de Enfriamiento.

A continuación se exponen los parámetros más importantes en el diseño de torres de enfriamiento.

La selección deberá contemplar los siguientes parámetros:

1. Acercamiento.
2. Rango de temperatura.
3. Temperatura de bulbo húmedo.
4. Gasto de agua por enfriar.
5. Pérdida por arrastre.
6. Purgas y agua de repuesto.
7. Área de transferencia y altura efectiva.
8. Clima y condiciones ambientales.
9. Recirculación de aire caliente y húmedo.
10. Factor de seguridad.
11. Interferencia de la torre.
12. Especificación de la torre de enfriamiento.

### 1. Acercamiento

El acercamiento es un parámetro básico cuando se desea seleccionar una torre que resulte económica. El acercamiento es la diferencia de la temperatura del agua a la salida de la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada.

En forma general mientras más pequeño sea el acercamiento, es

decir que se desee enfriar el agua a una temperatura lo más cercana a la temperatura del aire de entrada, más grande será la torre y por ende, más alto será el costo.

Los valores recomendados para el acercamiento están entre 2.77 y 8.33°F (5 y 15°C). El valor óptimo debe determinarse de acuerdo a un estudio técnico-económico, pero es muy común el valor de 5°F.

La TABLA. 2.2 ilustra el efecto que tiene el acercamiento sobre el tamaño y costo de una torre de enfriamiento, (Maze, R. Practical Tips on Cooling Tower Sizing, 1979), las torres incluidas en dicha tabla fueron dimensionadas para enfriar 28,500 gpm con un rango de 30°F a una temperatura de bulbo húmedo de diseño de 80°F, esto también se ilustra gráficamente en la FIG. 2.6. El ancho de todas las torres es de 73 ft y una altura de 60 ft con una cabeza de bombeo de 40 ft. Los costos en las tablas y en las figuras de este capítulo están en dolares de 1979, para actualizarlos se puede hacer uso de los indicadores económicos que se encuentran en el apéndice 5.

## *2. Rango de temperatura.*

El rango está definido por la diferencia entre las temperaturas de entrada de agua a la torre medida en el sistema de distribución, menos la temperatura del agua de salida de la torre medida en la sección del estanque.

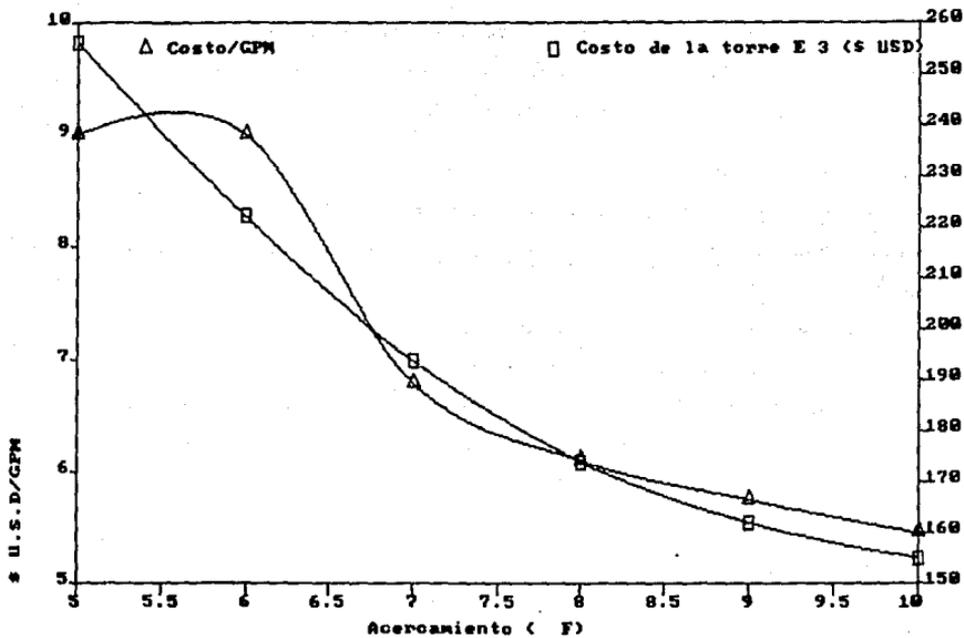


FIG. 2.6 Acercamiento contra costos de una torre de enfriamiento.

TABLA 2.2 ACERCAMIENTO CONTRA TAMANO Y PRECIO DE LA TORRE

Ta	5	6	7	8	9	10
Tc	115	116	117	118	119	120
Tf	85	86	87	88	89	90
Nc	5	4	4	3	3	3
Le	32	36	28	36	36	32
Li	160	144	112	108	108	96
HPv	550	550	475	375	360	330
Nv	5	5	4	3	3	3
av	24	24	24	28	24	24
\$ venta	\$256,000	\$222,000	\$194,000	\$174,000	\$162,000	\$153,000
\$/GPM	\$9.000	\$9.000	\$6.80	\$6.10	\$5.75	\$5.45

Ref. 5B

El rango es determinado no por la torre de enfriamiento, sino por el intercambiador que esté en servicio. El rango en el intercambiador, está determinado totalmente por la carga de calor y el agua circulada a través del intercambiador y la torre de enfriamiento.

### 3. Temperatura de bulbo húmedo.

La temperatura de bulbo húmedo, es la temperatura estacionaria alcanzada por una pequeña cantidad de líquido que se evapora en una gran cantidad de mezcla vapor-gas no saturada. Se puede usar para medir la humedad del aire.

La temperatura de bulbo húmedo de diseño, es el dato más importante en el dimensionamiento de una torre de enfriamiento. La información está disponible en manuales de ingeniería.

La selección de la temperatura de bulbo húmedo de diseño, se hará en base a las condiciones existentes en el sitio donde se ubique la torre. La temperatura de bulbo húmedo de diseño, se especifica generalmente como el 95% del promedio máximo de bulbo húmedo registrado en los meses de verano de cinco años atrás como mínimo.

En las plantas, se toman lecturas de bulbo húmedo en el sitio propuesto para la torre; así como también, en un sitio abierto en la misma planta. Las torres de enfriamiento u otros equipos de proceso, deberán indicar que la lectura de bulbo húmedo en el sitio propuesto para la torre sea más alta que en el lugar no obstruido.

La Fig. 2.7, muestra una carta de contorno de bulbo húmedo en ella se indica la importancia de la localización adecuada que deberá tener una torre de enfriamiento nueva.

#### *4. Gasto de agua por enfriar.*

Este es un parámetro fundamental para determinar la capacidad de enfriamiento de la torre, ya que la carga térmica está determinada por el gasto y el rango de enfriamiento. El gasto también determina la potencia requerida de bombeo.

Debe hacerse notar que la cimentación de la torre debe estar diseñada para soportar su estructura y el peso del agua que circula en ella.

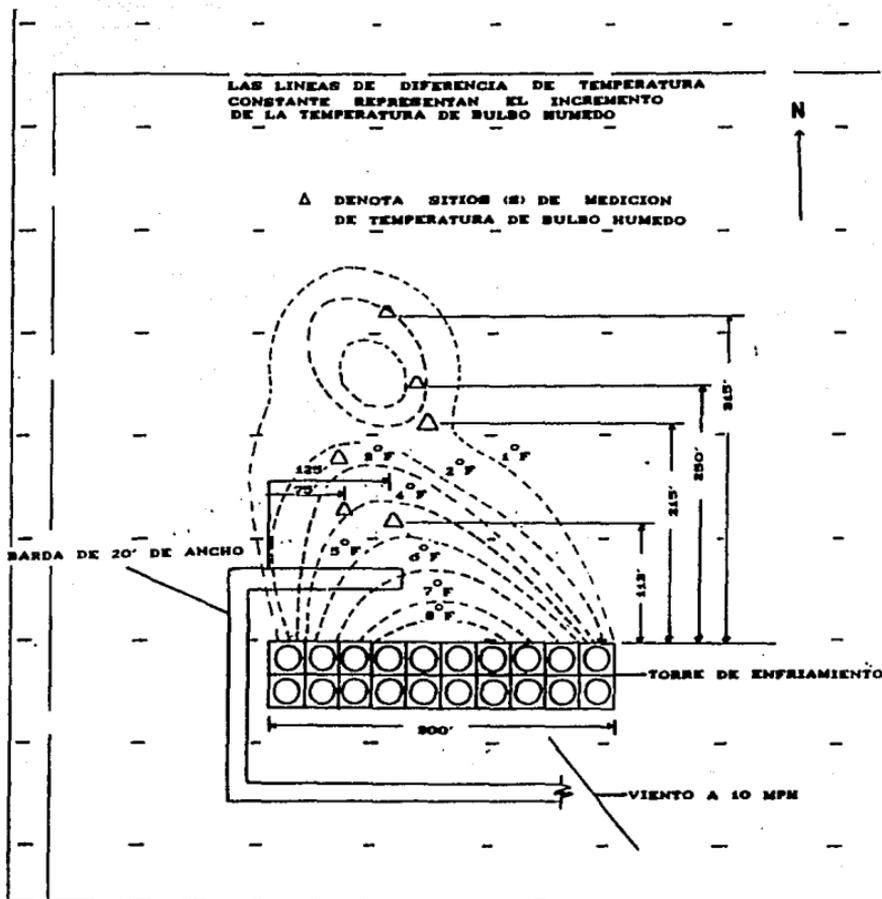


FIG. 2.7 Carta de contorno de bulbo húmedo de una torre de enfriamiento.

### 5. Pérdidas por arrastre y evaporación.

En torres de tiro inducido suelen presentarse pérdidas por arrastre y evaporación, éstas no deben ser mayores a un 5% del flujo total de agua recirculada a la torre.

La conducta dinámica del arrastre es una función de la dimensión original de la gota, rangos de condensación o evaporación, fuerzas aerodinámicas y gravitacionales y condiciones metereológicas.

### 6. Purgas y agua de repuesto.

Cuando el agua circula a través de una torre de enfriamiento, parte de ésta es evaporada para reducir la temperatura del agua restante y otra parte, es arrastrada por el aire. Por lo general; el agua de repuesto introduce sales al sistema, incrementando la concentración total de sólidos disueltos (STD) en el agua circulante. También las pérdidas por evaporación, arrastre y pérdidas por espreado causan en el agua circulante, un aumento en los STD.

En algunas instalaciones, la pérdida de la disolución de sólidos a causa del espreado y del soplo del viento, es insuficiente para conservar el contenido de STD en el agua de circulación a niveles aceptables bajos. En tales casos, parte del agua es purgada para desechar éstos en forma continua o periódica.

En una torre de enfriamiento, las purgas son usadas para controlar

las características químicas del agua. Se debe chequear la localización de la purga cuando en los procesos de enfriamiento o acondicionamiento de aire el desempeño de la torre o de los cambiadores de calor está ligeramente abajo de los requerimientos establecidos por el proceso.

La purga debe localizarse entre la salida de los cambiadores de calor y la entrada a la torre; así, se reduce la alimentación en la torre, ahorrando energía considerablemente. Localizando la purga antes de la alimentación a la torre, se reduce el flujo a través del cambiador de calor, reduciendo a su vez la velocidad en los tubos de los cambiadores de calor, (FIG. 2.8).

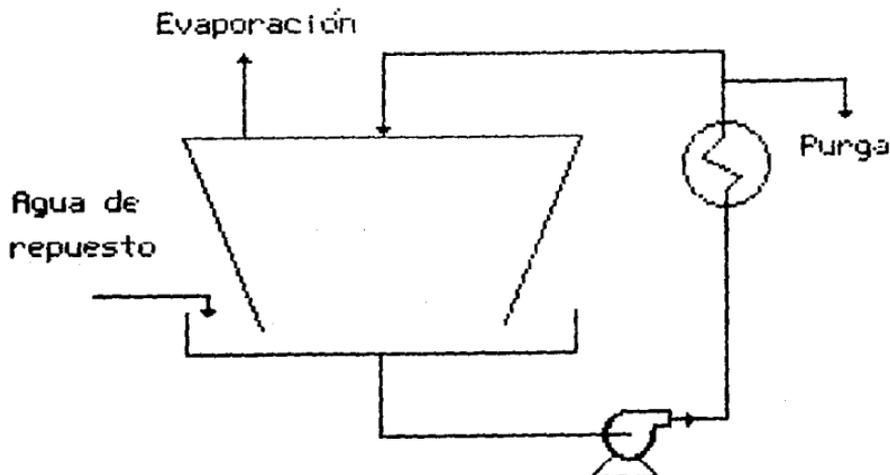


FIG. 2.8 Localización apropiada de la purga de una torre de enfriamiento.

### *7. Área 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.

### *8. Clima y condiciones ambientales.*

Los factores del clima y las condiciones ambientales que se toman en cuenta son:

- a) Altitud sobre el nivel del mar.
- b) Presión barométrica.
- c) Temperatura del lugar.
- d) Coeficiente sísmico.
- e) Velocidad y dirección del viento.

Los primeros tres afectan directamente el volumen del aire manejado y los demás, se toman en cuenta para hacer una correcta orientación de la torre.

### *9. Recirculación de aire caliente y húmedo.*

En las torres de grandes dimensiones, suele ocurrir que el aire de salida, se recircule hacia el interior de la torre, produciéndose un aumento en la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada de la torre, ocasionando que su capacidad y eficiencia disminuyan.

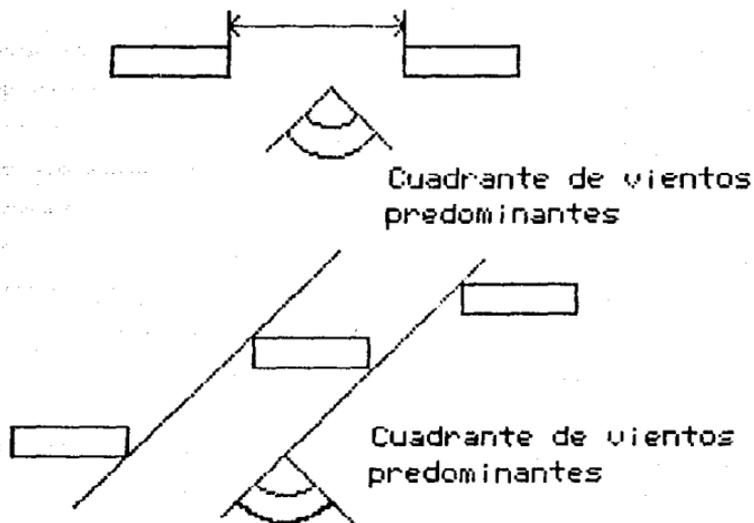
La recirculación, es un término usado para indicar que una torre está afectando adversamente su propio funcionamiento. La recirculación es causada por el aire húmedo extraído. Cada torre de enfriamiento manufacturada; tiene datos de pruebas, indicando el efecto de recirculación, basados en la longitud de la torre, dirección, altura del ventilador y otros parámetros.

Con el objeto de minimizar los efectos de recirculación de aire caliente, se debe tomar en cuenta la orientación de las torres; de lo cual se puede decir que el objetivo principal en el arreglo de las torres múltiples, es la orientación de las unidades, con el objeto de tener una mínima recirculación entre las torres, principalmente durante los períodos de operación a carga máxima. No existe regla alguna para la orientación de las torres múltiples. Pero en general, cuando el número de unidades aumenta, a barvolento suele ser la más favorable. (FIG. 2.9).

La instalación de las torres, deberá ser analizada con respecto a su orientación, tomando en cuenta los siguientes puntos:

- a) Número de torres en el sistema
- b) Número de celdas por torre
- c) Longitud y altura de la celda
- d) Altura y espaciamiento de la chimenea
- e) Velocidad de descarga del aire y densidad del mismo
- f) Condiciones atmosféricas
- g) Vientos predominantes para horas de bulbo húmedo.

En las FIG. 2.10 (a), (b) y (c) se ilustran algunas orientaciones



**FIG. 2.9 Orientación a barvolento de torres múltiples.**

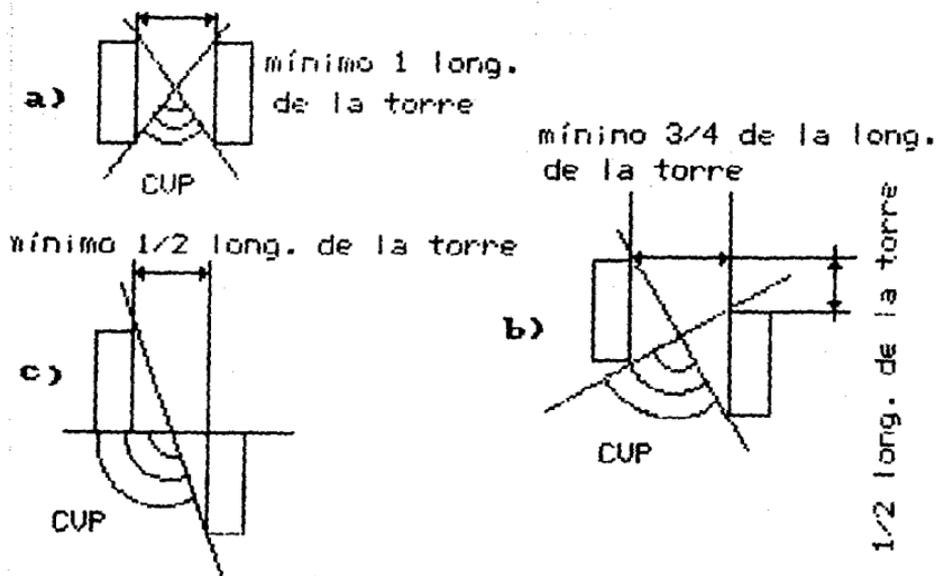


FIG. 2.10 Orientación longitudinal de torres múltiples.

que se consideran adecuadas, tomando en cuenta el cuadrante de vientos predominantes y algunas distancias mínimas recomendadas entre torres de enfriamiento para abatir la recirculación de aire. (FIG. 2.11).

Si la torre nueva se localiza bajo viento, ésta deberá ser más pequeña.

#### 10. Factor de Seguridad.

Anteriormente se acostumbraba incluir un factor de seguridad de 3<sup>o</sup>F para el diseño de la torre; con mucha frecuencia, este factor de seguridad de 3<sup>o</sup>F llegó a significar un incremento del 50% tanto en el tamaño como en el precio de la torre de enfriamiento. Si además, a "este pequeño factor de seguridad" de 3<sup>o</sup>F se incluía en el acercamiento, rango y en el bulbo húmedo, éste se acumulaba hasta un factor de seguridad del 100% o más. (Maze, R. Practical Tips on Cooling Tower Sizing).

Es recomendable que el factor de seguridad se deba incluir en los GPM de agua circulante solamente. Se considera recomendable que un factor de seguridad de 10% es bastante razonable. Así por ejemplo, si se requiere especificar un sistema de enfriamiento para una carga térmica de 600'000,000 BTU/h, con un gasto de 40,000 gpm para ser enfriados desde 120 a 90<sup>o</sup>F y a una temperatura de bulbo húmedo de 80<sup>o</sup>F, es recomendable que el sistema sea especificado para enfriar 44,000 gpm desde 120 a 90<sup>o</sup>F y a una temperatura de bulbo húmedo de 80<sup>o</sup>F.

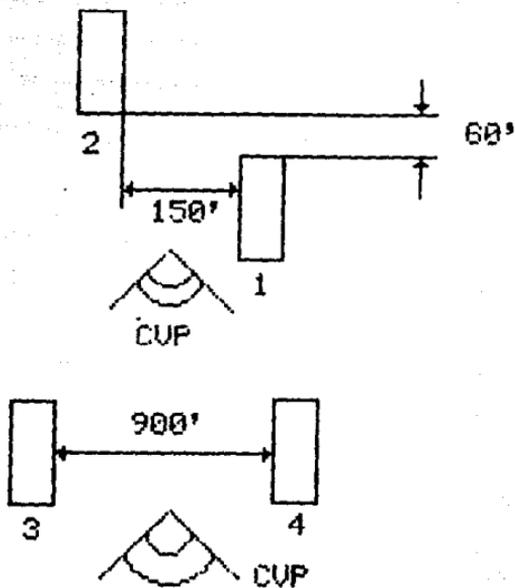


FIG. 2.11 Distancia mínima entre torres para minimizar el efecto de la recirculación.

### *11. Interferencia de la torre.*

Interferencia de torre, es llamada cuando el aire húmedo caliente que se descarga de una torre entra a otra. Muchas veces, la torre se puede hacer más pequeña, moviéndola unos cuantos pies, o angulándola para que escape el vapor de la torre de enfriamiento en operación.

### *12. Especificación de la Torre de Enfriamiento.*

Si se selecciona adecuadamente la temperatura del bulbo húmedo, los gpm de agua circulada, la temperatura del agua caliente y fría, el tamaño y precio de la torre de enfriamiento podrán ser más económicos.

Una torre de enfriamiento no puede ser especificada solamente por el número de Btu's/hr que disipa. Cualquier torre de enfriamiento a pesar de su tamaño, disipará todos los Btu's hacia la atmósfera conforme sea adicionada el agua circulante. La estimación y tamaño de la torre de enfriamiento en términos de galones de agua por minuto (gpm) circulada es también errónea.

Las torres de enfriamiento son usualmente especificadas para enfriar una cierta cantidad de gpm de agua de una cierta temperatura a otra a una cierta temperatura de bulbo húmedo.

2.4.1 Relación de las variables involucradas en el dimensionamiento de una torre de enfriamiento.

a) Acercamiento contra gpm.

El incremento de los gpm de agua manejados en una torre de enfriamiento manteniendo el rango constante, provocará un aumento en la carga térmica y en el acercamiento, además de una considerable disminución de los costos por gpm enfriados en la torre. En la TABLA 2.3 (Maze, R. Practical Tips on Cooling Tower Sizing) se enlistan los resultados obtenidos en el análisis de una torre con las siguientes características: 73 ft x 109 ft x 60 ft, con tres ventiladores de 28 ft, tres motores de 125 H.P., rango de 30°F con una temperatura de bulbo húmedo de 80°F, esto se representa gráficamente en la FIG. 2.12.

TABLA 2.3 ACERCAMIENTO CONTRA GPM

GPM	ACERCAMIENTO	T <sub>i</sub>	T <sub>c</sub>	BTU's/h	\$/GPM
21,000	5	85	115	315,000,000	8.28
23,500	6	86	116	352,500,000	7.40
26,000	7	87	117	390,000,000	6.69
28,500	8	88	118	427,500,000	6.10
31,000	9	89	119	465,000,000	5.61
33,600	10	90	120	504,000,000	5.12
39,000	12	92	122	585,000,000	4.45
48,000	15	95	125	720,000,000	3.62
63,000	20	100	130	945,000,000	2.76
72,000	24	104	134	1,020,000,000	2.42

Ref. 58

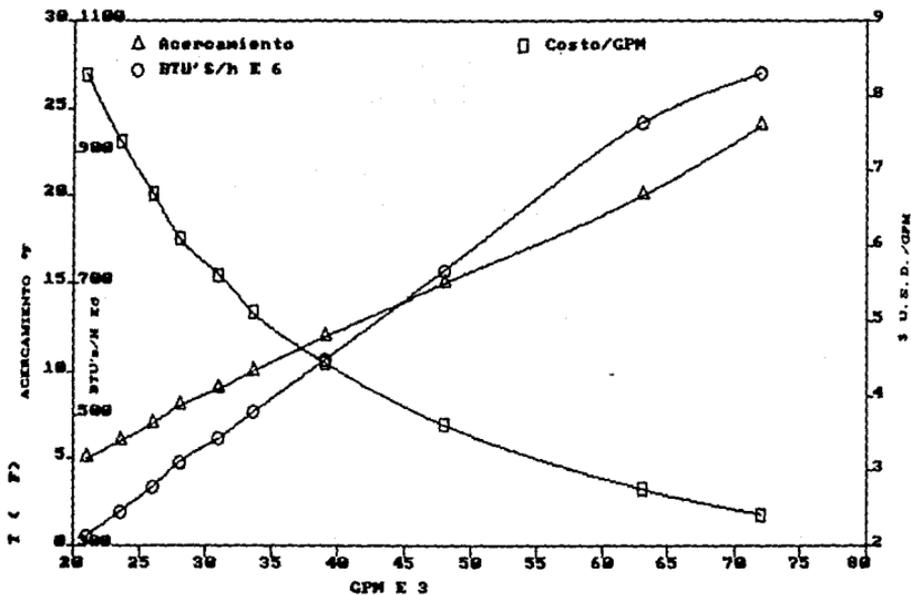


FIG. 2.12 GPM contra acercamiento y su costo en una torre de enfriamiento.

b) Rango, gpa y carga térmica.

El rango es una función directa de la cantidad de agua circulada y la carga térmica. Incrementando el rango como resultado de la carga térmica adicionada hace que se requiera un incremento en el tamaño de la torre.

Si la temperatura del agua fría no es cambiada y el rango es incrementado "hasta el tope" (la más alta temperatura del agua caliente), el tamaño de la torre se incrementaría moderadamente.

Debido a que las fuerzas de conducción entre la temperatura de bulbo húmedo de la entrada del aire a la torre y la temperatura del agua caliente es incrementada, se disipará el nivel más alto de calor representando ahorros económicos.

Si la temperatura del agua caliente permanece constante y el rango es incrementado mediante la requisición de una temperatura más fría del agua, el tamaño de la torre podría incrementarse considerablemente.

El necesitar una temperatura más baja del agua a la salida de la torre manteniendo la temperatura de entrada a la torre constante, no sólo incrementará el rango, también disminuirá el acercamiento, por lo que se requerirá de una torre mucho más grande y costosa.

La TABLA 2.4 indica el efecto de la variación del rango en una torre con las cargas térmicas incrementadas, pero con una

velocidad de circulación del agua constante, (FIG. 2.13). Todas las torres en la TABLA 2.4 se clasifican según el tamaño.

Después de que la carga térmica sea calculado y la temperatura del agua necesaria ha sido determinada, el costo del "acarreo" de los gpm circulados contra el rango deberán ser determinados.

La TABLA 2.5 indica que un rango más pequeño con circulación de agua adicional reduce el costo/gpm enfriada, pero incrementa el costo por millón de Btu's/hr disipados; FIG 2.14.

TABLA 2.4 RANGO CON CARGA TERMICA VARIABLE CONTRA DIMENSIONES Y COSTO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Rango, °F	15	20	25	30	35	40
Tc	101	106	111	116	121	126
Tr	86	86	86	86	86	86
BTU/h	2.14 E 8	2.85 E 8	3.563E 8	4.275E 8	4.988E 8	5.70 E 8
Nv	3	3	4	4	4	4
Lc	32	36	32	36	36	40
Lt	96	108	128	144	144	160
Nv	3	3	4	4	4	4
#v	24	28	24	24	28	28
HPv	345	375	440	500	500	500
\$ venta	1.55 E 5	1.78 E 5	2.06 E 5	2.22 E 5	2.35 E 5	2.50 E 5
\$/GPM	5.45	6.25	7.25	7.80	8.25	8.75
\$/MMBTU/h	725	625	580	515	475	440

Ref. 58

c) *Acercaamiento contra temperatura de bulbo húmedo.*

La temperatura de bulbo húmedo de diseño está determinada por la localización geográfica de la planta. Generalmente la temperatura

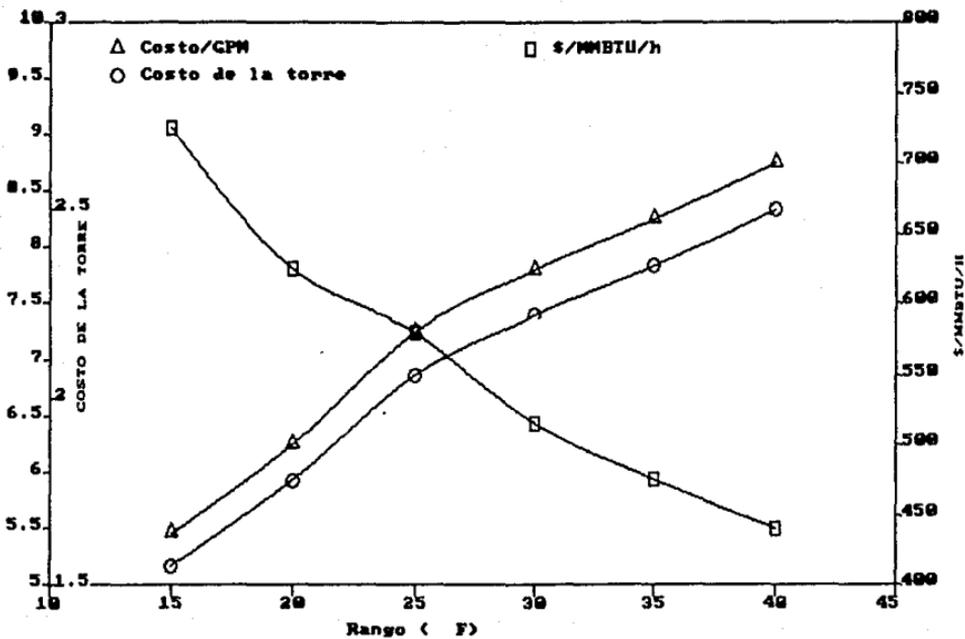


FIG. 2.13 Rango con carga térmica variable contra costos de una torre de enfriamiento.

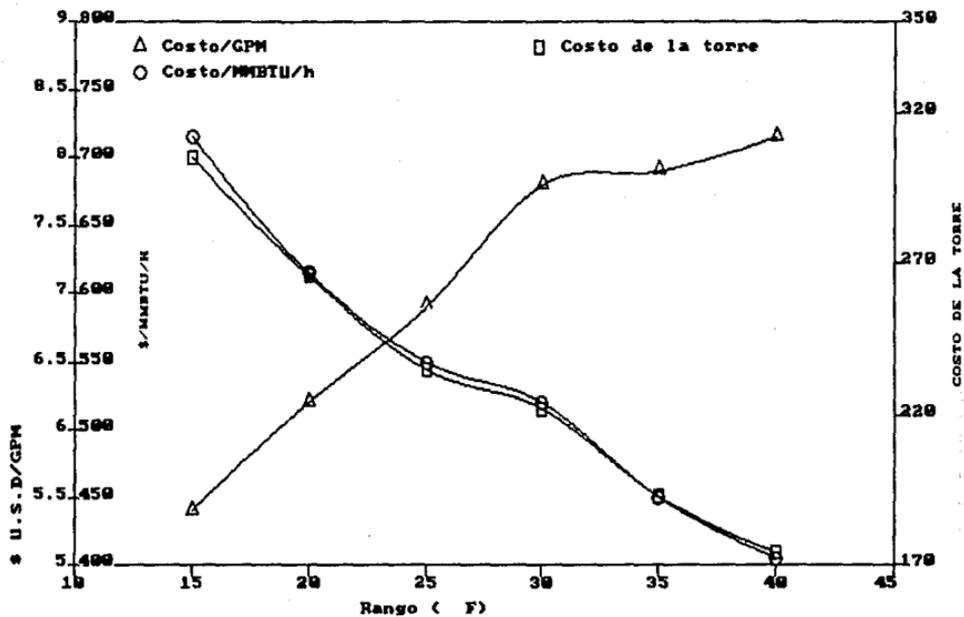


FIG. 2.14 Rango con carga térmica constante contra costos de una torre de enfriamiento.

de bulbo húmedo seleccionada no está excedida arriba del 5% de la temperatura del área que le rodea. La temperatura de bulbo húmedo es un factor importante en la selección de la torre de enfriamiento. La temperatura más alta, la de bulbo húmedo, y la más pequeña, la requerida en la torre, dan un acercamiento específico a la temperatura de bulbo húmedo a un flujo en gpm y un rango constante.

La TABLA 2. 6 indica el efecto de la temperatura de bulbo húmedo en el tamaño de una torre cuando los gpm y el rango permanecen constantes.

TABLA 2.5 RANGO CON CARGA TERMICA CONSTANTE CONTRA DIMENSIONES Y PRECIO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

(4.275E8 BTU/h; Tr 86°F; t.b. húmedo 80°F; cabeza de bombeo 40 ft)

Rango	15	20	25	30	35	40
GPM	57,000	42,700	34,170	28,500	24,400	21,350
Tc	101	106	111	116	121	126
Tr	86	86	86	86	86	86
Nc	5	5	4	4	3	3
Lc	40	32	36	36	40	36
Lt	200	160	144	144	120	108
Nv	5	5	4	4	3	3
fv	28	28	28	24	28	28
HPv	560	560	530	500	375	395
\$ venta	305,000	265,700	235,000	222,000	192,700	174,000
\$/GPM	5.40	6.20	6.90	7.80	7.90	8.15
\$/MMBTU/h	715	615	550	520	450	405

Ref. 58

TABLA 2.6 ACERCAMIENTO CONTRA TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO EN UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO (Rango 30°F- GPM constante).

Tbh	85	82	80	78	75	70	60	60
Ta	6.6	7.4	8	8.6	9.6	11.4	15.2	19.6
Tc	121.6	119.4	118	116.6	114.6	111.4	105.2	99.6
Tf	91.6	89.4	88	86.6	84.6	81.4	75.2	69.6

Ref. 58

#### Nomenclatura

HPv : Potencia total requerida por los ventiladores, HP

Lc : Longitud de celda, ft.

Lt : Longitud total de la torre, ft.

Nc : Número de celdas.

Nv : Número de ventiladores

Ta : Acercamiento, °F.

Tbh : Temperatura de bulbo húmedo, °F.

Tc : Temperatura del agua caliente, °F.

Tf : Temperatura del agua fría, °F.

dv : Diámetro de los ventiladores, ft

### **3. DESCRIPCION DE LAS PARTES DE QUE CONSTA UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO Y MATERIALES UTILIZADOS PARA SU CONSTRUCCION.**

Las torres de enfriamiento de agua son los sistemas de enfriamiento más utilizados en plantas industriales y químicas de nuestro país. Debido a su importancia, es necesario dedicar un capítulo en la descripción de sus componentes principales, así como los materiales empleados para su construcción.

Los componentes principales de una torre de enfriamiento son:

**3.1. Eliminadores de arrastre.**

**3.2. Empaque.**

**3.3. Estructura.**

**3.4. Chimenea.**

**3.5. Ventilador.**

**3.6. Sistema de distribución.**

**3.7. Persianas.**

### 3.8. Estanque de agua fría.

#### 3.8.1 Pileta.

#### 3.8.2 Canal.

#### 3.8.3 Sección de bombeo.

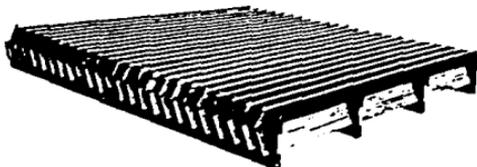
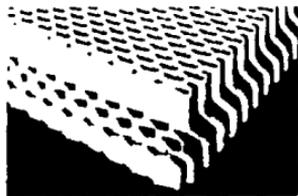
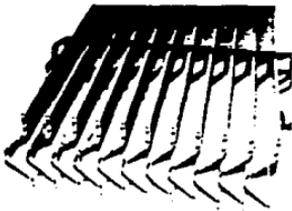
### 3.1. Eliminadores de arrastre.

La función de los eliminadores de arrastre es retener el agua que va en la corriente de aire de salida en forma de gotitas, minimizando las pérdidas de agua, (FIG. 3.1).

El sistema de eliminadores de arrastre ofrece una resistencia al flujo de aire, originando una presión uniforme en el espacio comprendido entre los eliminadores y el ventilador. La igualación de presiones tiende a proveer un flujo uniforme de aire a través del empaque. El diseño de los eliminadores debe ser tal que el espacio entre el empaque y los eliminadores permita el chapoteo sobre el empaque, con el fin de abatir el impulso del agua en la sección de los eliminadores.

La inundación de los eliminadores puede causar un daño masivo a su efectividad, por lo cual es necesario darle una inclinación para el drenado de los mismos.

Materiales de construcción : Madera tratada, metal galvanizado, aluminio o fibra de vidrio.



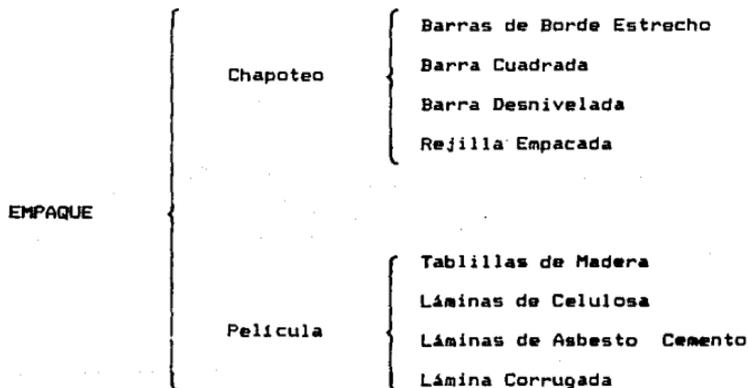
**FIG. 3.1 Eliminadores de arrastre.**

## 3.2 Empaque.

El empaque es el corazón de una torre de enfriamiento. Este debe ser de bajo costo y de fácil instalación. Desde el punto de vista de diseño debe tener:

- a) Alto coeficiente de transferencia de calor y de masa.
- b) Baja resistencia al flujo de aire.
- c) Evitar la canalización de aire o agua.

El empaque lo podemos clasificar según su función en dos tipos:



La función del empaque de chapoteo es romper los chorros de agua en minúsculas gotitas, las cuales caerán de cubierta en cubierta.

El empaque de película divide el agua entrante en una multitud de películas muy finas de agua a través de toda el área de empaque, exponiendo una superficie máxima del agua, sin rompimiento de ésta en gotas, (FIG. 3.2).

Materiales de empaque :

a) Madera.

Ventajas:

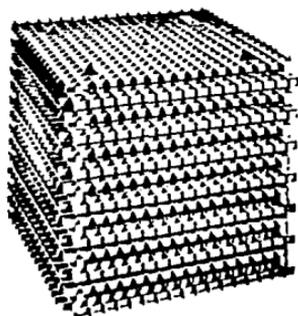
- No se enmohece ni corroe.
  - Resiste a cambios de clima.
  - Buenas propiedades térmicas y aislantes eléctricas.
  - No es afectada por la electrólisis ni por corrosión por fatiga.
  - Es resistente a la degradación por soluciones suaves de ácido y cáustico.
- Es fabricada fácilmente y moldeada aún con herramientas muy sencillas.

Desventajas:

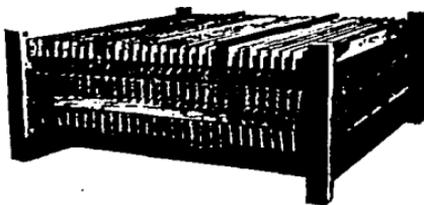
- En muchos casos sufre ataque químico y biológico aún con tratamientos especiales, provocando que los desprendimientos de recubrimiento de la madera causen ensuciamiento y taponamientos.



Empaque de chapoteo



Empaque de película poly-grid



Empaque de película

FIG. 3.2 Tipos de empaque.

b) Plástico.

Ventajas:

- Alta resistencia a los ataques microbiológicos, corrosión y erosión
- Fácil formabilidad.
- Resistencia mecánica

Desventajas:

- Alto costo con respecto a otros materiales.

Colocación del empaque :

Respecto a la localización del empaque, es importante que mantenga una posición horizontal; si éste se dobla, el agua tenderá a fluir en medio de la torre en canales, viéndose con esto reducida su capacidad. Es también importante que la torre mantenga un nivel, de otra manera el agua correrá al final de las persianas, de las barras de salpicadura, dando por resultado que la canalización.

Las tablillas de empaque deben ser acomodadas en secciones o cubos para permitir su fácil colocación y remoción. Las hileras de tablillas deben ser soportadas a una distancia no mayor de 61 cm (2 ft) de su centros transversal y longitudinal.

El ensamble total del empaque debe de ser de construcción lo suficientemente durable para evitar torceduras y/o pandeos de las tablillas bajo las condiciones de operación.

El arreglo propuesto del empaque tiene por objeto incrementar la transferencia de calor del agua al aire, por lo que

es importante que el ensamblado del empacado deba de mantener una caída uniforme de agua sobre el área de entrada para todos los niveles, permitiendo el libre paso del volumen de aire.

### 3.3 Estructura.

La función de la estructura es soportar y sujetar todos los elementos que la componen tales como: los elementos mecánicos, chimeneas, soporte de empacado, persianas, cubiertas, etc.

La estructura de la torre deberá ser capaz de soportar no sólo el peso propio de los elementos, sino también la carga del viento, el peso del agua circulante y las cargas sísmicas, (FIG. 3.3).

Los materiales utilizados son dos principalmente : madera tratada y acero; en general se prefieren las torres con estructura de madera por cuestiones económicas y por su gran durabilidad. En algunas torres la estructura es de acero debido a que es un material durable y resistente, se utiliza cuando se localiza en atmósferas corrosivas, por lo que el acero debe protegerse. La protección más comúnmente usada es el galvanizado, también se utilizan pastas y pinturas anticorrosivas.

### 3.4 Chimenea.

La función básica de la chimenea del ventilador es proveer un recinto alrededor de las aspas del ventilador, con el objeto de mejorar la eficiencia de funcionamiento.

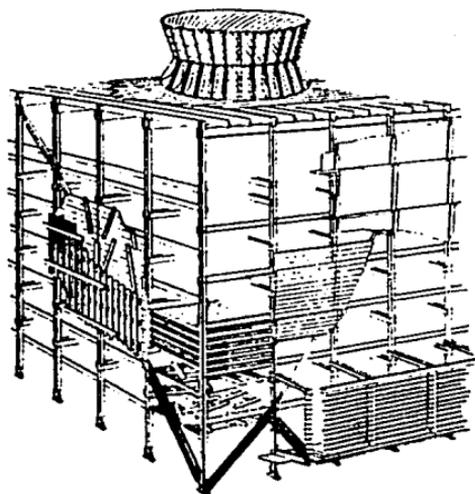
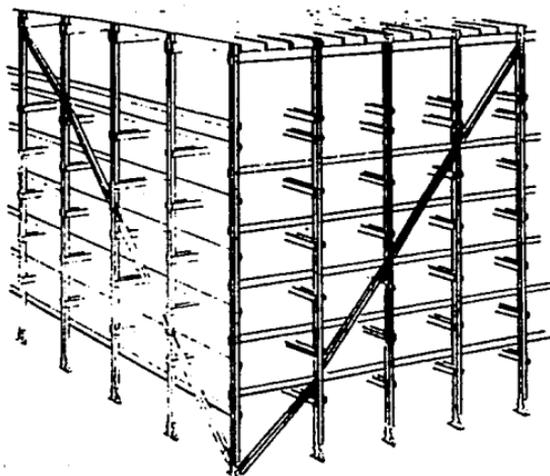


FIG. 3.3 Estructura.

#### Funciones de la chimenea:

1. Eliminar la turbulencia del aire en la garganta.
2. Producción del efecto de chimenea en la expulsión del aire.
3. Acción de guarnición para reducción de la recirculación.

#### Tipos de chimeneas

- a. Cilíndrica corta.
- b. Cilíndrica larga.
- c. Abocinada corta (tipo de recuperación de garganta corta).
- d. Abocinada corta (tipo elíptica).
- e. Abocinada larga (tipo de recuperación de garganta corta).

Las chimeneas para torres de tiro inducido son usualmente del tipo abocinado (FIG. 3.4 c, d y e) con arreglo interno para minizar las pérdidas por entrada.

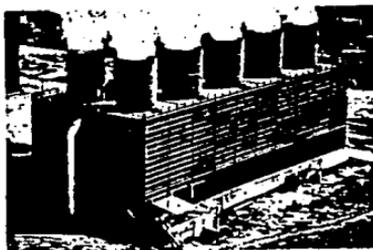
Las chimeneas abocinadas (FIG. 3.4 c y e) son también conocidas como de recuperación de velocidad con garganta tipo venturi, suelen tener por lo general de 4 a 6 m de alto, la forma funcional de estos tipos de chimeneas restablecen la velocidad de descarga de aire en forma de presión estática, este diseño puede mover un mayor volumen de aire con la misma potencia o para una cantidad equivalente de aire con potencia reducida.

Los materiales empleados más comúnmente en la construcción de chimeneas son la madera tratada, plástico y acero. Se prefiere el

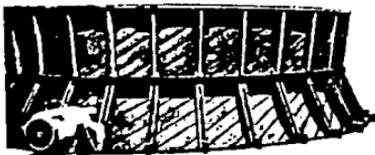
ESTA TESIS NO DEBE  
SALIR DE LA BIBLIOTECA



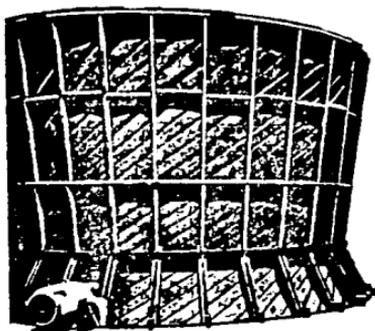
A



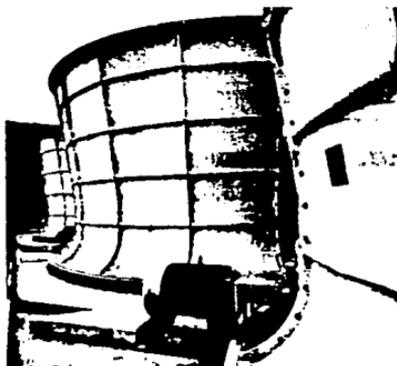
B



C

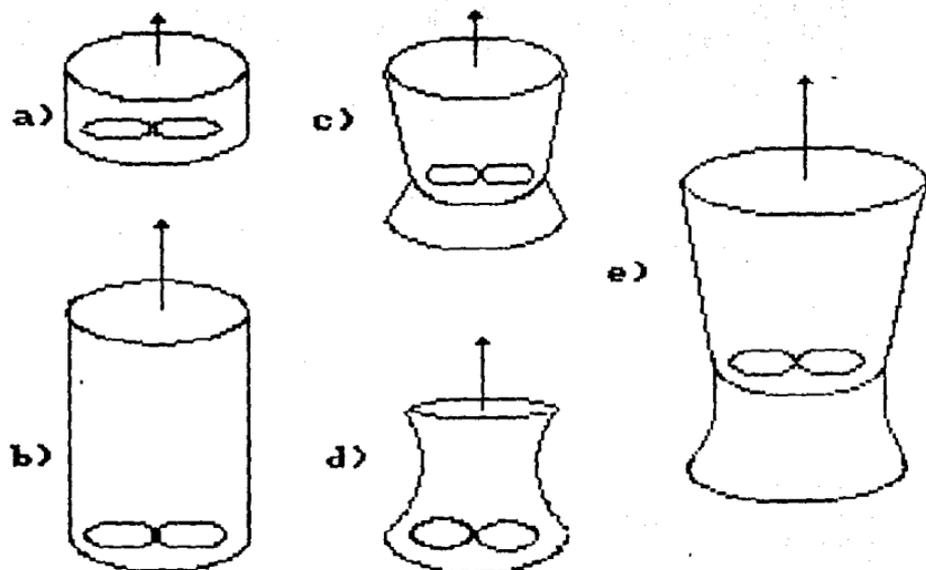


E



D

FIG. 3.4 Tipos de chimeneas.



- a) Cilíndrica corta.
- b) Cilíndrica larga.
- c) Abocinada corta.
- d) Abocinada corta (tipo elíptica)
- e) Abocinada larga.

FIG. 3.4' Tipos de chimeneas

plástico debido a su gran formabilidad y alta resistencia, aunque generalmente es más caro.

### 3.5 Ventiladores.

La función del ventilador es la de obtener un control sobre el suministro de aire.

El ventilador está formado por las aspas, reductor y el motor eléctrico, (FIG. 3.5). Los ventiladores mueven grandes volúmenes de aire a una relativa baja velocidad, con una caída de presión mínima; velocidades periféricas menores a 610 m/min (2000 ft/min) y caídas de presión menores a 12.7 mmH<sub>2</sub>O (1/2 inH<sub>2</sub>O).

Debe tenerse en cuenta que con un incremento en el número de aspas y/o mayor diámetro, se disminuyen las revoluciones del grupo mecánico, teniendo una mayor estabilidad, con menor ruido y vibraciones.

En forma general se ha determinado que son adecuados los ventiladores con un diámetro menor a 3.7 m (12 ft) con un mínimo de ocho aspas.

Para evitar el exceso de ruido y vibraciones se han establecido intervalos de velocidades periféricas, siendo estos valores los reportados en la TABLA 3.1. Los niveles de ruido no deber ser mayores a 85 db según lo establecido en los estándares del CTI (Cooling Tower Institute).



Las aspas están dotadas de un determinado ancho, torsión y ahusamiento, para proveer una velocidad uniforme de aire atrás de la cúspide del ventilador, minimizando el ruido y las vibraciones. El paso de las aspas debe ser ajustable.

TABLA 3.1 INTERVALOS DE VELOCIDADES PERIFERICAS DE VENTILADORES SEGUN SU UBICACION.

UBICACION	INTERVALO DE VELOCIDADES	
	cm/seg	ft/min
Habitaciones	1016 a 1524	2000 a 3000
Oficinas	2023 a 4064	4000 a 8000
Areas industriales	5080 a 6096	10,000 a 12,000
Areas industriales alejadas	6096 a 7620	12,000 a 15,000

Ref. 4B.

La operación óptima de un ventilador debe cubrir los siguientes eventos :

1. Mínimo costo: esto significa la optimización del diámetro del ventilador y del número de hojas.
2. Requerimientos mínimos de potencia: el ventilador debe trabajar lo más cerca posible de un punto de operación eficiente.
3. Minimizar el ruido sin costo extra: debido a que el ruido emitido por el ventilador es una función de la velocidad elevado a la sexta potencia, una reducción de la velocidad tiene un efecto significativo sobre el ambiente.
4. Costos mínimos de mantenimiento: la elección óptima de los materiales de las hojas del ventilador y el volante,

aseguran un mínimo desgaste por corrosión y los subsecuentes reemplazamientos.

Situaciones normales que se presentan:

1. Diseño de una torre (se tiene que proporcionar el mejor diseño posible del ventilador).

Parámetros que deben ser observados:

- a) Limitaciones en el diámetro del ventilador o en el tamaño de la celda.
- b) cpm real del aire.
- c) Presión estática real.
- d) Temperatura del aire y elevación (densidad).
- e) Limitaciones en el tip speed, diferentes a las relaciones estándar en la caja.
- f) Se puede usar una chimenea recuperadora de velocidad?.
- g) Está incluido el nivel de ruido en la especificación?.
- h) Se espera un problema de corrosión poco común?.

2. Sustitución de un ventilador en una torre que ya se encuentra en operación.

- a) Diámetro del ventilador.
- b) Potencia instalada.
- c) Relación de engranes.
- d) Tamaño de la flecha o modelo de caja.
- e) Estimado de la elevación sobre el nivel del mar, de la instalación.

**Materiales de construcción de las aspas del ventilador:** Debe utilizarse materiales resistentes a la corrosión, siendo los más usados: aluminio extruido, fibra de vidrio, acero inoxidable, plásticos y madera laminada.

El soporte del motor y reductor del ventilador está formado por dos vigas paralelas, de tal forma que las aspas sean paralelas a las vigas; por lo general las aspas están localizadas a 1 m (3 ft) sobre las vigas.

La flecha del ventilador puede ser: directa o montada en un rotor, indirecta accionada con bandas tipo "V" o reductores de engranes (son comunes las reducciones de velocidad de entrada de 6 a 12 veces).

En las torres de tiro inducido los ventiladores están montados por medio de una flecha de ángulo recto al reductor, la impulsión es por medio de un motor eléctrico horizontal de tipo blindado. La unión entre el reductor y el motor se efectúa por medio de una flecha acoplada a cada elemento (motor reductor) con coples flexibles, reduciendo el efecto de desalineamiento, debido a posibles torceduras o pandeos de los soportes.

La estructura del soporte para el ventilador, reductor y motor, debe tener un estricto control de vibraciones, especialmente cuando la torre es grande.

El interruptor de vibraciones reduce la posibilidad de daño en la estructura de la torre como al equipo mecánico. Este funciona si el nivel de vibraciones alcanza valores peligrosos.

### 3. b. Sistema de Distribución.

Su función es distribuir en una forma adecuada el agua a través de todo el empaque de la torre. El sistema de distribución debe ser diseñado sobre todo para operaciones flexibles, además de un fácil acceso, (FIG. 3.6).

Debido a que el sistema de distribución está localizado antes de los eliminadores de arrastre, es evidente que existe un problema para su mantenimiento e inspección. Un problema que sucede muy a menudo es el taponamiento del sistema de distribución, perjudicando rápidamente el rendimiento de la torre, por lo que debe ser instalado un filtro para que esto no ocurra.

El sistema de distribución en las torres de tiro inducido está clasificado en dos tipos principales.

1. Distribución por gravedad.
2. Distribución por presión.

También lo podemos dividir y subdividir en:

- a. Sistema de baja presión.

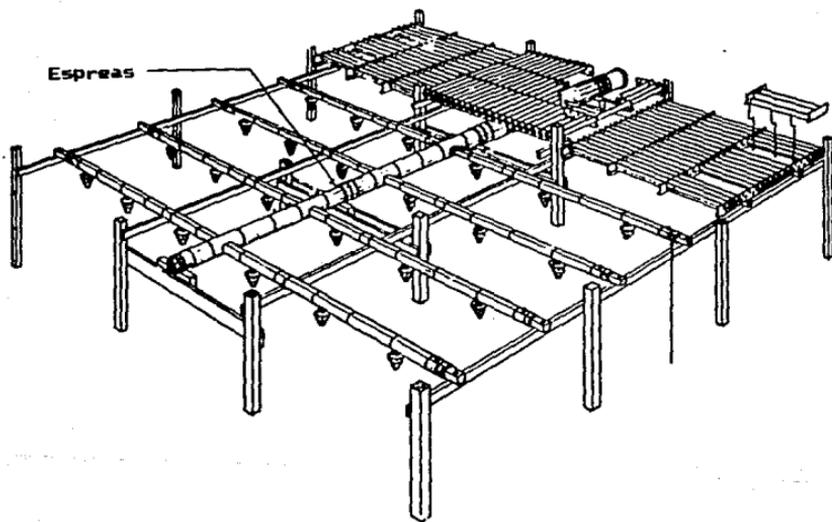


FIG. 3.6 Sistema de distribución.

**b. Sistema de aspersión:**

**b.1 Rociado hacia arriba**

**b.2 Rociado hacia abajo.**

El sistema de distribución por gravedad es muy empleado en las torres de tiro cruzado y ocasionalmente en las torres de flujo a contracorriente. Este sistema está dotado de un estanque superior con perforaciones a través de las cuales circula el agua. El control de flujo de agua sobre el estanque se efectúa por medio de válvulas montadas sobre el tubo de distribución.

El sistema de distribución por presión se usa generalmente en torres de flujo a contracorriente, estos sistemas requieren de una presión de operación no mayor de  $0.42 \text{ kg/cm}^2$  (6 psig) sobre su capacidad nominal. Las boquillas deben estar espaciadas para dar una buena distribución de agua sobre el total de las camas superiores del empacado, el cual debe de ser de drenaje automático y sin obstrucción.

**Materiales de construcción:** Debido a que el sistema de distribución está localizado en una de las zonas de mayor corrosión de la torre, los materiales en este sistema debe ser de alta resistencia a la corrosión, los más usuales son: hierro fundido, acero galvanizado y plásticos; el uso de plásticos se ha visto últimamente incrementado sobre todo en lo que corresponde a las boquillas y en los tubos.

### 3.7 Persianas.

El objetivo de las persianas es admitir el aire a la torre y prevenir la pérdida de agua.

Existen cinco tipos principales de persianas, (FIG. 3.7).

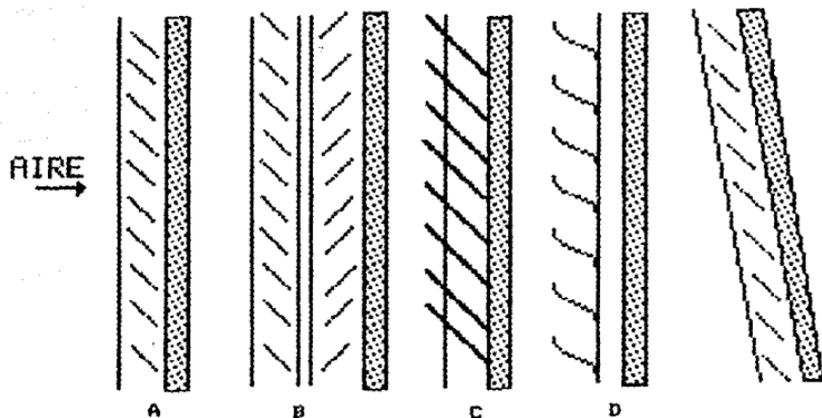
- a. Línea simple de persianas.
- b. Hilera doble de persianas.
- c. Persianas largas.
- d. Persianas transitorias en forma de S.
- e. Persianas inclinadas.

Las persianas se fabrican en diferentes tipos de materiales tales como: madera tratada, asbesto cemento, concreto y metal, la selección del material depende de las condiciones climatológicas y la localización de las torres dentro de la planta.

### 3.8. Estanque de Agua Fría.

La función principal del estanque es recolectar el agua que cae a través de la torre, además de recolectar en forma indirecta materiales arrastrados por el agua, sirve como soporte de todo el peso de la torre, (FIG. 3.8).

Un buen diseño de estanque dará como resultado un sistema de enfriamiento limpio y sobre todo un bajo costo de mantenimiento, por lo que se le ha considerado una parte importante de la torre;



- A) Línea simple de persianas.
- B) Hilera doble de persianas.
- C) Persianas largas.
- D) Persianas transitorias en forma de S.
- E) Persianas inclinadas.

FIG. 3.7 Tipo de persianas.

en el estanque se debe considerar la capacidad, limpieza, facilidad de drenado y los detalles de sumidero y mallas. El estanque está formado por tres partes:

3.8.1 Pileta.

3.8.2 Canal.

3.8.3 Sección de bombeo.

A continuación se hará una breve descripción de cada una de las partes que componen el estanque.

### 3.8.1 Pileta.

Debe de ser construida para una limpieza rápida debido a que la torre opera en forma continua, excepto cuando se le efectúe un mantenimiento general o sufre alguna descompostura de algún elemento mecánico. Con excepción de los dos últimos puntos un corte para limpieza es imposible por lo tanto la limpieza debe hacerse con la torre en operación.

Los puntos principales en los que se resumen las funciones de la pileta son:

1. Actúa como soporte de la torre.
2. Es el lugar donde el agua de recirculación puede retenerse, para permitir determinar la materia en suspensión.
3. Es la zona en donde son uniformes el mezclado de agua de reposición, agua recirculante y las sustancias químicas para tratamiento.

4. Es el lugar donde se efectúa una captación de sedimentos y lodos, además de efectuar una recolección de depósitos y otros desechos.

Las piletas pueden ser construidas de madera, concreto y metal; las de concreto son los más comunes en la mayoría de las plantas industriales y de potencia.

### 3.8.2 Canal.

La finalidad del canal es filtrar e impedir el paso a cualquier partícula suspendida en el agua, (FIG. 3.9).

Debe estar dividido en una serie de pasajes, no mayores de 1 \* 1 m (3 \* 3 ft). Estos pasajes tienen una serie de mallas de acero o de fibra de vidrio. Las mallas tienen la finalidad de filtrar cualquier partícula suspendida en el agua, evitando con ello que las partículas lleguen a la toma de la bomba. El canal es un buen lugar para introducir las sustancias químicas para tratamiento del agua de enfriamiento, ya que en él se efectúa un buen mezclado, debido a que las mallas provocan turbulencia. El material usado en el canal debe ser el mismo que el utilizado en la pileta.

### 3.8.3 Sección de bombeo.

La sección de bombeo requiere de pocas consideraciones especiales para su especificación. La construcción de la fosa debe ser lo

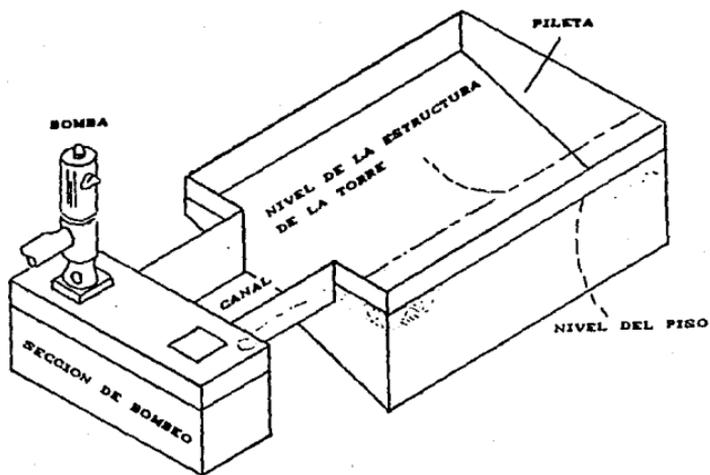


FIG. 3.8 Estanque.

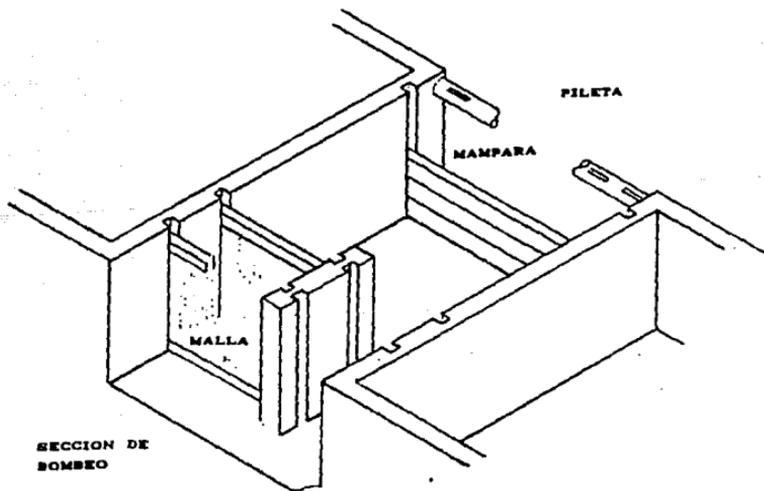


FIG. 3.9 Canal.

suficientemente profunda como para que la bomba por ningún motivo llegue a trabajar a vacío, por lo cual debe dotarse de un flotador para control del nivel de agua y un interruptor de la corriente eléctrica del motor de la bomba. En general la sección de bombeo debe cumplir con los requerimientos y requisitos del lugar de instalación de la torre. Los materiales usados en su construcción son los mismos que para la pileta y el canal.

#### 4. METODOLOGIAS DE DISEÑO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.

La selección adecuada de un sistema para cubrir las necesidades de agua de enfriamiento en una planta, debe hacerse en base a un análisis técnico-económico de las alternativas viables que existen, ya que varias de ellas pueden proporcionar el servicio requerido, sin embargo, pueden presentar grandes diferencias en inversión inicial y/o costos de operación, así como en su desempeño y eficiencia.

Nuestro objetivo, es el establecer los criterios que permitan seleccionar el sistema de enfriamiento de agua adecuado dadas las necesidades que se tengan, y las condiciones existentes en el sitio donde se encontrará el sistema, a través del análisis de las características y de los resultados obtenidos en la estimación de las dimensiones y del costo de las alternativas más viables.

Dado que lo que se desea es realizar una selección preliminar pero razonable de la opción más adecuada, se presentan métodos cortos para el cálculo del elemento más importante de los diversos sistemas de enfriamiento, como son: estanques de aspersión, estanques de enfriamiento, enfriadores de aire y torres de enfriamiento mecánicas.

Una vez que se han hecho las discriminaciones pertinentes y se tiene una selección preliminar del sistema adecuado, la selección y especificaciones finales deberán hacerse en base a un estudio técnico-económico más profundo y con métodos de diseño más rigurosos.

Considerando que las torres hiperbólicas de tiro natural son difíciles de implementar en nuestro país dadas las condiciones ambientales que predominan, no se consideran como una alternativa viable por lo que se tratarán de una manera superficial.

Las torres atmosféricas y los estanques de aspersión son utilizados cuando se tiene necesidad de flujos relativamente pequeños de agua de enfriamiento, lo que los hace inadecuados para cubrir los enormes requerimientos que se tienen en una planta industrial o química, por lo que sólo se hace mención de ellos como referencia.

Se requieren, como mínimo, los siguientes datos para poder iniciar el proceso de selección del sistema de enfriamiento:

- Carga térmica.
- Temperatura de bulbo húmedo.
- Velocidad del viento en la zona.
- Temperaturas de entrada y salida del agua en el equipo de enfriamiento.
- Gasto a manejar.

#### *4.1 Metodología para el Diseño de Estanques de Aspersión.*

Los diseños físicos y las condiciones de operación de las instalaciones de estanques de aspersión varían enormemente, y es difícil desarrollar datos de clasificación exactos que puedan servir para determinar el rendimiento de enfriamiento en todos los casos.

En general es difícil desarrollar datos que sirvan para determinar el rendimiento de enfriamiento de estanques de aspersión, sin embargo, en la FIG. 4.1 se presenta el rendimiento que es factible obtener con un estanque de aspersión bien diseñado, basado en una temperatura de bulbo húmedo de 70°F y vientos de 5 mph. Esta curva indica que se puede alcanzar un acercamiento de 6°F a la temperatura de bulbo húmedo con un intervalo de 4°F, pero que con un intervalo mayor, el acercamiento probablemente aumenta.

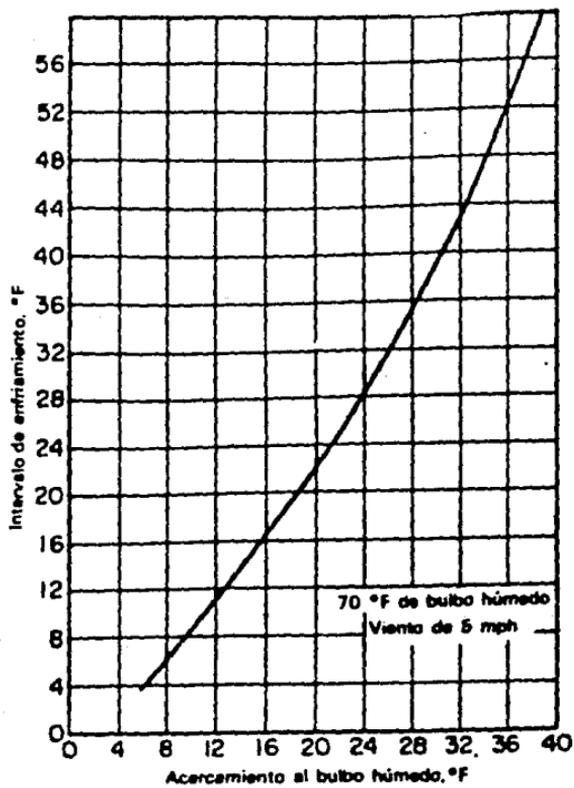


FIG. 4.1 Curva de rendimiento de un estanque de aspersión.

Si es necesario enfriar agua en un intervalo amplio de temperatura y con un acercamiento reducido, el estanque de aspersion se debe dividir en varias etapas.

En la FIG. 4.2 se ilustran las curvas de rendimiento de un estanque de aspersion que se emplea para condensar vapor, en diversas condiciones de temperatura de bulbo húmedo y diferentes intervalos.

El rendimiento del estanque de aspersion se calcula con una exactitud razonable en base en la temperatura de bulbo húmedo de salida del aire que atraviesa el volumen lleno de rocío.

La temperatura del aire que sale no puede exceder de la del agua caliente que llega al estanque, y la estrechez de la diferencia útil de temperaturas dependerá del diseño del estanque.

Al calcular el enfriamiento obtenido, el volumen lleno de rocío se determina basándose en la altura igual que la elevación de las boquillas por encima de la superficie del estanque, más 1 ft por cada  $\text{lb}/\text{in}^2$  de presión de boquilla y el área plana que se extiende 10 ft más allá de las boquillas exteriores.

El área de aire involucrada es la superficie proyectada en un plano vertical que pasa por el volumen lleno y lateral a la dirección del movimiento del aire. La distancia horizontal que recorre el aire por el volumen lleno se considera como la longitud de desplazamiento del aire.

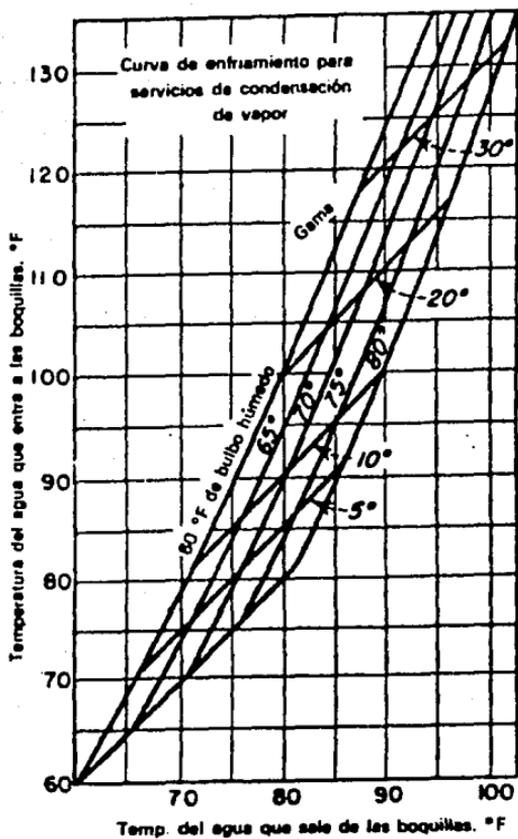


FIG. 4.2 Curvas de enfriamiento de un estanque de aspersion para servicios de condensación de vapor.

Ejemplo. Determinar la capacidad de enfriamiento de un estanque de aspersión que opera en las siguientes condiciones.

Gasto	46,000 gpm
Presión de la boquilla de aspersión	7 lb/in <sup>2</sup>
Flujo de agua por boquilla	42.5 gpm
Area efectiva, largo * ancho	434 * 100 ft <sup>2</sup>
Altura efectiva	7 ft + 7 ft de altura de rociada
Velocidad del viento	440 ft/min
Viento dominante	lateral al tanque
Temperatura ambiente de bulbo húmedo	78 °F
Temperatura del agua caliente	102 °F

$$\text{Área de aire efectiva} = (434)(100) = 6080 \text{ ft}^2$$

$$\text{flujo de aire} = (440)(6080) = 2'680,000 \text{ ft}^3/\text{min}$$

$$L = (46,000)(8.33) = 384,000 \text{ lb de agua/min}$$

$$G = 2'680,000/14.3 = 187,500 \text{ lb de aire/min}$$

$$\frac{L}{G} = \frac{384,000}{187,500} = 2.05$$

entalpía de saturación,  $h'_s$ , a 78°F = 41.58 BTU/lb (tomado de la FIG. 4.3)

Suponiendo la temperatura del agua de salida = 92°F

$$\frac{L}{G} = \frac{(h'_2) \text{ aire de sal.} - (h'_1) \text{ aire de entrada}}{\text{temp. agua ent.} - \text{temp. agua sal.}}$$

$$h'_2 = 61.63 \text{ BTU/lb}$$

Temperatura de bulbo húmedo del aire que sale del estanque correspondiente a esta entalpía = 94°F.



Acercamiento posible a la salida del aire (tomado de la TABLA 4.1) = - 2°F.

Temperatura del agua de salida del estanque de aspersión = 94 - 2  
= 92°F

La temperatura de salida del agua supuesta es igual a la calculada, corroborando que el estanque de aspersión es capaz de enfriar 46,000 gpm de 102 a 92°F, con una temperatura de bulbo húmedo de 78°F y vientos de 5 mph. El total de boquillas necesarias es 1080 a 42.5 gpm cada una, y con 7 lb/in<sup>2</sup> de presión.

TABLA 4.1 AJUSTES DE GRADOS QUE SE DEBEN APLICAR A LA TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO DEL AIRE DE SALIDA, PARA DETERMINAR LA TEMPERATURA DEL AGUA ENFRIADA EN ESTANQUES DE ASPERSIÓN.

Rango °F	Temp. de bulbo húmedo, de ent. °F	Ajuste, °F		
		Distancia recorrida por el aire, ft**		
		100	50	25
10	80	-3	+2	+4
	70	-2	+3	+5
	60	-1.5	+3.5	+5.5
15	80	-5	+1	+5
	70	-4	+2	+5.5
	60	-3.5	+2.5	+6
20	80	-7	0	+6
	70	-6	+1	+7
	60	-5.5	+1.5	+7.5

Temperatura del agua enfriada = temperatura de bulbo húmedo del aire de salida **MÁS** los valores indicados.

\* Temperatura de bulbo húmedo del aire que entra al volumen lleno de rocío.

\*\* Distancia recorrida por el aire a través del volumen lleno de rocío.

Ref. 8

#### 4.2 Metodología para el Diseño de Estanques de Enfriamiento.

Como resultado del problema de mezclado puede decirse que no es posible explicar un patrón de comportamiento definido de las estanques de enfriamiento, por lo que los modelos analíticos no se aseguran como completamente adecuados, y los métodos empíricos resultan ser tediosos.

El procedimiento postulado fue desarrollado por Langhaar (Cooling pond may answer your water cooling problem; Chem. Eng. agosto 1953) el cual se ha considerado como base para una estimación aproximada del dimensionamiento de un estanque de enfriamiento.

Este autor desarrolló el concepto de "temperatura de equilibrio superficial" y su papel en la evaporación, elaborando nomogramas para la determinación del tamaño requerido de un estanque de enfriamiento, para lograr las condiciones de enfriamiento deseadas bajo cualquier condición atmosférica dada.

Esta metodología puede ser utilizada cuando se trata de un estanque completamente mezclado o cuando se trata de un estanque con flujo tapón (mezclado vertical o temperatura uniforme en toda la profundidad).

##### 4. 2.1. algoritmos

Datos requeridos: se requiere de los promedios mensuales del promedio diario de las condiciones ambientales del lugar; es

decir, humedad relativa, temperatura del aire (bulbo seco), velocidad del viento, ganancia de energía solar.

1. Con los datos de humedad relativa, temperatura del aire, velocidad del viento, ganancia de energía solar y la FIG. 4.4, obtenemos el factor "E", y la temperatura de equilibrio en la superficie del estanque.

2. Con el factor "E" y la velocidad del viento de la FIG. 4.5, obtenemos el factor "Q".

3. Con las temperaturas de entrada y salida del agua al estanque, se calculan los factores  $D_1$  y  $D_2$ .

$$D_1 = (T_1 - E) \text{ (}^\circ\text{F)}. \quad (4.1)$$

$$D_2 = (T_2 - E) \text{ (}^\circ\text{F)}. \quad (4.2)$$

4. Dependiendo del tipo de estanque obtendremos el área requerida:

a). Si el estanque es con flujo uniforme, donde el agua se enfriará, utilizando el factor "Q" y la FIG. 4.6, obtenemos el factor "P", por lo que el área será:

$$A = P * Q \quad (4.3)$$

b). Si el estanque es con flujo turbulento, la turbulencia extrema incrementa el área necesaria del estanque, utilizamos la FIG. 4.7, con el factor "Q" obtenemos el factor "N" y el área será:

$$A = N * Q \quad (4.4)$$

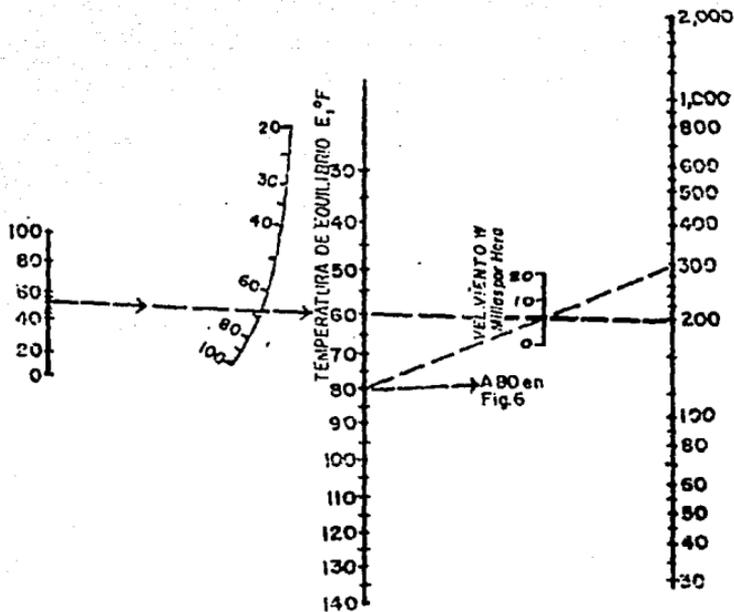


FIG. 4.4 Carta que determina la temperatura de equilibrio del estanque bajo distintas condiciones de humedad relativa, velocidad de viento y radiación solar.

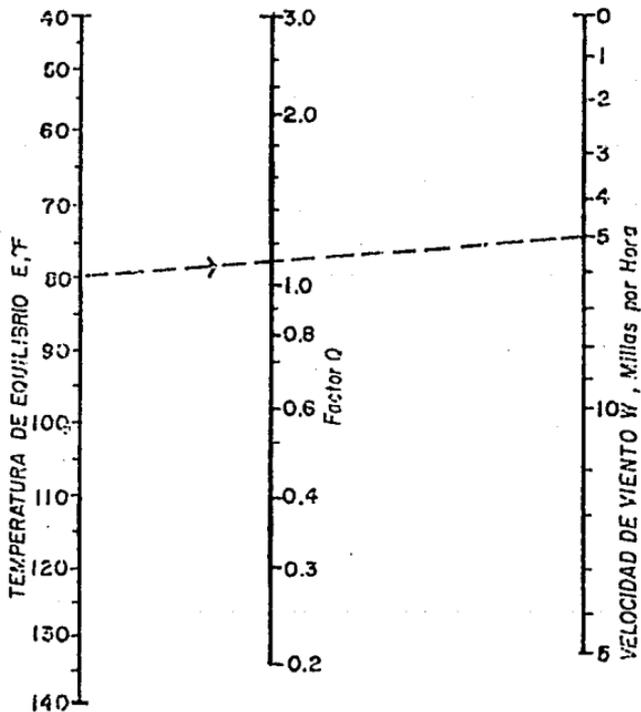


FIG. 4.5 Factor Q. Se aplica a todas las condiciones del estanque, deberá usarse con el multiplicador apropiado.

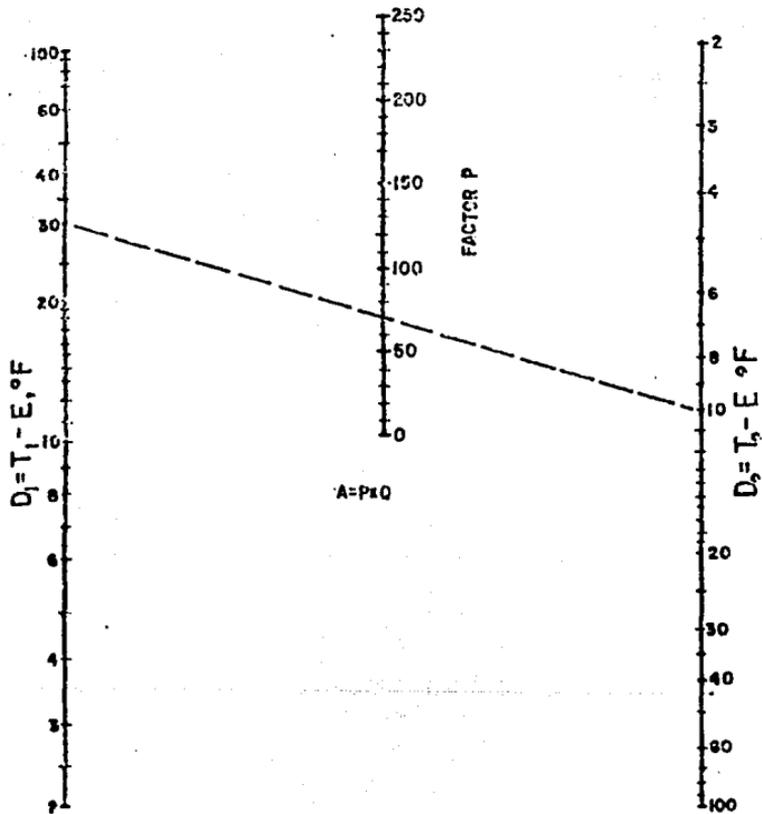


FIG. 4.6 Factor P.

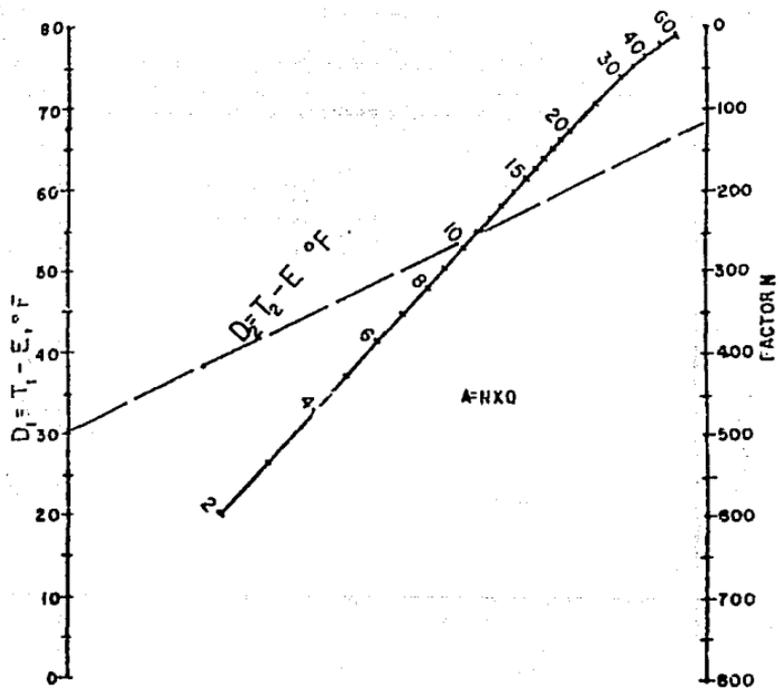


FIG. 4.7 Factor N.

c). Si el estanque es completamente mezclado verticalmente en todos los puntos, pero con variaciones de temperatura horizontalmente (flujo tapón) utilizamos la FIG. 4.8, se determina el factor "M", el área requerida del estanque se determina:

$$A = M * Q \quad (4.5)$$

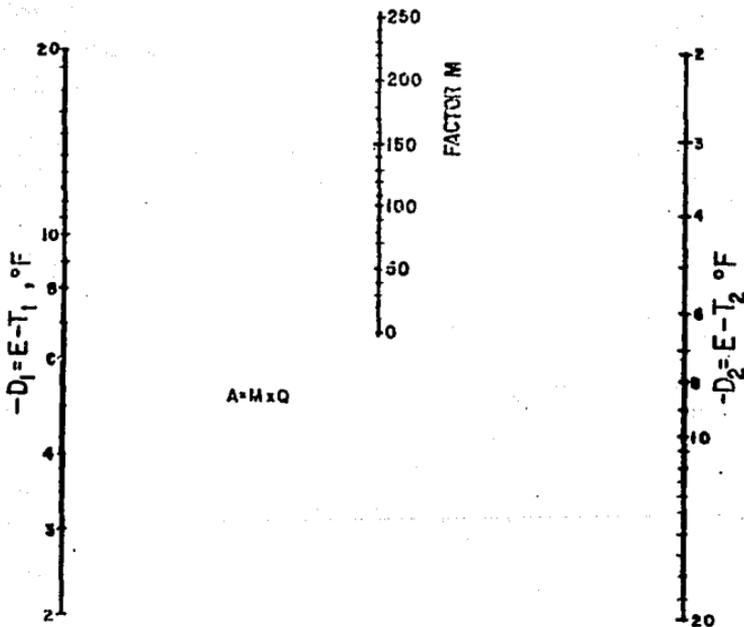


FIG. 4.8 Factor M para el cálculo de estanques con flujo tapón.

## **Costos.**

Una vez que se tiene el estudio del dimensionamiento del estanque de enfriamiento se procederá a una evaluación económica del mismo. Para llevar a cabo un análisis de costo es necesario efectuar una evaluación de:

### **1. Costo inicial para el estanque de enfriamiento.**

- a). Costo de la construcción de la estanque de enfriamiento.
- b). Costo de la construcción del cárcamo de bombeo de agua fría hacia el condensador.
- c). Costo del equipo de bombeo para el cárcamo.
- d). Costo de tubería, instrumentación e instalación.

### **2. Costo de operación.**

- a). Consumo de energía eléctrica.
- b). Consumo de agua de repuesto.
- c). Costo de mantenimiento.

El costo de construcción del estanque representa aproximadamente el 50% del costo total de instalación, seguido del costo de tubería, instrumentación e instalación.

Con respecto al costo de operación, los costos de mantenimiento son relativamente menores a las torres de enfriamiento.

### 4.3 Metodología para el Diseño de Torres de Enfriamiento Atmosféricas.

La torre de enfriamiento atmosférica es aquella en la que el enfriamiento del agua se logra primordialmente gracias al movimiento natural del aire a través de la estructura.

Para el dimensionamiento de este tipo de torres, el problema se reduce a obtener correctamente la concentración de agua para una de las alturas elegidas que operará en ciertas condiciones de velocidad de viento y temperatura de bulbo húmedo.

#### 4.3.1. Algoritmo.

Datos requeridos:

- Altura de la torre propuesta.
- Flujo de agua a enfriar.
- Temperatura de entrada y salida del agua de enfriamiento.
- Temperatura de bulbo húmedo.
- Velocidad del viento.

1. Calcular el acercamiento y rango.

$$\text{acercamiento } ^\circ\text{F.} = ( T_1 - T_2 )$$

$$\text{rango en } ^\circ\text{F.} = ( T_2 - t_v )$$

2. Con el acercamiento y el rango, obtener el factor "C" de la FIG. 4.9

todos los anchos de banco ni longitudes de tubos; por lo tanto, este paso requiere de algunos criterios:

- Para unidades simples de bancos, se debe ser consistente con el largo de los tubos.
- Para unidades múltiples de bancos, usar longitudes de tubos de 32 a 40 ft y determinar el número de bancos al dividir la superficie requerida por la superficie de 12 a 16 ft de banco. En caso de obtener número de bancos fraccionario redondear al número inmediato inferior si la porción decimal es menor o igual a 0.25 y al inmediato superior en caso contrario.
- Para cualquiera de los dos casos, dividir la superficie calculada por el número de bancos con el fin de obtener los  $\text{ft}^2$  por banco.
- Calcular la relación longitud de tubo a ancho de banco para establecer el número de ventiladores por banco.

5. Determinar el precio utilizando un precio base y porcentajes para los costos de equipo adicional e instalación. Se recomienda actualmente usar un precio base de 15.4 \$ USD/ $\text{ft}^2$  de área requerida.

6. Potencia total de ventiladores:

... (4.11)

$$\text{BHP} = A_v N_v (t_1 \text{ y/o factor de corrección por altura}) (7.5/100)$$

Establecer el número y HP de los motores.

3. Con la temperatura de bulbo húmedo y la FIG. 4.10, obtener el factor de rendimiento de bulbo húmedo,  $C_v$ .

4. Con la altura de la torre en ft y la FIG. 4.11, obtener el factor de rendimiento de la altura de la torre,  $C_h$ .

5. Con la velocidad del viento en mi/h. y la FIG. 4.12, obtener el factor de rendimiento de la intensidad del viento,  $C_v'$ .

6. Para el tamaño de la torre utilizar la fórmula:

$$Z_1 = \frac{L_v (C_v')}{A * C (C_v)(C_h)} \quad (4.6)$$

Donde:

$Z_1$  = longitud de la torre en ft.

$L_v$  = flujo de agua en gpm.

$C_v'$  = factor de corrección del viento.

$C$  = concentración del agua en gal/ft<sup>2</sup> de área de torre.

$C_v$  = factor de corrección de bulbo húmedo.

$C_h$  = factor de corrección de la altura de la torre.

$T_1$  = temperatura de entrada en °F.

$T_2$  = temperatura de salida en °F.

$t_v$  = temperatura de bulbo húmedo en °F.

$(T_1 - T_2)$  = rango de temperatura en °F.

$(T_2 - t_v)$  = acercamiento a la temperatura de bulbo húmedo en °F.

### Ejemplos.

1. Determine la longitud de una torre de 35 ft de alto que se necesita para enfriar 1500 gpm, de 90 a 75°F, con una temperatura de bulbo húmedo de 70°F y vientos de 3 mph.

Acercamiento  $T_2 - t_w = 5^\circ\text{F}$

Rango  $(T_1 - T_2) = 15^\circ\text{F}$ .

Segun la FIG. 4.9, se requiere una concentración  $C = 1.17$  para tales condiciones. Los factores de corrección  $C_h$ ,  $C_v$  y  $C'_v$  son iguales a 1, como lo demuestran sus curvas de factor de corrección respectivas (la FIG. 4.9, se basa en las mismas condiciones que las citadas en el ejemplo).

Partiendo de la ecuación 4.6

$$Z_t = \frac{L_v (C_v')}{A * C (C_v)(C_h)} \quad (4.6)$$

la longitud de torre necesaria es 107 ft.

2. Para las condiciones del ejemplo 1, determine el efecto del aumento de velocidad del viento a 5 mph.

Tomando como base la FIG. 4.12, con una velocidad del viento de 5 mph,  $C_v' = 0.83$ . Sustituyendo en la ecuación 4.6.

Longitud de torre = 89 ft.

3. Utilizando los datos del ejemplo 1 supóngase que, debido a

consideraciones de espacio, se necesita contar con una torre de 51 ft de alto.

Partiendo de la FIG. 4.11, cuando la altura de la torre es 51 ft,  $C_h = 1.53$ . Con este valor de  $C_h$  la longitud de torre necesaria es 70 ft .

4. Suponiendo condiciones idénticas a las del ejemplo 1, a excepción de que el agua se debe enfriar de 85 a 70°F y la temperatura de bulbo húmedo es 65°F, determine la longitud de la torre.

De la FIG. 4.10, para una temperatura de bulbo húmedo de 65°F,  $C_w = 0.86$ . Al sustituir este factor en la ecuación 4.6 se obtiene una longitud de torre de 124 ft .

5. Después de instalar una torre, es necesario determinar la temperatura de agua fría esperada en condiciones de operación que difieren de aquellas para las que la torre se diseñó . Para la torre calculada en el ejemplo 1, qué temperatura de agua fría,  $T_2$ , se puede esperar cuando la temperatura de bulbo húmedo es 60°F, la velocidad del viento es 4 mph , el intervalo de enfriamiento es 15°F y el gasto de agua 2000 gpm

El factor de corrección de la temperatura de bulbo húmedo,  $C_v$  indicado por la FIG. 4.10, es 0.71. El factor de corrección de la velocidad del viento  $C_w'$  señalado en la FIG. 4.12 es 0.90 Al sustituir estos valores en la ecuación 4.6 y despejando la

concentración del agua, se obtiene

$$C = \frac{(2,000 * 0.90)}{(107 * 12 * 0.71 * 1)} = 1.97 \text{ gal/ft}^2$$

De acuerdo con la FIG. 4.9, cuando el intervalo de enfriamiento es 15°F y la concentración del agua es 1.98, el acercamiento a la temperatura de bulbo húmedo es 10°F. Por lo tanto, la temperatura de agua fría será 60°F + 10°F = 70°F.

Los ejemplos anteriores ilustran los efectos de los factores más importantes que afectan el diseño de las torres atmosféricas de enfriamiento. Para diseños firmes es preciso tener en cuenta los efectos de la concentración efectiva o insuficiente, la mayor humedad relativa, el cambio en la dirección del viento y otros factores que influyen en el funcionamiento de la torre. Como resultado, las dimensiones de las torres de enfriamiento que se calcularon en los ejemplos antes mencionados son solo aproximaciones.

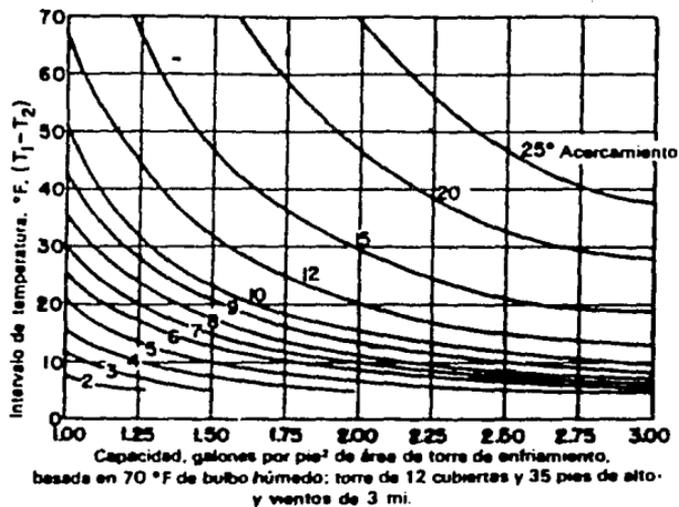


FIG. 4.9 Curvas de capacidad-acercamiento a una temperatura determinada de bulbo húmedo.

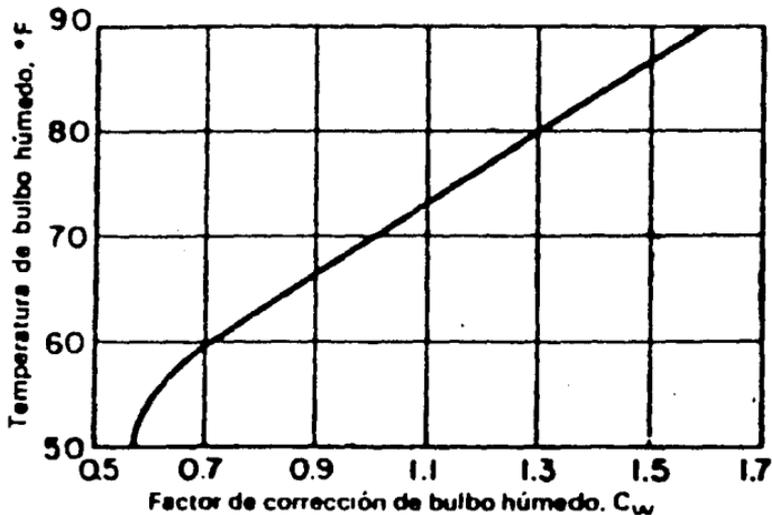


FIG. 4.10 Factor de corrección de bulbo húmedo,  $C_w$ .

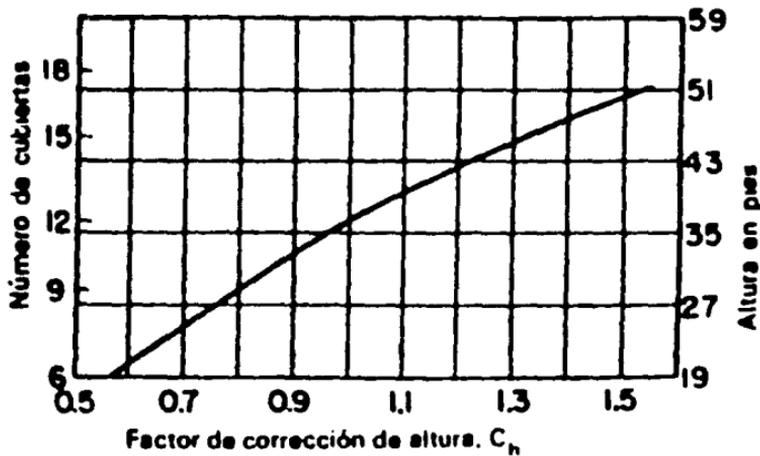


FIG. 4.11 Factor de corrección de la altura de torre.

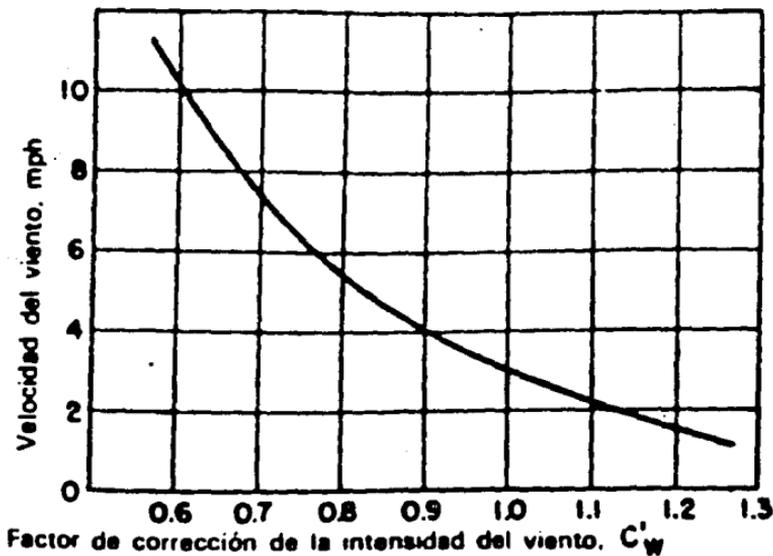


FIG. 4.12 Factor de corrección de la intensidad del viento.

#### 4.4 Metodología para el Diseño de Torres de Tiro Natural.

Este tipo de torres son esencialmente apropiadas para cantidades muy grandes de enfriamiento y las estructuras de concreto reforzado que se acostumbra a usar llegan a tener diámetros del orden de 265 ft y alturas de 340 ft.

En las etapas de diseño es de vital importancia determinar correctamente y especificar la densidad del aire que entra y sale, además de las condiciones usuales del diseño de torre, del rango, acercamiento y la cantidad de agua.

Los datos para determinar el dimensionamiento de las torres de tiro natural fueron presentados por Chilton [Proc. Inst. Elec. Engrs., 99, 440 (1952)], y Rish y Steel (A.S.C.E. Symposium on Thermal Power Plants, octubre de 1958) Chilton demostró que el coeficiente de trabajo  $D_i$  de una torre es más o menos constante en su rango normal de operación y se relaciona con el tamaño de torre a través de un factor de eficiencia o coeficiente de rendimiento  $C_i$ .

##### 4.4.1 Algoritmo.

Datos requeridos:

- Temperatura del agua que llega a la torre,  $T_1$ .
- Temperatura del agua que sale de la torre,  $T_2$ .
- Rango.
- Temperatura de bulbo húmedo del aire aspirado (ambiente),  $t_{wz}$ .

- Temperatura de bulbo seco del aire,  $t_2$ .
- Carga de agua de la torre,  $W$  en lb/h.

Procedimiento 1.

1. Con los datos de temperatura de agua que llega a la torre y la temperatura del agua que sale obtenemos un promedio. El aire que sale del empaque de la torre se supone en condiciones saturadas a una temperatura intermedia entre las temperaturas del agua en la entrada y la salida.

$$t_1 = (T_1 + T_2)/2 \quad (4.7)$$

2. Con  $t_1$  y la FIG. 4.3 obtenemos la entalpía de saturación,  $h_1$ .
3. Con la temperatura de bulbo seco  $t_2$  y la FIG. 4.3 obtenemos  $h_2$ . Calculamos  $\Delta h$ .

$$\Delta h = h_1 - h_2 \quad (4.7)$$

4. Calculamos el coeficiente de trabajo  $D_1$ , aplicando la fórmula:

$$\frac{W_L}{D_1} = 90.59 \frac{\Delta h}{\Delta T} (\Delta t + 0.3124 \Delta h)^{(1/2)} \quad (4.8)$$

$$D_1 = \frac{W_L}{90.59 \frac{\Delta h}{\Delta T} (\Delta t + 0.3124 \Delta h)^{(1/2)}} \quad (4.9)$$

Donde:

$W_L$  = carga de agua de la torre en lb/h.

$\Delta h$  = cambio en el calor total del aire que atraviesa la torre en Btu/lb.

$\Delta t$  = diferencia entre la temperatura del aire que sale de la torre y la temperatura de bulbo seco en la entrada en °F.

$\Delta T$  = cambio en la temperatura del agua que atraviesa la torre en °F.

$D_t$  = coeficiente de trabajo.

5. Con el coeficiente de trabajo y la altura de la torre en ft, obtenemos el área de la base de la torre en  $ft^2$  por medio de la ecuación:

$$A = \frac{D_t * C_t (C_t)^{1/2}}{(Z_t)^{1/2}} \quad (4.10)$$

Donde:

$C_t$  = factor de eficiencia o coeficiente de rendimiento. Por lo común han sido del orden de 5.2, aproximadamente, para cargas de agua que sobrepasan de 750 lb/(h)( $ft^2$ ).

$Z_t$  = altura de la torre en ft, medida por encima del nivel del reborde.

#### Procedimiento 2.

1. Rish y Steel construyeron el nomograma que se muestra en la FIG. 4.13 obteniendo la relación,  $W_L/D_t$ .

2 A continuación se prosigue con el paso 5 del procedimiento anterior.

Ejemplo.

Determine el área de la base para una torre hiperbólica que opera con las siguientes condiciones:

Temperatura del agua que llega a la torre en °F. = 82

Temperatura del agua que sale en °F = 70

Intervalo de temperatura  $\Delta T$  en °F = 12

temperatura de bulbo seco del aire  $t_z$  en °F. = 57

Temperatura de bulbo húmedo del aire aspirado (ambiente),  $t_{wz}$  en °F = 51.7

Carga de agua de la torre,  $W_L$  en lb/h = 38'200,000

$$t_1 = \frac{(82 + 70)}{2} = 76^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 57^\circ$$

$$\Delta t = t_1 - t_2 = 76 - 57 = 19^\circ\text{F.}$$

Con  $t_1$  y  $t_2$  de la FIG. 4.3 obtenemos:

$$h_1 = 39.8$$

$$h_2 = 21.3$$

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 39.8 - 21.3 = 18.5$$

$$\frac{W_L}{D_t} = 90.59 \left( \frac{18.5}{12} \right) (19 + 0.3124(18.5))^{1/2} = 696$$

$$D_t = \frac{38,200,000}{696} = 55,000$$

Si tomamos un valor de  $C_t$  de 5.0 y una altura de torre de 320 ft, el área de la base de la misma será:

$$A = \frac{(55\ 000) (5) (5)^{1/2}}{(320)^{1/2}} = 34\ 600 \text{ ft.}^2$$

Díámetro interno de base al nivel del reborde = 210 ft.

Por lo común se utiliza una razón de altura a diámetro de base de 3 a 2.

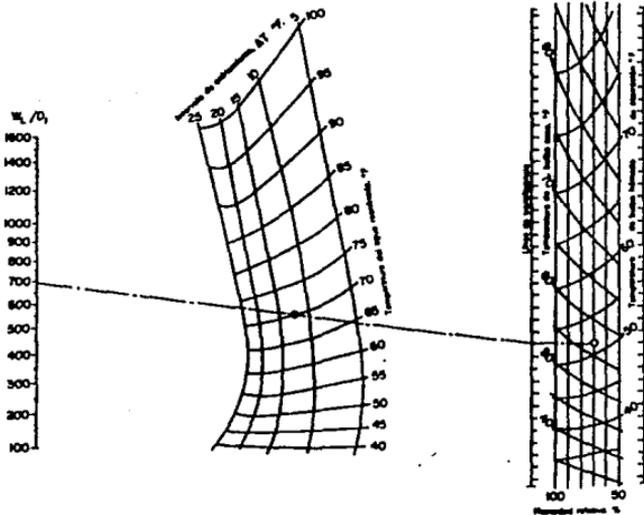


FIG. 4.13 Gráfica universal de rendimiento para torres de enfriamiento de tiro natural.

#### 4.5 Metodología para el Diseño de Enfriadores de Aire.

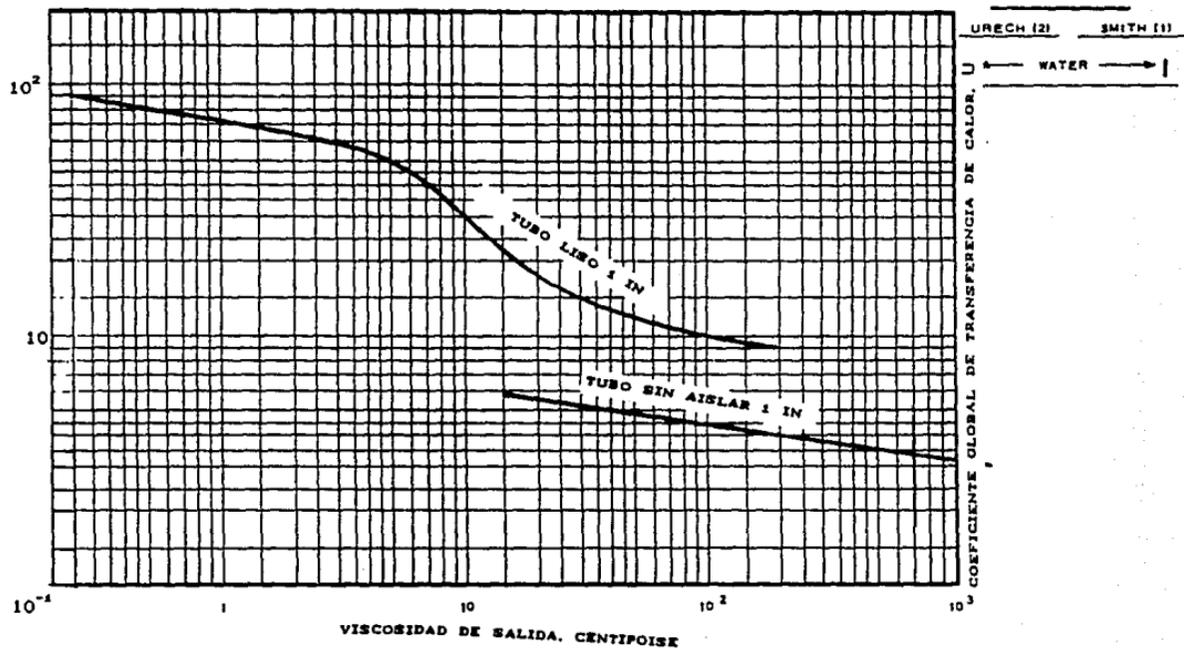
La selección de un enfriador de aire comprende la estimación de la superficie de transferencia, dimensiones, potencia de ventiladores y el peso.

Estos parámetros pueden estimarse fácilmente utilizando la técnica de Lerner (Hydrocarbon Processing, 52, 1972), la cual está basada en datos proporcionados por fabricantes, la exactitud del método permite hacer estudios económicos.

##### 4.5.1 Algoritmo.

1. Seleccionar el valor del coeficiente global de transferencia de calor  $U$  de la FIG. 4.14
2. a) Calcular el rango  $(T_2 - t_1)$ .  
b) Calcular el acercamiento,  $(T_2 - T_1)$ .  
c) Leer el área por MMBTU/h de la curva correspondiente (FIG. 4.15), en caso necesario interpolar para  $U$ 's intermedias
3. Calcular el área total requerida,  $(\text{área/MMBTU/h}) \cdot (\text{carga térmica MMBTU/h})$ . Aplicar el factor de corrección a la LMTD, en caso necesario.
4. Determinar el ancho y número de bancos, así como la longitud de tubo utilizando las TABLAS 4.2 y 4.3. Esta tabla no contiene

FIG. 4.14 Coeficiente de servicio contra viscosidad de salida.  
176



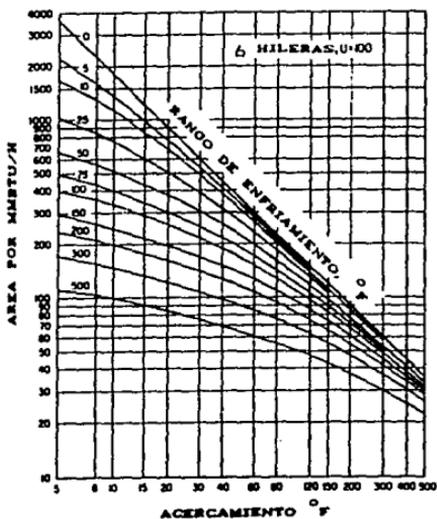
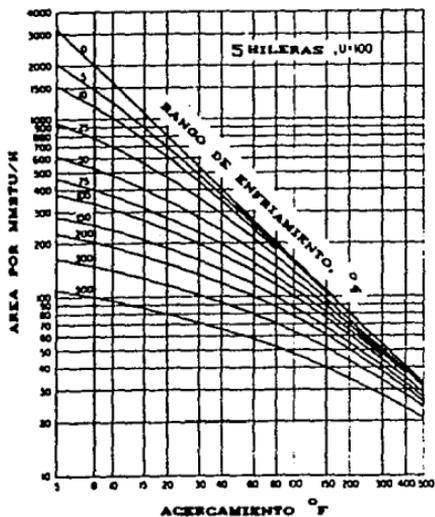
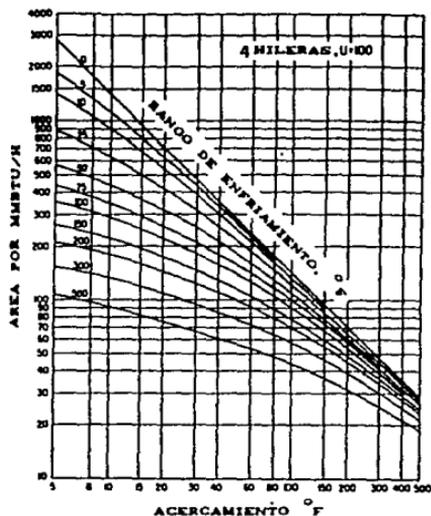
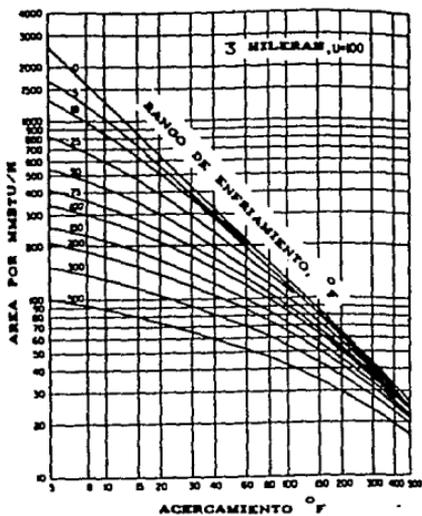


FIG. 4.15 Requerimiento de Área.

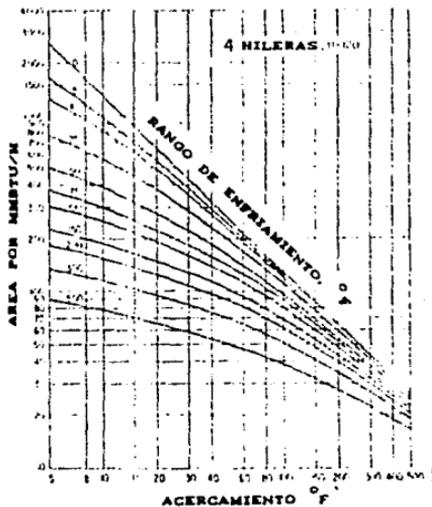
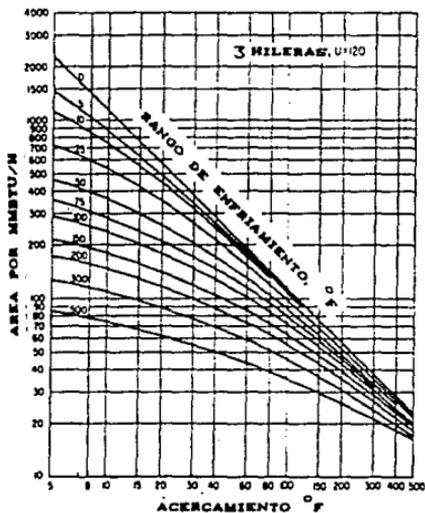
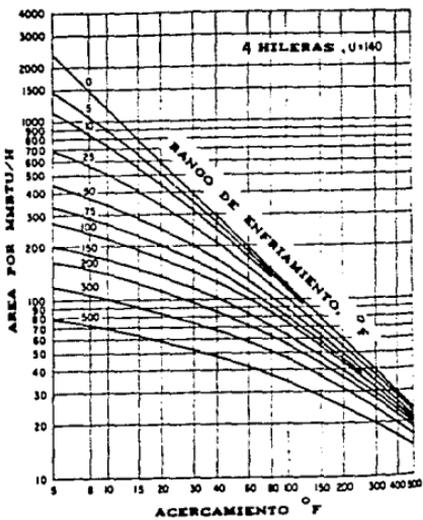
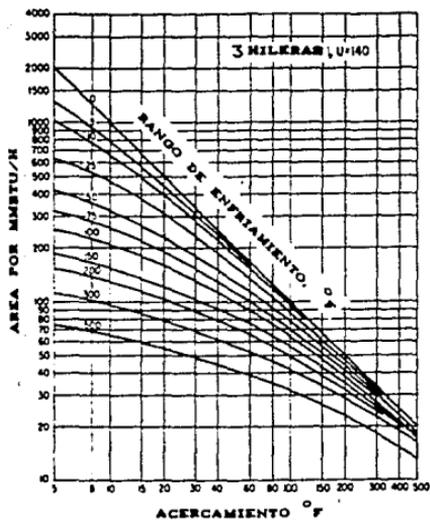


FIG. 4.15' Requerimiento de área.

todos los anchos de banco ni longitudes de tubos; por lo tanto, este paso requiere de algunos criterios:

- Para unidades simples de bancos, se debe ser consistente con el largo de los tubos.
- Para unidades múltiples de bancos, usar longitudes de tubos de 32 a 40 ft y determinar el número de bancos al dividir la superficie requerida por la superficie de 12 a 16 ft de banco. En caso de obtener número de bancos fraccionario redondear al número inmediato inferior si la porción decimal es menor o igual a 0.25 y al inmediato superior en caso contrario.
- Para cualquiera de los dos casos, dividir la superficie calculada por el número de bancos con el fin de obtener los  $\text{ft}^2$  por banco.
- Calcular la relación longitud de tubo a ancho de banco para establecer el número de ventiladores por banco.

5. Determinar el precio utilizando un precio base y porcentajes para los costos de equipo adicional e instalación. Se recomienda actualmente usar un precio base de 15.4 \$ USD/ $\text{ft}^2$  de área requerida.

6. Potencia total de ventiladores:

... (4.11)

$$\text{BHP} = A_v N_v (t_1 \text{ y/o factor de corrección por altura}) (7.5/100)$$

Establecer el número y HP de los motores.

7. Area total.

$$A = L_v N_v L_t \quad (4.12)$$

8. Peso = (Precio final) \* 1.8 = lb (4.13)

TABLA 4.2 DATOS DE TUBOS PARA ENFRIADORES DE AIRE

Ventilador s/s con pitch triangular 2 s/16"					
ft <sup>2</sup> /ft de longitud de tubería estanque con tubería descubierta.					
Sección transversal en ft.	Número de hileras				Tubería común longitud, ft.
	3	4	5	6	
6	24.09	31.94	40.06	47.91	6, 10, 15, 20, 24, 30
8	32.20	42.94	53.67	64.40	10, 15, 20, 24, 30
12	48.18	63.88	80.12	95.82	12, 16, 24, 32, 40
16	64.40	85.88	107.34	128.80	16, 24, 32, 40

TABLA 4.3 VELOCIDADES DE SUPERFICIE.

Número de hileras	3	4	5	6
Velocidad de alimentación ft/min.	605	550	545	480

#### 4.6 Metodología para el Dimensionamiento de Torres de Tiro Inducido y Flujo Cruzado.

El dimensionamiento, costo y funcionamiento de una torre puede ser estimado rápidamente utilizando las correlaciones propuestas por Uchiyama, T. (*Cooling Tower Estimates Made Easy*. Hydrocarbon Processing, diciembre 1976) las cuales son el resultado del análisis de 53 torres actualmente en funcionamiento.

Las correlaciones están limitadas a las siguientes características de torres:

- a) Tipo - tiro inducido a flujo cruzado con ventiladores de flujo axial de pitch variable.
- b) Materiales - armazón, soportes del ventilador, escalera y pasamanos de acero al carbón; paredes laterales y persianas de asbesto cemento; empaque y eliminadores de niebla de placa de PVC corrugado.

El volumen de la torre de enfriamiento se define como:

$$V = \frac{(W_1 + W_2) L W}{2} \quad (4.14)$$

Las relaciones de peso neto, peso del embalaje para transportación marítima, peso de operación, capacidad del motor, número de celdas y precio libre a bordo contra volumen de la torre y flujo son listadas en la TABLA.4.4.

TABLA 4.4 DATOS DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO

No. torre	Temperatura (°C)			Flujo de agua (T/h)	Capacidad de enfriamiento (MMcal/h)
	Entrada de agua	Salida de agua	Búlbo húmedo		
1	38.0	30.0	27.0	2,000	16,000
2	54.5	31.1	25.6	3,200	74,880
3	42.0	30.0	27.0	18,400	220,800
4	40.0	34.0	31.0	8,000	48,000
5	45.0	34.0	31.0	14,000	154,000
6	42.0	32.0	27.0	800	8,000
7	35.0	28.0	21.5	600	4,200
8	45.0	32.0	26.5	14,000	182,000
9	43.0	30.0	26.5	14,000	182,000
10	43.0	30.0	26.5	10,180	132,340
11	41.0	32.0	26.5	10,180	91,620
12	42.0	32.0	26.5	1,150	11,500
13	44.0	34.5	31.0	20,550	195,225
14	41.0	31.0	28.0	14,000	140,000
15	41.0	31.0	28.0	5,000	50,000
16	41.0	31.0	28.0	1,000	10,000
17	37.0	32.0	26.0	2,450	12,250
18	37.0	32.0	26.0	470	2,350
19	39.0	24.0	15.5	1,300	19,500
20	34.0	24.0	15.5	1,900	19,000
21	29.0	24.0	15.5	3,900	19,500
22	32.0	24.0	15.5	2,440	19,520
23	40.0	32.0	29.0	4,400	35,200
24	42.0	32.0	29.0	1,900	19,000
25	38.0	32.0	29.0	3,000	18,000
26	45.6	32.0	29.0	1,670	22,712
27	39.1	31.0	28.0	4,900	39,690
28	40.0	31.0	28.0	1,250	11,250
29	37.8	28.0	24.2	5,200	50,760
30	39.0	24.0	15.5	1,300	19,500
31	34.0	24.0	15.5	1,900	19,000
32	32.0	24.0	15.5	2,400	19,200
33	29.0	24.0	15.5	3,900	19,500
34	50.0	30.0	26.0	3,500	70,000
35	41.2	32.0	28.0	7,760	71,392
36	40.0	32.0	28.0	1,480	11,840
37	41.2	32.0	28.0	4,900	45,080
38	38.0	24.0	15.5	2,480	34,720
39	39.0	28.0	24.0	7,290	80,190
40	41.0	28.0	24.0	770	10,010

TABLA 4.4 (cont.)

No. T.	Dimensión de la torre (m)				Volumen de la torre (m <sup>3</sup> )
	A ancho (W <sub>1</sub> )	B ancho (W <sub>2</sub> )	largo (L)	alto (H)	
1	14.6	12.9	12.2	6.1	1,023
2	15.3	13.5	20.5	7.7	2,273
3	15.6	13.3	102.0	9.4	13,855
4	13.7	12.4	44.8	5.7	3,332
5	15.6	13.7	67.2	8.0	7,876
6	9.9	8.7	6.1	5.0	284
7	8.9	7.8	4.6	4.7	181
8	14.7	13.0	71.4	7.3	7,219
9	15.6	13.4	73.6	9.0	9,605
10	15.6	13.4	63.4	9.1	8,366
11	14.7	13.2	55.2	6.4	4,928
12	11.4	9.8	6.6	6.4	448
13	15.6	13.7	91.8	8.0	10,759
14	14.6	12.7	81.6	8.0	8,911
15	14.6	12.7	30.6	8.0	3,342
16	11.4	9.7	7.6	7.3	585
17	11.9	10.8	12.2	4.7	651
18	6.7	5.6	4.6	4.6	130
19	13.7	11.5	9.2	9.0	1,043
20	14.6	12.6	11.2	8.7	1,325
21	13.0	11.4	22.4	5.7	1,558
22	12.4	10.4	16.2	6.0	1,108
23	12.4	10.9	30.4	6.4	2,267
24	11.4	9.9	15.2	6.4	1,036
25	13.0	11.4	16.2	6.4	1,264
26	15.6	13.4	9.2	9.0	1,201
27	15.6	13.5	22.4	8.7	2,611
28	12.7	11.2	10.2	6.4	780
29	14.6	11.5	32.5	9.0	3,817
30	13.7	12.0	29.2	7.3	863
31	14.7	13.0	10.2	7.3	1,031
32	11.8	10.6	15.2	5.7	970
33	14.0	12.8	20.4	5.0	1,367
34	12.7	10.9	27.6	7.6	2,475
35	13.7	12.2	44.8	6.4	3,713
36	12.7	11.5	13.2	5.0	799
37	14.6	13.1	26.4	6.4	2,340
38	12.7	11.1	20.4	7.0	1,699
39	13.6	11.9	61.0	7.3	5,678
40	7.2	6.4	13.2	7.3	655

TABLA 4.4 (cont.)

No. T	Peso (T)			Potencia requerida de motores	Precio LAB (\$10 <sup>3</sup> )
	malla	empaquetado de exportación	operación		
1				110 X 1 = 110	
2				105 X 2 = 210	
3			1,150.0	100 X 10 = 1,000	
4				65 X 4 = 260	
5				100 X 6 = 600	
6	23.4	110	35.3	45 X 1 = 45	51.0
7	19.5	110	26.0	30 X 1 = 30	61.3
8		1,570		75 X 7 = 525	906.6
9				100 X 8 = 800	1,006.6
10				90 X 7 = 630	
11		1,060		75 X 6 = 450	720.5
12		170		55 X 1 = 55	89.1
13		2,320		90 X 9 = 810	1,333.1
14		1,950		90 X 8 = 720	1,198.0
15		730		80 X 3 = 240	457.9
16		220		65 X 1 = 65	110.9
17		240		37 X 2 = 74	134.1
18		60		15 X 1 = 15	35.1
19				90 X 1 = 90	179.5
20				90 X 1 = 90	211.6
21				65 X 2 = 130	258.9
22				65 X 2 = 130	215.9
23		550		55 X 4 = 220	288.1
24		355		55 X 2 = 110	173.5
25		365		65 X 2 = 130	181.1
26		375	120	90 X 1 = 90	193.1
27		630		125 X 2 = 250	393.4
28		270		75 X 1 = 75	133.8
29				110 X 4 = 440	688.7
30		290		80 X 1 = 80	142.4
31		330		90 X 1 = 90	162.9
32		315		110 X 1 = 110	165.6
33		385		55 X 2 = 110	213.6
34				90 X 3 = 270	347.4
35		800		90 X 4 = 360	529.1
36		280		65 X 1 = 65	133.8
37		540		125 X 1 = 125	371.5
38	107.4	450	168.9	90 X 2 = 180	277.2
39	318	1,300	496	110 X 5 = 550	819.5
40	46.5	220	65.3	30 X 2 = 60	119.2

TABLA 4.4 (cont.)

No. torre	Temperatura (°C)			Flujo de agua (T/h)	Capacidad de enfriamiento (MMcal/h)
	Entrada de agua	Salida de agua	Bólbo húmedo		
41	37.0	27.0	22.4	4,500	45,000
42	37.0	27.0	22.4	800	8,000
42	37.0	27.0	22.4	2,200	22,000
44	37.0	27.0	22.4	700	7,000
45	37.0	27.0	22.4	4,300	43,000
46	40.0	29.0	26.6	31,400	345,400
47	41.0	32.0	28.0	500	4,500
48	41.0	32.0	28.0	1,800	16,200
49	45.6	32.0	28.0	1,674	22,770
50	45.6	32.0	28.0	1,674	22,700
51	45.0	33.0	28.3	30,000	360,000
52	45.0	33.0	28.3	11,000	132,000
53	45.0	33.0	28.3	23,500	282,000

TABLA 4.4 (cont.)

No. T	Dimensión de la torre (m)				Volumen de la torre (m³)
	T ancho (W <sub>1</sub> )	B ancho (W <sub>2</sub> )	largo (L)	alto (H)	
41	12.7	11.1	33.6	7.0	2,799
42	10.9	9.3	6.6	6.4	427
42	12.0	10.4	18.4	6.4	1,319
44	10.4	8.8	6.1	6.4	375
45	12.7	11.2	33.6	6.4	2,570
46	13.6	11.5	280.0	9.35	32,856
47	6.7	6.0	7.6	5.7	275
48	10.4	9.0	14.2	5.7	785
49	11.4	9.7	14.2	7.3	1,094
50	13.6	11.9	13.2	7.3	1,229
51	14.6	13.1	179.2	6.4	15,884
52	14.6	13.1	73.2	6.4	6,488
53	14.6	13.1	145.2	6.4	12,871

TABLA 4.4 (cont.)

No. T	Peso (T)			Potencia requerida de motores	Precio LAB (\$10 <sup>3</sup> )
	malla	empaques de exportación	operación		
41				90 X 3 = 270	
42				55 X 1 = 55	
42				65 X 2 = 130	
44				45 X 1 = 45	
45				90 X 3 = 270	
46	1855	6,500	2,754	125 X 25 = 3,125	3,188.7
47	23.3		32.1	30 X 1 = 30	65.9
48	53.5		85.3	45 X 2 = 90	159.3
49	78.3		115.8	55 X 2 = 110	196.0
50	71.2		107.2	125 X 1 = 125	182.8
51	951.5			90 X 16 = 1,440	1,950.0
52	390			110 X 6 = 660	813.6
53	760.8			125 X 11 = 1,375	1,545.4

El peso neto  $W_n$ , es requerido para estimar el costo de construcción en el sitio del proyecto.

El peso del embalaje para transportación marítima,  $W_p$ , se requiere para estimar los costos de flete.

El peso en operación,  $W_o$ , se requiere para el diseño y estimación de los costos de cimentación.

La capacidad del motor,  $M$ , se requiere para estimar los costos de operación y el consumo de energía eléctrica.

El número de celdas,  $N$ , se requiere para estimar el tamaño de la torre de enfriamiento.

El precio libre a bordo (LAB) , P, consiste en el costo de la torre de enfriamiento, embalaje y transportación al puerto más cercano al sitio donde se va a instalar la torre.

La relación de los seis factores mencionados anteriormente con el flujo en la torre de enfriamiento y volumen de la torres están representadas en la TABLA 4.5, como correlaciones simples calculadas por el método de mínimos cuadrados. Comparando las desviaciones estándar descritas en la TABLA 4.5, las ecs. 4.16, 4.17, 4.22 y 4.27 son más exactas que las ecuaciones, 4.18, 4.23 y 4.26 en este caso.

Para obtener relación más exacta del peso de la torre, el autor obtuvo una correlación dual en la cual las variables son volumen de torre y flujo de agua. De acuerdo a la desviación estándar y a los coeficientes descritos en la TABLA 4.5, la correlación dual representada en la ec. 4.21 es más exacta que la correlación simple representada en las ecs. 4.19 y 4.20.

El cálculo de un volumen tentativo de torre es muy importante para la estimación del costo total, la estimación del volumen de la torre se realiza como sigue:

- a) El volumen de la torre puede calcularse en función del rango y carga térmica si el acercamiento es igual a 3, 4 o 5°C con las ecs. 4.28, 4.29 y 4.30.

TABLA 4.5 RESULTADO DEL ANALISIS ESTADISTICO.

Concepto	Variable	Ecuación de correlación	No. Ec.	Desviación estándar.	Coef. de corr.
Peso total	Vol. de torre.	$W_a=0.056803(V)+11.992$	4.15	16.1	0.9996
		$W_a=0.14118(V)$ $r=0.999$	4.16	51.3	
Peso de empaque	Vol. de torre.	$W_p=0.196366(V)+112.187$	4.17	42.7	0.9994
		$W_p=1.31052(V)$ $r=0.999$	4.18	260.3	
Peso en operación	Vol. de torre.	$W_o=0.083266(V)+14.966$	4.19	9.8	0.99993
		$W_o=0.1996(V)$ $r=0.997$	4.20	74.9	
	Vol. de torre, vel. de flujo.	$W_o=0.086486(V)$ $-0.003227(F)+17.779$	4.21	9.1	0.99995
Potencia requerida de motor	Vol. de torre.	$M=0.090346(V)-0.706$	4.22	70.1	0.9906
		$M=0.19108(V)$ $r=0.910$	4.23	111.0	
Num. de celdas	Vel. de flujo.	$N=0.000464(F)+0.885$	4.24	0.73	0.9764
	Vol. de torre.	$N=0.000781(V)+0.962$	4.25	0.77	0.9737
precio FOB	Vol. de torre	$P=0.103021(V)+98.260$	4.26	91.0	0.9893
		$P=0.56702(V)$ $r=0.884$	4.27	54.1	
Vol. de torre	Rango y Cap. de enfr.	$V_a=-0.72(T_r)+0.061(C)+706$	4.28	513.0	0.9933
		$V_a=-110(T_r)+0.059(C)+1089$	4.29	573.0	0.9544
		$V_a=-97(T_r)+0.044(C)+1238$	4.30	414.0	0.9965
	Acercamiento, rango, cap. de enfr.	$V_a=-175(T_a)-133(T_r)+0.060(C)+2022$	4.31	2078.0	0.9319

- b) Si el acercamiento no es ninguno de los valores mencionados anteriormente se utiliza una correlación simple, ec. 4.31. Las variables son acercamiento ( $T_a$ ), rango ( $T_r$ ) y carga térmica.
- c) Si el acercamiento está en el intervalo de 3 a 5°C interpolar entre los valores obtenidos con las ecs. 4.28, 4.29 y 4.30 para obtener resultados más exactos. Pero si el acercamiento no se encuentra en ese intervalo se pueden usar dos métodos, uno es aplicando la ec. 4.31 y otro es extrapolar respuestas de las ecs. 4.28, 4.29 y 4.30.

#### Ejemplo 1.

Estime el tamaño, peso y precio de una torre operando bajo las siguientes condiciones:

Temperatura de bulbo húmedo	: 28.1°C.
Temperatura de entrada del agua	: 42.5°C.
Temperatura de salida del agua	: 31.8°C.
Carga térmica	: 125,000 MMcal/h.
Acercaamiento	: $T_a = 31.8^\circ\text{C} - 28.1^\circ\text{C} = 3.7^\circ\text{C}$ .
Rango	: $T_r = 42.5^\circ\text{C} - 31.8^\circ\text{C} = 10.7^\circ\text{C}$ .

$$\text{Flujo de agua: } F = (125,000 \text{ MMcal/h}) / [(1 \text{ MMcal/ton } ^\circ\text{C}) (10.7^\circ\text{C})]$$

$$F = 11,682 \text{ ton/h.}$$

Sustituyendo los valores de  $T_r$  y  $F$  en las ecs. 4.28, 4.29 y 4.30:

$$V_{s,c} = -72(10.7) + 0.061(125,000) + 706 = 7561 \text{ m}^3$$

$$V_{4.0} = -110(10.7) + 0.059(125,000) + 1,089 = 7287 \text{ m}^3$$

$$V_{5.0} = -97(10.7) + 0.044(125,000) + 1,238 = 5700 \text{ m}^3$$

Utilizando regresión lineal e interpolando para 3.7°C,

$$V_{3.7} = 7440 \text{ m}^3$$

La otra alternativa es utilizar es sustituir los valores de  $T_a$ ,  $T_r$  y  $T_c$  en la ec. 4.31

$$V_{3.7} = -175(3.7) - 133(10.7) + 0.060(125,000) + 2022 = 7450 \text{ m}^3$$

Como se puede observar, ambas respuestas son aproximadamente iguales, por lo tanto aceptamos  $V = 7440 \text{ m}^3$ . Sustituyendo  $V = 7440$  en las ecs. 4.15, 4.17, 4.22 y 4.27, y  $F = 11,682$  en la ec. 4.24, además de  $V = 7440$  y  $F = 11,682$  en la ec. 4.21 obtenemos los siguientes resultados:

$$\text{Peso neto (Wn)} = 0.056803(7440) + 11.992 = 434.6 \text{ ton.}$$

$$\text{Peso de embalaje (Wp)} = 0.196366(7440) + 112.187 = 1573 \text{ ton.}$$

$$\begin{aligned} \text{Peso en operación (Wo)} &= 0.086486(7440) - 0.003227(11,682) + 17.779 \\ &= 624 \text{ ton.} \end{aligned}$$

$$\text{Número de celdas (N)} = 0.000464(11,682) + 0.885 = 6.3 = 6$$

$$\begin{aligned} \text{Capacidad de motor (M)} &= 0.090346(7440) - 0.706 = 671.5 \text{ KW total.} \\ &671.5/6 = 111.9 = 110 \text{ KW/celda aprox.} \end{aligned}$$

$$\text{Precio libre a bordo (P)} = 0.56702(7440) + 0.0001(11,682) = \$ 935.1 (10^3)$$

$$\begin{aligned} \text{Altura de la torre (H)} &= \frac{V}{[(W_1 + W_2)/2](L)} = \frac{F}{[(W_1 + W_2)/2](L)} \left(\frac{V}{F}\right) \\ &= 12.5 \left(\frac{7440}{11,682}\right) = 8 \text{ m.} \end{aligned}$$

$$\text{Area media transversal por celda} = 7440/8 = 930 \text{ m}^2 \text{ total}/6 = 155 \text{ m}^2$$

De acuerdo a los datos 5, 13, 14 y 15 de la TABLA 4.4 en los cuales se tiene alturas de torre igual a 8 m y valores medios de 15.1, 13.2 y 10.45 m para  $W_1$ ,  $W_2$  y  $L$ , se obtiene:

$$\begin{aligned} \text{Ancho superior (} W_1 \text{)} &= 15.1 \sqrt{\frac{2(155)}{(15.1 + 13.2)(10.45)}} = 15.1(1.0238) \\ &= 15.5 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{Ancho de base (} W_2 \text{)} = 13.2(1.0238) = 13.5 \text{ m}$$

$$\text{Longitud (} L \text{)} = 10.45(1.0238) = 10.7 \text{ m/celda} = 64.2 \text{ m en total.}$$

### Ejemplo 2.

Una torre opera a las siguientes condiciones:

$$\text{Temperatura de bulbo húmedo} = 27.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de entrada de agua} = 38.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura de salida del agua} = 30.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{Carga térmica} = 85,000 \text{ MMcal/h}$$

Estimar las condiciones de operación a 100,000 MMcal/h.

$$\text{Acercamiento} \quad T_a = 30.3 - 27.5 = 2.8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Rango	$T_r = 38.5 - 30.3 = 8.2^{\circ}\text{C}$
Flujo de agua	$F = (85,000 \text{ MMcal/h}) / (8.2 \text{ MMcal/ton})$ $= 10,366 \text{ ton/h}$
Volumen de torre	$= -175(2.8) - 133(8.2) + 0.060(85,000) + 2022 = 5541 \text{ m}^3$

El proceso de cálculo será iterativo, suponiendo la temperatura de salida del agua y checando con el valor calculado y el requerido de carga térmica.

1ra. Iteración. (Temp. salida =  $33^{\circ}\text{C}$ )

- Acercamiento  $= 33 - 27.5 = 5.5^{\circ}\text{C}$
- Substituyendo  $T_a = 5.5^{\circ}\text{C}$ ,  $T_r = 5.2^{\circ}\text{C}$ ,  $C = 100,000 \text{ MMcal/h}$  y  $V = 5541 \text{ m}^3$  en la ec. 4.31:

$$5541 = -175(5.5) - 133(T_{r,2a}) + 0.060(100,000) + 2022$$

$$T_{r,2a} = 11.4173^{\circ}\text{C}$$

- Checando la carga térmica:

$$C = W C_p T_{r,2a} = 11.4173 \text{ MMcal/ton} (10,366 \text{ ton/h})$$

$$= 118,352 \text{ MMcal/h} > 10,000 \text{ MMcal/h}$$

2da. Iteración. (Temp. salida =  $34^{\circ}\text{C}$ )

- Acercamiento  $T_a = 34 - 27.5 = 6.5^{\circ}\text{C}$ .
- Substituyendo  $T_a = 6.5^{\circ}\text{C}$ ,  $C = 100,000 \text{ MMcal/h}$  y  $V = 5541 \text{ m}^3$  en la ec. 4.31.

$$5541 = -175(6.5) - 133(T_{r,3a}) + 0.060(100,000) + 2022$$

$$T_{r,3a} = 10.102^{\circ}\text{C}$$

$$C = (10.102 \text{ MMcal/h})(10,366 \text{ ton/h}) = 104,712 \text{ MMcal/h}$$

$$= 104,712 \text{ MMcal/h} > 100,000 \text{ MMcal/h.}$$

3ra. Iteración. (Temp. salida = 35°C)

$$\text{- Acercamiento} = 35 - 27.5 = 7.5^\circ\text{C}$$

- Substituyendo  $T_a = 7.5^\circ\text{C}$ ,  $C = 100,000 \text{ MMcal/h}$  y  $V = 5541 \text{ m}^3$  en la ec. 4.31.

$$5541 = -175(5.5) - 133(T_{r,as}) + 0.060(100,000) + 2022$$

$$T_{r,as} = 8.786^\circ\text{C}$$

$$C = (8.786 \text{ MMcal/h})(10,366 \text{ ton/h}) = 91,073 \text{ MMcal/h}$$

$$= 91,073 \text{ MMcal/h} < 100,000 \text{ MMcal/h.}$$

Usando el método de interpolación representado en la FIG. 4.16 la temperatura de salida del agua será 34.35°C, y haciendo un balance de calor, la temperatura de entrada deberá ser:

$$34.35 + (100,000/10,366) = 44.00^\circ\text{C.}$$

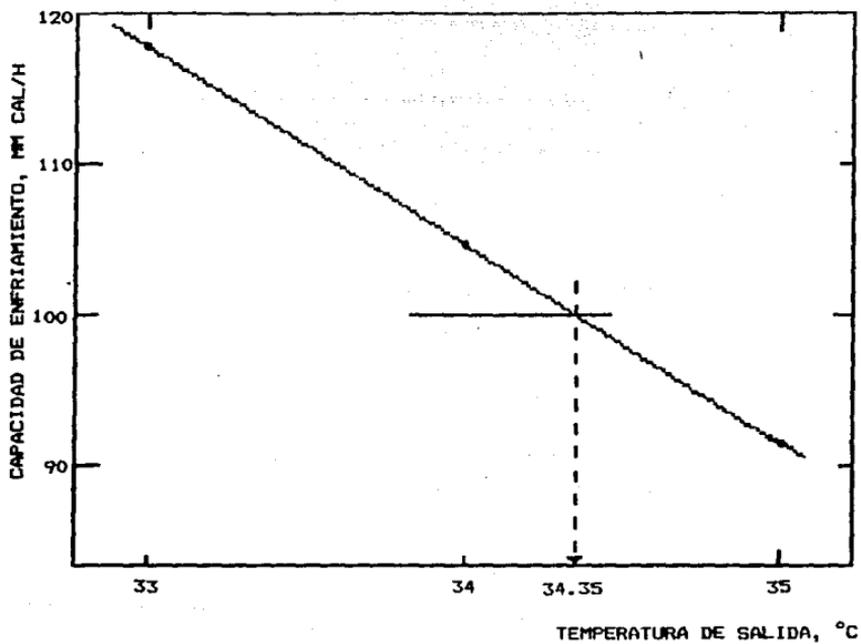


FIG. 4.16 Figura de interpolación para el ejemplo 2.

#### 4.7 Metodología para el Diseño de Torres de Tiro Inducido y Flujo a Contracorriente.

Este método se basa en el empleo de cartas obtenidas de la observación de la operación de varias torres con características similares. Estas cartas se deben considerar como aproximaciones y sólo como estimaciones preliminares. Debido a que en la especificación y diseño de una torre de enfriamiento se deben tomar en cuenta muchos factores que no aparecen en las gráficas, es necesario el empleo de un método riguroso para el dimensionamiento final.

En la FIG. 4.17, se ilustra la relación entre el agua caliente, el agua fría y las temperaturas de bulbo húmedo en función de la concentración del agua. Con estos datos se obtiene el área mínima necesaria para un funcionamiento específico de una torre de enfriamiento de tiro inducido y a contracorriente bien diseñada.

En la FIG. 4. 18, se señala el caballaje por  $\text{ft}^2$  de área de torre que se requiere para un funcionamiento en particular. Estas curvas no se aplican al enfriamiento de flujos paralelos o transversales, ya que tales procesos no son tan eficientes como el de contracorriente. No se aplican en los casos en que el acercamiento es menor que  $5^\circ\text{F}$ .

El funcionamiento de enfriamiento de cualquier torre que tiene una profundidad dada de llenado varía con la concentración del agua. Se ha encontrado que el máximo contacto y el mejor rendimiento se

obtienen con torres que poseen una concentración de agua de 2 a 5 gpm/(ft<sup>2</sup> de Área de suelo).

Es necesario determinar la concentración de agua necesaria para cubrir las necesidades de enfriamiento que se tengan. Después de determinar la concentración de agua necesaria, el área de torre se calcula dividiendo los gpm que circulan entre la concentración de agua expresada en gpm/ft<sup>2</sup>.

Ejemplo. Se requiere diseñar una torre de enfriamiento que cubra las siguientes condiciones:

- Temperatura del agua caliente T<sub>1</sub> = 102°F
- Temperatura del agua fría T<sub>2</sub> = 78°F
- Temperatura de bulbo húmedo T<sub>bh</sub> = 70°F
- Gasto del agua = 2000 gpm.

Utilizando la gráfica 4.17, se traza una recta que conecte los puntos que representan las temperaturas de diseño del agua y de bulbo húmedo, obteniéndose una concentración necesaria de agua de 2 gpm/ft<sup>2</sup>.

El área de la torre se calcula dividiendo la cantidad de agua circulada dividida entre la concentración de la misma.

$$\text{Area} = \frac{2000 \text{ gpm}}{2 \text{ gpm/ft}^2} = 1000 \text{ ft}^2$$

La potencia del ventilador se calcula basándose en la FIG. 4.18.

Cuando se conecta con una línea el punto que representa el 100% de desempeño de una torre estándar con un punto de viraje y se alarga dicha línea a la escala del caballaje, se verá que es necesario tener 0.041 HP/ft<sup>2</sup> del Área real de torre efectiva. Para una torre de 1000 ft<sup>2</sup>, es necesario tener 41 HP proporcionados por los ventiladores para realizar el enfriamiento necesario.

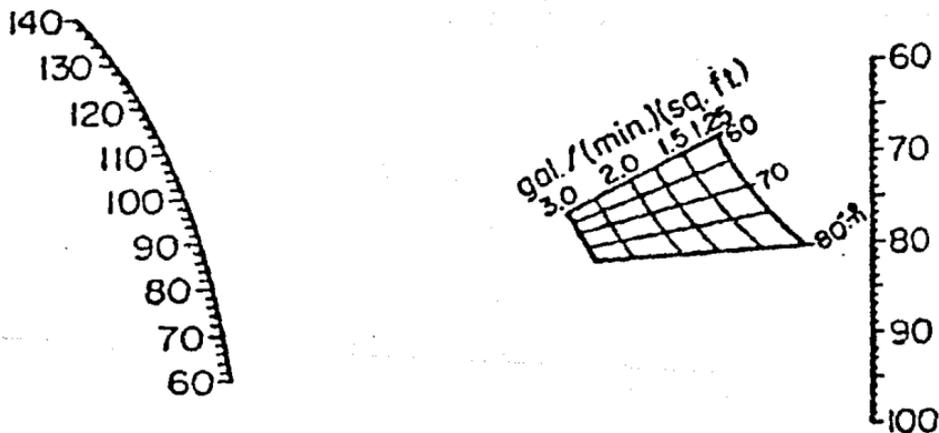


FIG. 4.17 Gráfica para determinar las dimensiones de una torre de enfriamiento. Para torres de tiro inducido con 1) un sistema de aspersion ascendente y 24 ft de llenado, o 2) un sistema de distribución tipo canalón y 32 ft de llenado.

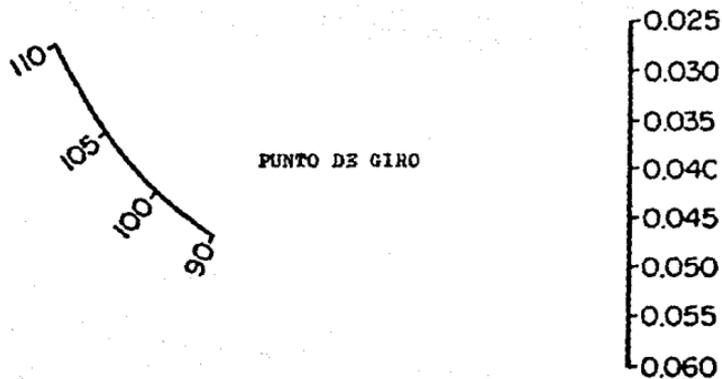


FIG. 4.18 Gráfica de caballos de potencia para una torre de enfriamiento de tiro inducido y flujo a contracorriente.

#### 4.8 Metodología General para el Dimensionamiento de Torres de Tiro Inducido.

Este método consta de un programa de subrutinas para dimensionamiento de torres de tiro inducido a flujo cruzado y a flujo contracorriente, incluyendo el cálculo de caída de presión del aire y potencia al freno para el ventilador y subrutinas de escritura para cada tipo de torre, (Vivas, R., Fiorentini, Revista del IMP, Vol. XVII No. 1, Enero 1985).

Para torres de tiro inducido a flujo cruzado, el programa dispone de un algoritmo de cálculo basado en las consideraciones hechas por Baker & Shryock<sup>1</sup> y por Zamuner<sup>2</sup> para efectuar un análisis por incrementos volumétricos de la torre (FIG. 4.19) que permiten establecer un perfil de distribución de temperaturas del agua y entalpías del aire, para la obtención de las dimensiones de la sección de empacado a través de los términos  $NHTU$  y  $NVTU$  como unidades de transferencia horizontales y verticales, designados así por conveniencia sin que necesariamente correspondan al concepto termodinámico.

1 Baker, D.R. & Shryock, H.A.; A Comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance. Journal of Heat Transfer, p. 320 (August 1961).

2. Zamuner, N. Crossflow Cooling Tower Analysis and Design. Aesrae Journal, p. 50 (April 1962).

La integración gráfica va a requerir del establecimiento del número de secciones horizontales y verticales que correspondan a una unidad de transferencia "ALFA".

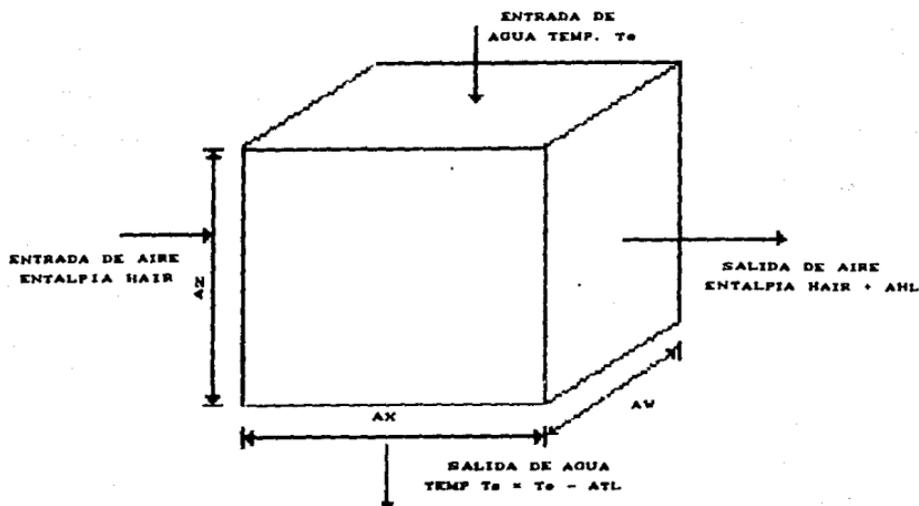


FIG. 4.19 Incrementos volumétricos de una torre de flujo cruzado.

Se calcula la humedad absoluta del aire ambiente de acuerdo a la ecuación 4.32 y la entalpia del aire a la entrada de la torre con la ecuación 4.33.

$$HUABS = 1.42067 \text{ E-3 exp } ( 0.034018 + TBH ) \quad (4.32)$$

$$HAIR = (0.024 + 0.45 HUABS) * TBS + (1095 HUABS) + \Delta HL \quad (4.33)$$

De manera que la entalpia del aire saturado a la temperatura del

$$\text{HAIRP} = 5.92 \cdot 2.72^{**} (\text{Te} \cdot 0.025) \quad (4.34)$$

Obteniendo la diferencia de entalpías del aire a la entrada de la torre y el aire saturado a las condiciones del intervalo:

$$\Delta\text{HG} = \text{HAIRP} - \text{HAIR} \quad (4.35)$$

La diferencia de temperaturas del agua entre la entrada y la salida del intervalo corresponde a:

$$\Delta\text{TL} = \Delta\text{HG} / \text{ALFA} \quad (4.36)$$

Siendo la temperatura de salida del intervalo  $T_s$ :

$$T_s = T_e - \Delta\text{TL} \quad (4.37)$$

El calor perdido por el agua para pasar de  $T_e$  a  $T_s$  se puede determinar como:

$$\Delta\text{HL} = (\text{L}' / \text{G}') \cdot \Delta\text{TL} \quad (4.38)$$

De tal manera que para el siguiente intervalo, la entalpía del aire será la del intervalo anterior más la entalpía cedida por el agua de acuerdo a la ecuación 4.33.

Este cálculo se repetirá  $\text{ALFA} + \text{N}$  veces para cubrir los intervalos de la columna de entrada del aire; y se repetirá  $\text{ALFA} + \text{N}$  veces para la segunda columna hasta cubrir  $\text{ALFA} + \text{N}$  columnas, pudiendo extenderse  $\text{N}$  hasta obtener relaciones de  $\text{NHTU}$  y  $\text{NVTU}$  que correspondan a dimensiones del empacado susceptibles de selección

económica. Normalmente se ha encontrado que un valor de ALFA = 5 y un valor de N = 10, reportan resultados excelentes para la selección de diferentes dimensiones de empaçado que cumplen con el servicio de enfriamiento requerido.

Una vez establecido el diagrama de entalpías y temperaturas, se deben determinar temperaturas promedio para el primer intervalo de todas las columnas y así sucesivamente hasta el último intervalo de todas ellas, obteniendo una tabla en la que los renglones corresponderán a NHTU y las columnas a NVTU, para cada temperatura promedio.

La línea de diseño está basada en la medida de varios volúmenes equivalentes para la sección de empaçado, tal condición se logra por medio de la línea horizontal que corresponda a la temperatura de salida deseada en la gráfica elaborada de la tabla de temperaturas promedio, siendo la abscisa NHTU y la ordenada T y como parámetro NVTU. Todos los parámetros NVTU que son interceptados por la línea de TSA, corresponderán a dimensiones de torres que satisfacen el servicio.

La determinación de la magnitud de una unidad de transferencia horizontal será dada por:

$$LH = G' / Ka \quad (4.39)$$

y la magnitud de una unidad de transferencia vertical por:

$$LV = L' / Ka \quad (4.40)$$

La determinación del coeficiente de transferencia entálpica  $K_a$  de acuerdo a la correlación de Snyder<sup>3</sup> para empaque de salpiqueo será dado por:

$$K_a = c G'^{0.66} a L'^{0.22} n / (T^{0.22} r^* P T^{0.22} s) \quad (4.41)$$

En la que  $c$ ,  $a$ ,  $n$ ,  $r$  y  $s$  van a depender del tipo de empaque utilizado, del rango de enfriamiento, de la magnitud de las masas, velocidades y de la geometría del empaçado.

Es factible también determinar el coeficiente de transferencia entálpica a partir de la correlación base desarrollada por Wnek & Snow<sup>4</sup>, la que debe corregirse por el número de Schmidt para el sistema agua-aire en relación a sistemas  $SO_2$ -agua y  $NH_3$ -agua para poder así aplicarse a sistemas combinados de película y salpiqueo.

$$K_G a = R^{0.5} V_o^{0.5} G'^{0.66} 0.8^{0.22} 24(dh + dv)/(pv^{0.22} ph) \quad (4.42)$$

siendo:

$$K_a = 24.6 K_G a \quad (4.43)$$

Las dimensiones del empaçado podrán determinarse por lo tanto como sigue:

3. Snyder, N.V.; Effect of Air, Water Rate, Temp and Packing Density in a Cross-Flow Cooling Tower. Chem Eng. Progress. Vol. 52, No. 18 p 64.

4. Wnek, W.J. and Snow, R.M.; Design of Cross-Flow cooling Towers and Ammonia stripping Towers. Ind. Eng. Chem. Process Dev. Vol. 11 No. 3, p 843 (1972).

$$Z = NVTU \cdot LV \quad (4.44)$$

$$X = NHTU \cdot LH \quad (4.45)$$

$$W = L / L' \cdot X \quad (4.46)$$

Manteniendo la pendiente  $P = L' / G'$  constante, el coeficiente se mantiene para la geometría considerada y por consiguiente se debe ajustar la magnitud de  $G$  para todas las opciones de torres obtenidas.

El diagrama de bloques para la subrutina de dimensionamiento de torres de enfriamiento a tiro inducido y flujo cruzado, se muestra en la FIG. 4.20 incluyendo dentro del cálculo la determinación del número de empaques, el volumen de empaclado, la superficie húmeda efectiva, etc.

En la TABLA 4.6 se muestran los datos y resultados de un ejemplo numérico utilizando un programa basado en el diagrama propuesto en la FIG. 4.20.

La FIG. 4.21 ilustra el diagrama de distribución temperaturas-entalpías, la TABLA 4.7 muestra la relación de  $NVTU$ ,  $NHTU$  con temperaturas promedio y la FIG. 4.22 muestra esta misma relación en forma gráfica que arroja el programa.

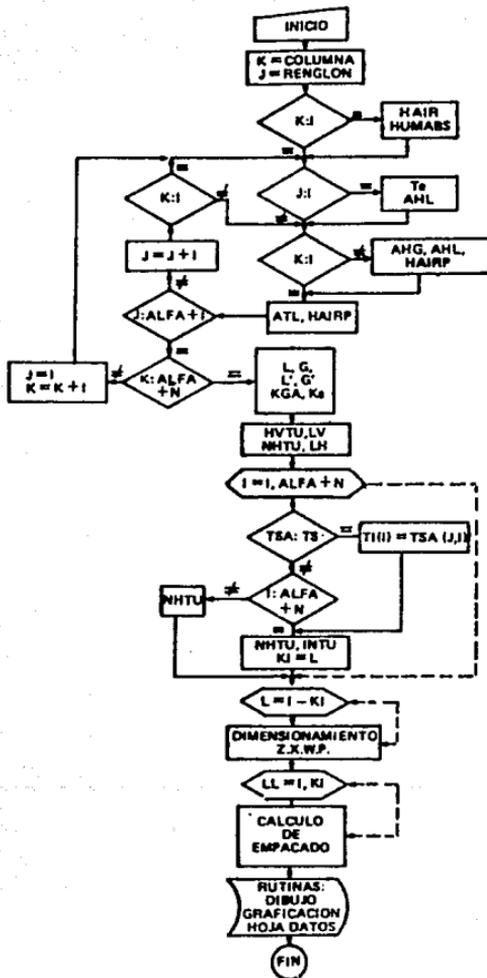


FIG. 4.20 Diagrama de bolques de la subrutina de dimensionamiento de torres de flujo cruzado.

1. Planta			Contrato	Hoja de
2. Localización			Fecha	Hecho por LRF
3. Clave	Cliente	Fabric.		Aprob. por RVA

**TORRE DE ENFRIAMIENTO**

4. Servicio: Planta Servicios Auxiliares			Tipo: Flujo Cruzado
5. Dim. por Unidad: 33.91/32.26/31.18	Pies		Tipo Emp: Tableta de Madera
6. Dim. por Celda: 33.91/32.26/31.18	Pies		N Celd: 1

**DATOS DE DISEÑO**

7. Temp. Ent. Agua	115.00	G.F.	Area Total	919.38	P2
8. Temp. Sal. Agua	90.00	G.F.	Arrastre	.018	O/o
9. Temp. Bulbo Seco	100.00	G.F.	Conc. de Purgas	.000	O/o
10. Temp. Bulbo Húm.	82.00	G.F.	Vel. Superficial	15.000	P/S
11. Flujo Tot. Agua	10000.00	GPM.	Pres. Barométrica	1.00	ATM
12. Ef. del Motor	.92	O/o	Area Neta Chin.	100.00	P2
13. Ef. Ventilador	.81	O/o	Area Neta Garg.	100.00	P2
14. Ef. Reductor	.97	O/o	Vol. Celda	34109.54	P3
15. Ef. Recuperación	.00	O/o	Pach. Horiz.	4.70	PLG

**CONDICIONES DE OPERACION**

16. Relación L/G	1.42	-	Núm. de Celdas	1	-
17. Flujo Tot. Agua	1390.00	LB/S	Flujo Agua/Celda	1390.00	LB/S
18. Flujo Tot. Aire	1069.23	LB/S	Flujo Aire/Celda	1069.23	LB/S
19. Vol. Específico	14.11	P3/LB	Vel. Superficial	15.00	P/S
20. Area Transversal	1005.87	P2	Masa Vel. Agua	4974.80	LB/H-P2
21. Hum. Absoluta	.028	LB/LB	Masa Vel. Aire	3826.77	LB/H-P2

**CARACTERISTICAS POR CELDA**

22. Coef. Transf. Ent.	440.11	LB/H-P3	Dim. Malla L/H	2.40/4.70	Pulg.
23. Unidad Transf. V.	3.00	-	Espacios Hor.	155.90	-
24. Unidad Transf. H.	3.59	-	Espacios Ver.	86.00	-
25. Altura de Empac.	33.91	P	Empaques/Sec.	232.00	-
26. Ancho de Empac.	32.26	P	Secciones Ver.	43.00	-
27. Largo de Empac.	31.18	P	Empaques Tot.	9976.00	-
28. Caída de Presión	.39	Pulg de H <sub>2</sub> O	Area Ef. Empac.	3117.50	P2
29. O/o Evaporación	.0000	O/o	Recuperación	.0000	H <sub>2</sub> O
30. Evaporación	.00	GPM	Presión Total.	.000	H <sub>2</sub> O
31. Ciclos de Conc.	1.00	-	Potencia Ventilador	111.18	BHP
32. Agua de Repuesto	302.44	GPM	Potencia Motor	120.85	HP
33. ACFM.	943035.58	Pies 3/M			
34. CFM	905282.03	Pies 3/M			

TABLA 4.6 HOJA DE RESULTADOS.

ENTRADA DE AGUA (TEMPERATURAS)

	115.00	115.00	115.00	115.00	115.00	115.00	115.00	115.00	115.00
50.35	61.21	69.89	76.84	82.40	86.84	90.40	93.25	95.52	97.34
	104.15	105.32	108.05	109.44	110.55	111.44	112.15	112.72	113.18
50.35	56.24	61.84	67.06	71.87	76.22	80.12	83.59	86.64	89.31
	98.26	100.72	102.83	104.64	106.20	107.54	108.69	109.67	110.51
50.35	54.06	57.90	61.76	65.56	69.25	72.77	76.09	79.19	82.05
	94.55	96.88	98.97	100.84	102.51	104.02	105.37	106.57	107.64
50.35	52.84	55.58	58.49	61.48	64.51	67.51	70.46	73.33	76.07
	92.06	94.14	96.06	97.84	99.49	101.01	102.42	103.71	104.89
50.35	52.09	54.10	56.32	58.69	61.16	63.68	66.23	68.77	71.27
	90.33	92.13	93.84	95.47	97.02	98.49	99.87	101.17	102.39
50.35	51.59	53.09	54.81	56.70	58.72	60.83	63.00	65.22	67.45
	89.10	90.62	92.12	93.58	95.00	96.38	97.69	98.96	100.16
50.35	51.30	52.71	53.70	54.61	56.81	58.21	60.32	62.72	65.05
	88.21	89.49	90.78	92.07	93.35	94.61	95.84	97.04	98.20
50.35	51.00	51.87	52.92	54.14	55.50	56.98	58.55	60.21	61.92
	87.56	88.62	89.72	90.85	91.99	93.13	94.27	95.39	96.48

FIG. 4.21 Diagrama de distribución de temperaturas-entalpías.

TABLA 4.7 RELACION DE NVTU, NHTU CON TEMPERATURAS PROMEDIO.

		TEMPERATURA PROMEDIO													
NVTU NHTU	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	3.0
0.2	104.15	98.26	94.55	92.06	90.33	89.10	88.21	87.56	87.09	86.73	86.47	86.28	86.14	86.03	85.95
0.4	105.23	99.49	95.72	93.10	91.23	89.86	88.85	88.09	87.52	87.09	86.76	86.51	86.32	86.18	86.07
0.6	106.17	100.60	96.80	94.09	92.10	90.61	89.49	88.64	87.98	87.47	87.08	86.77	86.54	86.35	86.21
0.8	106.99	101.61	97.81	95.03	92.94	91.36	90.14	89.19	88.45	87.87	87.41	87.05	86.77	86.55	86.37
1.0	107.70	102.53	98.75	95.92	93.76	92.09	90.78	89.75	88.93	88.29	87.77	87.36	87.03	86.76	86.55
1.2	108.33	103.36	99.63	96.77	94.55	92.80	91.42	90.31	89.43	88.72	88.14	87.68	87.30	87.00	86.75
1.4	108.87	104.12	100.45	97.58	95.31	93.50	92.05	90.88	89.93	89.16	88.53	88.01	87.59	87.24	86.96
1.6	109.35	104.82	101.21	98.34	96.04	94.18	92.67	91.44	90.43	89.60	88.92	88.36	87.89	87.51	87.19
1.8	109.78	105.45	101.93	99.07	96.75	94.85	93.29	92.00	90.94	90.06	89.33	88.72	88.21	87.79	87.43
2.0	110.16	106.03	102.59	99.76	97.42	95.49	93.89	92.56	91.45	90.52	89.74	89.06	88.54	88.08	87.69
2.2	110.49	106.56	103.22	100.42	98.07	96.12	94.46	93.11	91.95	90.98	90.15	89.46	88.87	88.38	87.95
2.4	110.79	107.04	103.80	101.04	98.70	96.73	95.06	93.65	92.45	91.44	90.57	89.84	89.22	88.68	88.23
2.6	111.05	107.48	104.34	101.62	99.30	97.31	95.62	94.18	92.95	91.90	91.00	90.23	89.57	89.00	88.52
2.8	111.29	107.89	104.84	102.18	99.87	97.88	96.17	94.70	93.44	92.36	91.42	90.62	89.92	89.32	88.81
3.0	111.51	108.26	105.31	102.71	100.42	98.43	96.71	95.22	93.93	92.81	91.85	91.01	90.28	89.65	89.11
3.2	111.70	108.60	105.75	103.20	100.94	98.96	97.23	95.77	94.41	93.26	92.27	91.40	90.65	89.99	89.42

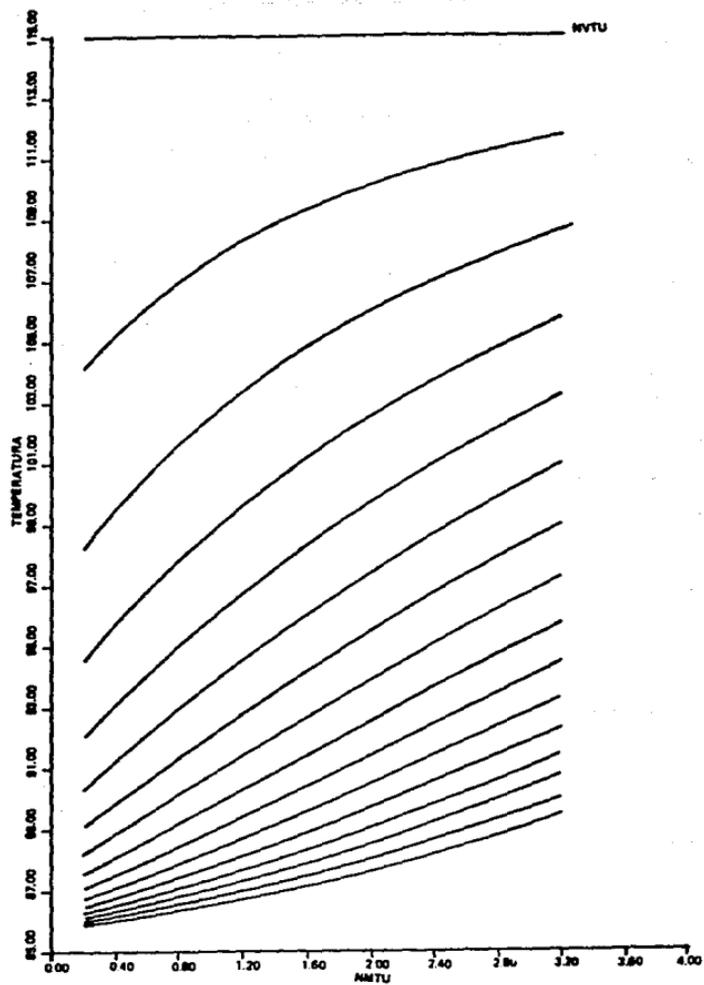


FIG. 4.22 Gráfica de NVTU, NHTU con temperaturas promedio.

#### 4.9 Metodología General de Diseño de Torres de Enfriamiento de Flujo a Contracorriente.

A continuación se muestra en forma general, la secuencia de cálculo para efectuar el diseño de torres de enfriamiento a contracorriente.

##### Información requerida:

$t_1$	: temperatura del agua a la entrada de la torre	°F
$t_2$	: temperatura del agua a la salida de la torre	°F
tbs	: temperatura de bulbo seco	°F
tbh	: temperatura de bulbo húmedo	°F
gpm	: flujo total de agua a la torre	gpm
Zar	: % de arrastre permitido de agua	
purg	: flujo de agua para purgas	gpm
nv	: eficiencia del ventilador (estimada)	
nr	: eficiencia del reductor (estimada)	
nm	: eficiencia del motor impulsor (estimada)	
nre	: eficiencia de recuperación (estimada)	
pb	: presión barométrica	ata
ag	: área neta de la garganta de la chimenea (opcional)	ft <sup>2</sup>
as	: área neta de la salida de la chimenea (opcional)	ft <sup>2</sup>
nc	: número de celdas (opcional)	
pitch	: separación entre centros de empaque	in
$\phi v$	: diámetro del ventilador (máximo)	ft

a) Cálculo del flujo de agua.

$w_a$  : flujo de agua.

$$w_a = 0.139 \times gpm \quad \text{lb/seg} \quad (4.32)$$

b) Cálculo del flujo de aire.

$w_g$  : flujo de aire.

$$pend = \text{relación flujo de aire/flujo de agua} \quad (4.33)$$

$$w_g = pend \times w_a \quad \text{lb/seg} \quad (4.34)$$

c) Cálculo del volumen específico del aire.

$vol$  : volumen específico del aire  $\text{ft}^3/\text{lb}$

$hb$  : humedad absoluta del aire  $\text{lb agua/lb aire seco}$

$$hb = 3.43E^{-7} \times tbs^{2.56} \quad (4.35)$$

$$vol = 0.73 \times (0.034 + 0.0555 \times hb) \times (tbs + 460/pb) \quad (4.36)$$

d) Cálculo de la velocidad superficial del aire.

$va$  : velocidad superficial del aire  $\text{ft/seg}$

$at$  : área transversal  $\text{ft}^2$

e) Cálculo de la entalpía del aire.

$ha$  : entalpía del aire  $\text{BTU/lb}$

$$ha = (0.24 + 0.45 \times ha) \times tbs + (1095 \times ha) \quad (4.37)$$

f) Cálculo de la diferencia de temperaturas por intervalo.

anc : número de intervalos considerados para determinar  
o subdividir el comportamiento de la torre

t : diferencia de temperaturas del agua °F

$$t = (t_1 - t_2)/anc \quad (4.38)$$

*Condiciones de equilibrio*

g) Cálculo de la entalpía de operación.

$T_a$  : temperatura del agua en un punto de la torre °F

heq : entalpía de equilibrio BTU/lb

$$T_a = t_2 + t \quad (4.39)$$

$$heq = 0.0193 \times T_a \quad (4.40)$$

h) Cálculo de la entalpía de operación del aire.

hop : entalpía de operación BTU/lb

i) Cálculo de la diferencia de entalpías.

h : diferencia de entalpías del aire BTU/lb

K : índice contador

hp : promedio de entalpías BTU/lb

$$h = heq - hop \quad (4.41)$$

$$heq = heq (K) - hop (K-1) \quad (4.42)$$

$$hp = (h (K-1) + heq (K))/2 \quad (4.43)$$

j) Cálculo de la unidad de transferencia.

$$LH = G/Ka \quad (4.44)$$

$$LV = L'/Ka$$

*Condiciones de operación.*

k) Coeficiente de transferencia de masa.

$$kha = a ( w_g^{.b} \times w_a^{.c} / t_s^d \times \text{pitch}^e ) \quad \text{lb/hr ft}^2 \quad (4.45)$$

l) Cálculo de la altura de la unidad de transferencia.

$$\text{aluntr} = w_g' / Kha \quad \text{ft} \quad (4.46)$$

m) Cálculo de la altura de empacado.

$$X = \text{unt} \times \text{aluntr} \quad (4.47)$$

n) Cálculo de la caída de presión del aire.

$$p = 6.85 E^{-14} \times (3 \times X + 10) \times (w_g'^2 \times \text{vol}) \quad (4.48)$$

*Cálculo de humedad.*

o) Cálculo de la humedad del aire a la salida de la torre.

$t_i$  : diferencia de temperaturas  $^{\circ}\text{F}$

$t_s$  : temperatura del aire a la salida de la torre  $^{\circ}\text{F}$

hums : humedad absoluta del aire a la salida  
de la torre lb agua/lb aire seco

$$ha_2 = ha + h \quad (4.49)$$

$$ts = 52.75 \times ha_2^{2.50} \quad (4.50)$$

$$hums = 3.43E^{-7} \times ts^{2.50} \quad (4.51)$$

Cálculo de volúmen.

p) Cálculo del volúmen de aire movido por el ventilador.

evap : evaporación

Zevap : Z de evaporación

rev : relación aire-evaporación

nc : número de celdas

cfa : volúmen de aire desplazado por el ventilador ft<sup>3</sup>/min.

$$wg'' = \frac{(wa)}{hc} \times \frac{3600}{pend} \quad (4.52)$$

$$evapor = \frac{hums \times wg''}{500} \quad (4.53)$$

$$wa'' = \frac{(wa)}{hc} \times 7.2 \quad (4.54)$$

$$rev = \frac{Zar \times wa''}{100} + evapor \times 500 \quad (4.55)$$

vol2 - volúmen de aire húmedo a la salida.

$$a = \frac{1}{vol2} \quad (4.56)$$

$$cfa = \left( \frac{wg}{hc} \times 3600 \right) + rev / (60 \times a) \quad (4.57)$$

q) Cálculo de la potencia del motor eléctrico.

arr :	arrastré a través de los eliminadores	gpm
apr :	agua de repuesto	gpm
prg :	presión de velocidad de la chimenea	inH <sub>2</sub> O
prc :	presión de velocidad de la salida de la chimenea.	inH <sub>2</sub> O
rec :	presión de recuperación	inH <sub>2</sub> O
ptot :	presión total en el ventilador	inH <sub>2</sub> O
php :	potencia del ventilador	bhp
hp :	potencia del motor eléctrico	hp
av :	Área neta del disco del ventilador	ft <sup>2</sup>
va :	velocidad promedio del aire a través de las aspas	ft/seg
hv :	presión de velocidad promedio a través del disco del ventilador	inH <sub>2</sub> O
φv :	diámetro del ventilador	ft
φm :	diámetro de la masa del ventilador	ft
ahp :	potencia de salida del ventilador	bhp
hs :	presión estática a través de la torre	inH <sub>2</sub> O
pes :	presión estática del ventilador	inH <sub>2</sub> O
es :	eficiencia estática del ventilador	
em :	eficiencia mecánica del ventilador	

$$arr = \frac{wa' \times \%ar}{100} \quad (4.58)$$

$$agr = \%evapor + arr + purg \quad (4.59)$$

$$prg = \left( \frac{cfm/sg}{1096/a^{0.5}} \right)^2 \quad (4.60)$$

$$prc = \left( \frac{cfm/as}{1096/a^{0.5}} \right)^2 \quad (4.61)$$

$$rec = nre \times (prg - prc) \quad (4.62)$$

$$av = 0.785 \phi v^2 - 0.785 (0.25 \phi v)^2 \quad (4.63)$$

$$va = \frac{cfm}{av \times 60} \quad (4.64)$$

$$hv = \frac{12 \times va^2 \times a}{2gc \times w} \quad (4.65)$$

$$v = \frac{(2gc \times w \times hv)^{1/2}}{12 \times a} \quad (4.66)$$

$$hs = 2.3E^{-10} \times (3X + 5) \times wq^{.2} \times vol^2 \quad (4.67)$$

$$ht = hv + hs \quad (4.68)$$

$$pes = \frac{cfm \times hs \times w}{33000 \times 12} \quad (4.69)$$

$$prv = prg - rec \quad (4.70)$$

$$ptot = p + prv + pes \quad (4.71)$$

$$ahp = \frac{cfm \times ht \times w}{33000 \times 12} \quad (4.72)$$

$$bhp = \frac{cfm \times ptot}{6356 \times V \times re} \quad (4.73)$$

#### 4.9.1 Ejemplo numérico de torres de flujo a contracorriente.

Datos:

Temperatura de agua a la entrada	115°F
Temperatura de agua a la salida	90°F
Temperatura de bulbo seco	80°F
Temperatura de bulbo húmedo	79°F
Flujo de agua	13,868 gpm

Velocidad superficial del aire	15 ft/s
Arrastre	0.8 %
Eficiencia del ventilador	80 %
Eficiencia del reductor de velocidad	97 %
Eficiencia del motor eléctrico	92 %
Eficiencia de recuperación	79 %
Presión barométrica	1 atm
Pitch	2 in
Número de iteraciones	10
Pendiente (relación G/L)	0.9
Flujo de agua	$w_a' = 1927.79 \text{ lb/s}$
Flujo de aire	$w_g' = 1735.01 \text{ lb/s}$
Volumen específico del aire	$V_a = 13 \text{ ft}^3/\text{lb}$
Humedad del aire	$\text{habs} = 0.0209 \text{ lb agua/lb aire seco}$
Area transversal	$a_t = 2015.83 \text{ ft}^2$
Flujo másico del aire	$w_a = 3282.64 \text{ lb/h ft}^2$
Flujo másico de agua	$w_g = 3647.37 \text{ lb/h ft}^2$

#### Condiciones de equilibrio

t	heq	hop	h	Δheq	hprom
90.0	53.78	42.5	11.28	0.00	0.00
92.5	56.44	45.0	11.44	2.66	11.36
95.0	59.16	47.5	11.66	2.72	11.55
97.5	61.93	50.0	11.93	2.77	11.79
100.0	64.76	52.5	12.26	2.83	12.09
102.5	67.64	55.0	12.64	2.88	12.45
105.0	70.57	57.5	13.07	2.93	12.86
107.5	73.56	60.0	13.56	2.99	13.32
110.0	76.60	62.5	14.10	3.04	13.83
112.5	79.70	65.0	14.70	3.10	14.40
115.0	82.85	67.5	15.35	3.15	15.02

**Cálculo de las unidades de transferencia**

t	untran
90.0	0.000
92.5	0.234
95.0	0.469
97.5	0.704
100.0	0.937
102.5	1.169
105.0	1.397
107.5	1.622
110.0	1.841
112.5	2.056
115.0	2.266

**coeficiente de transferencia de calor y masa :  $k_a = 509 \text{ lb/h ft}^3$**

<b>Altura de empacado</b>	<b>Z = 22 ft</b>
<b>Largo de empacado</b>	<b>L = 32 ft</b>
<b>Ancho de empacado</b>	<b>W = 50 ft</b>
<b>Número de empaques</b>	<b>n<sub>emp</sub> = 19,350</b>
<b>Area efectiva de empaque</b>	<b>a<sub>emp</sub> = 55,631 ft<sup>2</sup></b>
<b>Volumen de aire desplazado</b>	<b>acfm = 1,532,720</b>
<b>Potencia del ventilador</b>	<b>hpven = 92 HP</b>
<b>Caída de presión del aire</b>	<b>p<sub>emp</sub> = 0.617 inH<sub>2</sub>O</b>

## 5. CONSIDERACIONES GENERALES DE OPERACION DE TORRES DE ENFRIAMIENTO.

En la operación de una torre de enfriamiento se encuentran involucradas una gran cantidad de variables que deben ser controladas para obtener el máximo rendimiento de la torre y preservar su vida útil.

Para tener un buen control en el sistema de enfriamiento, se deberán tener en cuenta los siguientes factores además de las características del agua de repuesto:

- a). Volumen del vaso de contención ( fosa, alberca)
- b). Velocidad de circulación del agua en el sistema
- c). Calor eliminado en el sistema
- d). Potencial térmico
- e). Pérdidas por evaporación
- f). Pérdidas por viento

- g). Purgas en el sistema
- h). Ciclos de concentración
- i). Tratamiento empleado

Los puntos a, b y c, están dados por los datos de diseño del sistema. El calor eliminado en el sistema se calcula con la siguiente ecuación:

$$Q = 8.33 \times C \times \Delta T \quad (5.1)$$

En donde:

- Q : calor eliminado en el sistema, BTU/min.
- C : velocidad de circulación del agua en gpm
- $\Delta T$  : temperatura de salida del agua de la torre menos temperatura del agua de retorno expresada en °F.

d). La diferencia de temperatura entre el agua que sale de la torre y el agua de retorno es un dato utilizado para el diseño de la torre, pues se supone que la compañía que diseñó dichos sistemas tomaron el  $\Delta T$  más económico para dimensionarlo.

e). Las pérdidas por evaporación estarán dadas por la evaporación del agua en la torre; éstas se consideran más o menos constantes para un sistema en particular de acuerdo con los siguientes valores expresados en por ciento del agua total en recirculación.

Por cada 10°F (5.55°C) de enfriamiento del agua de retorno a la torre, la pérdida por evaporación oscilará entre 0.85 y 1.25 de la circulación total.

Para un sistema de enfriamiento dado, las pérdidas por evaporación tomando el valor promedio, están dadas por la siguiente ecuación:

$$E = 0.00105 v \times \Delta T \quad (5.2)$$

donde:

E : Pérdidas por evaporación.

v : Velocidad del agua de recirculación.

$\Delta T$  : Diferencia entre la temperatura de retorno y temperatura de salida de la torre °F.

f) Las pérdidas por viento son debidas a las pequeñas gotitas de agua arrastradas por la circulación del aire a través de la torre y estarán dadas de acuerdo con los valores reportados en la TABLA 5.1 en base al agua total en circulación.

TABLA 5.1 PERDIDAS DE AGUA POR ARRASTRE.

Sistema	Pérdidas
Estanques de aspersión	1.0 - 5.0 %
Torres de tiro mecánico	0.1 - 0.3 %
Torres atmosféricas	0.3 - 1.0 %

Ref. 8

g) Las purgas en los sistemas de enfriamiento tienen por objeto mantener una concentración de sólidos totales disueltos (STD) en el agua a un valor tal que no causen precipitaciones y depósitos en el equipo de enfriamiento.

La evaporación del agua, tiende a concentrar los STD en el agua de circulación, en cambio las pérdidas por viento, tienden a limitar ésta concentración, pues las gotitas de agua arrastradas en el aire circulante llevan también sólidos disueltos, de aquí que en algunos sistemas de enfriamiento donde estas pérdidas por viento son bastante grandes, no haya necesidad de purgar el sistema para mantener los STD a un nivel de equilibrio, basta con añadir el agua cruda necesaria para el repuesto, la cual es igual a la suma de las pérdidas por viento más las pérdidas por evaporación.

Los sólidos totales disueltos (STD) en equilibrio estarán dados por:

$$C_e = C_i \frac{(E + W)}{W} \quad (5.3)$$

donde:  $C_e$  : concentración de STD en equilibrio.

$C_i$  : concentración de STD en el agua de repuesto.

$W$  : pérdidas por viento en gal/h.

En la mayoría de los casos las pérdidas de STD por arrastre del viento, no son suficientes para mantener la concentración de STD en el agua de circulación a un nivel suficientemente bajo para evitar su precipitación, siendo por lo tanto necesarias las purgas.

Las purgas pueden ser continuas o periódicas, dependiendo de las facilidades de que disponga el sistema.

Si la purga es continua, se puede calcular con las siguientes ecuaciones:

$$M = E + W + B_m \quad (5.4)$$

$$B = B_m + M \quad (5.5)$$

La concentración de sólidos totales disueltos en equilibrio está dada por:

$$B = \frac{C_f}{C_e} \times M \quad (5.6)$$

donde:

M : velocidad de repuesto, gal/h.

B<sub>m</sub>: velocidad de purga por medidor (B-W), gal/h.

B : velocidad de purga incluyendo pérdidas por viento.

Para sistemas en los que no es posible mantener una purga continua, sino una serie de purgas periódicas, se calculan mediante las siguientes ecuaciones:

$$\exp \frac{BT}{V} = \frac{B(C_i - C_f) - E C_f}{B(C_r - C_f) - E C_f} \quad (5.7)$$

si se considera  $C_f = 0$

$$Bo = 2.3 V \log (C_i/C_r) \quad (5.8)$$

donde:

C<sub>i</sub> : STD en el agua en circulación antes de la purga.

C<sub>r</sub> : STD requeridos en el agua en circulación.

V : Capacidad del estanque en galones.

Bo : Velocidad de purga suponiendo que la concentración de STD en

\* el agua de repuesto es despreciable.

Para facilitar los cálculos de la ecuación anterior, ésta se encuentra trazada en la FIG. 5.1

En sistemas en donde el agua de repuesto lleva una considerable cantidad de STD, se emplea la ecuación:

$$B_0 = B \left( 1 - \frac{C_f}{C_r} \right) - E \frac{C_f}{C_r} \quad (5.9)$$

la cual corresponde a la FIG. 5.2.

Como en general cada sistema de enfriamiento tiene más o menos constantes los valores de E, C<sub>f</sub>, C<sub>r</sub> y W, se puede construir una gráfica, para sistemas específicos teniendo como variables B<sub>0</sub>, T y C<sub>f</sub>.

La construcción de esta gráfica será semejante a la FIG. 5.3, que fue construída para un sistema de 10,000 galones; ésta posee dos escalas en blanco para ser llenadas por los datos del sistema particular, de la siguiente forma:

La escala que contiene la relación C<sub>i</sub>/C<sub>f</sub> multiplicada por los valores de C<sub>r</sub> deseados para el control de nuestro sistema, nos dará los valores de C<sub>i</sub> que debemos colocar en la escala en blanco a la derecha de la razón C<sub>i</sub>/C<sub>r</sub>.

La escala del tiempo T fue calculada para un sistema de 10,000 galones, se multiplicarán los valores de la escala T por

PERDIDA POR ARRASTRE + PURGA SIN CORREGIR, Bo, GAL/H

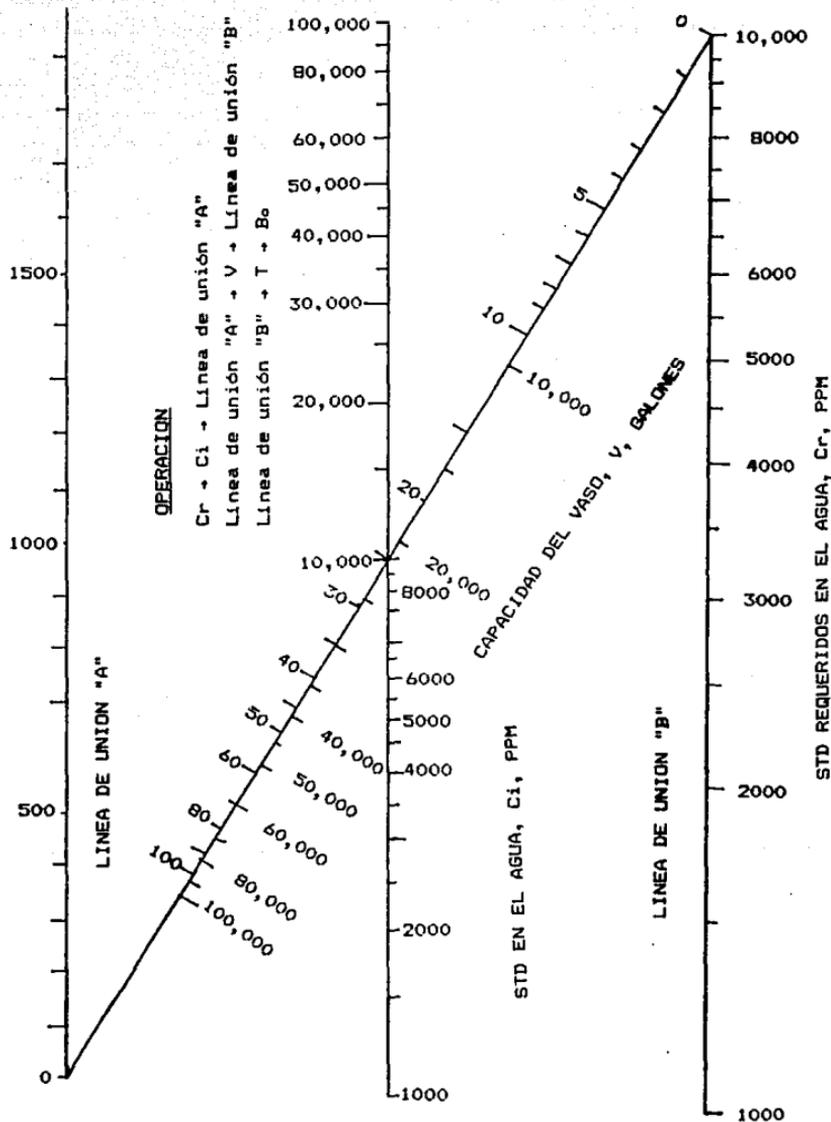
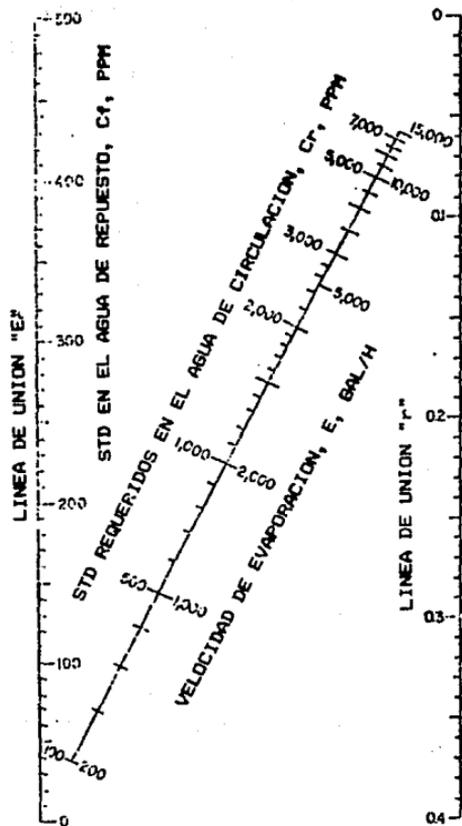


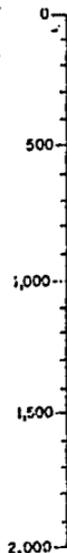
FIG. 5.1 Nomograma para el cálculo de la concentración de sólidos en equilibrio.



**OPERACION**

- $Cf \rightarrow Cr + r$
- $r \rightarrow E + Er$
- $Er \rightarrow Bo + B(1-r)$
- $B(1-r) \rightarrow r \rightarrow B$

PURGA SIN CORREGIR + PERDIDAS POR VIENTO, Bo, GAL/H



PURGA CORREGIDA + PERDIDAS POR VIENTO, B, GAL/H

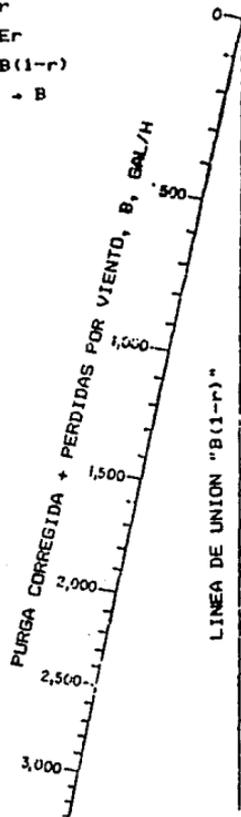


FIG. 5.2 Nomograma para el cálculo de la purga necesaria para una concentración conocida de sólidos en el agua de repuesto.

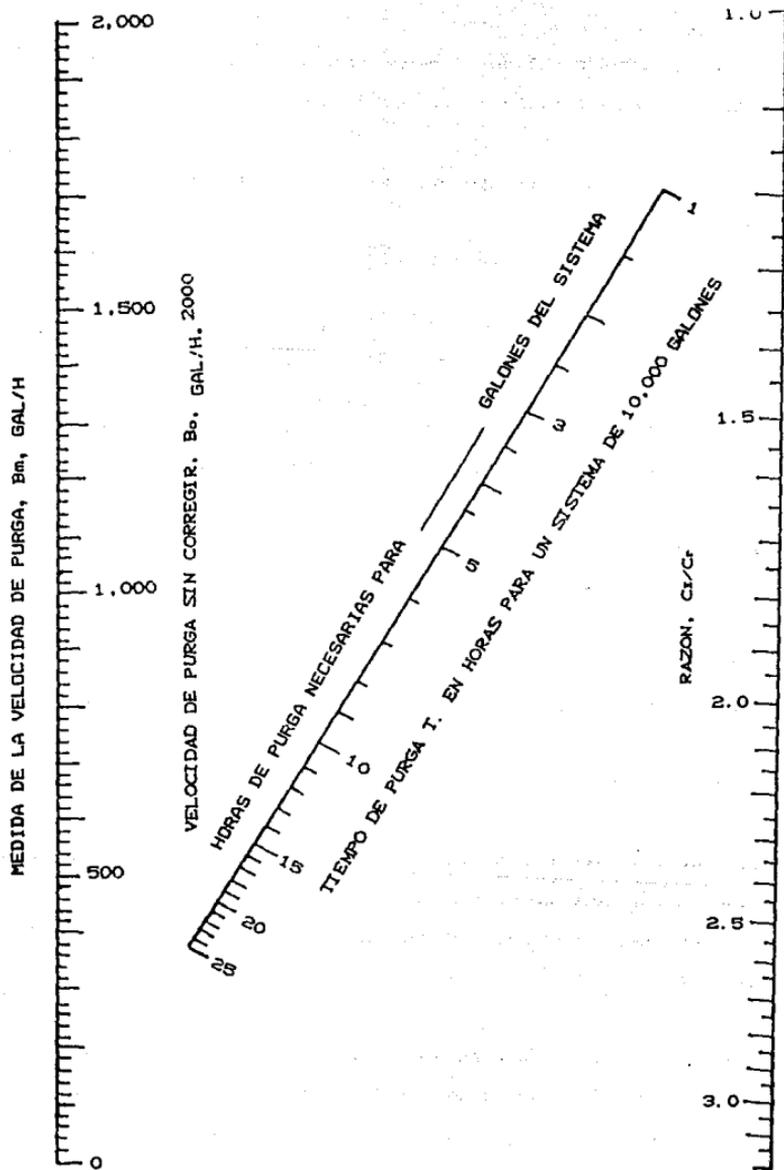


FIG. 5.3 Nomograma para el calculo de la purga necesaria para una concentracion conocida de solidos en el agua de repuesto

0.1 x y los valores resultantes serán colocados en la escala en blanco situada a la derecha de la escala T.

La escala de velocidad de purga, se puede recalcular con la siguiente ecuación:

$$(B_0 + E \frac{C_f}{C_r}) \quad (5.10)$$

$$B_m = \frac{(B + E \frac{C_f}{C_r})}{1 - C_f/C_r} \quad (5.11)$$

Los valores obtenidos por la ecuación anterior se representarán en la escala de velocidad real de purga o purga media  $B_m$ .

Con los cálculos anteriores se obtendrán los valores deseados en cada sistema de enfriamiento en particular.

En la FIG. 5.4 se muestra la relación tan estrecha que existe entre los STD en el agua de repuesto y la velocidad de purga.

#### h). Ciclos de concentración.

Se pueden definir los ciclos de concentración como el número de veces que es factible concentrar un compuesto x presente en el agua de repuesto, sin que cause depósitos en el equipo de enfriamiento.

Normalmente para el cálculo de los ciclos de concentración, se toma como referencia a uno o más de los siguientes compuestos:

1. Los sólidos totales disueltos en el agua de repuesto.

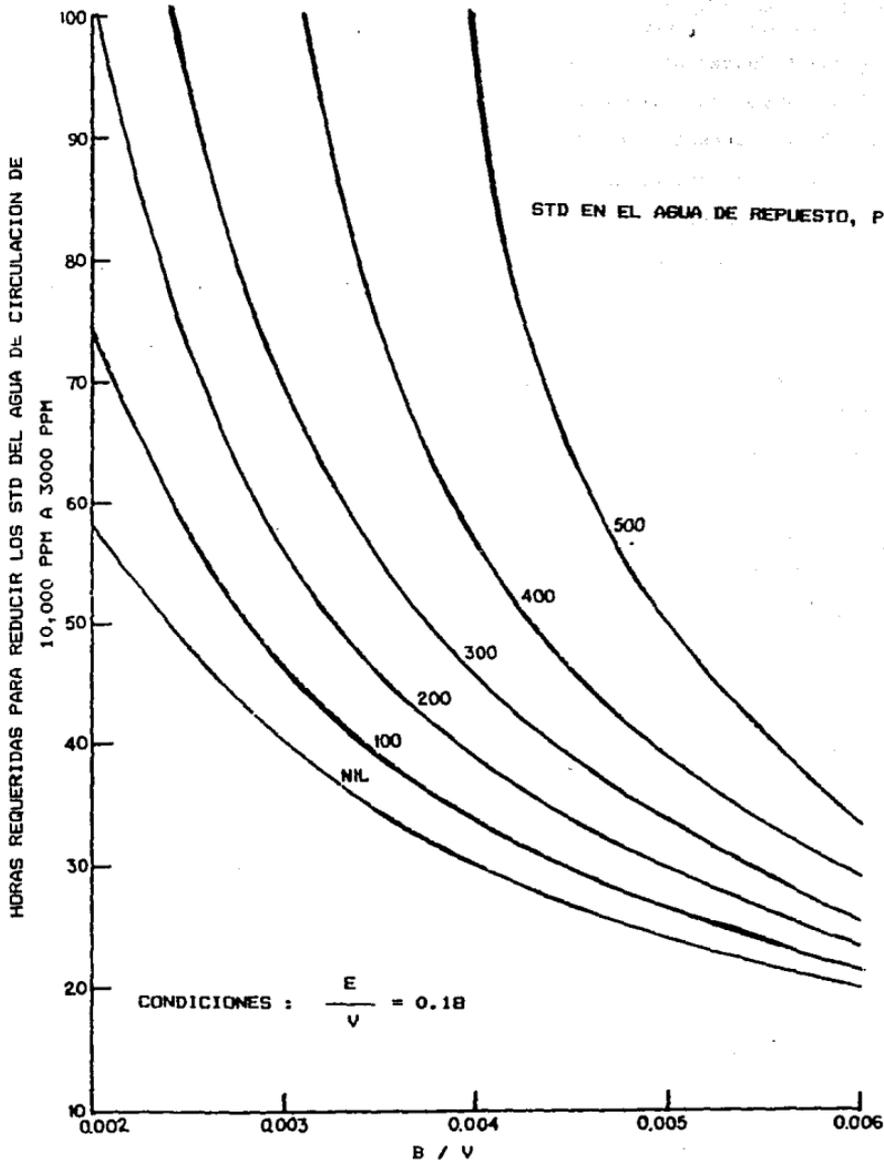


FIG. 5.4 Correcciones por sólidos en el agua de circulación.

2. La alcalinidad debida a los carbonatos presentes en el agua de repuesto, para evitar el depósito de  $\text{CaCO}_3$ .
3. La concentración de sulfatos, para evitar el depósito de  $\text{CaSO}_4$ .
4. La concentración de sílice en el agua de repuesto, para evitar su depósito.
5. La concentración de orto-fosfato, para evitar la precipitación de  $\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2$ .
6. La dureza del calcio y magnesio.
7. La concentración de cloruros.

La elección de cualquiera de estos compuestos como factor limitante para los ciclos de concentración, estará sujeta a las características del agua de repuesto así como a el tratamiento empleado; esto se resume en la TABLA 5.2.

TABLA 5.2 MAXIMOS CICLOS DE CONCENTRACION PERMISIBLES

Factor limitante	Máximos ciclos de concentración.
Sólidos totales disueltos	22.0
Alcalinidad (sin tratamiento)	1.17
Sulfato de calcio.	10.0
Sílice.	2.0
Alcalinidad (con tratamiento de fosfatos ).	5.6

Ref. 10

Cuando se emplea en el tratamiento de agua de enfriamiento algún agente de superficie de tipo dispersante, éste nos permitirá tener una concentración máxima de sílice en el agua en circulación de 200 ppm.

La FIG. 5.5 nos muestra la relación que existe entre los ciclos de concentración y las pérdidas por viento y evaporación, para todo tipo de torres.

Si en un momento dado en la operación de un sistema de enfriamiento se llega a sobrepasar la máxima concentración permisible del factor limitante para los ciclos de concentración, se purgará el sistema para reducir la concentración hasta llegar al valor deseado, auxiliándonos con las FIGS. 5.1 y 5.2.

i). El agua de repuesto. está determinada por la suma de las pérdidas por evaporación, pérdidas por arrastre del viento y las purgas, de acuerdo con la ec. 5.4

$$M = E + W + B_m \quad (5.4)$$

Para calcular el agua de repuesto se puede emplear la FIG. 5.6, la cual tiene como variables ciclos de concentración y  $\Delta T$ .

En la FIG. 5.6. se puede ver que mientras mayores sean los ciclos de concentración de un agua de enfriamiento, menores serán las pérdidas por evaporación, de aquí que todo sistema de enfriamiento deba operarse a los máximos ciclos de concentración permisibles

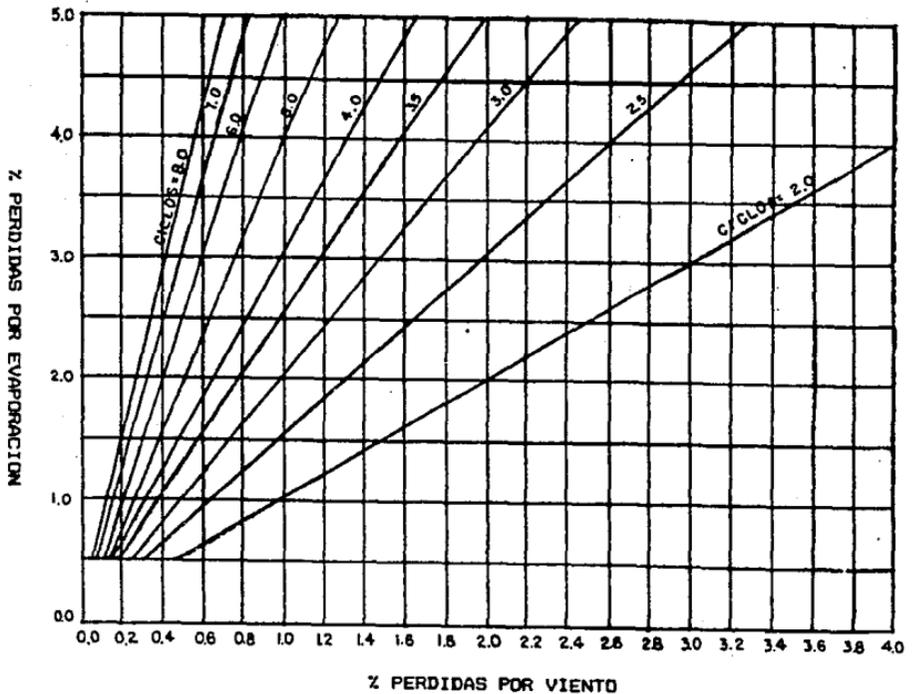
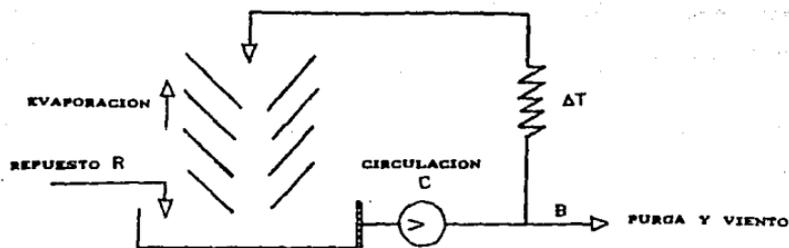


FIG. 5.5 Relación entre los ciclos de concentración y las pérdidas por viento y evaporación.



VARIABLES PARA EL CALCULO DE LOS CICLOS DE CONCENTRACION

%. DE AGUA DE REPUESTO (CON BASE EN LA CIRCULACION).

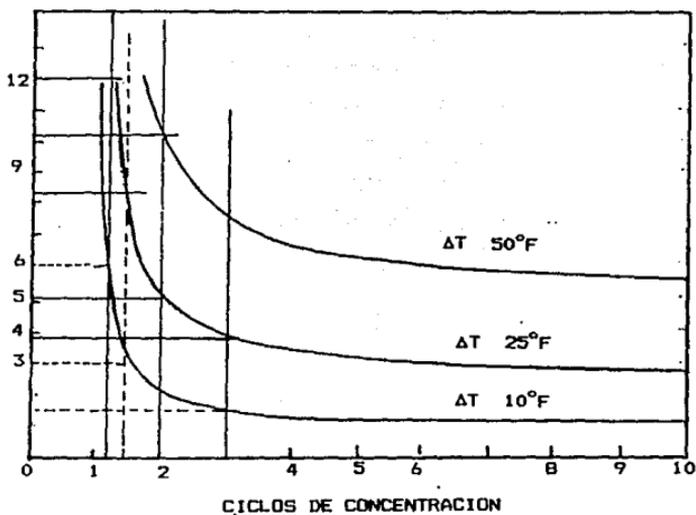


FIG. 5.6 Agua necesaria como repuesto contra ciclos de concentración.

para obtener el mayor ahorro posible tanto en agua de repuesto como en reactivos de tratamiento.

j). Una vez que se ha seleccionado el tratamiento más adecuado, se puede calcular la cantidad necesaria de reactivos que se tendrán que emplear por día para obtener la concentración de reactivos marcados por el tratamiento en el sistema de enfriamiento; la cantidad de reactivos se puede obtener por medio de la siguiente ecuación:

$$R = \frac{T * M}{C * 10} \quad (5.12)$$

En donde:

R : reactivos necesarios en libras/día.

T : ppm de reactivos necesarios en el agua en circulación

M : agua de repuesto en libras/día

C : ciclos de concentración

si expresamos a M en galones por día, se podrá usar la siguiente ecuación:

$$R = \frac{8.33 M * T}{C * T} \quad (5.13)$$

Para mantener las condiciones de operación deseadas de una torre de enfriamiento se debe cuidar las características de las corrientes de entrada y de salida tanto de aire como de agua a fin de minimizar el deterioro de la torre debido principalmente a cuatro factores: corrosión, incrustaciones, ataques químicos y

ataques microbiológicos. Así también es necesario controlar el nivel de ruido producido en el caso de torres mecánicas.

En forma general los factores a considerar para prevenir el deterioro y asegurar el buen funcionamiento de una torre de enfriamiento son:

- Corrosión
- Incrustaciones
- Ensuciamiento
- Crecimiento y ataque microbiológico.
- Ruido
- Tratamiento del agua de enfriamiento.

#### *5.1 Problemas Ocasionados por la Presencia de Corrosión, Incrustaciones y Ensuciamiento.*

La corrosión, las incrustaciones y el ensuciamiento afectan tanto a las tuberías como a los equipos de los sistemas de enfriamiento provocando grandes problemas que traen como resultado la pérdida de tiempo y sobre todo de dinero, algunos de ellos son:

1. Reducción del área de flujo
2. Reducción del área de transferencia de calor
3. Incremento del uso de agua de enfriamiento
4. Incremento de los costos de bombeo
5. Fallas en los equipos
6. Paros no programados

## 7. Reducción de la vida de los equipos.

Debido a la dificultad de encontrar en muchos casos una fuente de suministro de agua que tenga la calidad necesaria para que por sí misma evite los problemas mencionados anteriormente, es necesario el uso de sustancias químicas para minimizar los efectos nocivos en la torre y con ello cumplir con las especificaciones deseadas o requeridas.

### 5:2 Control de la Corrosión.

Conociendo el mecanismo mediante el cual se lleva a cabo la corrosión, es fácil el determinar las características que debe reunir un inhibidor de la misma, ya que en síntesis debe actuar como un pasivador entre la superficie metálica y el medio de enfriamiento.

Se puede controlar la corrosión por medio de :

1. Polarización anódica
2. Polarización catódica
3. Polarización combinada
4. Agentes sinergistas.

El uso de cualquiera de estos procesos de control depende, como ya se dijo anteriormente, del mecanismo de corrosión, esto se resume en la TABLA 5.3.

TABLA 5.3 CONTROL DE LA CORROSION.

<i>Mecanismo de corrosión</i>	<i>Control</i>	<i>Inhibidores más importantes</i>
Disolución del metal en las áreas anódicas Anodo: $M \rightarrow M^{n+} + 2e^-$	Polarización anódica.	Cromatos, fosfatos, ferrocianuros, carbonatos y silicatos de metales alcalinos
Reacciones de reducción ocasionadas por la presencia de oxígeno en sistemas de enfriamiento altamente aerados.	Polarización catódica.	Bicarbonatos, sales de níquel o magnesio y cationes metálicos
Combinación de ambos mecanismos de corrosión	Polarización combinada.	Gelatina, cola, dextrinas, aceites solubles y otros compuestos orgánicos de alto peso molecular.

Ref. 27

### 5.3 Factores que afectan la incrustación.

Las incrustaciones en equipos y tuberías en sistemas de enfriamiento de agua, se deben a los depósitos de sólidos contenidos en el agua de circulación, ya sea en suspensión o en solución. En la TABLA 5.4 se enlistan las causas más comunes de las incrustaciones, y se proponen algunas soluciones.

**TABLA 5.4 FACTORES QUE AFECTAN LA INCRUSTACION.**

Concepto	Causas	Solución
Velocidad del agua.	A velocidades menores de 3 ft/s existe asentamiento natural de materiales en suspensión ocasionando depositación.	No trabajar a velocidades menores de 3 ft/s
Clima	Las variaciones del clima durante todo el año provocan en algunas condiciones crecimiento y desarrollo microbiano como en verano, y en otras como en otoño e invierno provocan descomposición de microorganismos incrementando el contenido natural del agua.	Control microbiológico: - Cloración - Bromación.
Agua de repuesto	Dado que el agua de repuesto se alimenta en sistemas cerrados la contaminación sólo puede darse en la fuente de suministro o por objetos extraños en la torre consecuencia de olvidos durante las operaciones de limpieza de la misma.	- Evitar drenes en las fuentes de suministro.  - Tratamiento externo de el agua de repuesto.  - Adición de agentes químicos en la línea de suministro para evitar corrosión e incrustaciones.
Aire	El aire atmosférico que circula en las torres de enfriamiento está constantemente renovándose y lavándose, depositando en el agua: fibras, tierra, gases, microorganismos, etc.	La ubicación de la torre debe ocupar el primer lugar en la dirección de los vientos dominantes y reinantes.
Madera de las torres	Los desprendimientos de madera provocados por el ataque químico de agentes oxidantes como el cloro o agentes biocidas oxidantes de altas concentraciones de alcalinidad ocasionan depositaciones y en algunos casos taponamientos de tuberías y equipos.	Favorecer la utilización de empaques de plástico.

Una vez seleccionado el tratamiento más adecuado para el agua de enfriamiento, éste deberá cumplir con los siguientes objetivos:

1. Deberá controlar la formación de incrustaciones en la superficie de enfriamiento.
2. Deberá prevenir la corrosión del metal en contacto con el agua de enfriamiento.
3. Deberá evitar el ensuciamiento de las superficies de enfriamiento.
4. Deberá evitar el deterioro de la madera de las torres de enfriamiento.

Los daños causados en los equipos e instalaciones que manejan agua se deben más a las impurezas suspendidas y en solución más que a el agua misma.

El no considerar adecuadamente la calidad del agua en el diseño u operación de un sistema de enfriamiento comúnmente ocasiona serias reducciones en la capacidad de enfriamiento, eficiencia, rentabilidad y vida del equipo, debido principalmente a corrosión y/o incrustaciones.

Los tratamientos más empleados para el agua de circulación en torres de enfriamiento son los siguientes:

#### Tratamiento I

Este tratamiento es usado para sistemas de enfriamiento con capacidades mayores a 5000 gpm.

<i>Agente químico</i>	<i>Función</i>	<i>Dosis inicial</i>	<i>Control</i>
$\text{Na}_2\text{CrO}_4$	Inhibidor de corrosión	25 - 30 ppm	12 - 15 ppm como $\text{CrO}_4^{2-}$
$\text{ZnSO}_4$	Inhibidor de corrosión	10 - 12 ppm	5 - 10 ppm
$\text{H}_2\text{SO}_4$	Control pH	pH 6.6 - 7	pH 6.6 - 7
Taninos	Prev. ens.	2 - 3 ppm	1 - 2 ppm
Cloro	Biocida	1 ppm	0.5 - 1 ppm residual.

#### Tratamiento II

<i>Agente químico</i>	<i>Función</i>	<i>Dosis inicial</i>	<i>Control</i>
$\text{Na}_2\text{CrO}_4$	Inhibidor de corrosión	30 - 40 ppm	15 - 20 ppm como $\text{CrO}_4^{2-}$
Hexametáfosfato de sodio	Inhibidor de corrosión	5 - 10 ppm	5 - 10 ppm como $\text{PO}_4^{2-}$
$\text{ZnSO}_4$	Sinergista	5 - 10 ppm	5 - 10 ppm
Taninos	Prev. ens.	1 - 2 ppm	1 ppm
Cloro	Biocida	1 ppm	0.5 - 1 ppm residual

### Tratamiento III

Agente químico	Función	Dosis inicial	Control
$\text{Na}_2\text{CrO}_4$	Inhibidor de corrosión	25 - 30 ppm	15 - 20 ppm como $\text{CrO}_4^{2-}$
$\text{ZnSO}_4$	Inhibidor de corrosión	10 - 12 ppm	10 ppm
$\text{H}_2\text{SO}_4$	Control pH	pH 6.5 - 7	pH 6.5 - 7
Taninos	Prev. ens.	2 - 3 ppm	1 - 2 ppm
Cloro	Biocida	1 ppm	0.5 - 1 ppm residual.

### Tratamiento IV

Este tratamiento es empleado en sistemas de baja capacidad cuya agua de repuesto no tenga una concentración alta de sales de calcio y magnesio.

Agente químico	Función	Dosis inicial	Control
Hexametáfosfato de sodio	Inhibidor de corrosión	30 - 40 ppm	20 - 30 ppm como $\text{PO}_4^{3-}$
$\text{ZnSO}_4$	Inhibidor de corrosión	5 - 10 ppm	5 - 8 ppm
Ferrocianuro de sodio	Sinergista	5 - 10 ppm	8 ppm
$\text{H}_2\text{SO}_4$	Control pH	pH 6 - 6.5	pH 6 - 6.5
Cloro	Biocida	1 ppm	0.5 - 1 ppm residual.

La dosis inicial de cualquiera de los tratamientos anteriores comprende un periodo de 3 a 4 días con el fin de que forme la protección adecuada en los equipos de enfriamiento.

Los tratamientos I y III son los más efectivos y económicos. Para tener un máximo ahorro en reactivos y agua de repuesto, es necesario operar los sistemas a los máximos ciclos de concentración permitidos por la máxima solubilidad del compuesto limitante.

En la TABLA 5.5 se proponen tratamientos al agua de circulación, con el fin de minimizar conjuntamente las incrustaciones y ensuciamiento.

TABLA 5.5 TRATAMIENTO CONTRA LAS INCRUSTACIONES Y ENSUCIAMIENTO.

AGENTE	TIPOS	OBSERVACIONES
Agentes de superficie	Taninos, ligninas, polifosfatos, poliacrilamidas	Dosis 0.5-2 ppm dependiendo del agente y turbidez del agua de circulación.
Acido	Acido sulfúrico	Control de pH, transforma las sales insolubles de Ca y Mg a sulfatos más solubles.
Microorganismos	Cloro	Es un biocida, dosis 0.5 - 2 ppm.

Ref. 62

#### 5.4 Tratamientos del Agua de Enfriamiento.

En la selección del tratamiento del agua empleada en el sistema se deberán tener en cuenta, los siguientes factores:

- a. Tipo de sistema de enfriamiento.
- b. Características del agua de repuesto.
- c. Cantidad disponible de agua de repuesto.
- d. Volumen del sistema.
- e. Velocidad del agua de recirculación.
- f. Metales presentes en el sistema.
- g. Temperaturas del agua en el sistema.
- h. Tipos de cambiadores de calor en el sistema.

#### 5.4.1 Tratamiento Interno del Agua de Circulación.

Para una correcta operación de las torres de enfriamiento, las concentraciones de algunas especies específicas en el agua deben mantenerse en niveles tales que no propicien que el agua tenga tendencias corrosivas o incrustantes, por lo general esto se logra por la adición de químicos (v.g.  $H_2SO_4$ ) al agua o por remover impurezas de ella.

Para conocer cuantitativamente la tendencia incrustante o corrosiva de un agua, haremos uso de los índices de Langelier o de saturación y de Ryznar o de estabilización, así como de los ciclos de concentración.

Ambos índices están basados en la estimación cuantitativa de las siguientes características del agua: temperatura, pH, sólidos disueltos, alcalinidad, dureza al calcio; los cuales nos servirán para calcular el pH de saturación del agua.

##### 5.4.1.1 Índice de Langelier.

El índice de Langelier es un parámetro que nos indica cuantitativamente la tendencia de un agua específica a provocar corrosión o incrustaciones en las tuberías y equipos del sistema de enfriamiento.

Puede utilizarse una escala basándose en la concentración de  $CaCO_3$ , obteniéndose con ella valores positivos del índice, o bien

puede utilizarse una escala basada en las superficies de un metal corroído, resultando los índices negativos; por lo general se utiliza la primera escala.

El índice de Langelier se define mediante la siguiente expresión:

$$LI = pH_r - pH_s \quad (5.14)$$

donde : LI = Índice de Langelier.

$pH_r$  = pH real del agua a las condiciones de la determinación.

$pH_s$  = pH al cual el agua se satura de  $CaCO_3$ .

Los siguientes intervalos del índice de Langelier reflejan la tendencia que tendrá el agua utilizada:

Intervalo	Indica
LI > 0	Tendencia incrustante.
LI = 0	Agua químicamente balanceada.
LI < 0	Tendencia corrosiva

El pH de saturación puede calcularse como

$$pH_s = (9.3 + A + B) - (C + D) \quad (5.15)$$

donde A, B, C y D son valores de correlación para:

- Sólidos totales ( A ).
- Temperatura ( B ).
- Dureza al calcio ( C ).
- Alcalinidad ( D ).

Estos valores se están reportados en la TABLA 5.6

Es posible calcular el  $pH_r$  y el  $pH_s$  con una precisión de  $\pm 0.02$  unidades de pH y en un intervalo de 4.3 a 8.7 para la ecuación de  $pH_r$  con las siguientes correlaciones:

$$pH_r = \log \left[ \frac{(\text{ppm CaCO}_3 + 0.88)}{\text{CO}_2 (\text{ppm})} \right] + 6.35 \quad (5.16)$$

$$pH_s = 9.5954 + \log \left[ \frac{0.10108 \text{ TDS}}{0.4 \text{ CA} + \text{YA}} \right] + 1.84 e^{(0.547 - 0.00637t + 3.58E-6t^2)} \quad (5.17)$$

donde:

STD = total de sólidos en solución, ppm, en el intervalo de 50 a 10,000 ppm.

CA = alcalinidad por calcio, ppm, intervalo de 3 a 4000 ppm.

YA = alcalinidad por carbonatos, expresada en ppm de  $\text{CaCO}_3$ , mayores de 1 ppm

t = temperatura, °F, en el intervalo de 32 a 176°F.

Para el diseño de una torre de enfriamiento la concentración de  $\text{CO}_2$  es tomada como 10 ppm para torres de tiro natural y 5 ppm para torres de tiro mecánico.

#### 5.4.1.2 Índice de Ryznar.

Este índice resulta mucho más exacto para el control del agua de enfriamiento que el índice de Langelier dado que las correlaciones están basadas en valores observados experimentalmente, mientras que para el índice de Langelier se han calculado en base a un análisis de equilibrio químico.

El índice de Ryznar se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$RI = 2 \text{ pH}_s - \text{pH}_r \quad (5.18)$$

Para el índice de Ryznar:

Intervalo	Indica
$RI < 5.5$	Muy incrustante
$5.5 < RI < 6.2$	Incrustante
$6.2 < RI < 6.8$	No hay problemas
$6.8 < RI < 8.5$	Corrosiva
$RI > 8.5$	Muy corrosiva.

El método de control más utilizado para la incrustación es el medio ácido, ya que a la vez que nos permite ajustar el pH del agua al nivel de trabajo de los inhibidores de corrosión, nos transforma las sales de calcio y magnesio a compuestos más solubles, permitiendo mayor concentración de estas sales en el agua, obteniendo con ello un mayor aprovechamiento de las mismas

ya que las hacen más estables.

El ácido de empleo más común es el ácido sulfúrico, ya que es el más barato y las sales de Ca y Mg son mucho más solubles que los carbonatos respectivos.

La adición de 1 ppm de  $H_2SO_4$  de 66<sup>o</sup>Be :

- Disminuye la alcalinidad total en 0.95 ppm (como  $CaCO_3$ )
- Incrementa los sulfatos en 0.912 ppm.
- Incrementa los STD en 0.34 ppm (para  $4.3 < pH < 8.3$ ).

TABLA 5.6 COEFICIENTES DE CORRELACION PARA EL CALCULO DEL pH DE SATURACION

TDS (ppm)	A	B					
		t (°F)	UNIDADES				
			0	2	4	6	8
50	0.07	30		2.60	2.57	2.54	2.34
75	0.08	40	2.48	2.45	2.43	2.40	2.37
100	0.10	50	2.34	2.31	2.28	2.25	2.23
150	0.11	60	2.20	2.17	2.14	2.11	2.00
200	0.13	70	2.06	2.04	2.03	2.00	1.97
300	0.14	80	1.95	1.92	1.90	1.88	1.85
400	0.16	90	1.84	1.82	1.80	1.78	1.75
600	0.18	100	1.74	1.72	1.71	1.69	1.67
800	0.19	110	1.65	1.64	1.62	1.60	1.58
1000	0.20	120	1.57	1.55	1.53	1.51	1.50
		130	1.48	1.45	1.44	1.43	1.42
		140	1.40	1.38	1.37	1.35	1.34
		150	1.32	1.31	1.29	1.28	1.27
		160	1.26	1.24	1.23	1.22	1.21
		170	1.19	1.18	1.17	1.16	

Dureza	C									
	Dureza al calcio en ppm CaCO <sub>3</sub>									
	UNIDADES									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0				0.08	0.20	0.30	0.38	0.45	0.51	0.56
10	0.60	0.64	0.68	0.72	0.75	0.78	0.81	0.83	0.86	0.88
20	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	1.00	1.02	1.03	1.05	1.06
30	1.08	1.09	1.11	1.12	1.13	1.15	1.15	1.17	1.18	1.19
40	1.20	1.21	1.23	1.24	1.25	1.26	1.26	1.27	1.29	1.22
50	1.30	1.31	1.32	1.33	1.34	1.34	1.35	1.36	1.37	1.27
60	1.38	1.39	1.39	1.40	1.41	1.42	1.42	1.43	1.43	1.44
70	1.45	1.45	1.46	1.47	1.46	1.46	1.48	1.49	1.49	1.50
80	1.51	1.52	1.52	1.53	1.53	1.53	1.54	1.54	1.55	1.55
90	1.56	1.56	1.57	1.57	1.58	1.58	1.58	1.59	1.59	1.60
100	1.60	1.61	1.61	1.61	1.62	1.62	1.63	1.63	1.64	1.64
110	1.64	1.65	1.65	1.66	1.66	1.66	1.67	1.67	1.67	1.68
120	1.68	1.68	1.69	1.69	1.70	1.70	1.70	1.71	1.71	1.71
130	1.72	1.72	1.72	1.73	1.73	1.73	1.74	1.74	1.74	1.75
140	1.75	1.75	1.75	1.76	1.76	1.76	1.77	1.77	1.77	1.78
150	1.78	1.78	1.78	1.79	1.79	1.79	1.80	1.80	1.80	1.80
160	1.81	1.81	1.81	1.81	1.82	1.82	1.82	1.83	1.83	1.83
170	1.83	1.84	1.84	1.84	1.84	1.85	1.85	1.85	1.85	1.85
180	1.86	1.86	1.86	1.86	1.87	1.87	1.87	1.87	1.88	1.88
190	1.88	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.90	1.90	1.90
200	1.90	1.91	1.91	1.9	1.91	1.91	1.92	1.92	1.92	1.92

TABLA 5.6 (cont.)

Dureza	C									
	DECENAS									
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
200		1.92	1.94	1.96	1.98	2.00	2.02	2.03	2.05	2.06
300	2.08	2.09	2.11	2.12	2.13	2.15	2.16	2.17	2.18	2.19
400	2.20	2.21	2.23	2.25	2.25	2.26	2.25	2.27	2.28	2.29
500	2.30	2.31	2.32	2.33	2.34	2.34	2.35	2.36	2.37	2.37
600	2.38	2.39	2.39	2.40	2.41	2.42	2.42	2.43	2.43	2.44
700	2.45	2.45	2.45	2.47	2.47	2.48	2.48	2.49	2.49	2.50
800	2.47	2.51	2.52	2.52	2.53	2.53	2.54	2.45	2.55	2.55
900	2.57	2.56	2.56	2.57	2.57	2.58	2.58	2.59	2.59	2.60

TABLA 5.6 (cont.)

Profundidad	D									
	Alcalinidad como ppm de $\text{CaCO}_3$									
	UNIDADES									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0		0.20	0.30	0.40	0.60	0.70	0.78	0.85	0.90	0.95
10	1.00	1.04	1.03	1.11	1.15	1.13	1.20	1.23	1.26	1.29
20	1.30	1.32	1.34	1.36	1.38	1.40	1.42	1.43	1.45	1.46
30	1.48	1.49	1.55	1.52	1.53	1.54	1.56	1.67	1.53	1.58
40	1.60	1.61	1.62	1.43	1.64	1.65	1.66	1.67	1.69	1.69
50	1.70	1.71	1.72	1.72	1.73	1.74	1.75	1.76	1.76	1.77
60	1.78	1.79	1.79	1.80	1.81	1.81	1.82	1.83	1.83	1.84
70	1.85	1.5	1.6	1.86	1.87	1.88	1.88	1.89	1.89	1.90
80	1.90	1.91	1.91	1.92	1.92	1.93	1.93	1.94	1.94	1.95
90	1.95	1.96	1.96	1.97	1.97	1.98	1.98	1.99	1.99	2.00
100	2.00	2.00	2.01	2.01	2.03	2.02	2.03	2.03	2.03	2.04
110	2.04	2.05	2.05	2.06	2.06	2.06	2.06	2.07	2.07	2.08
120	2.08	2.08	2.09	2.09	2.09	2.10	2.10	2.10	2.11	2.11
130	2.11	2.12	2.12	2.12	2.13	2.13	2.13	2.14	2.14	2.14
140	2.15	2.15	2.15	2.16	2.16	2.16	2.16	2.17	2.17	2.17
150	2.18	2.18	2.18	2.18	2.19	2.19	2.19	2.20	2.20	2.20
160	2.20	2.21	2.21	2.21	2.20	2.22	2.22	2.23	2.23	2.23
170	2.23	2.23	2.23	2.24	2.24	2.24	2.24	2.25	2.25	2.25
180	2.25	2.26	2.26	2.26	2.26	2.26	2.27	2.27	2.27	2.27
190	2.28	2.28	2.28	2.29	2.29	2.29	2.29	2.29	2.30	2.30
200	2.30	2.30	2.30	2.31	2.30	2.31	2.31	2.32	2.32	2.32

TABLA 5.6 (cont.)

DECENAS	D									
	DECENAS									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
200		2.32	2.34	2.36	2.38	2.40	2.42	2.44	2.45	2.46
300	2.48	2.49	2.51	2.52	2.53	2.54	2.56	2.57	2.58	2.59
400	2.60	2.61	2.62	2.63	2.64	2.66	2.66	2.67	2.68	2.69
500	2.70	2.71	2.72	2.72	2.73	2.74	2.75	2.76	2.76	2.77
600	2.78	2.79	2.79	2.80	2.81	2.81	2.82	2.83	2.83	2.84
700	2.85	2.85	2.86	2.86	2.84	2.86	2.88	2.89	2.89	2.90
800	2.90	2.91	2.91	2.92	2.92	2.94	2.93	2.94	2.94	2.95
900	2.95	2.96	2.96	2.97	2.97	2.98	2.99	2.99	2.99	3.00

Ref. 45

#### 5.4.2 Tratamientos Externos del Agua de Enfriamiento.

Para mantener la eficiencia de una torre de enfriamiento es necesario la adición de sustancias químicas en el agua de repuesto, las cuales actúan como agentes ablandadores, inhibidores de corrosión y agentes que evitan el ensuciamiento.

La purga de las torres de enfriamiento contienen los sólidos disueltos y químicos adicionados en una concentración de 3 a 10 veces mayor que el agua de repuesto. Anteriormente las purgas eran descargadas directa o indirectamente en cuerpos naturales de agua,

sin un tratamiento previo, lo que ocasionaba grandes daños a la ecología, por lo que en los últimos años se han establecido rigurosas restricciones gubernamentales, principalmente en los países desarrollados, sobre este tipo de descargas.

Cuando se tienen limitaciones en el suministro de agua, además con el fin de preservar la calidad de los cuerpos receptores de descargas de agua, el reuso de las purgas como agua de repuesto se convierte en una alternativa inevitable.

Los procesos más empleados para el tratamiento de las purgas son la ósmosis inversa y la electrodiálisis.

#### 5.4.2.1 Ósmosis Inversa.

La ósmosis inversa remueve físicamente solutos del agua a tratar, por circulación de la solución a una alta presión sobre la superficie de una membrana semipermeable.

En la TABLA 5.7 se presentan las características típicas de la purga de una torre de enfriamiento antes y después de haber sido tratada con tres diferentes tipos de membranas, las dos primeras son las más comerciales y están construídas de acetato de celulosa y de poliamidas aromáticas respectivamente, la tercer membrana se está usando últimamente con excelentes resultados, está construída de polietilenamina y se le conoce comúnmente como NS-100.

En la TABLA 5.8 se representan los concentraciones individuales de

las especies contenidas en el agua de repuesto, las purgas y en los permeatos respectivos de las tres membranas.

En la FIG. 5.7 se representa un diagrama esquemático propuesto para un sistema de tratamiento utilizando ósmosis inversa. La purga es llevada primero a una unidad homogeneizadora y después a una unidad de ablandamiento del agua, con lo cual la concentración de los iones calcio y magnesio se reducen para evitar la precipitación de sulfato de calcio en la unidad de ósmosis inversa. El pH de la solución se debe ajustar ligeramente para encontrarse en el intervalo de trabajo de las unidades de ósmosis inversa, aprox. entre 4-10 unidades de pH. Antes de pasar a la unidad de ósmosis inversa, el efluente de la unidad ablandadora debe tratarse en una unidad de carbón activado para eliminar los sólidos suspendidos, compuestos orgánicos y residuos de cloro.

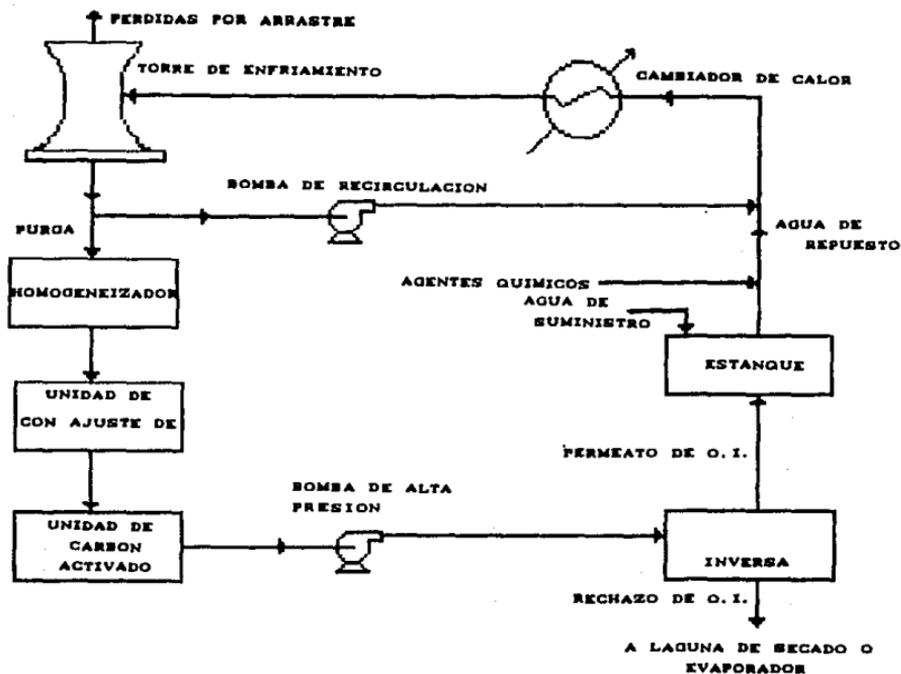


FIG. 5.7 Diagrama esquemático para el tratamiento por ósmosis inversa de las purgas de una torre de enfriamiento .

TABLA 5.7 CARACTERISTICAS TIPICAS DE UNA PURGA Y SUS PERMEATOS.

Características	Purga	Permeatos		
		A	B	C
pH	7.6	6.9	6.8	7.2
Fosfatos totales, ppm	91.5	1.5	0.4	0.1
Conductividad, $\mu\text{mho/cm}$	2500.0	168.0	167.0	232.0
Carbón total, ppm	24.0	5.6	11.9	154.0
Alcalinidad total como $\text{CaCO}_3$ , ppm	103.4	7.1	5.1	19.3

A : Acetato de Celulosa

B : Poliamida aromática

C : NS-100

Ref. 65

TABLA 5.8 CONSTITUYENTES INDIVIDUALES TIPICOS DEL AGUA DE REPUESTO, PURGA Y PERMATOS.

Constituyente	A. de R., ppm	Purga, ppm	Permeatos		
			A	B	C
Potasio	2.4	17.9	1.98	0.48	2.84
Sodio	33.0	82.9	13.3	7.3	13.3
Calcio	13.1	73.3	0.05	0.1	0.2
Magnesio	12.1	87.1	0.8	0.4	2.4
Zinc	0.0	2.08	0.01	0.91	0.02
Hierro	0.01	7.6	2.0	0.8	0.5
Cromatos	0.0	95.3	5.4	0.9	2.0
Cloruros	6.0	135.3	37.7	6.9	0.0
Silices ( $\text{SiO}_2$ )	7.7	48.1	20.9	2.7	12.0
Sulfatos	34.5	1200.0	95.0	9.0	21.6
Fosfatos inorgánicos	0.0	15.0	1.4	0.14	0.05
Fosfatos orgánicos	0.0	76.5	0.05	0.23	0.09
Carbono inorgánico	-	11.8	2.9	2.8	6.8
carbono orgánico	6.0	12.3	2.8	9.1	8.6

A : Acetato de Celulosa      \* Utilizados para ajustar el pH al inter-  
 B : Poliamida aromática      valo de trabajo de la membrana.

C : NS-100

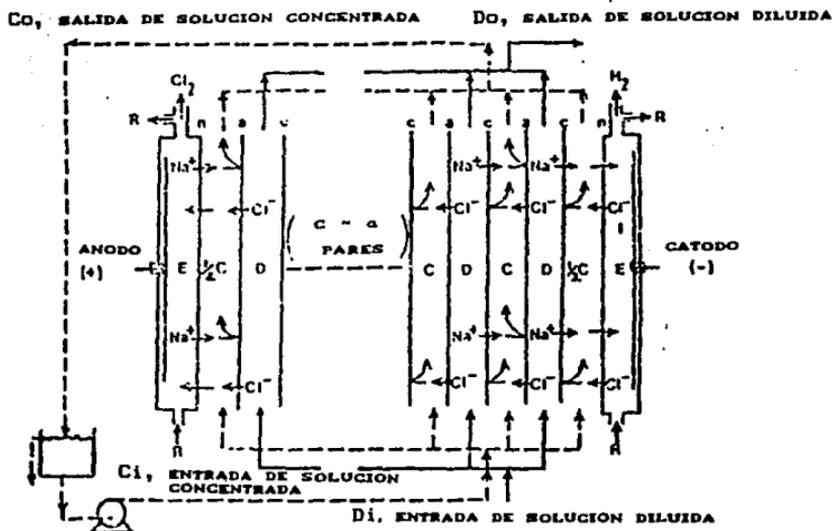
Ref. 65

#### 5.4.2.2 Electrodialisis.

La electrodialisis utiliza dos tipos de membranas de intercambio aniónico y catiónico, las cuales son muy similares en composición a las resinas de intercambio iónico usadas en ablandamiento y desmineralización de agua. Las membranas son colocadas en un arreglo alternado con electrodos en los extremos solamente. La FIG. 5.8 representa un esquema típico de electrodialisis donde se marca las membranas para aniones y cationes con "a" y "c" respectivamente. De esta manera, se forman compartimientos separados por las membranas. El flujo de la solución a tratar es paralelo a las membranas, mientras que el movimiento de los iones es perpendicular a ellas.

Los compartimientos formados alternadamente se designan con las letras "D" y "C", indicando compartimientos de dilución y de concentración. La corriente diluída, o corriente de alimentación entra por el fondo de la unidad y es dirigida por un múltiple a los compartimientos de dilución, cuando la corriente pasa a través de cada uno de estos compartimientos, una parte de la sal es transferida a través de las membranas debido a la aplicación de una diferencia de potencial eléctrico. En los compartimientos "C" donde se recibe la sal, la corriente concentrada se concentra aún más, esta corriente se circula al sistema de una manera similar a la corriente de entrada. La entrada y salida al múltiple mantiene separadas a las corrientes concentradas y a las diluídas.

La electrodialisis puede ser utilizada para producir agua con muy bajo contenido de sal o para producir salmueras muy concentradas.



- |                   |                               |
|-------------------|-------------------------------|
| E: electrodo.     | Tipo de membrana: n - neutral |
| D: dilución.      | a - intercambio aniónico      |
| C: concentración. | c - intercambio catiónico.    |
| R: clarificación. |                               |

FIG. 5.8 Diagrama esquemático de electrodiálisis.

### 5.5 Control de Ruido.

El ruido producido por las torres de enfriamiento, principalmente las mecánicas, representa en algunas ocasiones un grave problema, debido a que interfiere con el desempeño de las actividades humanas dentro y en las cercanías de la planta donde se encuentran ubicados estos equipos; por lo tanto es necesario que el ruido producido se encuentre dentro de límites permisibles.

En la instalación de las torres el fenómeno de ruido está asociado con el movimiento del aire y el agua, o también debido a la vibración de los componentes mecánicos como el anclaje de la estructura y el motor del ventilador. El ruido se transmite a través de las paredes de la torre por radiación o por transmisión a través de la tubería o soportes de la torre.

Debido a que el ruido del ventilador predomina sobre el ruido del agua, sus valores pueden ser usados como criterio de diseño para prevenir los problemas causados por el exceso de ruido, el cual afecta el área exterior a la sombra acústica de la torre (15 m (50 ft), de la torre se considera como conservador).

En una torre de tiro inducido el nivel de potencia del sonido (PWL) puede ser determinado en forma empírica por medio de la ecuación:

$$PWL = 105 + \log HP \quad (5.19)$$

donde:

PWL : Nivel de potencia total del sonido

HP : Potencia de placa del motor eléctrico

Si la torre es de tipo multiceldas se debe considerar la potencia total de los ventiladores.

En el diseño de los ventiladores el PWL no es tan importante, como es la potencia total de sonido (SPL), en donde los límites deberán ser determinados o fijados. En una situación ideal, en donde existe una radiación esférica, la conversión de PWL a SPL es directa; el nivel de potencia total de sonido puede ser expresada como:

$$SPL = PWL - 10 \log 4\pi r^2 \quad (5.20)$$

donde:

r - distancia a la fuente del ruido

#### 5.5.1 Evaluación del nivel de ruido.

La atenuación del nivel de ruido en una torre de enfriamiento comienza con una evaluación del mismo, el cual consiste en tres pasos:

- a) Establecer el criterio de ruido (CR) el cual contempla los niveles aceptables de ruido en la comunidad.
- b) Estimar los niveles de ruido de la torre tomando en cuenta la distancia de la torre a la comunidad y la geometría de la planta.
- c) Comparar el nivel de ruido con el nivel estimado de ruido de la torre. Solamente si el nivel de ruido de la torre excede el CR se deben implementar medidas para atenuar el ruido.

Para identificar y evaluar si un elemento presenta niveles de ruido inaceptables en una ancha banda de sonido, se deben conocer SPL a varias frecuencias, esto se hace dividiendo el espectro de sensibilidad auditiva humana en ocho bandas llamadas octavas (FIG. 5.9). Las octavas son trazadas contra los SPL creandose así las curvas llamadas CR.

El establecer un criterio de ruido consiste en encontrar:

- a) El tipo de actividades humanas que se desarrollan en la vecindad de la torre, con el fin de asegurar que el nivel de ruido de la torre no interfiriera con su realización.
- b) Las barreras acústicas que deben existir normalmente entre la torre y la gente en las cercanías de ella.
- c) La existencia de ruidos externos que pueden ayudar a enmascarar el ruido creado por la torre.

El ruido escuchado por la gente dentro de las instalaciones o de la planta donde se encuentre localizada la torre de enfriamiento debe ser menor a los correspondientes valores de SPL para cada banda octava de frecuencia basadas en intervalos recomendados de CR.

Las reducciones en el nivel de ruido para evitar incomodidades en el desarrollo de actividades en las cercanías inmediatas de la torre, también deben contemplar el ruido que se percibirá fuera de las instalaciones el cual debe ser aceptable considerando los ruidos comunes de la zona. En la TABLA 5.9 se indican algunos

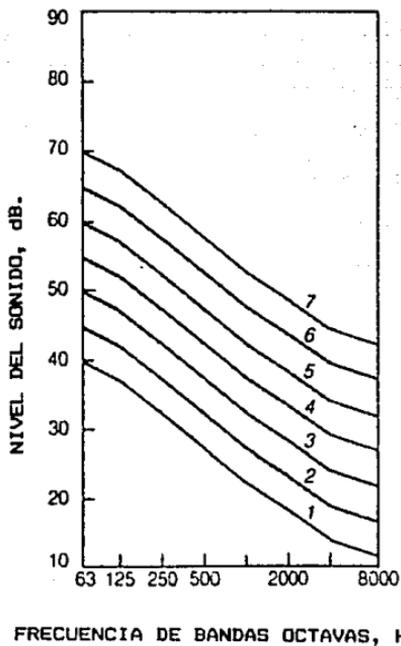


FIG. 5.9 Curvas relacionadas a las condiciones de la TABLA 5.9

niveles de ruido externos típicos de acuerdo al área donde se encuentre instalada la torre.

TABLA 5.9 NIVELES TÍPICOS DE RUIDOS EXTERNOS (referidos a la FIG. 5.9 )

Características del área	Curva No.
Rural, de noche*	1
Rural, de día	2
Suburbana, de noche*	2
Suburbana, de día	3
Urbana, de noche*	3
Urbana, de día	4
Comercial, de noche*	4
Comercial, de día	5
Industrial, de noche*	5
Industrial, de día	6
a 300 ft de A	4
a 300 ft de B	5
a 300 ft de C	7
300 a 1000 ft de A	3
300 a 1000 ft de B	4
300 a 1000 ft de C	6
1000 a 2000 ft de A	2
1000 a 2000 ft de B	3
1000 a 2000 ft de C	5
2000 a 4000 ft de A	1
2000 a 4000 ft de B	2
2000 a 4000 ft de C	4

\* sin tráfico cercano que afecte, A = tráfico intermitente ligero

B = tráfico ligero continuo C = tráfico pesado continuo

Ref. 12

### 5.5.1 Medidas de Control.

El ruido generado por una torre de enfriamiento es originado por el motor del ventilador, caja de engranes, y el agua cayendo en cascada, la combinación de todos ellos produce un nivel de sonido típico de alrededor de 70 db(A) a una distancia horizontal de 50 ft de las persianas de la torre.

El equipar una torre con un motor de dos velocidades reduce el nivel de ruido de 6 a 10 db o más cuando los ventiladores son operados a la mitad de su velocidad.

En condiciones extremas por ejemplo en una torre a contracorriente o cuando no es factible colocar un reductor de velocidad, se colocan silenciadores a la entrada del aire a la torre, pero para compensar las pérdidas de aire debidas a los silenciadores, se debe sobrediseñar la torre.

El método de control de ruido debe seleccionarse en bases económicas y en la severidad del problema. Un procedimiento estándar para la evaluación del sonido en torres de enfriamiento es especificado por el código ATC-128 del CTI.

En la FIG. 5.10 se representan las emisiones típicas de ruido para torres de tiro natural y mecánico empleadas en plantas de generación de potencia de 600-800 MW.

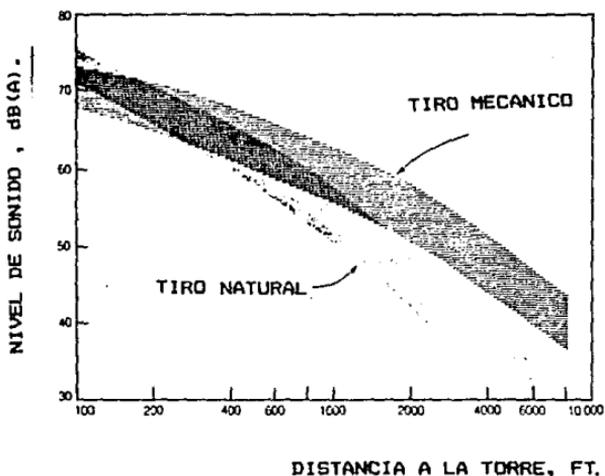


FIG. 5.10 Ruido producido por torres de enfriamiento empleadas en plantas de potencia de 600-800-MW, asumiendo terreno plano y viento ligero.

## 5.6 Eficiencia de un Sistema de Enfriamiento.

Una vez conocido el control del sistema de enfriamiento, será necesario saber si dicho control se está llevando en forma eficiente, para ello será necesario calcular lo siguiente:

- a. Eficiencia de tratamiento.
- b. Eficiencia de los ciclos de concentración.
- c. Eficiencia del uso del agua.
- d. Eficiencia económica.

a. La eficiencia del tratamiento se calcula en base a la cantidad óptima de sustancias químicas contra corrosión e incrustación recomendada por el tratamiento seleccionado y la cantidad que realmente se está empleando.

$$ET = \frac{\text{ppm tratamiento óptimo} * 100}{\text{ppm empleados}} \quad (5.21)$$

b. La eficiencia de la concentración o de purga estará dada por la relación entre las ppm del compuesto limitante presente en el agua en circulación y la cantidad máxima permisible.

$$EC = \frac{\text{ppm compuesto limitante} * 100}{\text{ppm cantidad permisible}} \quad (5.22)$$

c. Eficiencia del uso del agua esta dada por el aprovechamiento de la misma.

$$WE = 100 - \frac{D}{F_0} * 100 \quad (5.23)$$

$$M_o = E + W + B_m \quad (5.24)$$

$$D = \frac{(1 - E.C) B_m}{100} \quad (5.25)$$

$M_o$  - Agua de repuesto en gpm

$E$  - Velocidad de evaporación en gpm

$W$  - Pérdidas por viento

$D$  - Exceso de agua purgada en gpm

$B_m$  - Purga teórica necesaria para mantener la concentración de STD en gpm

#### d. Eficiencia económica

$$EE = \frac{\%ET * \%EC}{100} \quad (5.26)$$

Esta eficiencia sólo será comparativa para tratamientos con igual costo o igual eficiencia.

Después de un cierto tiempo de operación con un tratamiento X y calculadas las eficiencias se podrá operar bajo las siguientes métodos:

1. Continuar el tratamiento actual y reducir las purgas a su valor óptimo si están excedidas.
2. Continuar con las mismas purgas y reducir el tratamiento a su valor óptimo en el caso de que nos hayamos excedido en el tratamiento.
3. Operar a tratamiento óptimo y purga óptima.

Los ahorros potenciales estarán dados en pesos por día o pesos por  $1 \times 10^7$  BTU

1. A purga óptima  $TC = \frac{(TC * WE)}{100}$  (5.27)

2. A tratamiento óptimo  $SC = \frac{(SC * TE)}{100}$  (5.28)

3. A tratamiento y purga óptimos

$$(PH + A) * (1 - \frac{WE}{100}) + SC - \frac{SC * EE}{100} \quad (5.29)$$

donde:

TC : Costo total.

PH : Costo del ácido para control de pH.

SC : Costo reactivo contra la corrosión e incrustación.

A : Costo reactivos para control microorganismos.

WE : Eficiencia del uso del agua.

TE : Eficiencia del tratamiento.

EE : Eficiencia económica.

**5.7 Impacto Ambiental Causado por la Operación de Torres de Enfriamiento.**

Una comparación del impacto ambiental que presentan los distintos tipos de torres de enfriamiento se muestran en la TABLA 5.10

**TABLA 5.10 IMPACTO AMBIENTAL CAUSADO POR TORRES DE ENFRIAMIENTO.**

Sistema de enfriamiento	Efectos en el medio ambiente					
	A	B	C	D	E	F
Torre de enfriamiento de tiro mecánico húmedo-seca.	2	2	2	2	2	2
Torre de enfriamiento de tiro mecánico seca.	0	0	0	3	3	2
Torre de enfriamiento de tiro mecánico húmeda.	3	3	2	3	2	2
Torre de enfriamiento de tiro natural húmeda.	2	2	1	2	2	3
Estanques de enfriamiento natural.	1	1	0	0	4	1
Estanque de aspersión.	2	2	3	1	4	2

A : Hielo    B : Niebla    C : Ventisca    D : Ruido

E : Area terrestre    F : Estéticos

Escala:    0 = Ninguno    1 = Ligero    2 = Moderado

3 = Severo    4 = Prohibitivo.

Ref. 37

La operación de las torres de enfriamiento de tiro mecánico húmedas inducen con frecuencia hielo y neblina, lo que no ocurre en una torre de enfriamiento de tiro natural. De acuerdo a reportes ecológicos indican que la extensión y riesgo de daño ambiental es debido a ventiscas salinas de torres de enfriamiento de tiro mecánico, por lo que deben estar a una magnitud más lejana que las torres de enfriamiento de tiro natural.

Las emisiones de ruido de las torres de enfriamiento de tiro mecánico incrementan los niveles de ruido en áreas vecinas lo cual no se espera en una torre de tiro natural.

Por lo tanto desde un punto de vista del medio ambiente, las torres de enfriamiento de tiro mecánico; debido al potencial significativo que tienen para la formación de hielo, neblina, daño ecológico desde la deposición de ventisca y emisión de ruido parece ser que es menos deseable que una torre de enfriamiento de tiro natural.

## CONCLUSIONES

Considerando que existe una enorme cantidad de información publicada, relacionada con los sistemas de enfriamiento de agua, resulta de gran utilidad para los usuarios de este tipo de sistemas, el contar con un manual que concentre la información más relevante en forma sistemática.

Los sistemas de enfriamiento con estanques de aspersión y las torres de enfriamiento atmosféricas son generalmente utilizados cuando los requerimientos de agua no son muy grandes, resultan inadecuados para cubrir los enormes requerimientos de la mayoría de las industrias químicas y plantas petroquímicas.

Los estanques de enfriamiento son adecuados para manejar grandes volúmenes de agua, requieren de una baja inversión inicial y sus costos de operación son bajos comparados con otros sistemas, sin embargo tienen la desventaja de causar considerables pérdidas de agua y de requerir un amplio espacio.

Los sistemas de enfriamiento con aire no son muy empleados en nuestro país. Presentan la ventaja de ahorrar espacio dentro de la planta al ser colocados sobre otros equipos o instalaciones, las temperaturas de enfriamiento son superiores a las alcanzadas en torres de enfriamiento

Las torres de enfriamiento de tiro natural (torres hiperbólicas) se utilizan preferentemente en sitios con climas fríos y

velocidades de viento considerables, por lo que su implementación en nuestro país no es muy ventajosa.

Las torres de enfriamiento de tiro mecánico son los equipos más comunmente empleados en la industria química y petroquímica mexicana. Existe una gran variedad de torres de enfriamiento, por lo que la selección del equipo adecuado para una necesidad en particular es una tarea importante.

En la etapa de selección de los sistemas de enfriamiento se deben de contemplar los aspectos básicos relacionados con la operación con el propósito de minimizar la corrosión, las incrustaciones y el ensuciamiento y evitar en lo posible el nivel de ruido por encima de las normas de control. Así mismo es indispensable reducir si es posible eliminar los problemas de contaminación ambiental originados por las sustancias químicas empleadas en el control de los conceptos mencionados anteriormente.

Actualmente existe una amplia variedad de sistemas de enfriamiento, por lo tanto la selección del sistema óptimo que cubra las necesidades de un proceso en particular es una tarea importante, dado que puede significar considerables ahorros energéticos y económicos.

Si bien el manual propuesto en esta tesis no incluye la totalidad de los aspectos relacionados con los sistemas de enfriamiento si, es una base que puede ser perfeccionada en futuros trabajos.

## APENDICE 1.

### DEFINICION DE TERMINOS

*Acercamiento (Approach)* .- Diferencia entre la temperatura del agua fría y la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente.

*Accionador (Driver)* .- Accionador principal para el suministro de potencia al ventilador, puede ser un motor eléctrico, turbina de gas, turbina de vapor, motor hidráulico u otro tipo de motor.

*Agua de reposición (Make up)* .- Agua agregada al sistema de circulación para reemplazar las pérdidas por: evaporación, arrastre, purgas y fugas.

*Aire de salida (Exhaust air)* .- La mezcla de aire y de vapor de agua a la salida de la torre.

*Altura de la chimenea del ventilador (Fan stack height)* .- Distancia del tope de la plataforma de soporte del ventilador, al tope de la chimenea del ventilador.

*Altura total de bombeo (Total pumping head)* .- Altura total de agua requerida para que el agua circule desde la base del estanque

hasta el sistema de distribución localizado en la parte superior de la torre.

*Ancla formada* (Tornillo de montaje) (Anchor casting) .- Recurso para sujetar la estructura de la torre a los cimientos; no incluyen los pernos de anclaje.

*Arrastre* (Drift).- Pérdida de agua de la torre por arrastre de gotitas de agua en el aire de salida.

*Brocal del estanque* (Basin curb).- Nivel de tope a la pared de retención del estanque de agua fría; usualmente el nivel de referencia para los puntos elevados de la torre.

*Barra de chapoteo* (Splash bar).- Componente horizontal del soporte del empaque, que constituye la superficie principal de chapoteo.

*Boquilla aspersora* (Spray nozzle).- Usada en un sistema de distribución a presión en forma de gotas para lograr una distribución uniforme del agua sobre el área húmeda de la torre.

*Cabezales de distribución* (Distribution header).- Tubo o canal para entrega de agua a las conexiones internas de los cabezales laterales, a través de los estanques de distribución, para su aspersión.

*Cabezales laterales* (Lateral header).- Tubo a canal para

distribuir el agua de los cabezales de distribución a boquillas u otros tipos de distribución al área de empaque.

*Cabezales de suministro* (Supply header).- Porción del sistema de distribución de agua constituida de tuberías ascendentes o conexiones internas cuyo objeto es el de recibir el flujo de agua caliente y distribuirla.

*Carga de agua* (Water loading).- Flujo de agua circulante expresada en  $\text{gpm/ft}^2$  de área horizontal efectiva humedecida de la torre.

*Carga térmica* (Heat load).- Calor removido del agua circulante dentro de la torre. Puede calcularse conociendo el rango y la cantidad de agua circulante; generalmente se expresa en  $\text{gpm}$ .

*Celda* (Cell).- Subdivisiones de la torre que pueden funcionar como una unidad independiente con respecto al flujo de aire y agua; terminan en paredes exteriores o paredes de partición.

*Chimenea de descarga* (Discharge stack).- Recinto extendido hacia la salida vertical del aire fuera de los ventiladores.

*Chimenea del ventilador* (Fan stack).- Estructura cilíndrica o hiperbólica, que cubre el ventilador en torres de tiro inducido.

*Chapoteadores* (Splasher).- Usados en sistemas de distribución por gravedad para recibir agua de un tubo de descenso, para lograr un efecto de propagación uniforme del agua sobre la superficie húmeda

de la torre.

*Ciclos de concentración.*- Comparan los sólidos totales disueltos en el agua de repuesto con los sólidos disueltos en el agua circulante. Se usa generalmente al cloro como referencia debido a su solubilidad, un ciclo de concentración está dado por la relación de la cantidad de cloro en el agua circulante y el agua de repuesto.

*Columna .-* Soporte principal vertical de miembros de la armazón de la torre.

*Dimensiones de la celda .-* a) ancho, dimensión perpendicular de la sección longitudinal de la torre, por lo general lado derecho del lado de las persianas; b) largo, dimensión paralela a la sección longitudinal y el plano donde las persianas están generalmente localizadas; c) altura, distancia desde el borde del estanque, hasta los ventiladores sin incluir la chimenea. El largo y ancho nominal están medidos desde el centro de las columnas.

*Dimensiones nominales de la torre.*- Las medidas de largo y ancho desde las líneas de centro de las columnas; la altura medida desde el brocal del estanque hasta el tope de la plataforma del ventilador (flujo contracorriente) o hasta el tope del estanque de distribución (flujo cruzado).

*Dimensiones totales de la torre.*- a) ancho, todas las dimensiones perpendiculares al eje longitudinal de la torre; b) longitud,

todas las dimensiones paralelas a las persianas de entrada de aire y del eje longitudinal; c) altura total, distancia desde el brocal del estanque hasta el tope de la chimenea del ventilador.

*Divisores (Partition).*- Paredes interiores que subdividen la torre en celdas.

*Eliminadores de arrastre (Drift eliminator).*- Un ensamble de bordes arreglados en marcos u otros elementos, instalados a la salida de la torre para remover el agua del aire de salida.

*Empaque (Fill).*- Elementos internos de una torre que suministran la superficie de contacto para que se efectúe la transferencia de calor y masa entre el agua de circulación y el flujo de aire a través de la torre.

*Ensamblado del accionador.*- Componentes mecánicos que suministrarán potencia al ventilador, ordinariamente consiste de motor, flecha de transmisión, reductor de velocidad y miembros primarios de soporte.

*Envolvente (Casing).*- Paredes verticales finales o laterales de una torre excluyendo la sección de las persianas (louvers).

*Estanque de redistribución.*- Estanque elevado, usado para redistribuir el agua circulante dentro de la torre.

*Estanque de distribución.*- Recipiente poco profundo localizado sobre la plataforma de la torre para distribuir el agua caliente.

**Flecha motriz (Deck stringer).**- Medio para transmitir el par del motor al reductor de velocidad.

**Miembros del arazón.**- Los miembros estructurales diseñados para soportar todas las cargas vivas y muertas. Consta de columnas, amarres horizontales, diagonales, juntas y vigas.

**Persianas (Louvers).**- Elementos colocados horizontalmente en la pared de la torre para proporcionar aberturas a través de las cuales el aire entra a la torre.

**Pilastra (Pilaster external pier).**- Soporte exterior de columnas, por lo general es una parte integral de la pared del estanque.

**Plenum.**- Espacio comprendido entre los eliminadores y la chimenea del ventilador en una torre de tiro inducido.

**Purgas (Blowdown).**- Descarga de agua del sistema para el control de la concentración de sales u otras impurezas en el agua circulante.

**Rango (Cooling range).**- Diferencia entre las temperaturas de agua caliente y de agua fría.

**Recirculación (Recirculation).**- Porción del aire de salida que recircula a la torre.

*Resuidero (Sump).*- Pequeña porción del estanque para que el agua fría circulante fluya, por lo general localizado en el punto de conexión para la succión.

*Sistema de distribución.*- Estos elementos de las torres comiezan con las conexiones internas, y distribuyen el agua caliente a través de la torre, a los puntos donde se pone en contacto con el aire.

*Temperatura de bulbo húmedo .*- Temperatura indicada por un psicrómetro que sirva para indicarnos la cantidad de humedad del aire ambiente.

*Torre a flujo contracorriente (Counterflow tower).*- Diseño en el cual el aire fluye de abajo hacia arriba atravesando la sección de empaque de la torre en sentido contrario al flujo de agua caliente que va cayendo.

*Torre a flujo cruzado (Crossflow tower).*- Diseño en el cual el aire fluye horizontalmente la sección de empackado y se pone en contacto perpendicularmente con el agua que va cayendo.

*Venteo de vapor.*- Venteo neto de vapor localizado directamente a la succión de los ventiladores en torres de tiro inducido.

*Volumen neto efectivo.*- Es el volumen total estructural dentro del cual la circulación de agua está en contacto con el aire a través de la torre.

## APENDICE 2.

### EVALUACION TECNICA-ECONOMICA DE TORRES DE ENFRIAMIENTO

La importancia operativa y la diversidad de opciones de torres que pueden satisfacer el servicio requerido en un proceso, así como las características de todos sus componentes y su contribución al servicio eficiente de la torre, justifican ampliamente la realización de una adecuada evaluación técnica y económica, que permita seleccionar la torre que brinde el servicio esperado con alta eficiencia, sin problemas operativos y con mínimos costos totales anuales respecto a otras propuestas, redundando en ahorros económicos significativos, (Vivas, R., Fiorentini, R. Evaluación Técnica-Económica de Torres de Enfriamiento. Revista del IMP, Vol. XVII No. 1, Enero 1985).

#### A.2.1 Evaluación Técnica

La adecuada evaluación técnica va a depender en gran medida de la correcta especificación del equipo y sus componentes. La integración del paquete de requisición para concurso, deberá incluir la mayor información posible contenida en los siguientes documentos:

- Hoja de Datos.

- Práctica de Ingeniería de Torres de Enfriamiento.
- Requisitos Específicos del Proyecto.
- Práctica de Ingeniería de Equipo Mecánico.
- Cuerpo de la Requisición.
- Cuestionario Técnico.
- Cuestionario Comercial.

En estos documentos deberá aparecer todos los requerimientos para el diseño de la torre, incluyendo como información básica, los resultados del dimensionamiento preliminar que permita obtener de los fabricantes, propuestas consistentes y factibles de comparar sobre parámetros comunes.

El dimensionamiento preliminar debe hacerse aplicando un método consistente teóricamente y que involucre el cálculo del coeficiente de transferencia entálpico (por efectos de calor y de masa), para un tipo de empaque específico considerado como base.

La selección del tipo de torre adecuada para el servicio, será resultado de un análisis de los costos totales anuales derivados de la inversión inicial y los costos de operación para cada tipo de torre considerada.

La información básica debe incluir por lo tanto el tipo de torre, tipo de tiro, superficie máxima disponible, tipo de chimenea, etc., y sin suministrarse a los concursantes, se tendrán como base de comparación, las dimensiones totales de la torre, geometría del empaque, caída de presión del aire, potencias máximas en ventiladores y diámetro de ventiladores.

La información mínima requerida para evaluación estará contenida en el cuestionario técnico diseñado especialmente para efectuar la evaluación ordenada de cada elemento de la torre para una rápida calificación de los cumplimientos y desviaciones de cada propuesta.

La información de la torre que requiere ser analizada, se puede agrupar en las siguientes secciones:

- Condiciones de Operación.
- Condiciones de Diseño.
- Detalles Estructurales.
- Materiales de Construcción.
- Ventiladores.
- Accionadores.
- Reductor de Velocidad.
- Flecha Motriz
- Interruptor de Vibraciones.

En cada una de estas secciones se analizan las variables claves que permitan cuantificar el diseño térmico (características del empaque) e hidráulico y estructural de la torre, así como el cumplimiento de las especificaciones del equipo mecánico. En esta parte se utiliza el programa de computadora cuyo algoritmo se encuentra en la sección 4.8 para evaluar la torre al utilizar los datos de diseño de cada fabricante y su tipo de empaque, y para el cálculo del coeficiente entálpico correspondiente, reportándonos dos índices básicos, la eficiencia del empaque propuesto respecto al empaque de madera y las dimensiones de la torre considerando la geometría propuesta y la geometría base. En la calificación de cada sección deberá indicarse claramente si cumple o no con los requisitos, la magnitud de las desviaciones y los

puntos susceptibles de negociación, de tal manera que la evaluación económica considere exclusivamente aquellas propuestas aceptables técnicamente.

#### A.2.2 Evaluación Económica.

El método de evaluación económica permite efectuar la selección entre una torre de flujo cruzado y una de contracorriente para el servicio específico requerido y efectuar la selección del fabricante que cumple técnicamente y cuyo diseño resulte ser la mejor opción económica. El programa de evaluación económica comercial está representado en la FIG. A.2.1.

Dentro de los datos requeridos de los fabricantes se encuentra el volumen de concreto armado calculado para erección de la torre y la relación hierro-cemento, asimismo deben incluirse los costos de supervisión, de erección y el tiempo programado de erección. En otra sección se deben incluir las pérdidas garantizadas por evaporación y arrastre, programa de purgas recomendadas, de manera que se efectuen los cálculos de costos fijos y variables como sigue:

$$II = PEQ + PPR + FYS \quad (A.2.1)$$

$$PTSC = II + IC + SE \quad (A.2.2)$$

$$PTCC = PTSC + CS \quad (A.2.3)$$

Siendo:

$$IC = VC * CC \quad (A.2.4)$$

y

$$SE = TIE * CSE \quad (A.2.5)$$



la amortización

$$AMOR = PTCC * FAMOR * NN \quad (A.2.6)$$

el mantenimiento

$$MANTE = FMANTE * PEQ \quad (A.2.7)$$

y los costos fijos anuales

$$CFI = AMOR + MANTE \quad (A.2.8)$$

Para los costos variables, se requiere considerar la potencia de bombeo, en ventiladores, y el costo de agua de reposición:

Energía eléctrica por potencia requerida:

$$CEE = CEU * POT \quad (A.2.9)$$

Agua de reposición:

$$CAR = (PPE + PPA + PPUR) * CAU \quad (A.2.10)$$

Costos variables:

$$CVAR = CEE + CAR \quad (A.2.11)$$

Costos totales:

$$CTOT = CFI + CVAR \quad (A.2.12)$$

Valor presente:

$$VALP = CT * FAVALP \quad (A.2.13)$$

El fabricante seleccionado, de entre los que cumplieron técnicamente, será aquel que reporte el menor valor presente.

Utilizaremos el programa de la sección 4.8 y los datos y resultados de la TABLA 4.6. En la TABLA A.2.1 se encuentra la memoria de cálculo de los seis fabricantes considerados en la selección técnica-económica; con los resultados de la evaluación

### MEMORIA DE CALCULOS

Tiempo de Amortización	10 Años	Periodos por año	1
Interés por periodo	.085	Días de Op. por año	330.0

### COSTOS UNITARIOS

Energía Eléctrica	.60 \$/KW-H	Concreto Armado	6000. \$/M <sup>3</sup>
Agua de Rep.	200 \$/M <sup>3</sup>		

Factor de Amortización	152	Factor de Valor Presente	6.561
------------------------	-----	--------------------------	-------

#### FABRICANTE : FABRICANTE 1

Amortización	2544447.25 \$/Año	Mantenimiento	298559.94 \$/Año
Potencia Vent.	1248044.06 \$/Año	Agua de Rep.	380079.42 \$/Año

#### FABRICANTE : FABRICANTE 2 (BASE)

Amortización	2435155.41 \$/Año	Mantenimiento	298559.94 \$/Año
Potencia Vent.	1594604.87 \$/Año	Agua de Rep.	361749.16 \$/Año

#### FABRICANTE : FABRICANTE 2 (ALT.)

Amortización	1983965.75 \$/Año	Mantenimiento	195386.31 \$/Año
Potencia Vent.	1474123.61 \$/Año	Agua de Rep.	376181.51 \$/Año

#### FABRICANTE : FABRICANTE 3

Amortización	4207395.87 \$/Año	Mantenimiento	435507.36 \$/Año
Potencia Vent.	1871003.05 \$/Año	Agua de Rep.	372433.44 \$/Año

#### FABRICANTE : FABRICANTE 4

Amortización	2353084.41 \$/Año	Mantenimiento	260345.25 \$/Año
Potencia Vent.	966762.92 \$/Año	Agua de Rep.	356093.64 \$/Año

#### FABRICANTE : FABRICANTE 5

Amortización	2108325.94 \$/Año	Mantenimiento	161595.00 \$/Año
Potencia Vent.	1453925.27 \$/Año	Agua de Rep.	372564.38 \$/Año

Fecha de Cambio = Fecha de Evaluación.

Costos Fijos = Amortización + Mantenimiento.

Costos Variables = Costos de Agua de Rep. + Costo de Potencia en Vent.

**TABLA A.2.1 MEMORIAS DE CALCULO**

económica comercial, se elabora la TABLA A.2.2 en donde se resume los indicadores más importantes para hacer la selección final.

Se seleccionó al fabricante 4, dado que después de haber cumplido técnicamente, ofrece el menor valor presente .

#### NOMENCLATURA

II	Inversión inicial de procura de los elementos de la torre.
PEQ	Precio del equipo.
PPR	Precio de partes de repuesto.
FYS	Flete y seguro del embarque.
PTSC	Precio total sin castigos.
PTCC	Precio total con castigos,
IC	Inversión en concreto armado de la torre.
SE	Inversión en supervisión de la erección.
LS	Castigo por partes no cotizadas.
VC	Volumen de concreto necesario para la torre.
CC	Costo unitario del concreto armado.
TIE	Tiempo necesario para la erección de la torre.
CSE	Costo unitario por supervisión (cotizado).
AMOR	Amortización de la inversión total (\$/año).
MANTE	Mantenimiento anual requerido (\$/año).
CFI	Costos fijos anuales (\$/año).
CEE	Costos de energía eléctrica requerida.
CEU	Costo unitario (\$/kw-h)
POT	Potencia total requerida para operación de la torre.
CAR	Costo de agua de reposición (\$/año).

PPE Pérdidas de agua por evaporación (lb/año).  
PPA Pérdidas de agua por arrastre (lb/año).  
PREC Pérdidas de agua por purgas requeridas (lb/año).  
CAU Costo unitario de agua tratada para enfriamiento (\$/lb).  
CVAR Costos variables anuales (\$/año).  
CTOT Costos totales anuales (\$/año).  
VALP Valor presente a la fecha de arranque (\$).  
CS Castigos.  
FAMOR Factor de amortización de la inversión total (\$/año).  
FMANTE Factor de mantenimiento anual requerido (\$/año).  
TE (\$/año)  
PPLR Pérdidas por purgas recomendadas.

EVALUACION ECONOMICA DE TORRES DE ENFRIAMIENTO

Contrato: Clave TE-001      Regulación: Servicios EP Aux. Planta de Acido Sulfúrico      Localización: Lázaro Cárdenas, Mich. Méx.      Cliente:      Fecha Hecho por LRF:      Hoja de Aprobado por RVA:

RESULTADOS DE LA EVALUACION

FABRICANTES

DESCRIPCION	UNIDADES	COSTOS	FABRICANTE 1	FABRICANTE 2 (BASE)	FABRICANTE 2 (ALT.)	FABRICANTE 3	FABRICANTE 4	FABRICANTE 5
Precio del Equipo	\$/MN	14516912.00	9951998.00	9951998.00	6512677.00	14516912.00	8678175.00	5386500.00
Precio partes de repuesto	\$/MN	427800.00	26382.00	33008.00	370764.00	82044.00	.00	427500.00
Inversión en Concreto	\$/MN	5136000.00	5082000.00	4266000.00	4836000.00	4710000.00	5136000.00	4500000.00
Supervisión de Ercción (sin viáticos ni transporte)	\$/MN	1306920.00	1065708.00	441000.00	441000.00	1306020.00	588000.00	881790.00
Flete y Seguro de Taller Mex. a Sitio	\$/MN		35000.00	12000.00	18000.00	.00	90000.00	.00
T. a Front. o Pto. Méx.	\$/MN		1.00	66951.00	134381.00	4801469.00	.00	1710000.00
F. o Pto. Méx. a Sitio	\$/MN		52250.00	64263.00	121310.00	.00	706.00	55570.00
Inversión Inicial	\$/MN		10085641.00	10415280.00	7157332.00	19400425.00	8839675.00	7579570.00
Precio Total sin Cost.	\$/MN		16213349.00	15122280.00	12434332.00	25416345.00	14503675.00	12961350.00
Precio Total con Cost.	\$/MN		16695003.82	16977901.87	13017489.50	27626188.25	15439405.37	13833460.00
Costos Fijos	\$/MN/Año		2843007.19	2733715.34	2179352.03	4642903.19	2613429.66	2269920.94
Costos Variables	\$/MN/Año		1828141.47	1950354.03	1850305.11	2243436.47	1311856.56	1825489.64
Costos Totales Anuales	\$/MN/Año		4471148.62	4690069.37	4029657.12	6886339.62	3925286.22	4095410.56
Valor Presente (a fecha de Arranque)	\$/MN		29336761.25	30773176.50	26439982.12	45183669.50	25756168.25	26877974.50
Integración Nat. Equipo	%	15.0	6R.00	46.00	46.00	.00	70.00	.00
Partes de Rep.	%	15.0	.00	.00	.00	.00	10.00	.00
Fecha de Cotización	Días/Mes/Año		6/08/79	6/08/79	6/08/79	3/08/79	6/08/79	12/07/79
Valor de la Oferta	Días		90.00	90.00	90.00	90.00	90.00	90.00
Gar. a Fecha Entrega de Eq.	MeSES		24	24	24	24	18	18
Gar. a Fecha Oper. del Eq.	MeSES		12	12	12	12	12	12
Tiempo de Ercción + Inst.	Semanas		36	36	36	32	28	21
Llave a mano	Tier/L. Tex.		L. Reyes/L. Tx.	L. Reyes/L. Tx.	L. Reyes/L. Tx.	Pto. Méx.	S. Cal/L. Tex.	Cif. Pto. Méx.
Tipo de Cambio	\$/Mon. Ext.		22.8500	22.8500	22.8500	1.060	22.8500	.0285
Moneda			M.N./Dólar	M.N./Dólar	M.N./Dólar	Yens	M.N./Dólar	Lira Italiana

Cumple con la Evaluación Técnica: SI SI NO ( ) NO ( ) SI NO ( )

NOTAS ( )

Fabricante Recomendado/Valor Presente: Fabricante 4/25756168.25      Instituto Mexicano del Petróleo

Razones de Recomendación: Subdirección de Ingeniería de Proyecto de Plantas Industriales      División de Ingeniería de Cambiadores de Color

Supercias:      Aprobado Original Jefe de Oficina Departamento Proyecto Subdirección Cliente  
 Firma:      Fecha:

### APENDICE 3.

#### OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO EN UN COMPLEJO INDUSTRIAL.

Para optimizar un sistema de enfriamiento es necesario considerar conjuntamente los diferentes equipos y servicios involucrados, es decir: torres de enfriamiento, equipos de remoción de calor de corrientes de proceso, condensadores en los sistemas de refrigeración y de vacío y condensadores de plantas de energía.

Se ha encontrado que el éxito de la optimización depende en buena medida del dimensionamiento apropiado del equipo y de la validez de la información para la estimación de costos del mismo.

En este apéndice se presenta un programa de computadora para obtener la capacidad, rango y acercamiento óptimos de la torre, así como el arreglo y niveles de temperatura óptimos en cada uno de los equipos enfriados con agua y con aire del sistema, (Landgrave, J. Optimización del Sistema de enfriamiento de un complejo industrial. Revista del IMP, Enero 1978).

Como ya se mencionó en el capítulo 1, los sistemas de enfriamiento están constituidos por varias clases de equipos:

- a) Enfriadores con agua, como es el caso de cambiadores de calor de haz y envolvente, condensadores de superficie y cajas enfriadoras.
- b) Enfriadores con aire.
- c) Torre de enfriamiento.
- d) Bombas, accionadores y tuberías.

La función principal de los equipos, una vez interconectados debidamente, es el enfriamiento de corrientes de proceso tanto con agua, como con aire.

Considerese una corriente cualquiera de alguna planta, una vez que se ha recuperado su calor excedente a través del proceso en forma óptima. Esta corriente será denotada como la "i", y es necesario entregarla en límites de batería a ciertas condiciones de presión y temperatura PP2 y TP2, respectivamente.

El algoritmo propuesto, optimiza el empleo de cambiadores con agua y con aire, (FIG. A.3.1).

Otra de las funciones del sistema de enfriamiento es el enfriamiento de corrientes viscosas, ya que es frecuente encontrar corrientes de proceso cuya variación de la viscosidad respecto a la temperatura es muy acentuada, de tal modo que la temperatura en límites de batería y la viscosidad correspondiente sea mayor de 100 cp como mínimo. Para estos casos, el equipo más apropiado para el enfriamiento, desde el punto de vista de inversiones, de

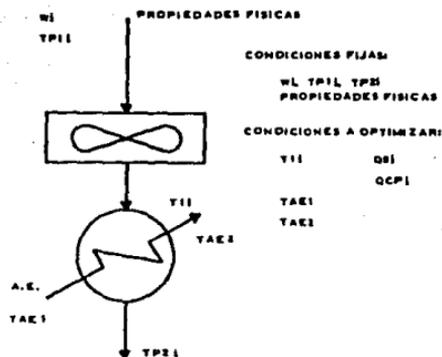


FIG. A.3.1 Enfriamiento de corrientes de proceso.

costos de operación y respecto al mantenimiento es la caja enfriadora. el consumo de agua demandado en este equipo es bastante elevado, y por tanto, juega un papel relevante en la optimización del complejo industrial, (FIG. A.3.2)

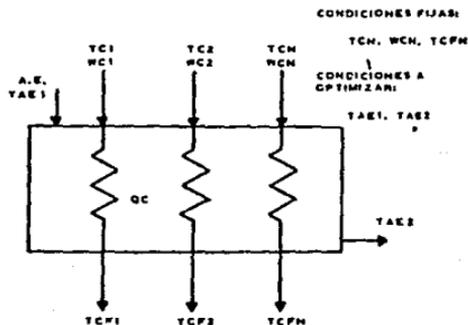


FIG. A.3.2 Caja enfriadora.

Una opción adicional para el enfriamiento de esta clase de corrientes, es aquella donde el agua se encuentra en circuito cerrado con un cambiador de calor enfriado con aire, en vez de estarlo con la torre de enfriamiento, (FIG. A.3.3). Esta opción representa ciertas ventajas aparentes respecto a la mostrada en la FIG. A.3.2, como es el hecho de reducir la capacidad de la torre de enfriamiento; pero se mostrará posteriormente que no resulta ser muy provechosa.

La condensación de vapor matriz proveniente de turbogeneradores es también uno de los servicios que debe cubrir el sistema de enfriamiento, así como la condensación de vapor en sistemas de vacío, (FIG. A.3.4)

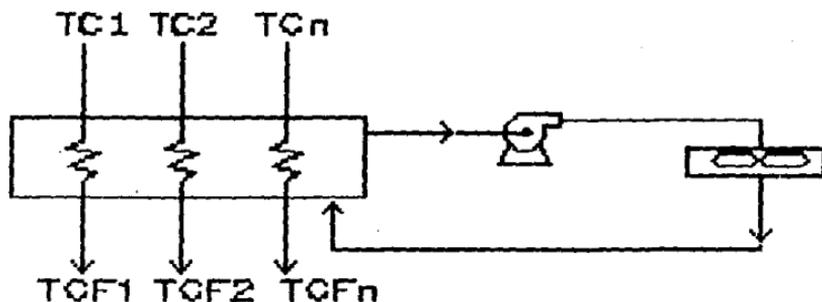


FIG. A.3.3 Sistema temperado.

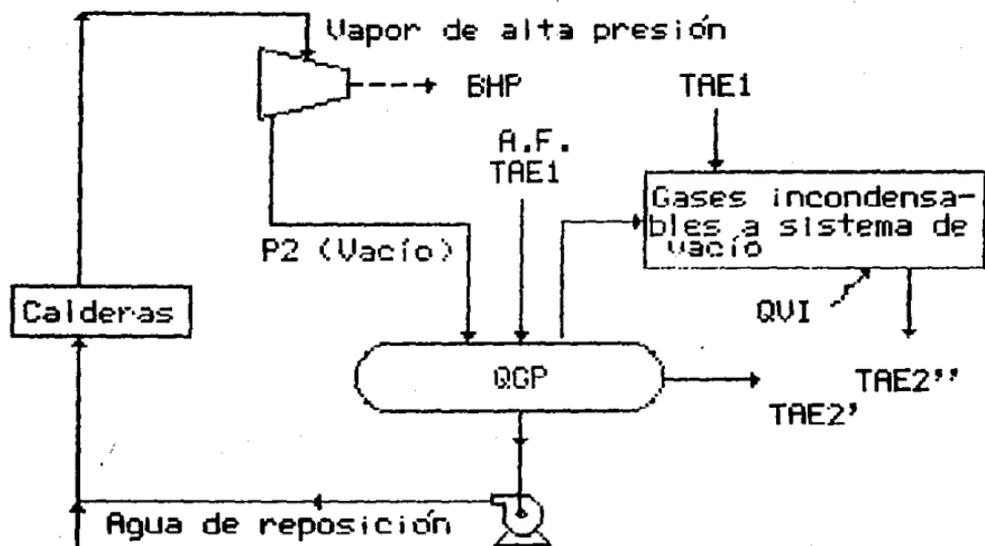


FIG. A.3.4 Condensación de vapor motriz en turbogeneradores.

Es muy usual encontrarse con varios sistemas de vacío en las plantas de la industria química; los cuales requieren de agua de enfriamiento para la condensación del vapor matriz correspondiente.

### A.3.1 Arreglos del Sistema de Enfriamiento.

Después de haber enlistado los equipos del sistema y las funciones que desempeñan, es necesario establecer que dichos equipos pueden integrarse en infinitud de maneras, pero seis son las más adecuadas, si se toma en cuenta los niveles de temperatura requeridos para la remoción de calor en el sistema y el balance de materia y energía correspondiente.

*Arreglo 1* .- El suministro del agua de enfriamiento se realiza en paralelo en los diferentes servicios, tal como se muestra en la FIG. A.3.5. La capacidad de la torre es la suma de los consumos de agua, en cada uno de los equipos; la temperatura de suministro es constante, y la de retorno está dada por la mezcla de los flujos provenientes de los diversos servicios, es decir:

$$WA_1 = \frac{QC + QGP + QV + \sum_{i=1}^n QCP_i}{TA2 - TA1} \quad (A.3.1)$$

$$TA2 = \frac{WV * TV2 + WGP * TGP2 + WCA * TCA2}{WV + WGP + WC + WCA} \quad (A.3.2)$$

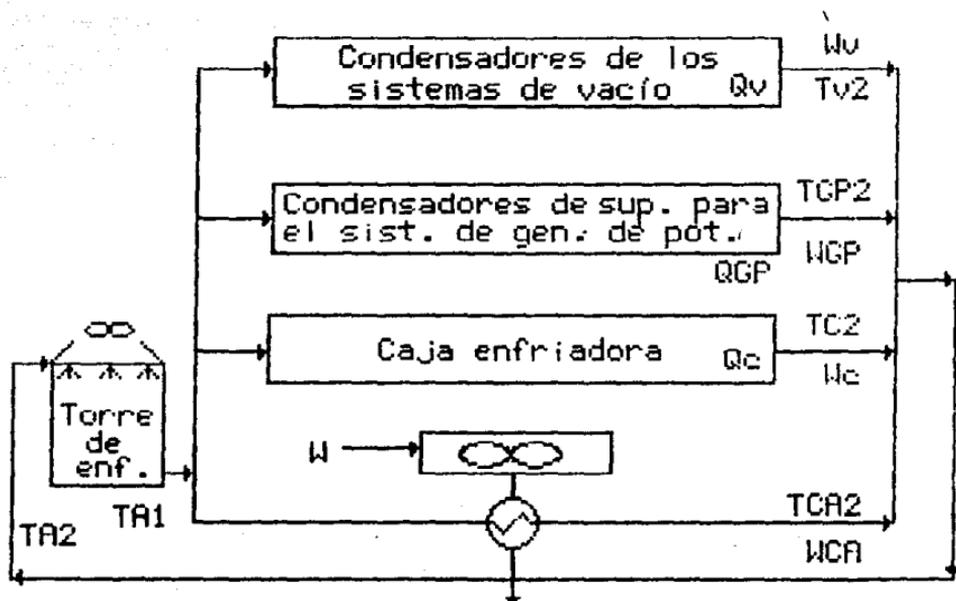


FIG. A.3.5 Arreglo No. 1. Servicio en paralelo, utilizando caja enfriadora y un solo nivel de enfriamiento en las corrientes de proceso.

Arreglo 2. El suministro de agua de enfriamiento también se efectúa en paralelo, sólo que la caja enfriadora no consume agua de torre, sino que se encuentra en circuito temperado, con un cambiador de calor enfriado con aire, tal como se muestra en la FIG. A.3.6.

$$WA_{11} = \frac{QGP - QV + \sum_{l=1}^n QCP_l}{TA2 - TA1} \quad (A.3.3)$$

$$TA2 = \frac{WV * TV2 - WGP * TGP2 + WCA * TCA2}{WV - WGP + WCA} \quad (A.3.4)$$

Como ya sea mencionado, este arreglo disminuye la capacidad de la torre y por ende, los costos de operación correspondientes; pero a su vez ocasiona el incremento en la inversión del sistema, por lo que respecta la enfriador de aire.

**Arreglo 3.**.- Tomando en cuenta que en la condensación de vapor en el sistema de vacío y de generación de potencia se requiere un nivel de enfriamiento bajo, el agua sale de los condensadores de superficie a una temperatura suficientemente baja, para ser empleada en la caja enfriadora. La caja enfriadora se encuentra en serie respecto a los condensadores, siempre y cuando el flujo de agua sea suficiente para cubrir el servicio. Este arreglo tiene la ventaja de disminuir el flujo de agua en la torre de enfriamiento, sin el empleo del circuito temperado del arreglo 2.

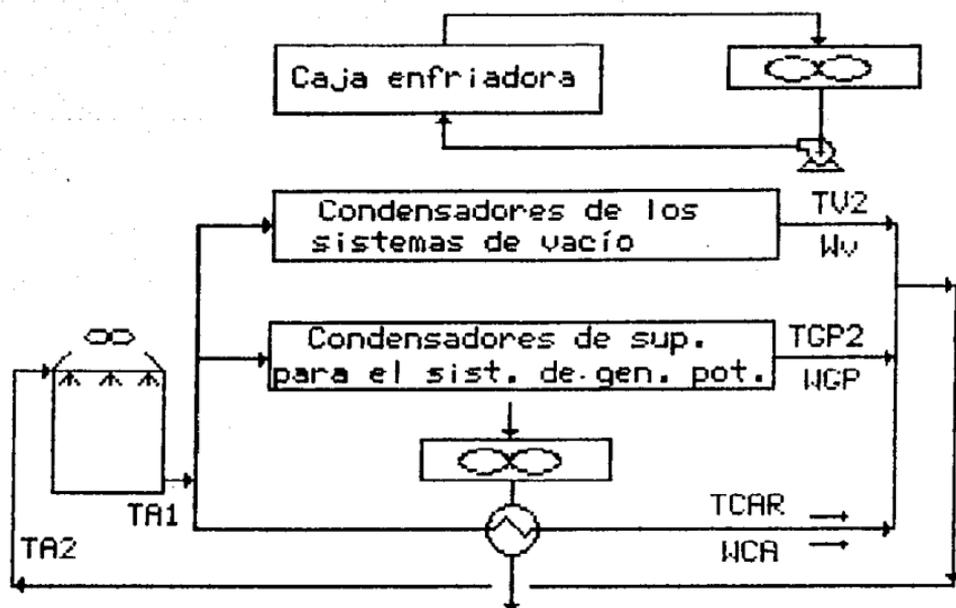


FIG. A.3.6 Arreglo No. 2. Servicios en paralelo, utilizando circuito temperado y un solo nivel de enfriamiento en las corrientes de proceso.

$$WA_{111} = \frac{QGP + QV + \sum_{i=1}^n QCP_i}{TA2 - TA1} \quad (A.3.5)$$

para

$$WCA \leq WGP + WV$$

La temperatura del agua a la entrada de la caja (FIG. A.3.7) está dada por:

$$TC1 = \frac{WV * TV2 + WGP * TGP2}{WV + WGP} \quad (A.3.6)$$

y finalmente la temperatura de retorno es:

(A.3.7)

$$TA2 = \frac{WCA * TCA2 + WV' * TV2 + WC * TC2 + WGP' * TGP2}{WCA + WV' + WC + WGP'}$$

Los arreglos 4, 5 y 6 son equivalentes a los arreglos 1, 2 y 3 respectivamente, sólo que las corrientes de proceso están clasificadas en dos niveles de enfriamiento. El agua entra al primero para salir a una temperatura moderada y entrar todavía a los equipos del segundo nivel, (FIG. A.3.B).

El objeto de la existencia de los dos niveles de enfriamiento es disminuir aún más la capacidad de la torre, tomando en cuenta las limitaciones en las temperaturas requeridas en límites de batería de la planta.

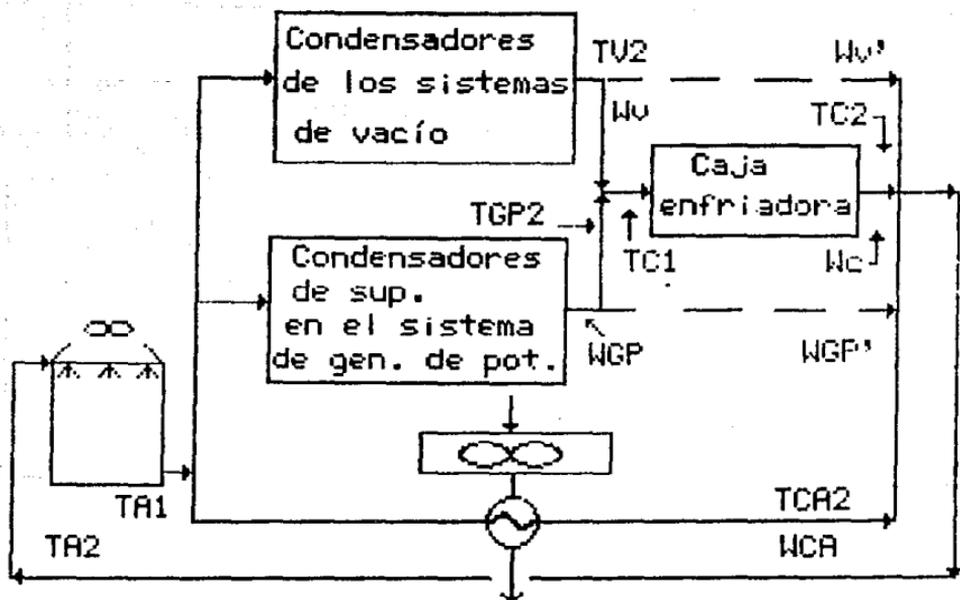


FIG. A.3.7 Arreglo No. 3. Servicios en serie paralelo y un solo nivel de enfriamiento en las corrientes de proceso.

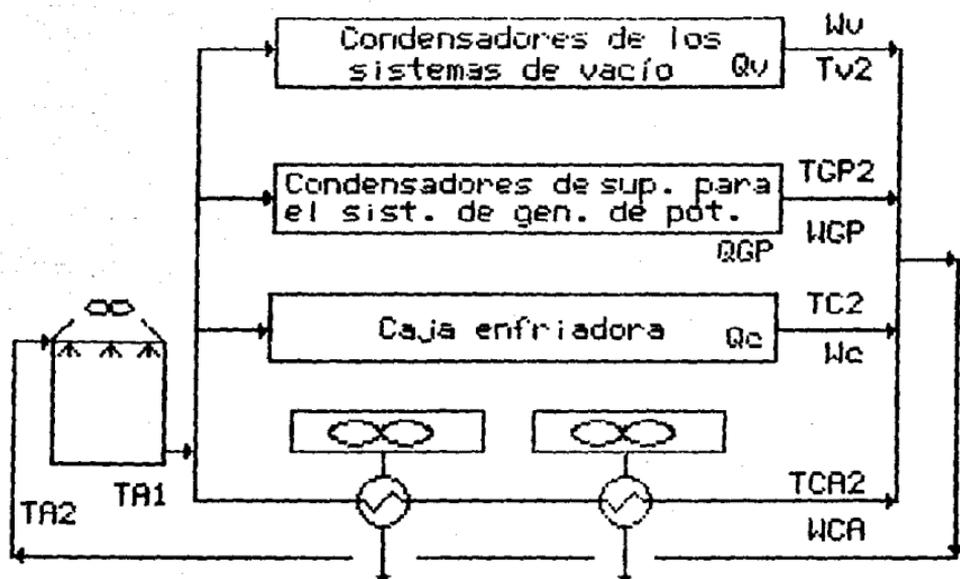


FIG. A.3.8 Dos niveles de enfriamiento en las corrientes de proceso.

### A.3.2 Planteamiento de la Función Objetivo.

En primer lugar, es necesario establecer las variables independientes de la función objetivo.

1. Temperatura del agua de enfriamiento de la salida de la torre,  $TA_1$  en  $^{\circ}F$ .
2. Temperatura del agua de enfriamiento a la entrada de la torre,  $TA_2$  en  $^{\circ}F$ .
3. Temperaturas hasta las cuales son enfriadas las corrientes de proceso mediante el empleo de aire,  $TI_i$ . Obviamente estas temperaturas serán las cargas térmicas de los cambiadores enfriados con aire y con agua QA/QCA.
4. Arreglo de los equipos del sistema de enfriamiento (6 posibles).

Por otro lado, la variable dependiente costo total anual de operación está dado por la suma de los siguientes renglones:

1. Amortización del Equipo.
2. Mano de obra de operación.
3. Mantenimiento del mismo.
4. Energía eléctrica requerida en los ventiladores de los enfriadores con aire y de las bombas para manejar el agua.
5. Tratamiento de agua.
6. Agua de reposición

Finalmente, se desea minimizar los costos totales anuales del sistema, CT en \$/año:

$$\text{Min CT} = f(\text{TA1}, \text{TA2}, \text{TI}_j, \text{arreglo})$$

para  $i = 1$  hasta  $n$ , número de corrientes de proceso.

$j = 1$  a 6 posibilidades como máximo.

### A.3.3 Algoritmo de Optimización.

El algoritmo de optimización conjuga varios métodos de búsqueda:

1. Método factorial con restricciones, para la postulación de TA1 y TA2.
2. Un método específico para la postulación del arreglo del sistema.
3. Método de eliminación modificado para la postulación de la TI, de cada corriente de proceso.

**Método Factorial.**— El método aplica para variables de tipo discreto y consiste en asignar a las variables independientes TA1 y TA2. Se considera que el método es aplicable, aunque las temperaturas sean de naturaleza continua, puesto que desde un punto de vista práctico, sufren incrementos de 5°F. A su vez el método resulta ser eficiente, por el hecho que el intervalo de variación de las temperaturas del agua es reducido, de acuerdo a las limitaciones climatológicas del lugar y no de precipitación de sales en el agua.

Los valores propuestos para TA1 y TA2, deben cumplir con las siguientes restricciones:

a. Un rango mínimo de 5°F.

$$TA2 - TA1 \geq 5 \quad (A.3.9)$$

b. Acercamientos mínimos entre la temperatura de salida de las corrientes a enfriarse y la salida de la torre también de 5°F.

TP2

$$TV2 - TA1 \geq 5 \quad (A.3.10)$$

TGP2

Postulación del arreglo del sistema.- Este algoritmo es una serie de órdenes y decisiones de carácter lógico, que toman en cuenta básicamente dos aspectos:

- a) Que los flujos de agua de enfriamiento en los sistemas de vacío y de generación, sean suficientes para satisfacer las necesidades de la caja enfriadora.
- b) Que las temperaturas del agua sean satisfactorias para remover el calor de la caja de enfriamiento y de las corrientes de proceso.

En el diagrama de bloques de la FIG. A.3.9, se puede apreciar que, en primera instancia, es necesario investigar si hay caja de enfriamiento, ya que en caso de no estar presente el número de arreglos factibles, se reduce a dos únicamente. La segunda pregunta es de acuerdo a las temperaturas de las corrientes de proceso: ¿puede haber dos niveles de enfriamiento? En caso de que sí sea posible, se cuidará que no se presenten problemas de

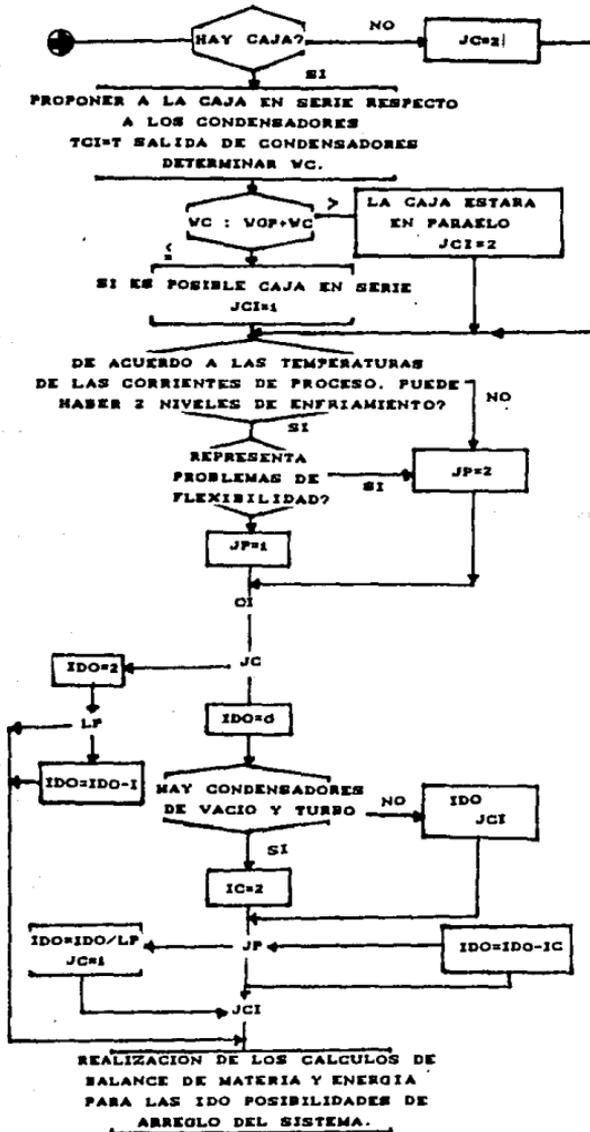


FIG. A.3.9 Diagrama de bloques del programa

flexibilidad en la operación del sistema, es decir, que no se propongan arreglos en los cuales el agua de un cambiador localizado en la planta A, sea enviada a otro cambiador localizado en la planta B.

Finalmente la última parte del diagrama determina el número total de alternativas que deberán evaluarse. Por ejemplo, en caso de que si haya caja de enfriamiento, pero no sea posible tener dos niveles de enfriamiento en las corrientes de proceso, el número de casos a resolver es 3, y corresponden a los arreglos 1, 2 y 3.

*Método de Eliminación.*— Se utiliza para determinar la temperatura intermedia de las corrientes de proceso entre el cambiador de calor enfriado con aire y el enfriado con agua. El método consta principalmente de los siguientes pasos:

a) Acotar el valor de  $TI_i$ , tal que:

$$TP2_i \leq TP1_i \quad (A.3.11)$$

b) Calcular la función objetivo dos veces, de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$TI_i = C2 + 0.618 R \quad (A.3.12)$$

$$TF_i = C2 + 0.382 R \quad (A.3.13)$$

donde:

$$C2 = \text{Cota inferior} = TP2_i$$

$$R = TP1_i - TP2_i$$

c) Desechar la región de  $TI_i$ , que proporcione valores mayores de la función objetivo. Y establecer la cota.

- d) Calcular la función objetivo para  $T_i$  y  $T_f$ , de acuerdo a la nueva cota.
- e) Desechar la región de  $T_i$ , que haya proporcionado los peores valores de la F.O. y establecer nuevas cotas.
- f) Repetir los pasos anteriores, hasta que el valor obtenido para la F.O. de la iteración anterior, sea prácticamente igual al obtenido en la presente, es decir:

$$T_f - T_i \leq \text{Tolerancia} \quad (\text{A.3.14})$$

#### A.3.4 Programa de Computadora.

Resulta evidente la necesidad del uso de la computadora para la resolución de este tipo de problemas. En la FIG. A.3.10, se muestra el diagrama de bloques general del programa, que consta de cuatro secciones principales.

La primera de ellas consta de las instrucciones necesarias para la entrada y la salida de información del programa. Dentro de la información necesaria de entrada, se encuentran todas las condiciones de proceso para cada uno de los servicios del sistema, tales como: flujos, composición, presión y temperatura a la entrada de los equipos y en límites de batería. Por lo que respecta a propiedades termofísicas, es necesario suministrarlas, por lo menos, a dos condiciones de presión y temperatura; y en el caso de tratarse de corrientes de alta viscosidad, es necesario alimentar la variación de esta propiedad respecto a la temperatura, por medio de una tabla  $\mu$  vs.  $T$ , lo más representativa

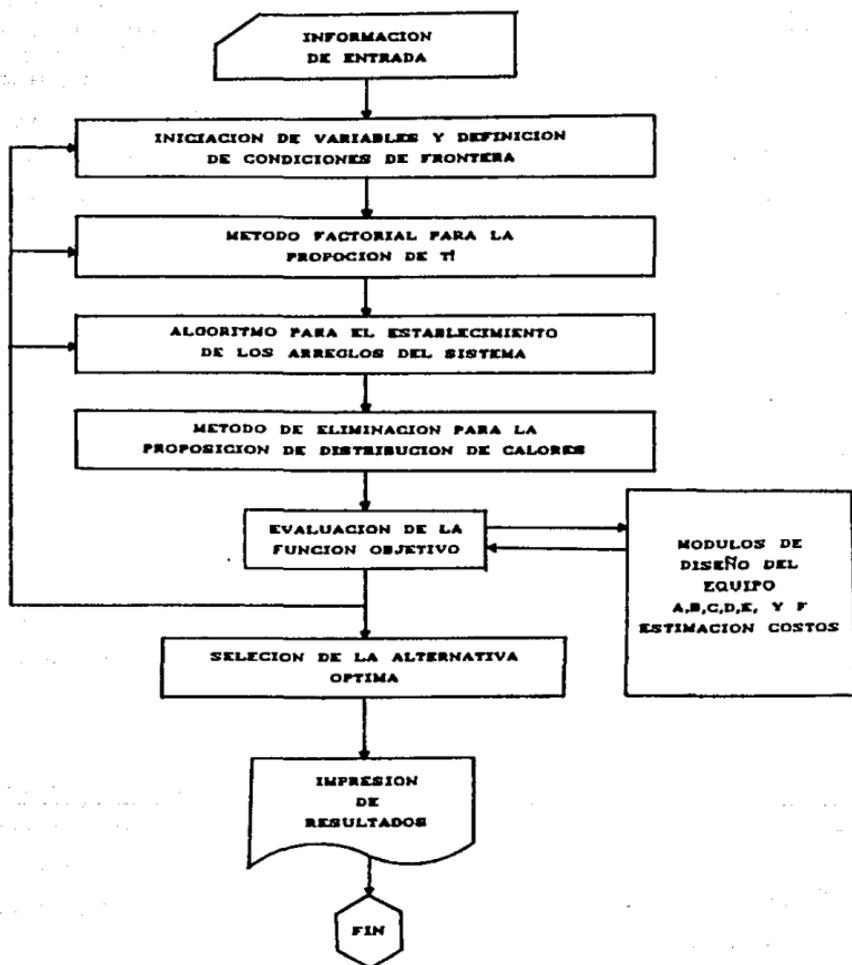


FIG. A.3.10 Diagrama de bloques del programa.

posible, para efectuar adecuadamente el dimensionamiento de la caja enfriadora.

La información proporcionada por el programa, es básicamente: rango y acercamiento óptimos del agua de enfriamiento, arreglo del sistema, balance de materia y energía del mismo, dimensionamiento de los equipos y de la totalidad de los costos que vienen a constituir la función objetivo.

La segunda sección del programa consiste de la inicialización de variables para la primera iteración de los métodos de búsqueda, y de los bloques apropiadamente dichos para proposición de los valores de las variables independientes, de acuerdo a los métodos mencionados.

En tercer lugar se encuentra la evaluación de la función objetivo, para los valores propuestos de las variables independientes. Esto se logra mediante seis módulos de diseño de equipo y una subrutina de estimación de costos.

Los módulos de diseño son para cambiadores de calor de haz y envolvente, enfriadores con aire, cajas enfriadoras, torres de enfriamiento, condensadores de superficie y para el dimensionamiento de las líneas que manejan el agua de enfriamiento.

La determinación de las inversiones del equipo se realiza por medio de correlaciones obtenidas de las cotizaciones de fabricantes. Los costos de operación se calculan de acuerdo a los resultados provenientes de los módulos de diseño (tales como: potencia de ventiladores, consumo de agua de reposición, tratamiento químico, etc.) y los costos unitarios actualizados de los servicios correspondientes.

Finalmente, se tiene la sección en la cual se rescata la alternativa óptima del sistema de enfriamiento, tomando en cuenta las tolerancias para el proceso de optimización.

#### NOMENCLATURA

TA1	Temperatura de salida de la torre, °F = TAE1.
TA2	Temperatura de retorno de la torre, °F = TAE2
TAE2'	Temperatura a la salida de los condensadores de superficie, °F (generalmente menor que TA2 ó TAE2) = TGP2.
TA2''	Temperatura a la salida de los condensadores del sistema de vacío, °F = TV2 (también generalmente menor que TA2 ó TAE2).
TC1	Temperatura a la entrada de la caja enfriadora, °F.
TC2	Temperatura a la salida de la caja enfriadora, °F.
TCA2	Temperatura a la salida de los cambiadores de calor, °F = TCAR.
TGP2	Temperatura a la salida de los condensadores de superficie de generación de potencia, °F.

- TV2            Temperatura a la salida de los condensadores del sistema de vacío, °F.
- WAI, WAI1, Gasto total del agua manejada por la torre de enfriamiento para los arreglos I, II y III respectivamente, lb/h.
- WAI11            enfriamiento para los arreglos I, II y III respectivamente, lb/h.
- W            Gasto de agua en la caja enfriadora, lb/h.
- WA            Gasto de agua en los cambiadores de calor, lb/h.
- WGP            Gasto de agua en el sistema de generación de potencia, lb/h.
- WGP'            Gasto de agua empleado en el sistema de generación de potencia y que no es empleado en la caja enfriadora, lb/h.
- WV            Gasto de agua en el sistema de vacío, lb/h.
- WU'            Gasto de agua en el sistema de vacío y que no se emplea en la caja enfriadora, lb/h.

*Variables relacionadas con las corrientes de procesos*

- PP2            Presión en límites de batería, psia.
- TC            Temperatura de la corriente viscosa N, a la entrada de la caja enfriadora, °F.
- TCF            Temperatura de la corriente viscosa N, a la salida de la caja enfriadora, °F.
- TI            Temperatura de la corriente de proceso a optimizar, °F.
- TF            Temperatura propuesta por el método de eliminación en la iteración siguiente para la evaluación de la función objetivo, °F.

T2	Temperatura de escape del vapor motriz en el turbogenerador, psia.
TPI	Temperatura de la corriente a la entrada de los cambiadores enfriados por aire, °F.
TP2	Temperatura de la corriente en límites de batería, °F.
W	Gasto de la corriente en límites de batería, lb/h.
WC	Gasto de la corriente viscosa, lb/h.
WS	Gasto de vapor motriz, lb/h.

*Variables diversas:*

QC	Carga térmica de la caja enfriadora, BTU/h.
QCP	Carga térmica del enfriador con agua, BTU/h.
QGP	Carga térmica por remover del sistema de generación de potencia, BTU/h.
QV	Carga térmica por remover del sistema de vacío, BTU/h.
QS	Carga térmica del enfriador con aire, BTU/h.

*Subíndices:*

i	Denota el número de corriente del proceso.
j	Denota el número del arreglo del sistema de enfriamiento.
h	Denota el número de la corriente viscosa a enfriarse en la caja enfriadora.

## APENDICE 4.

### ANALISIS DE LOS PROBLEMAS EN TORRES DE ENFRIAMIENTO, SUS CAUSAS Y SOLUCIONES.

PROBLEMA	CAUSA	SOLUCION
Excesivo chorreo de agua a través del relleno.	Distribución defectuosa del agua.	1.- Revisar que todas las persianas de entrada de aire, secciones de eliminadores o tablillas de relleno de los mismos y que los separadores del relleno estén en su lugar.
		2.- Revisar que los distribuidores y las tablillas de relleno estén intactos y a nivel, para evitar la tendencia a canalizar el agua.
		3.- Revisar que los orificios de plástico de medición o distribución del recipiente de agua caliente estén en su lugar y limpios de cualquier clase de desperdicios.
		4.- Revisar que no existan fugas por abajo de las alfardas del recipiente de distribución o de agua caliente.
La torre no enfria lo suficiente.	Exceso de bombeo o de flujo de agua	Reducir el flujo de agua en la torre a las condiciones de diseño o cambiar los orificios de mayor medida.
	Exceso de bombeo.	Reducir el flujo de agua a las condiciones de diseño.
	Relleno desnivelado.	Revisar con un nivel de mano tipo carpintero que el relleno esté a nivel transversal y longitudinalmente, si es necesario habrá que nivelarlo.
	Insuficiente flujo de aire.	Revisar que la potencia del motor sea la de diseño, midiendo la corriente y el voltaje, con un voltímetro. Limpiar de algas, fango y desperdicios el relleno y los eliminadores.

El motor operando en una fase.	Parar el motor y intentar ponerlo en operación nuevamente. El motor no deberá operar con una fase. Revisar el alambrado, controles y motor.	
Desequilibrio eléctrico.	Revisar el voltaje y corrientes en las tres fases, corregirlas si es necesario.	
Baleros en malas condiciones.	Revisar su lubricación; reemplazar los que estén en malas condiciones.	
Ruidos extraños del motor.	Motor sobrecargado. Voltaje incorrecto o desbalanceado.	Revisar el voltaje y la corriente de las tres fases para comparar con los datos de placa.
Exceso de grasa en los baleros.	Quitar los tapones de las cajas de los baleros y operar el motor para eliminar el exceso de grasa. Reinstalar los tapones en su lugar.	
Excesiva tensión de bandas.	Reducir la tensión y revisar las bandas, alinearlas.	
Ventilación pobre.	Limpiar el motor y revisar las entradas de aire.	
Grasa lubricante inadecuada.	Cambiar a la grasa adecuada. Ver instrucciones de lubricación del fabricante del motor.	
Falla en los devanados.	Revisar con el óhmetro.	

	Aceite de lubricación sucio.	Drenar y soplar con un aceite ligero. Seleccionar el aceite para el soplado de acuerdo con un fabricante de lubricante y emplear el adecuado al tipo de lubricante usado. Drenar y lubricar. Ver manual de servicio del reductor.
Ruidos en el reductor.		
	Baleros en malas condiciones.	Si son nuevos, ver si el ruido desaparece después de una semana de operación. Drenar, soplar y poner nuevamente aceite al reductor. Ver manual de servicio del reductor. Si aún persiste el ruido reemplazarlos.
Ruido en el ventilador.	Tornillos flojos en el cilindro del ventilador.	Revisarlos y apretarlos si es necesario.
	Bandas demasiado flojas.	Ajustar por medio de los templadores.
Juegos de las bandas.		
	Poleas desalineadas.	Ver manual de servicios de bandas "V".
	Tornillos flojos.	Revisar y apretar todos los tornillos del equipo mecánico.
Vibraciones anormales en el equipo mecánico	Flecha de transmisión desbalanceada.	Revisar que los coples de las flechas en el motor y reductor coincidan con sus marcas en el cuerpo de la flecha, y que ésta esté propiamente alineada. Rebalancearse la flecha agregando o eliminando pesos de los tornillos de balanceo.
	Ventilador desbalanceado.	Revisar que las aspas estén en su lugar, revisando que coincidan los números de las aspas con los soportes en la masa del ventilador, y que estén completamente a tope los mangos de las mismas. Revisar que todas tengan el mismo ángulo de paso.

	Calentamiento en los baleros del reductor.	Revisar el juego entre los engranes de la flecha de entrada y salida del reductor.
	Motor desbalanceado.	Desacoplar el motor y operarlo en vacío. Si el motor aún vibra rebalancear el motor o reemplazarlo.
Vibraciones anormales en el equipo mecánico.	Calentamiento en las cajas de los baleros.	Revisar los baleros y los tornillos de montaje.
	Flechas flexionadas.	Revisar que las flechas del motor y reductor estén derechas y propiamente alineadas.
	Bandas "V".	Las bandas deberán estar con su tensión correcta. Ver manual de servicios para transmisiones por bandas "V".
Escasa de óxido o incrustaciones y sustancias extrañas en el sistema de agua.	Carencia de o purga continua insuficiente.	Revisar sección de agua de repuesto y purga continua.
	Tratamiento de aguas.	Consultar a especialistas en tratamientos de agua.
Deterioración en la madera.	Tratamiento de aguas inadecuado o ataque microbiológico.	Consultar a la compañía que construyó el equipo.

APENDICE 5.

COSTOS DE EQUIPOS DE ENFRIAMIENTO.

La estimación de costos más aproximados a los costos reales en la industria química se hace en base en datos estadísticos. Esto implica una corrección por aumento de precios, puesto que los datos estadísticos son de varios años atrás y la estimación es para el futuro.

Existen varias formas de hacer los ajustes de costos estimados. La forma más utilizada es la de los índices de precios. En la FIG. A.5.1 se representan gráficamente estos índices.

TABLA A.5.1 INDICES DE PRECIOS AL MENUEDO.

<u>Año</u>	<u>Indice gral.</u>	<u>Año</u>	<u>I.G.</u>	<u>Año</u>	<u>I.G.</u>
1950	11.3	1965	27.9	1980	149.3
1951	13.9	1966	28.0	1981	191.1
1952	16.8	1967	27.4	1982	303.6
1953	16.2	1968	27.0	1983	612.9
1954	17.7	1969	26.7	1984	1014.1
1955	20.4	1970	28.3	1985	1599.7
1956	21.1	1971	29.0	1986	2979.2
1957	22.1	1972	30.6	1987	6906.6
1958	23.8	1973	35.7	1988	14,791.2
1959	25.0	1974	45.3	1989	16,542.6*
1960	25.0	1975	49.6		
1961	26.0	1976	66.9		
1962	26.2	1977	83.7		
1963	26.3	1978	100.0		
1964	27.4	1979	134.5		

(1) Base 1978=100    (\*) Feb. 1989

Ref. Banco de México.

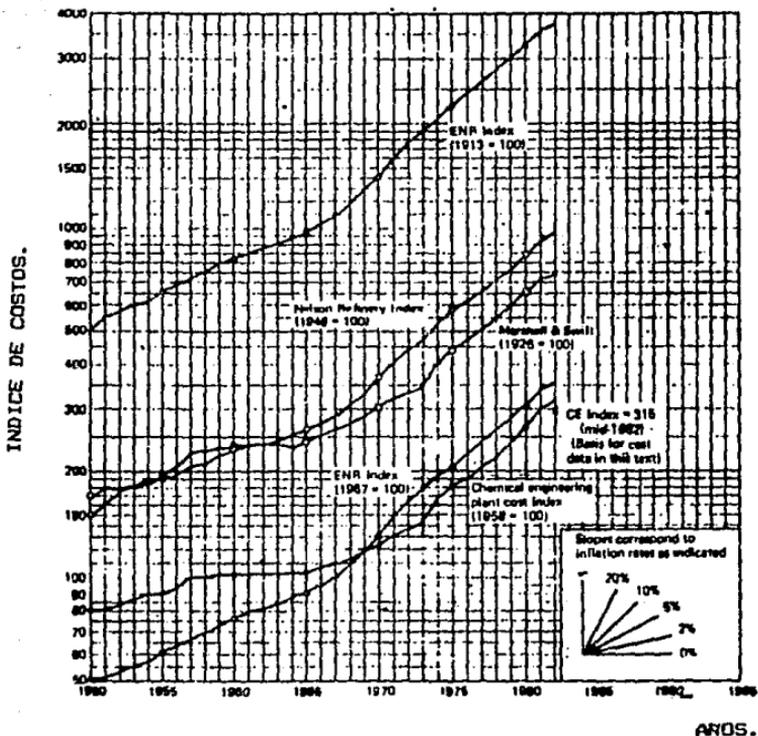


FIG. A.5.1 Indices de costos.

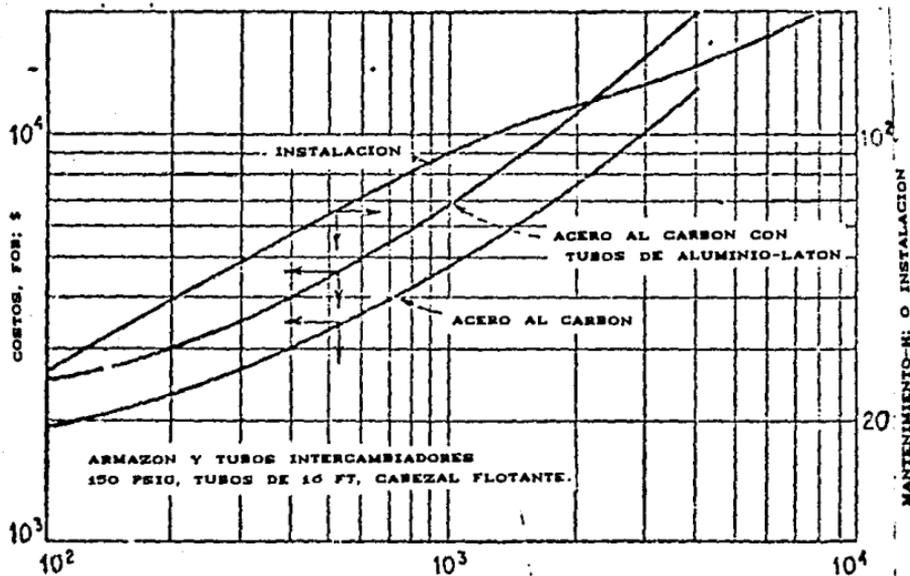
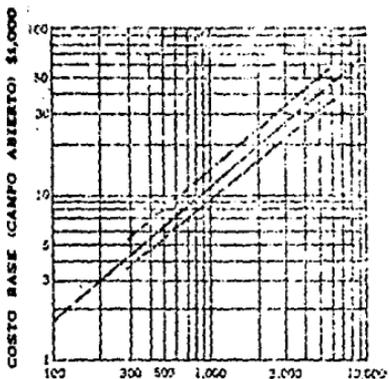


FIG. A.5.2 Costos de instalación para enfriadores de agua en intercambiadores de calor .



$$\text{COSTO BASE (CAMPO ABIERTO) } \$1,000 = \left( \frac{\text{AREA DE ENFRIADORES CON AIRE (AREA CALCULADA)}}{15.50} \right)^{0.80} \text{ Ft}^2$$

**REQUERIMIENTO**

Area superficial Ft.<sup>2</sup>  
 Presión de diseño PSIG.  
 Material de la tubería.

**BASE DEL DIAGRAMA**

Tubería de acero al carbón.  
 Potencia del motor.  
 Construcción individual.

**TIEMPO BASE**

MID-1908

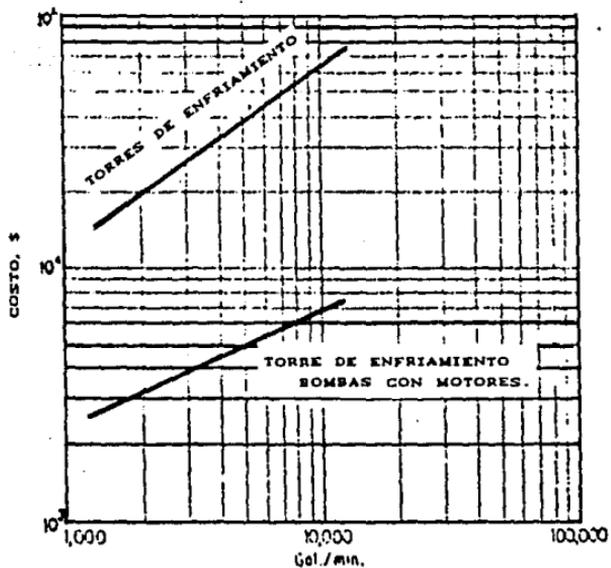
**EXPONENTE**

Magnitud del exponente 0.80.

**INCLUYENDO**

Tubos empacados.  
 Ventilador y motor.  
 Cubierta, estructura.  
 Escalera de acero.  
 Campo recto.  
 Substracción indirecta.

FIG. A.5.3 Costo de enfriadores con aire.



LOS COSTOS INCLUYEN LA CONSTRUCCION DE LAS TORRES CON MADERA, VENTILADORES, MOTORES Y POTENCIAS.

FIG. A.5.4 Costo de torres de enfriamiento contra gal/min.

## APENDICE 6.

### MATERIAL DE APOYO

#### A.6.1 Cálculo de la Velocidad del Viento.

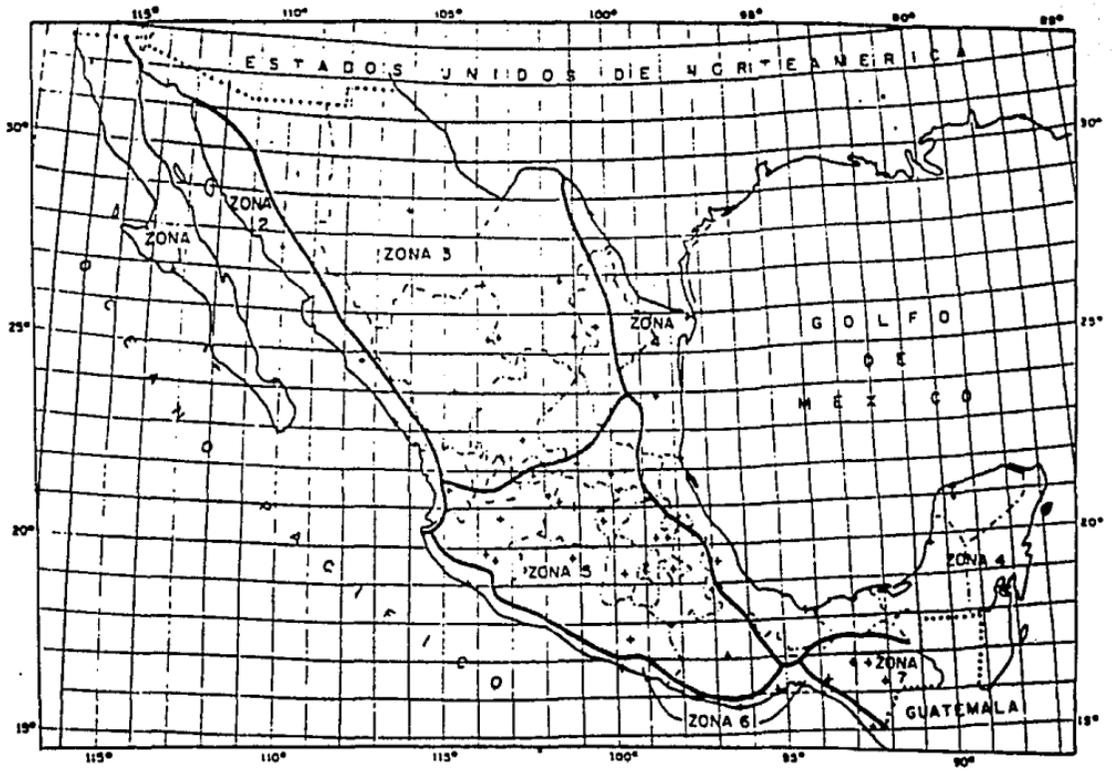
La velocidad del viento en la zona donde se instalará un sistema de enfriamiento de agua es un dato necesario para el diseño térmico y mecánico del elemento principal del sistema.

Para fines de diseño se ha dividido la Republica Mexicana en varias zonas (FIG. A.6.1), para cada una de estas zonas se indican las velocidades regionales,  $V_R$ , en la TABLA A.6.1 para periodos de recurrencia de 200 años; es decir con una probabilidad asociada 0.5%.

TABLA A.6.1 VELOCIDADES REGIONALES,  $V_R$

Zona Eólica	Velocidad regional (km/h)
1	105
2	150
3	125
4	185
5	90
6	170
7	95

FIG. A.6.1 Regionalización ecológica de la República Mexicana.



Las velocidades regionales mencionadas se consideran como mínimos. Si en alguna localidad se cuenta con registros de vientos mayores, estos se deberán usar para calcular la velocidad de diseño.

La velocidad básica del viento,  $V_b$ , se obtiene a partir de la velocidad regional, de acuerdo con la expresión:

$$V_s = K V_b \quad (A.6.1)$$

donde K es un factor que depende de la topografía del sitio y se tomará conforme a la TABLA A.6.2.

TABLA A.6.2 FACTOR DE TOPOGRAFIA, K.

Topografía	Factor K
a) Muy accidentada, como en el centro de ciudades importantes.	0.70
b) Zonas arboladas, lomeríos, barrios residenciales o industriales.	0.80
c) Campo abierto, terreno plano.	1.00
d) Promontorios.	1.20

La velocidad del viento varía con la altura sobre el terreno según se muestra esquemáticamente en la FIG. A.6.2.

Para fines de diseño se supondrá que la velocidad del viento a la altura Z,  $V_z$ , está dada por las expresiones:

$$V_z = V_\delta \left( \frac{Z}{10} \right)^\alpha \quad \text{para } 10 < Z < \delta \quad (\text{A.6.2})$$

$$V_z = V_\delta \quad \text{para } Z \leq 10 \text{ m} \quad (\text{A.6.3})$$

$$V_z = V_\delta \quad \text{para } Z \geq \delta \quad (\text{A.6.4})$$

Las unidades de  $Z$  y  $\delta$  son metros, y km/h para las velocidades.  $V_\delta$  es la velocidad que se obtiene al hacer  $Z = \delta$ .

Los valores de  $\alpha$  y  $\delta$  son función de la topografía del lugar y se encuentran en la TABLA A.6.3.

TABLA A.6.3 VALORES DE  $\alpha$  y  $\delta$

Tipo de Terreno	$\alpha$	Altura gradiente $\delta$ ( metros )
a) Litoral	0.14	200
b) Campo abierto (interior)	0.14	275
c) Terrenos suburbanos	0.22	400
d) Centro de grandes ciudades	0.33	450

Para obtener la velocidad de diseño mecánico,  $V_d$ , se tomará en cuenta el efecto de ráfagas en la estructura, multiplicando la velocidad del viento,  $V_z$ , obtenida anteriormente por un factor de ráfaga,  $F_R$ ; esto es:

$$V_d = F_R V_z \quad (\text{A.6.5})$$

El factor  $F_R$  será diferente de 1.3 para estructuras sensibles a ráfagas cortas y de 1.0 para estructuras de gran estabilidad como las torres de enfriamiento.

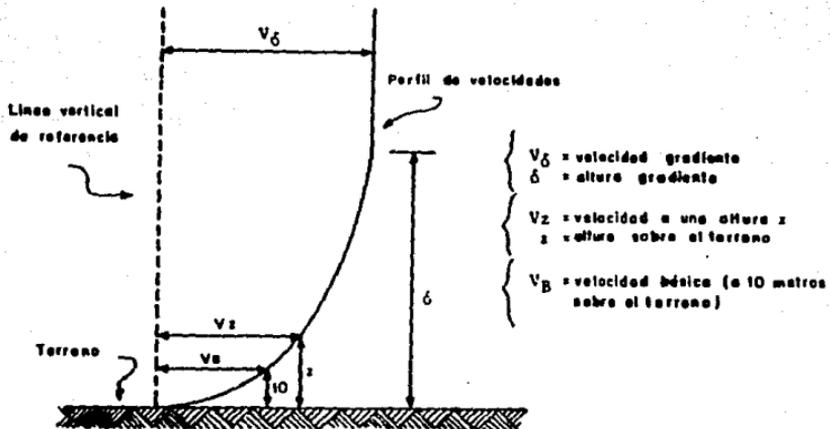


FIG. A.6.2 Variación de la velocidad del viento con la altura.

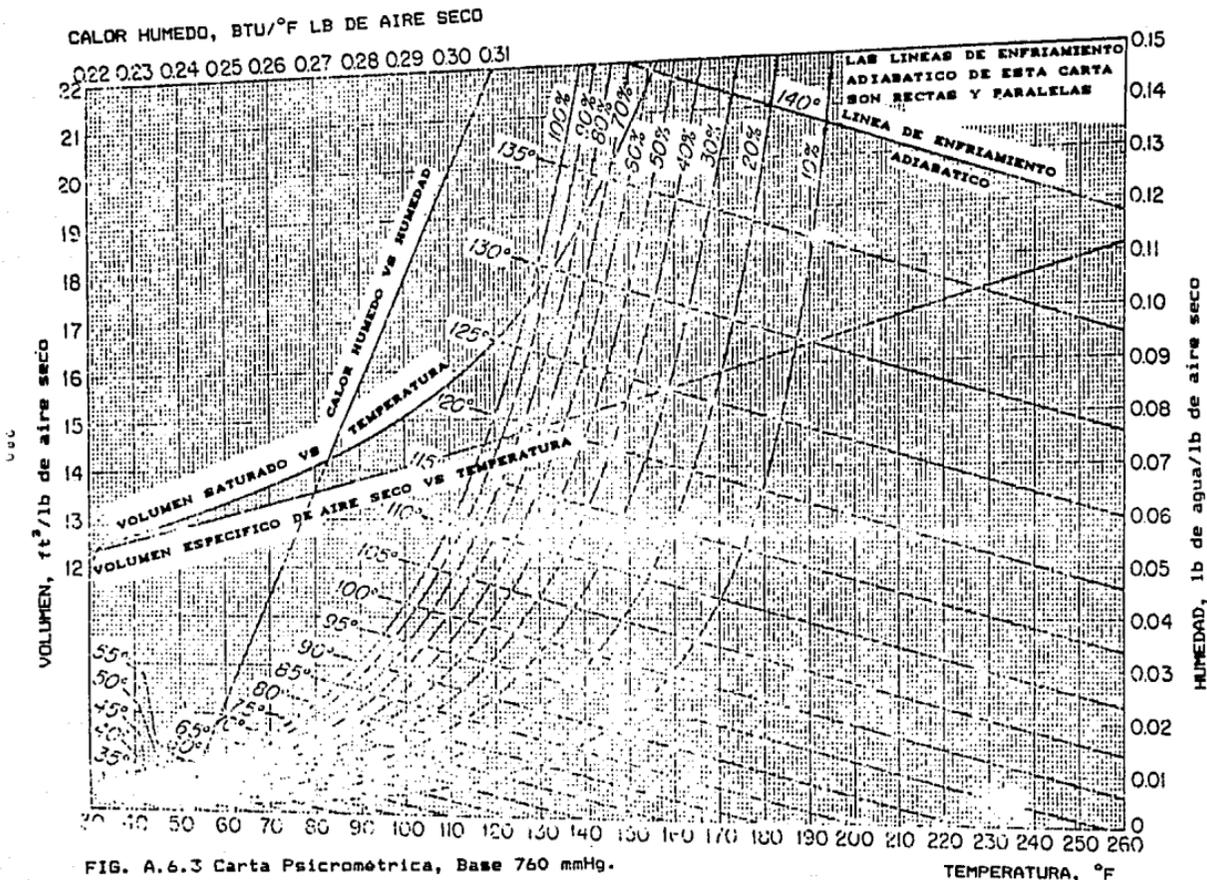


FIG. A.6.3 Carta Psicrometrica, Base 760 mmHg.

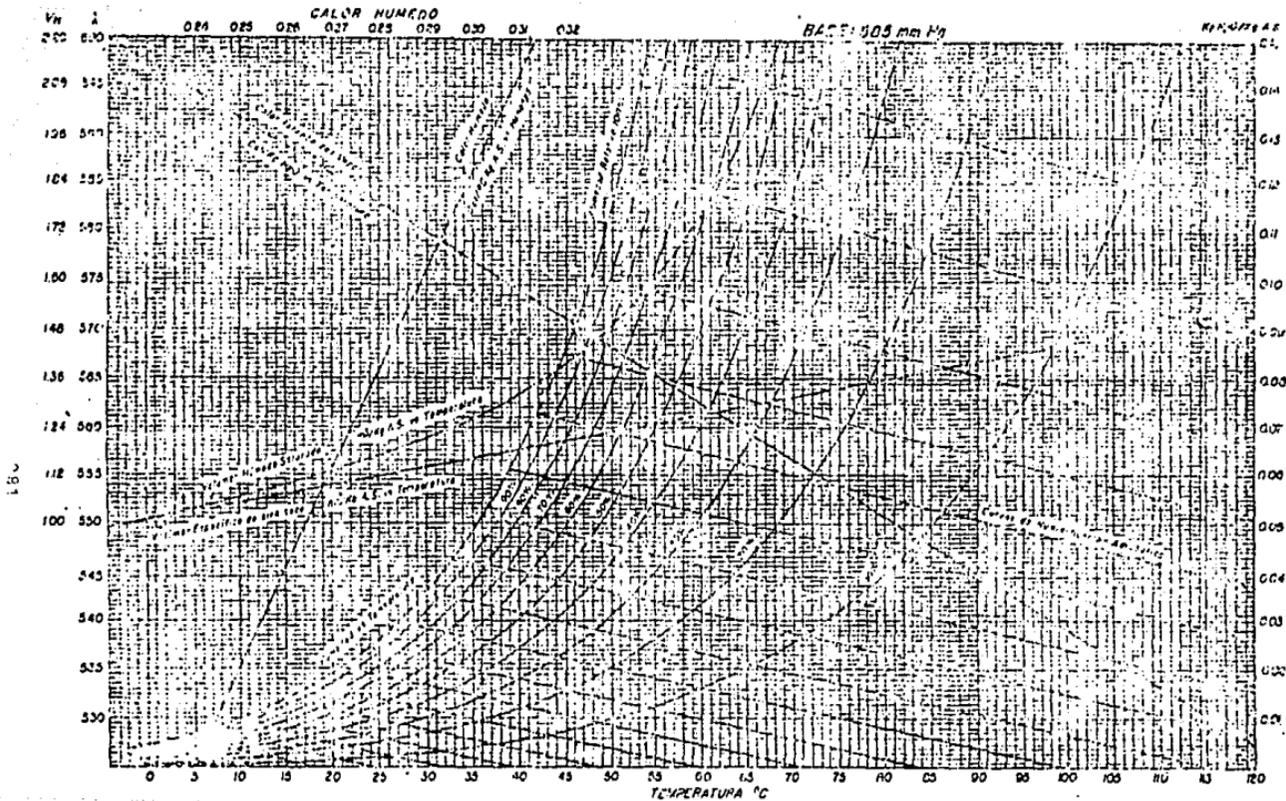


FIG. A.6.4 Carta Psicrométrica, Base 585 mmHg.

## BIBLIOGRAFIA

1. *A comprehensive Approach to the Analysis of Cooling Tower Performance.* Donald R. Baker and Howard A. Shiyock; The Marley Company.
2. *A Field Test for Cooling Tower Fans.* DD Herrman; Hydrocarbon Processing, Junio 1962. Vol. 41, No. 6.
3. *Analyze your Bids.* Donald R. Baker, Ivan F. Kuhanc.
4. *A Review of Existing Psychrometric Data in Relation to Practical Engineering Problems.* WH Carrier and CO Mackey; Process Industries, PRO-59-1.
5. *Blowdown Concentration By Electrodialysis.* Jordan, D.R., Chemical Engineering Progress, Vol. 71 No. 7, July 1975.
6. *Bromine Replace Chlorine in Cooling Water Treatment.* Power, Junio 1988.
7. *Checkup on Cooling Tower Operation.* Engene L. Bass and Nathaniel P. Green; Chem. Eng. Diciembre, 1958.
8. *Manual del Ingeniero Químico.* Perry R.H., Chilton H.C. Sta. ed. McGraw-Hill, 1984.
9. *Choosing the Correct Cooling-Water Program.* James R. Mac Donald; Nalco Chemical Co. Chem. Eng. Enero 19, 1987.
10. *Chromate Recovery from Cooling Water Permits Recycling and Cuts Costs.* Paul Bulte; Process Eng., Enero 1973.
11. *Control Cooling Tower Blowdown;* George E. Mapstone. Hydrocarbon Processing, Junio 1962, Vol. 14, No. 6.
12. *Cooling Systems.* Power, junio 1989.

13. *Cooling Towers*. A.R., Thompson; Chem. Eng. Octobre 14, 1968.
14. *Cooling Towers*. Industrial Water Engineering, Mayo 1970.
15. *Cooling Tower Basin Desing*. Frederic Friar; Chem. Eng. July 22, 1974.
16. *Cooling Tower Blowdown Treatment Cost (Cooling Towers-2)*. G.E. Glover, Cochrane Division, Crane Co. Kind of Prussia, Pa.
17. *Cooling-Tower Calculations*. Ashfaq Noor Dawood Hercules Chemicals Ltd. Chem. Eng. June, 1987.
18. *Cooling Tower Characteristics as Determined by the Unit-Volume Coefficient*. Donald R. Baker and Leon T. Wart; Refrigerating Engineering; Septiembre 1952.
19. *Cooling Tower Estimates Made Easy*. Takashi Uchiyama; Hydrocarbon Processing, Diciembre 1976.,
20. *Cooling Tower Fundamentals and Application Principles*. Published by The Marley Company, 222 West Gregory Kansas City Missouri 64114.
21. *Cooling Towers O & A*. Industrial Water Engineering, Noviembre 1970.
22. *Cooling-Tower Maintenance Forestalls Problems (part 1)*. Cathleen M. McDonald; Chem. Eng. Agosto 4, 1986.
23. *Cooling-Tower Maintenance Forestalls Problems (part 2)*. Cathleen M. McDonald; Chem. Eng. Septiembre 1986.
24. *Cooling Tower Packing Arrangements*. Nerl W. Kelly and Leonard K. Swanson; Chem. Eng. Prog. Julio 1954, Vol. 52, No. 7.
25. *Cooling Tower (special report) What's Happening in the World of Cooling tower?*. By Thomas C. Elliott, Power.

26. *Cooling Water*. Ronald Silverstein and Spencer and D Curtis; Chem. Eng. Agosto 9, 1971.
27. *Cooling Water Treatment*. Chem. Eng. Abril, 1989.
28. *Cooling Water Systems*. GA. Cappeline and JR. Townsend, Power Eng. Septiembre 1976.
29. *Cost of Cooling-Tower Water*. WL Nelson; Process Costimating, Junio 2, 1958.
30. *Costlier Cooling Towers Require a New Approach to Water-Systems Design*. P.M. Paige, Consultant; Chem Eng. Julio 3, 1967.
31. *Cut West Water Treatment Costs*. IW. Crane; Hydrocarbon Processing, Mayo 1974.
32. *Counter-and Cross-Flow Cooling Towers*. F. Molynoux, Ph. D., Chemical and Process Engineering, Mayo 1987.
33. *Design and Performance of Cooling Towers*. WR Hutchison and Espivey; Chem. Eng. 1942.
34. *Design Optimum Cooling Systems*. Wigham, I. Chemical Engineering, August 9, 1971.
35. *Energy Efficient Location of Blowdown*. Chem. Eng., Mayo 12, 1986.
36. *Energy for West Water Treatment*. BV Prather and EP Young; Hydrocarbon Processing, Mayo 1976.
37. *Environmental Evaluation of Closed-Cycle Cooling*. Moy, H.C. et al. (Cooling Systems, Report Special), Chemical Engineering Progress, 1975.
38. *Estimate Cooling Tower Requirements Easily*. J. Meytsar, Favra International, Milan, Italy, Hydrocarbon Processing, Noviembre 1976.

39. *Estudio Técnico Económico para Instalar una Torre de Enfriamiento de Agua en una Planta de Hormonas Esteroides.* Mouret, S.M.; Tesis, Fac. de Química, UNAM, 1977.
40. *Evaluación Técnica-Económica de Torres de Enfriamiento.* Vivas, A. R. *Revista del Instituto Mexicano del Petróleo*, Enero 1985.
41. *Facts on Water Use in Cooling Towers.* Sidney Sussman, *Olin Water Services*, Olin Corp, Stamford, Conn. *Hydrocarbon Processing*, Julio 1975.
42. *Filtering Gives Better Cooling Water.* JW Hayes Jr, *Hydrocarbon Processing*, Mayo 1960, Vol. 46, No. 5.
43. *For Flexibility, the Air-Evaporative Cooler.* Leroy S. Harris; *Chem. Eng.* Diciembre 24, 1960.
44. *Fundamentals of Cooling by Evaporación.* *Power*, Marzo 1963.
45. *Get a Better Reading on Scaling Tendency of Cooling Water.* Puckorius, P., *Power*, Septiembre 1983.
46. *How to Estimate Cooling Tower Costs.* NH Prater and DW Antonacci; *Petroleum Refiner*, Abril 1959.
47. *Hospitals Get Heat, Cooling, Power from Total-Energy Plant;* *Power*, Octubre 1986.
48. *Minimizing Fan Energy Costs-CE Cost File.* *Chem. Eng.*, Mayo 1985.
49. *New Developments in Basics of Cooling Towers Treatment.* Elliot J. Iovi; *Chem. Eng.* 1942.
50. *New Developments in Basics of Cooling Water Treatment.* Elliot J. Iovi; *Chem. Eng.* Junio 10, 1974.
51. *New Methods, Chemicals Improve Control of Biological Fouling.* *Power*, Enero, 1989.

52. *Optimización del Sistema de Enfriamiento en un Complejo Industrial.* Landgrave, J. L. Revista del Instituto Mexicano del Petróleo, Enero 1978.
53. *Optimize Water Outlet Temperature.* Hung X. Nguyen. Hydrocarbon processing, Mayo 1978.
54. *Packed Tower Costs.* William F. Wroth, The Marley Company.
55. *Performance of Counterflow Cooling Tower Cells.* RB Wrin Le, Chem. Eng. Prog. Julio 1971, Vol. 67, No. 7.
56. *Performance and Design of a Turbulent Bed Cooling Tower.* Ronald G. Barile Jeffrey L. Dangler and Thomas A. Hertwing; AIChE Symposium Series No. 138, Vol. 70.
57. *Performance Curves for Mechanical Draft Cooling Tower.* G.F. Hallett. Journal of Engineering for Power, Octubre 1975.
58. *Practical Tips on Cooling Tower Sizing.* Roy W. Maze, Hydrocarbon Processing, febrero 1967, Vol. 46 No. 2.
59. *Predict Cooling Water Treatment Cost vs. Concentration Cycles.* A. R. Konak, Hydrocarbon Processing, Septiembre 1981.
60. *Predictive Methods for Fouling Behavior.* J. Taborek and JW Palen, Chem. Eng. Prog. Julio 1972, Vol. 63, No. 7.
61. *Preliminary Design of a Mechanical-Draft Counterflow Cooling Tower.* RL Clouse; NTIS, Octubre 1971 (AEDC-TR-71-213).
62. *Program for Cooling-Water Corrosion and Scaling.* George R. Spencer, Jr; Raytheon Co. Chem. Eng. Septiembre 19, 1983.
63. *Recycle Waste by Ion Exchange.* HW Prengle Jr. and JR Crump, Hydrocarbon Processing, Abril 1975.

64. *Retrofitting Cust Cooling-Tower Costs.* Burger, R., Chem. Eng. Agosto 18, 1986.
65. *Reverse Osmosis May Help Blowdown Reuse.* Fang, H.H.P., et al. Chemical Engineering Progress, Vol. 71 No. 7, July 1975.
66. *Salt Water Cooling Tower.* DM Nester, Chem. Eng. Prog. Julio 1971, Vol. 67, No. 7.
67. *Selección de un Sistema de Enfriamiento de Agua para una Industria Química.* Nieto, B.L., Carrillo, V.M.; Tesis, Fac. de Química, UNAM, 1988.
68. *Selection, Operation and Maintenance of Cooling Tower and Air-Cooled, Exchangers.* HE Degler, The Oil and Gas Journal, Septiembre, 1951.
69. *Simplified Air Cooler Estimating.* Lerner, J. Hydrocarbon Processing, feb. 1972.
70. *Simultaneous Transfer of Heat and Mass.* Jesse Coates and Bernard & Prossburgs, Chem. Eng. Junio 26, 1961.
71. *Spot Cooling Tower Trouble in a Hurry.* WB Chenault Jr, Hydrocarbon Processing, Junio 1962, Vol. 14, No. 6.
72. *Taking the Guesswork Out of Water treatment,* Chem. Eng. Abril 1989.
73. *Test Show Suitability Of Plastic Fill for Cooling Towers.* Power, Diciembre, 1986.
74. *Tower Optimization Gives Rapid Payback.* Power, Agosto, 1989.
75. *Tower Prove-out.* John C. Campbell, Industrial Water Engineering, Mayo 1970.

76. *Use Charts to Evaluate Cooling Towers.* DR. Baker, Hydrocarbon Processing, Noviembre 1962, Vol. 41, No. 11.
77. *Variable Fan Speeds Cut Cooling-Tower Operation Costs.* James D. Johnson, General Electric Co. Chem. eng. Agosto 8, 1983.
78. *Water-Cooling Tower;* VI Balyura. NTIS. Noviembre 29, 1973 (AD-772-016).
79. *What Size Cooling Towers?.* El Pfeifferl Chem. eng. Abril 1949.
80. *Which Cools Cheaper: Water or Air?.* CL. Williams Jr. and R.D. Damron; Hydrocarbon Processing, Febrero, 1965, Vol. 44, No. 2.