

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO
DE TIRO INDUCIDO

TESIS

QUE EN OPCION AL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
PRESENTA

José Faraón Montes Rodríguez

MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 1974

T

TJ260

M6

C.1



1080075962

0220
1974

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE NUEVO LEON

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y ELECTRICA



CON TODO CARINO
A MIS PADRES

DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIRO INDUCIDO

TESIS

QUE EN OPCION AL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
PRESENTA

José Ramón Montes Rodríguez



FONDO
TESIS

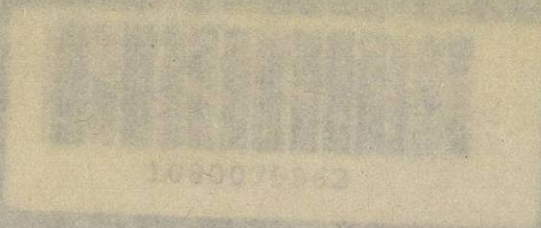
(75962)



MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 1974

T
T-1260
M6



CON TODO CARINO

A MIS PADRES

PEDRO Y MARIA.

*Quienes con su esfuerzo y sacrificio me
ofrecieron una profesión.*

A MIS HERMANOS:

Con quienes me une un entrañable afecto.

A EL ING. ARTURO A. FANO:

Por el impulso que ha dado a mi carrera.

A MIS COMPAÑEROS Y AMIGOS:

Quienes me han estimulado para superarme.

A MIS MAESTROS:

Por sus enseñanzas recibidas.

INDICE GENERAL

CAPITULO I	Página 1
INTERCAMBIADORES DE CALOR, TIPOS Y CONSTRUCCION.	
CAPITULO II	Página 15
TORRE DE ENFRIAMIENTO, USOS Y FUNCIONAMIENTO.	
CAPITULO III	Página 38
DESCRIPCION DE LA CARTA PSICROMETRICA Y LOS PARA METROS QUE INTERVIENEN.	
CAPITULO IV	Página 53
DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE TIPO INDUCIDO.	

CAPITULO I

INTERCAMBIADORES DE CALOR, TIPOS Y CONSTRUCCION

I N D I C E

- 1.- Introducción
- 2.- Tipos de trayectoria de flujo en los Intercambiadores de Calor
- 3.- Clasificación con respecto a su uso
- 4.- Constucción y usos de los diferentes tipos de Intercambiadores de Calor

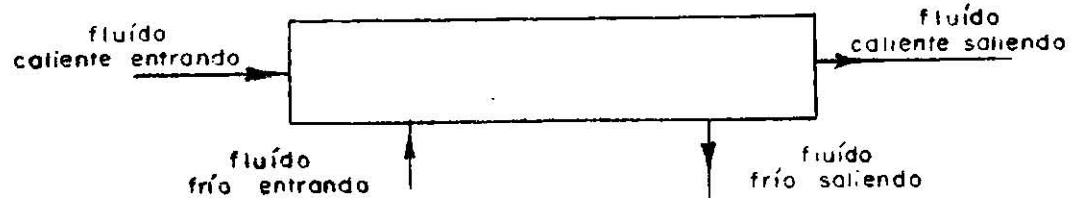
INTRODUCCION

Intercambiador de Calor, es el nombre de designación general _ aplicado a cualquier dispositivo que efectúa una transmisión de calor de una sustancia a otra. El calor, se puede definir como energía en movimiento de un cuerpo o sistema a otro, solamente debida, a una diferencia de temperaturas entre los cuerpos o sistemas. Uno de los procedimientos por el cual se produce la transferencia de _ calor, es mediante la mezcla de los fluidos frío y caliente en ___ cierto tipo de Intercambiador.

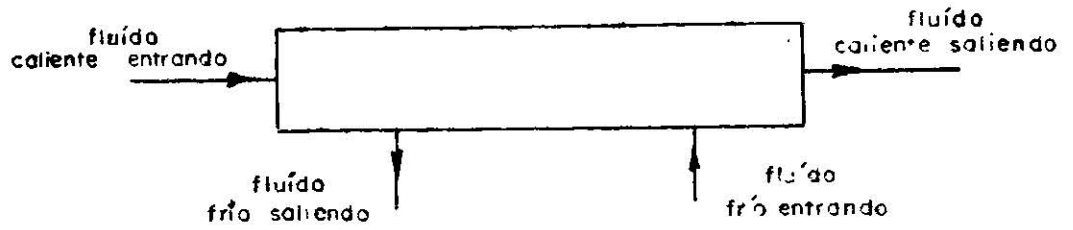
En otro procedimiento, el calor se trasmite desde un fluido _ que se encuentra en un lado de una pared o división, hacia y através de la pared, hasta otro fluido que esta en el otro lado.

TIPOS DE TRAYECTORIA DE FLUJO EN LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.

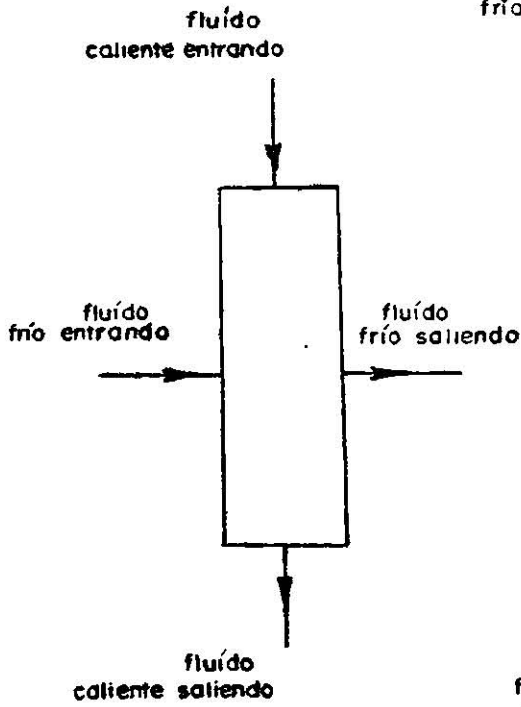
La mayoría de los Intercambiadores de Calor, pueden clasificar se en base a la configuración de la trayectoria de flujo del fluido, a través del mismo Intercambiador. Los cuatro tipos mas comunes de configuración de trayectoria de flujo, se muestran esquemáticamente en la figura n^o 1, y estas son:



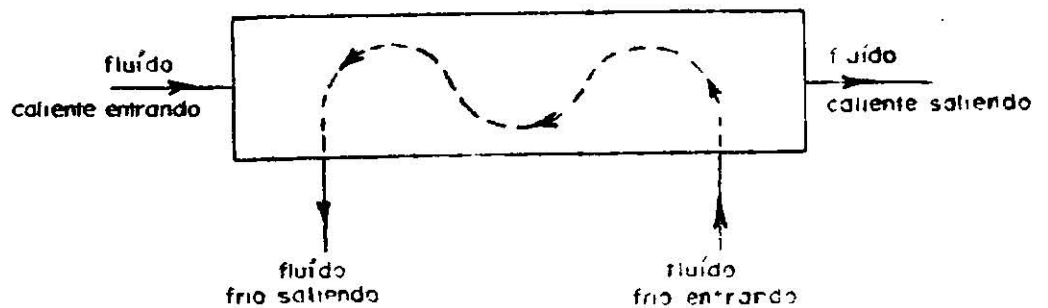
(a) flujo paralelo



(b) contraflujo



(c) flujo cruzado de un solo paso



(d) flujo cruzado - paso múltiple

Fig. n^o 1. Tipos de trayectoria de flujo en los Intercambiadores de Calor

a) Flujo paralelo.

En este tipo, las corrientes de fluido tienen la misma dirección a través del Intercambiador de Calor.

b) Flujo a contracorriente.

En este caso, las trayectorias de las corrientes de los fluidos, tienen dirección opuesta.

c) Flujo en cruz de un solo paso.

Aquí, la trayectoria de un fluido con respecto al otro, es en ángulo recto a través del Intercambiador de Calor.

d) Flujo en cruz de paso múltiple.

Para este caso, la trayectoria de un fluido, es una combinación en varios pasos, de flujo a contracorriente y en cruz respecto al otro fluido.

La diferencia mas importante entre estos cuatro tipos básicos, consiste en las cantidades relativas de superficie de transferencia de calor requeridas para producir un aumento de temperatura en un fluido, con una diferencia de temperatura dada entre las dos corrientes. Se ha encontrado experimentalmente, que para una misma cantidad de calor transferido, se requiere menor superficie de calefacción en un sistema con fluidos de trayectoria a contracorriente, que en cualquier otro tipo de sistema con fluidos de trayectoria diferente.

CLASIFICACION CON RESPECTO A SU USO.

Los Intercambiadores de Calor también se clasifican en base a la aplicación para la cual son destinados, y con frecuencia se usan términos especiales para los tipos principales. Estos términos incluyen las designaciones de: Caldera, Generador de Vapor, Condensador, Radiador, Recuperador, Enfriador, Torre de Enfriamiento e Intercambiador de Calor de tubo y envolvente. Además, los requisitos especiales para algunas aplicaciones, condujeron al desarrollo de muchos tipos de construcción, algunos de los cuales son únicos para aplicaciones particulares.

CALDERAS.

Las Calderas de vapor se han usado para producir potencia, aproximadamente, a través de doscientos años, y constituyen uno de los temas más antiguos para la aplicación de los principios al diseño de Intercambiadores de Calor.

Existe una enorme variedad de Calderas, desde muy pequeñas y relativamente simples, hasta las enormes, complejas y costosas Calderas que constituyen las modernas Centrales Termoeléctricas. En estas la Caldera esta integrada con el horno para que las pérdidas por radiación de la flama, sean mínimas. Esto se logra insertando tubos al

rededor de la zona de combustión, los cuales se conectan a los domos o cabezales al igual que los tubos del banco de convección, mismos - que reciben el calor de los gases de la combustión.

GENERADORES DE VAPOR.

El término Generador de Vapor, se aplica a Calderas en que la fuente de calor, es una corriente de fluido en vez de los productos calientes de la combustión. Por ejemplo, existen Generadores de Vapor que evaporan agua, tomando el calor de una fuente de vapor de agua -- sobrecalentado, y a este dispositivo se le conoce con el nombre de Generador de Vapor - Vapor.

CONDENSADORES.

Los Condensadores mas comunes, son los de vapor de agua. En estos, se condensa el vapor de escape procedente de máquinas y turbinas, y de donde el aire y otros gases no condensables se extraen en forma continua por medio de un extractor de chorro. Son dos las ventajas que pueden conseguirse empleando condensadores en las máquinas y turbinas de vapor:

- 1) Disminución de la presión de escape, con el consiguiente aumento en energía utilizable; y

2) Recuperación del condensado para utilizarlo como agua de alimentación para las Calderas.

En las Centrales Termoeléctricas, se utilizan dos tipos de Condensadores; de Superficie y de Chorro. Los condensadores de superficie, proporcionan una baja presión de escape y al mismo tiempo permiten recuperar el condensado. Los condensadores de chorro, solamente proporcionan una baja presión de escape, pues el condensado se mezcla con el agua de refrigeración y, no es posible su recuperación.

RADIADORES.

El término Radiador, se aplica comunmente a una variedad de intercambiadores de calor, empleados para disipar calor al medio circundante. Su construcción consiste esencialmente de tubos alados o tubos con laminillas colocadas radialmente al tubo, con el propósito de absorber el calor del tubo y radiarlo al medio ambiente.

Los radiadores de automóvil, son unidades de flujo transversal, en los que el cambio de temperatura en cualquiera de las corrientes de fluido, es muy pequeño comparado con la diferencia de temperatura de ambas corrientes. Unidades de la misma forma en construcción, se emplean como condensadores en refrigeradores o sistemas de aire acondicionado.

RECUPERADORES.

Estos aparatos, fueron diseñados con el propósito de recuperar el calor que se desperdiciaba al lanzarlo a la atmósfera, en forma de gases calientes, en algunos procesos industriales. Uno de los ejemplos típicos de estos aparatos, lo constituye el precalentador de aire de las Calderas. El precalentador de aire sirve, para calentar aire recuperando parte del calor de los gases que van a la chimenea. Las ventajas que se derivan del empleo de aire precalentado en la combustión son: conservación de la energía, combustión mejorada, quemar con éxito combustibles de baja calidad, aumento de rendimiento y aumento de capacidad. El aire caliente, al ser introducido en el hogar, aumenta la temperatura de éste y, como consecuencia, aumenta la transmisión de calor radiante a la caldera.

Los precalentadores de aire pueden ser de los tipos de convección y regenerativo. El tipo de convección se subdivide en tubular y de placa. En el tubular, generalmente, los gases calientes pasan por el interior de los tubos y el aire por el exterior lamiendo los mismos, para quitarle el calor requerido. En los precalentadores de aire del tipo de placa, el gas y el aire pasan por conductos alternados situados entre las placas.

El precalentador de aire regenerativo consiste, de un rotor cilíndrico relleno con superficies de calefacción o elementos hechos de hojas planas y corrugadas, colocadas alternativamente. El rotor es montado de tal manera que una porción es calentada por los gases calien-

tes cuando pasan del horno a la chimenea. El resto del rotor dá su calor almacenado al aire frío que proviene del ventilador de tiro forzado hacia el horno. Los ductos son arreglados para que las dos corrientes se muevan a través del rotor a contra flujo mientras que esta girando.

ENFRIADORES.

La atmósfera es un medio conveniente de absorción de calor para aplicaciones donde se rechaza calor con temperatura de 38 grados centígrados, o mas arriba de la temperatura del aire ambiente. Lo anterior también es conveniente en lugares donde no se dispone de agua de enfriamiento, como por ejemplo en refineries de petróleo en regiones áridas o plantas de energía en el Artico, donde el agua de refrigeración no se puede utilizar debido a la congelación.

Un Enfriador esta constituido generalmente, de bancos de tubos aletados por los que circula el fluido que se requiere enfriar. Estas unidades se pueden montar en ductos de aire dentro de la planta o a la intemperie. Este arreglo se puede mejorar con la instalación de un ventilador, para forzar la circulación del aire. Además esta instalación es insensible a la dirección y velocidad del viento, cuando la misma sea a la intemperie.

TORRES DE ENFRIAMIENTO.

En lugares donde el suministro de agua es limitado, el calor puede rechazarse a la atmósfera muy efectivamente por medio de Torres de Enfriamiento, como la que se muestra en la fig. nº 2. Una fracción del agua atomizada dentro de la Torre, que es precisamente el agua que se requiere enfriar, se evapora; este vapor lo absorbe el aire, que pasa a contracorriente dentro de la Torre de Enfriamiento, llevándose el calor latente contenido en el vapor generado por el agua y, en esta forma se realiza el enfriamiento. Debido al alto calor de vaporización del agua, el consumo de agua por evaporación en estos dispositivos, es solamente cerca del 2.0%.

Las Torres de Enfriamiento pueden diseñarse de tal modo que el aire se mueva a través de ellas por convección térmica o por el uso de ventiladores para suministrar circulación forzada.

En ocasiones, para evitar la contaminación del agua de proceso, se utilizan Intercambiadores de Calor para transmitir calor al agua que circula por la Torre de Enfriamiento.

INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TUBO Y ENVOLVENTE.

Los dispositivos conocidos como Intercambiadores de Calor de Tubo y Envoltente, se emplean como calentadores o enfriadores en algunos procesos industriales y, son los que tienen mayor aceptación pa

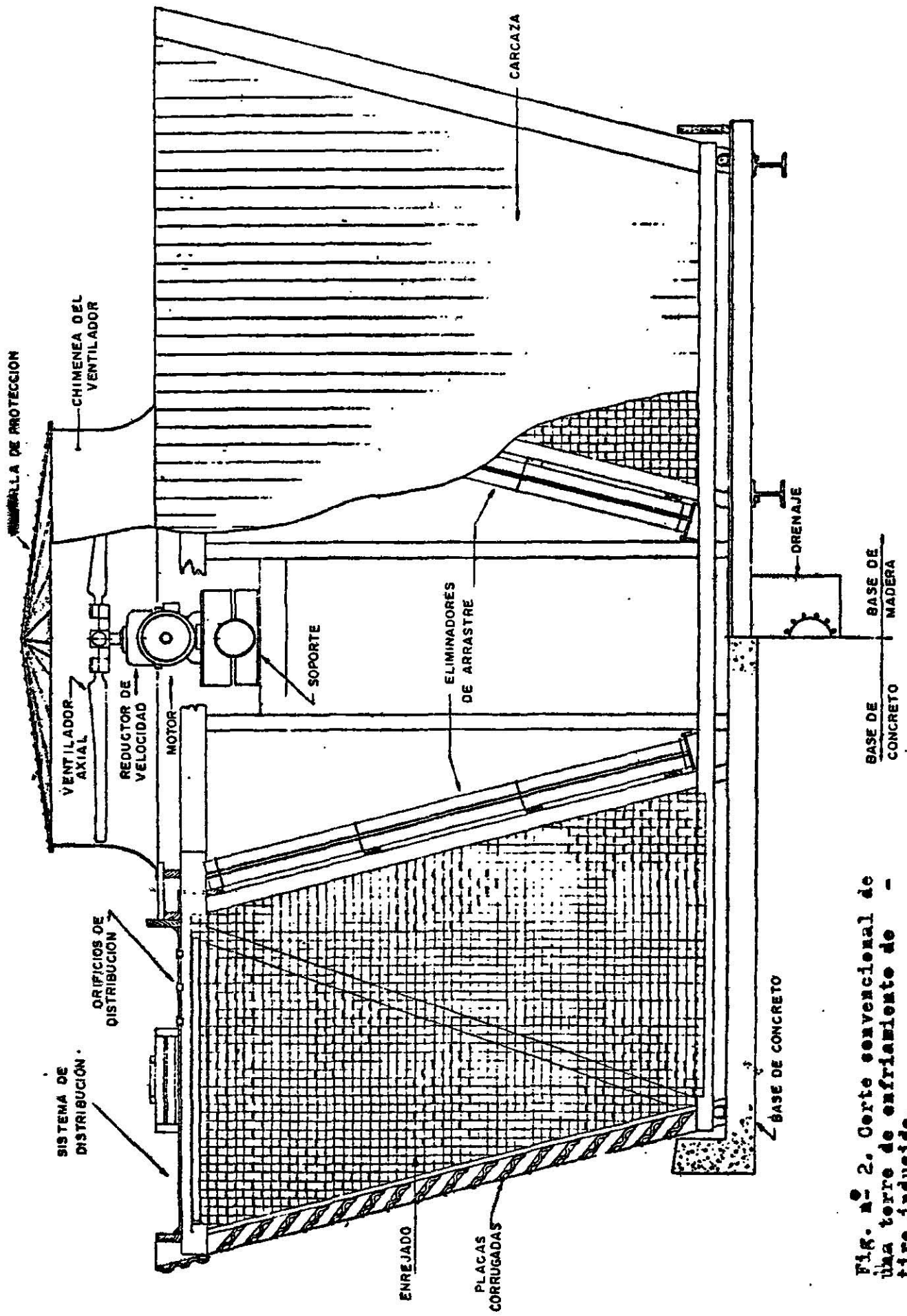


Fig. n.º 2. Corte convencional de una torre de enfriamiento de tiro inducido.

TORRE DE ENFRIAMIENTO

ra este uso. Estas aplicaciones incluyen enfriadores de aceite, calentadores de agua, etc. Su construcción consiste de tubos montados en una envolvente cilíndrica con sus ejes paralelos, tal y como se muestra en la figura nº 3.

Generalmente el flujo caliente pasa por el interior de los tubos y el fluido frío por el exterior de los mismos, con el fin de que la fuente de calor sea ahogada por el fluido que se requiere calentar y, así aprovechar al máximo la transferencia de calor.

Se disponen de muchas variaciones de este tipo básico y, las diferencias consisten principalmente en los detalles característicos de construcción y en las provisiones para la expansión térmica entre los tubos y la envolvente.

Para aumentar la efectividad del Intercambiador, se colocan por el interior de la envolvente, placas desviadoras, que sirven para aumentar el recorrido del fluido que pasa por el exterior de los tubos. En la práctica, estos Intercambiadores de Calor, se construyen de uno y dos pasos, esto es, que el fluido que pasa por el interior de los tubos, puede recorrer una o dos veces la cámara o envolvente que contiene el otro fluido.

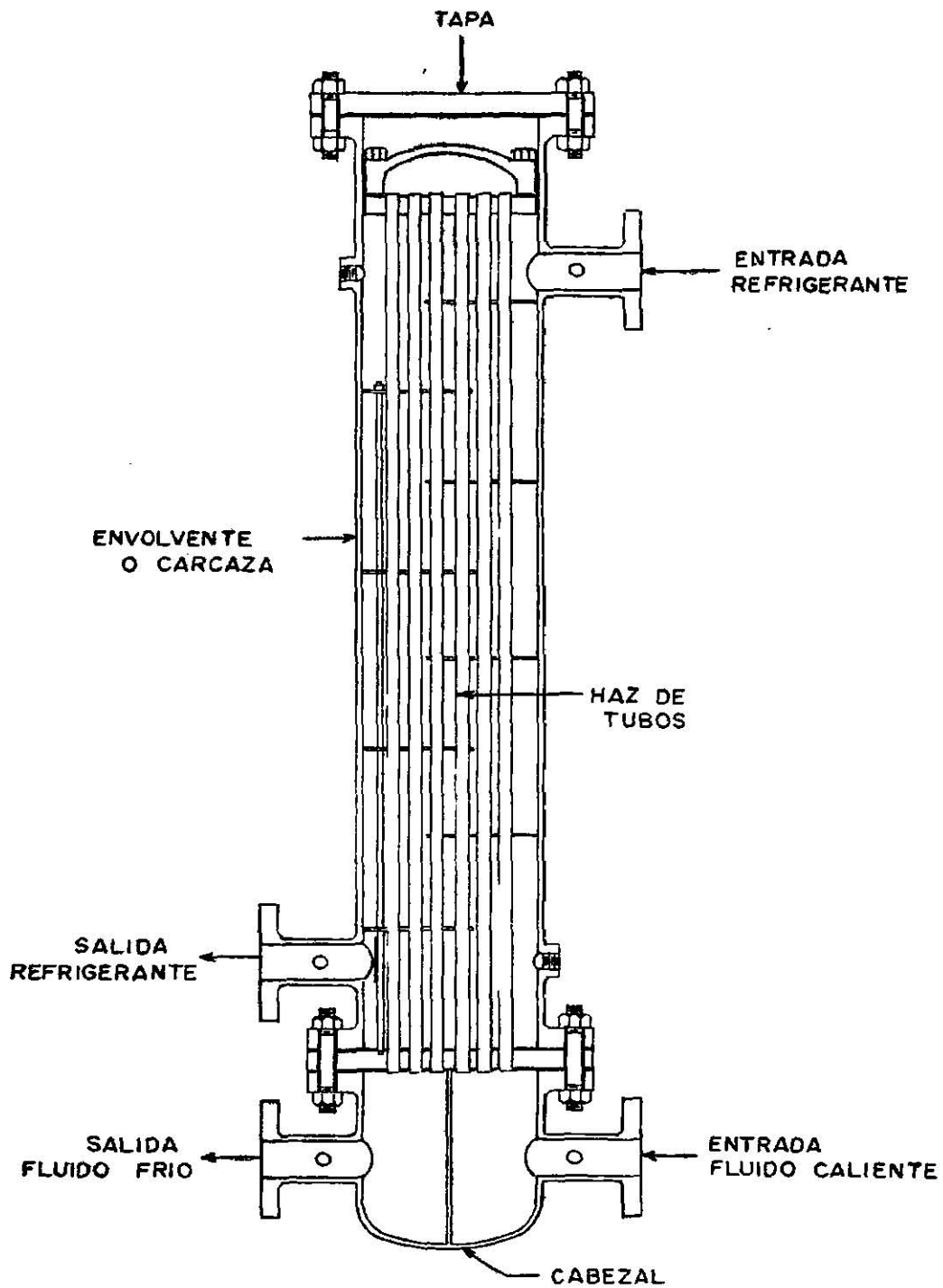


Fig. nº 3. Intercambiador de Calor de Tu o y Envolverte.

CAPITULO II

TORRES DE ENFRIAMIENTO, USOS Y FUNCIONAMIENTO.

I N D I C E

- 1.- Introducción.
- 2.- Partes de la Torre de Enfriamiento.
- 3.- Funcionamiento de las Torres de Enfriamiento.
- 4.- Clasificación de las Torres de Enfriamiento.
- 5.- Torres de circulación natural.
- 6.- Torres de tiro mecánico.

INTRODUCCION.

Las necesidades de agua de enfriamiento en las plantas industriales, obligaron a crear un sistema para enfriar el agua de servicio. El procedimiento mas antiguo, consistía en descargar el agua caliente en un estanque de suficiente superficie, de manera que el agua se enfriara al pasar el aire sobre la superficie del estanque. Posteriormente se notó que la capacidad de disipación de calor por unidad de área, se incrementaba cerca de veinte veces con la instalación de un simple sistema de rocío. Esto consiste, en colocar en el centro del estanque, un cabezal con toberas que atomicen en la atmósfera, el agua que se requiere enfriar. El cabezal no debe estar muy separado de la superficie del estanque, generalmente la separación es alrededor de un metro.

Finalmente, se experimentó que las torres de enfriamiento, tienen una capacidad de disipación de calor, bastante mayor que los estanques de rocío y, además tienen una ventaja adicional sobre éstos, que consiste en la reducción del consumo de agua para una determinada carga de calor, en un promedio de cinco veces, porque las torres pueden ser diseñadas para eliminar las pérdidas de agua arrastradas por el viento en forma de finas gotas. Esto se logra, en las torres de tiro natural, con las paredes tipo persiana que tienen inclinación hacia adentro, en las que chocan las finas gotas de agua en suspensión, depositandose en ellas y, finalmente escurriendose a la pileta localizada en la base del interior de la torre. En las torres de tiro mecánico,

este problema se resuelve con la inclusión de los eliminadores de arrastre, colocados cerca de la salida del aire caliente y, tienen la misma forma y funcionabilidad que las paredes de persiana.

En la actualidad sólo se emplean los estanques de enfriamiento para enfriar agua cortaminada con aceites solubles o sólidos en suspensión, los que se depositan por sedimentación en el fondo del estanque, y así poder obtener del mismo, agua fría y relativamente limpia. El enfriamiento del agua contaminada, no es posible en las torres de enfriamiento, porque obstruiría las toberas rociadoras o las tuberías de distribución en las mismas torres, además de que también se formarían depósitos de bastante consideración y de difícil limpieza en el relleno que se encuentra en el interior de la torre.

PARTES DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

Los componentes de las torres de enfriamiento, deben ser adecuados para las condiciones de trabajo deseadas, por lo tanto, su diseño debe tomar en cuenta la topografía local, la dirección de los vientos dominantes, el clima y las construcciones adyacentes. Al no tomar en cuenta alguna de estas condiciones, es muy posible que se obtenga una disminución en la eficiencia de la torre, como por ejemplo, el efecto de la recirculación de aire caliente a través de la torre, incapaz de absorber mas calor.

Las partes fundamentales que constituyen una torre de enfriamiento, son invariables en los distintos tipos de torres, no siendo así las partes secundarias o accesorias, como por ejemplo, los sistemas

de alimentación de agua caliente y aire de enfriamiento. Las partes de las distintas torres son:

- 1.) Pileta.
- 2) Estructura.
- 3) Relleno o enrejado interno.
- 4) Eliminadores de arrastre.
- 5) Tubería de alimentación.
- 6) Chimenea.
- 7) Motor y transmisión.
- 8) Abanico y
- 9) Bomba de alimentación.

A continuación, se describen las partes que se enumerarán.

PILETA.

La pileta es el recipiente colector de agua en circulación, y se encuentra localizada en la parte interna e inferior de la torre; en ella, se encuentran las conexiones de succión, drenaje, derivación y agua de repuesto. Los materiales más comúnmente usados en su fabricación, son el concreto, la madera, el plástico y el acero.

El nivel de agua en las piletas, es controlado por un medio automático, cerrando o abriendo la válvula de flotador que controla el flujo de agua de repuesto que llega a la torre, evitando en un bajo nivel de agua, que las bombas succionen aire, en el caso de que el nivel estuviera más bajo que el nivel de succión de las bombas.

ESTRUCTURA.

La estructura de la torre, es el soporte del relleno, equipo mecánico, tubería de distribución, eliminadores de arrastre y las paredes de la torre. Generalmente se soporta en la pileta y, los materiales con que se construye son el concreto, madera y perfiles estructurales de acero. La estructura debe soportar, además de la carga del equipo, de las partes de la torre y la carga viva, la carga de viento, que es particular en las diferentes zonas geográficas.

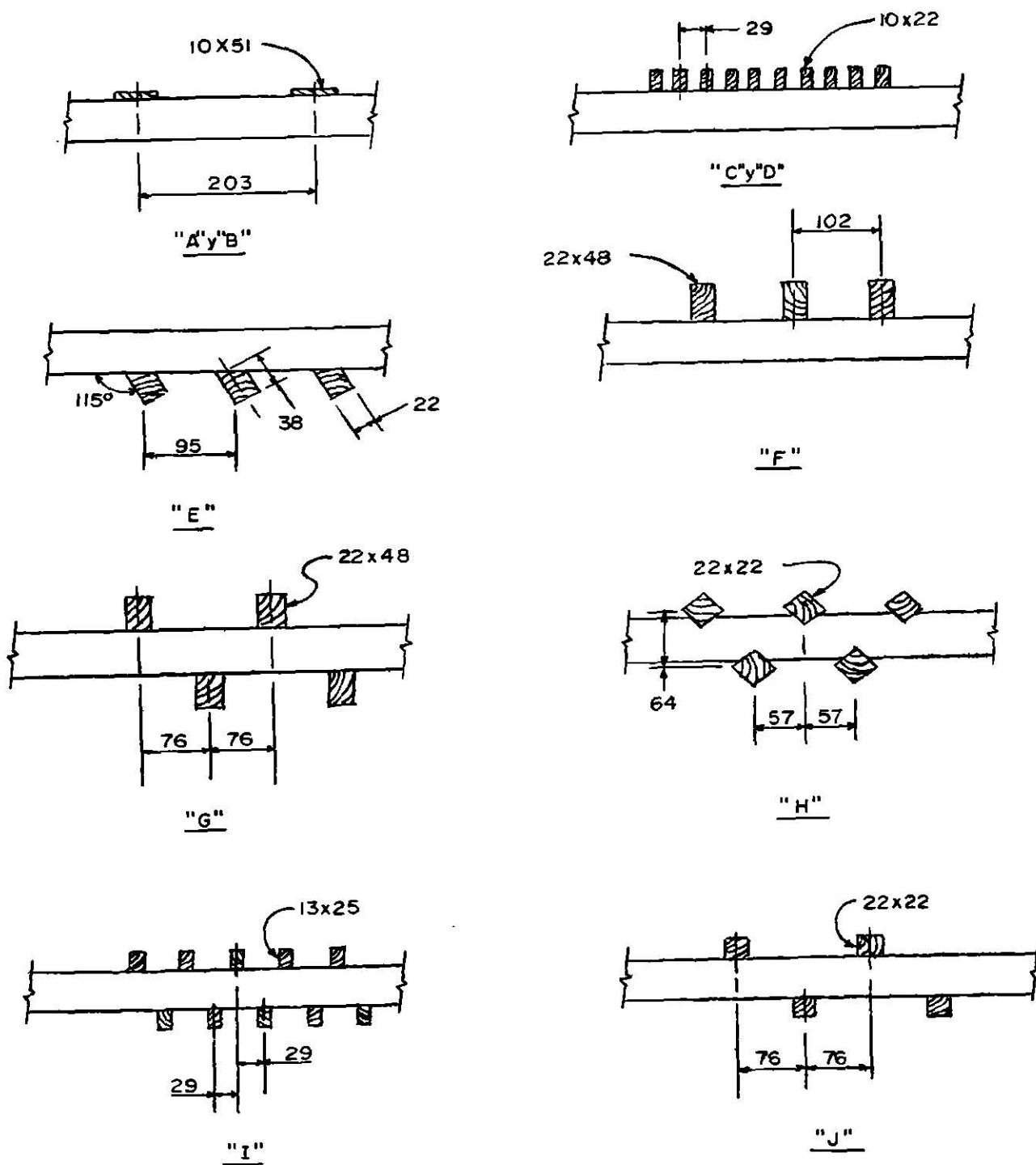
RELLENO C ENREJADO INTERNO.

El relleno, es la parte de la torre que se utiliza para incrementar la superficie de contacto entre el agua con el aire y, se encuentra localizado en el interior de la torre. El relleno está constituido por rejillas de madera roja, clavadas en largueros o viguetas -- también de madera roja, tal y como se muestra en la figura número 4. Los paneles de rejillas del relleno, generalmente se colocan escalonados, con el fin de dividir en finas gotas el agua que se atomiza a baja presión desde la parte superior de la torre, al chocar con estos en su descenso a la pileta.

Se debe tomar en cuenta, que la altura del relleno, la separación entre paneles y la separación entre rejillas, influyen directamente en la potencia del abanico.

ELIMINADORES DE ARRASTRE.

El eliminador de arrastre es la parte de la torre, que sirve para evitar el arrastre de agua en forma de finas gotas, por el aire -



ENREJADOS	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
ESP. VERTICAL	229	305	381	610	610	610	610	610	610	610

(DIMENSIONES EN MILIMETROS)

Fig. nº 4. Tipos de enrejado interno existentes para torres de enfriamiento.

caliente que sale fuera de la torre. En las torres de contraflujo, el eliminador de arrastre se localiza en la parte superior antes de la chimenea, y en las torres de flujo en cruz de tiro mecánico, se encuentra antes del tunel central, en la salida del aire caliente. El eliminador, logra que el arrastre de agua, sea de sólo el 0.2% del gasto de circulación de la torre.

Los materiales mas comunes en la construcción de eliminadores de arrastre son la madera, asbesto, plástico, aluminio y acero inoxidable. La figura número 5, muestra los distintos tipos de eliminadores que existen.

La eficiencia de los eliminadores de arrastre, depende de los pasos y lo cerrado de su construcción, impidiendo que el aire arrastre el agua que lleva en suspensión, pero esto además, hace que aumente la presión estática dentro de la torre.

TUBERIA DE ALIMENTACION.

La tubería de alimentación de agua caliente a la torre, se encarga de la buena distribución sobre el relleno o enrejado interno de la torre. En algunas torres no se utilizan tuberías sino canales distribuidores, que tienen la misma función que la tubería de alimentación.

La tubería de alimentación dentro de la torre, se divide en cabezales de rociada, o sea, tubos que contienen boquillas y platillos de dispersión en su parte inferior, los que distribuyen correctamente toda el agua sobre la parte superior del relleno.

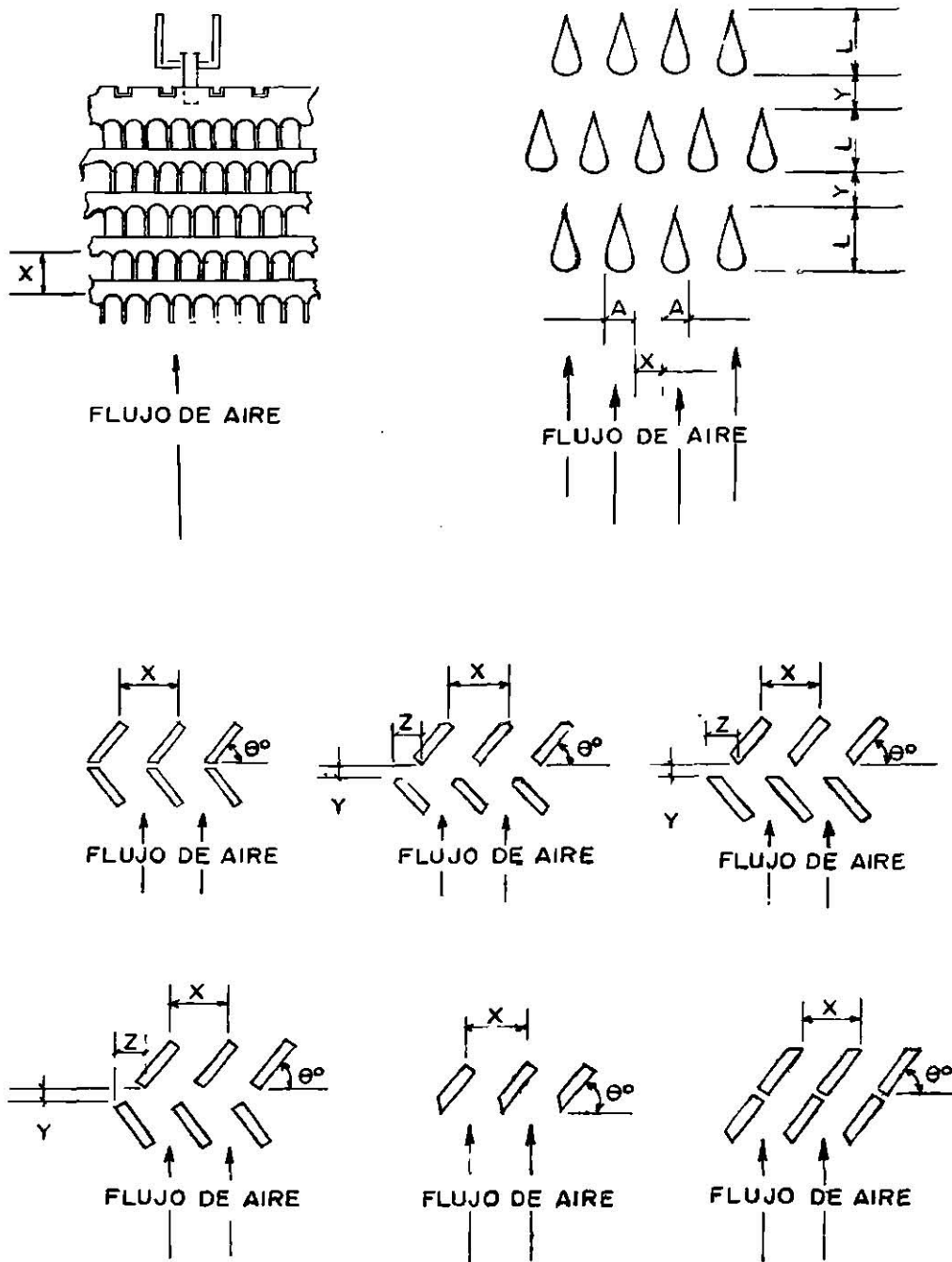


Fig. nº 5. Tipos de eliminadores de arrastre.

La distribución del agua caliente por medio de canales, consiste en una serie de canales, con agujeros en el piso de la misma canal, colocadas simétricamente en la parte mas alta de la torre. El agua que pasa a través de ellos hasta los puntos de salpicadura, --- los que hacen que el agua se divida en gotas que llegan a la parte alta del relleno. Este sistema no es tan flexible como el de cabezales de rociada, pues con grandes caudales o volúmenes de agua, el canal se desborda, y a bajos volúmenes la distribución no es uniforme; los canales tienden a abrirse en las juntas y por estas partes escaparía el agua. Sin embargo, las ventajas son su bajo costo inicial, pues la carga de bombeo es menor, no se necesitan boquillas de dispersión, que corren el riesgo de obstruirse.

CHIMENEA.

La chimenea en las torres de enfriamiento, sirve para proporcionar una dirección al aire caliente de salida; esta dirección es --- siempre vertical y hacia arriba, con el fin de evitar que el aire caliente saturado, entre de nuevo a la torre.

La distancia desde la punta de las aspas del abanico a la chimenea, en las torres de tiro inducido, debe ser lo mas pequeña posible, para que con una determinada potencia, el vacío inducido dentro de la torre, por el abanico, sea mayor.

Los materiales comunes en la fabricación de chimeneas, en las torres de enfriamiento, son la madera, el plástico y el acero.

MOTOR Y TRANSMISION.

La capacidad del motor eléctrico que se utiliza para impulsar el abanico, depende de la cantidad de aire y la presión estática de la torre, desde los deflectores o persianas hasta los eliminadores de arrastre, que impiden el libre paso del aire a través de la torre.

La mayoría de los motores son horizontales a prueba de goteo, -- por la humedad del ambiente y el agua que es arrastrada por el abanico fuera de la torre, y además se encuentran a la intemperie en la mayoría de los casos.

En el caso de usar moto-reductor, éste se acopla directamente al abanico cubriendo aquel con sustancias anticorrosivas e impermeabilizantes para que el aire húmedo no lo dañe. En el caso de no estar -- acoplado directamente el moto-reductor al abanico, se puede acoplar por medio de una flecha extendida o por medio de banda y polea.

En lugares demasiado húmedos, o lugares donde existan vapores de ácidos presentes en la atmósfera, es aconsejable usar motores eléctricos cerrados enfriados por ventilador.

ABANICO.

El abanico es el aparato que mueve el aire requerido a través de la torre, haciendo vacío en el interior en el caso de las torres de tiro inducido o provocando una presión en el interior, en el caso de las torres de tiro forzado. Los materiales que se usan frecuentemente en la fabricación de abanicos son el aluminio, acero inoxidable, madera, plástico y baquelita.

En la mayoría de los casos, los abanicos se diseñan con aspas de posición ajustable, con el fin de regular la cantidad de aire a manejar y, esto depende de la carga de calor que se quiere disipar o también depende de la temperatura de bulbo húmedo ambiente.

Los abanicos en las torres de enfriamiento mueven grandes volúmenes de aire a presiones estáticas relativamente bajas; por lo tanto, deben diseñarse específicamente para dar un alto rendimiento bajo condiciones de atmósfera húmeda y caliente.

BOMBA DE ALIMENTACION.

En el circuito de enfriamiento de un sistema abierto, existen dos bombas, una que alimenta agua caliente a la torre y otra de retorno que suministra agua fría desde la torre hasta el sistema que la requiere. En un sistema cerrado, sólo se requiere una bomba. La capacidad de las bombas está determinada por el gasto de agua que manejan, por la temperatura de la misma y por la ruta de tuberías del circuito.

FUNCIONAMIENTO DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Las torres de enfriamiento, son dispositivos que se utilizan exclusivamente para rechazar calor a la atmósfera. El agua caliente se bombea a la parte superior, donde es rociada hasta el depósito de la

torre, con el fin de reducir su temperatura al entregar calor al aire que circula a través de la torre.

Aunque existe algo de transferencia de calor sensible del agua al aire, el efecto de reducción de temperatura del agua en una torre de enfriamiento, resulta casi totalmente de la evaporación de una porción del agua, al caer por la torre. El calor de vaporización de esta porción de agua, es extraído de la masa permanente de agua, de manera que su temperatura se reduce al quitarsele dicho calor. El vapor que resulta del proceso de evaporación, es transportado fuera de la torre por el aire que circula a través de la misma.

Puesto que la temperatura y el contenido de humedad del aire aumentan al pasar éste por la torre, es evidente que la efectividad de la torre de enfriamiento depende en gran cantidad de la temperatura de bulbo húmedo del aire que entra a la misma; mientras mas baja sea la temperatura de bulbo húmedo del aire, mas efectividad tendrá la torre de enfriamiento.

La eficiencia de una torre de enfriamiento, se ve afectada por todos los factores que perturban la rapidez con que se evapora el agua en el aire. Algunos de los factores que determinan la eficiencia de una torre de enfriamiento son: 1) la temperatura del bulbo húmedo del aire; 2) cantidad de superficie de agua expuesta y período de exposición; 3) velocidad del aire que pasa por la torre, y 4) dirección del flujo del aire con relación a la superficie expuesta del agua (paralela, transversal o contraria).

La superficie expuesta del agua incluye: 1) la superficie del agua en el depósito de la torre; 2) las superficies mojadas en la to-

re, y 3) la superficie de las gotas de agua que caen a través de la torre.

Teóricamente, la temperatura mas baja a la que puede enfriarse el agua en la torre de enfriamiento, es la temperatura del bulbo húmedo del aire de entrada y, en este caso el aire a la salida debería estar saturado. En la práctica, no es posible enfriar el agua a la temperatura de bulbo húmedo del aire. En la mayor parte de los casos, la temperatura del agua de salida de la torre será de 4 a 6 grados centígrados mas alta que la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada. Por otra parte, el aire que deja la torre, siempre estará algo menos que saturado.

La diferencia de temperatura, entre la temperatura del agua que abandona la torre y la temperatura de bulbo húmedo del aire de entrada se llama "acercamiento de la torre". La reducción de temperatura que sufre el agua al pasar por la torre (diferencia entre las temperaturas de entrada y salida) recibe el nombre de " rango de la torre ".

La carga en una torre de enfriamiento, puede encontrarse aproximadamente, midiendo el gasto de agua sobre la torre y las temperaturas del agua de entrada y salida; entonces se aplica la siguiente ecuación

$$\text{Carga de la torre (Kcal/min.)} = \text{gasto (kgs./min.)} \times (\text{temp. entrada de agua} - \text{temp. salida de agua}).$$

La ecuación anterior, considera que la carga de la torre, es el calor que se requiere quitar al agua caliente para darle el enfriamiento deseado. Sabiendo que la cantidad de energía almacenada en el agua, o sea su entalpía, tiene aproximadamente el valor de su temperatura pero

en Kcal./Kg. , entonces la diferencia de los valores de temperaturas de entrada y salida del agua en la torre, nos da el valor de la energía por unidad de masa que es llevada por el aire fuera de la torre; para conocer la cantidad de calor total por unidad de tiempo que es rechazado a la atmósfera, se multiplica el valor anterior, por el --gasto de agua de circulación.

CLASIFICACION DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Las torres de enfriamiento, se clasifican de acuerdo con los medios de suministro de aire; si la circulación de aire es establecida por medios mecánicos, las torres son de tiro mecánico, y si lo es por medios naturales, las torres son de circulación natural.

Las torres de tiro mecánico se subdividen en tiro inducido y tiro forzado. Dependiendo de la trayectoria de flujo del aire, se clasifican como torres de tiro mecánico de flujo a contracorriente o flujo en cruz.

Las torres de circulación natural se subdividen en torres atmosféricas y torres de tiro natural.

TORRES DE CIRCULACION NATURAL.

La torre atmosférica de circulación natural, aprovecha las corrientes atmosféricas; el aire penetra a través de las paredes tipo

persiana que tienen inclinación hacia adentro, tal y como se muestra en la figura número 6.

Las pérdidas por arrastre y la capacidad de enfriamiento, pueden mejorarse colocando superficies horizontales dentro de la torre, que sirven para reducir la velocidad promedio de las finas gotas que caen, incrementándose el tiempo en que las gotas son expuestas al chorro de aire en su caída a través de la torre. En lugares en que la velocidad promedio del viento es de 8 a 10 Km./hr. la torre atmosférica puede ser mas económica que la de otro tipo, y en lugares que tienen altos costos de energía, puede ser mas conveniente utilizar torres atmosféricas aun con velocidades de aire que fluctúen entre 4 y 5 Km./hr.

Estas torres son muy angostas en comparación con otros tipos, y la dimensión que varía dependiendo de la capacidad de la torre, es su longitud; se han construido torres de este tipo, con mas de 600 metros de largo.

Las principales desventajas de este tipo de torre son: alto costo inicial, grandes pérdidas de arrastre y eficiencia casi nula cuando no existen corrientes atmosféricas. Su principal ventaja, es la eliminación de los costos de operación.

Las torres de tiro natural, operan de la misma manera que la chimenea de un horno; el aire se calienta en la torre al entrar en contacto con el agua, de manera que su densidad baja. La diferencia de densidades entre el aire de la torre y el aire del exterior, origina un flujo natural de aire frío hacia la parte inferior y una expulsión del aire menos denso en la parte superior. Las torres de tiro -

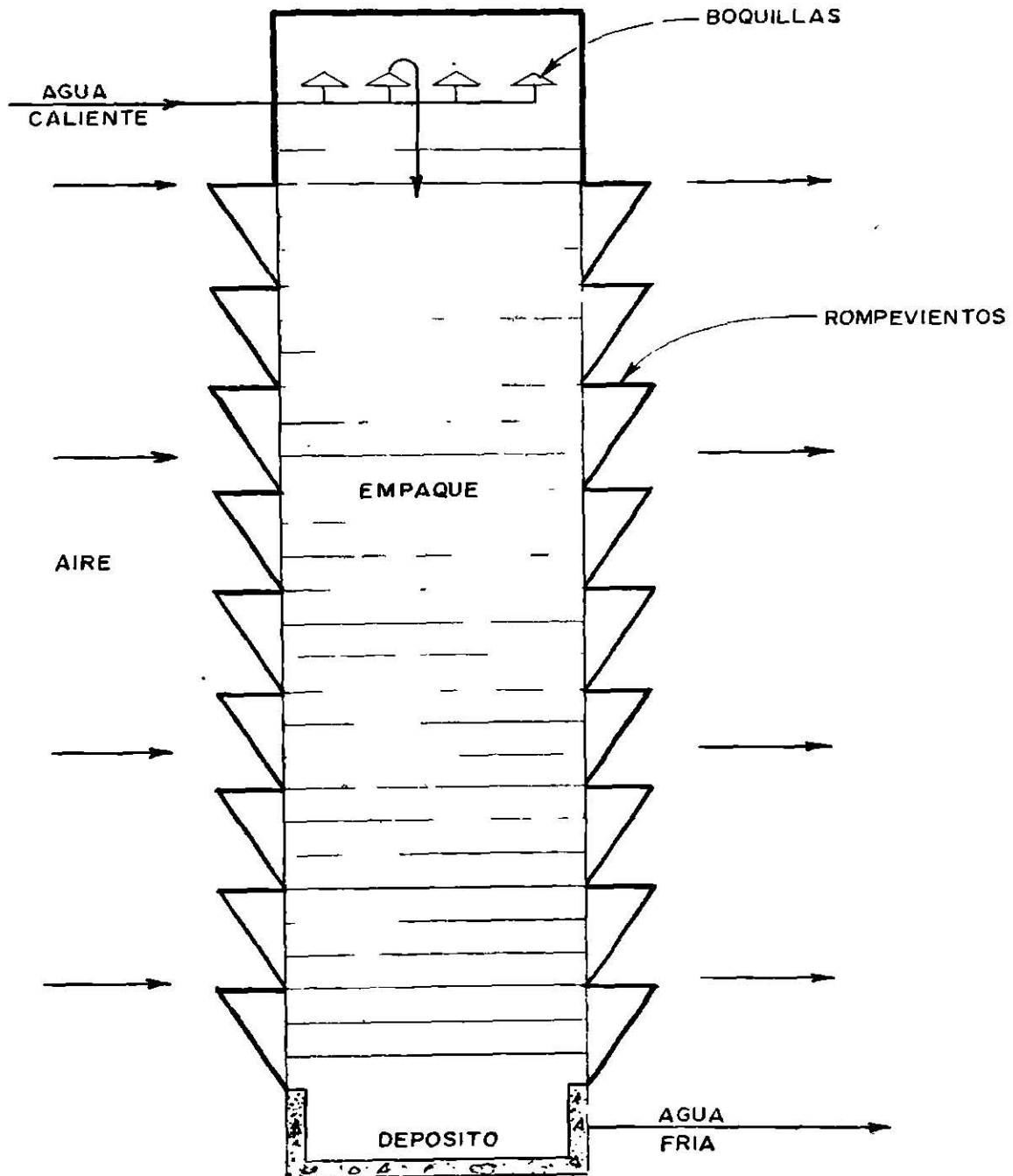


Fig. nº 6. Esquema de una torre atmosférica de circulación natural.

natural deben ser altas para aumentar éste efecto y deben tener gran sección transversal debido a la baja velocidad con que el aire circula.

El aire entra horizontalmente por la parte inferior de la torre y es descargado verticalmente por la parte superior, retardando así, la caída de las finas gotas de agua que caen desde la parte superior de la torre, e incrementando de esta manera la superficie efectiva de contacto para cualquier relación de flujo de agua. La figura número 7, muestra esquemáticamente una torre de tiro natural, en la que el aire fluye a contracorriente y para incrementar su período de exposición se colocan enrejados horizontales, generalmente escalonados. Algunos enrejados típicos para éste uso, se muestran en la figura número 4, los que son con tiras de madera roja tratada clavadas a largueros o viguetas.

En las torres atmosféricas, es de importancia fundamental la velocidad del viento pero en las torres de tiro natural, la consideración primordial es la temperatura del aire; por lo tanto, deben utilizarse en lugares en que la temperatura ambiente raramente exceda 27 grados centígrados y donde los vientos permanezcan relativamente estacionarios durante todo el año.

Las ventajas de las torres de tiro natural son: un gran rango de temperatura, carga de calor bastante alta en invierno y bajos costos de operación. Sin embargo, sus costos iniciales son altos.

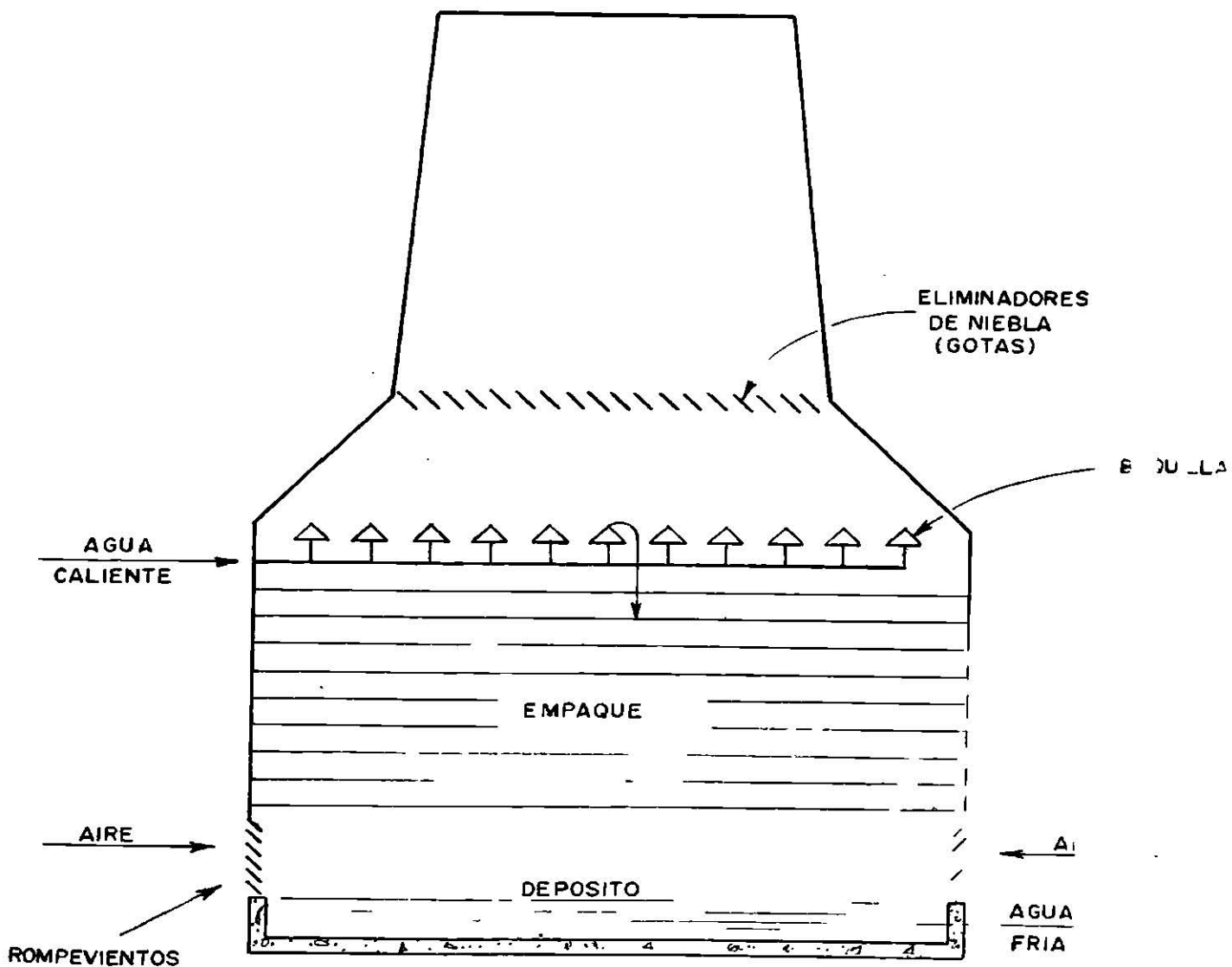


Fig. nº 7. Esquema de una torre de tiro natural.

TORRES DE TIRO MECANICO.

EN las torres de tiro mecánico, el aire es movido por medio de un abanico. Si el abanico se instala en la base de la torre y el flujo de aire es forzado hacia el interior, es una torre de tiro forzado, tal y como se muestra en la figura número 8. Si el abanico es instalado en la parte superior, de tal modo que succione el aire hacia arriba a través de la torre, es un arreglo de tiro inducido; la figura número 9 muestra esquemáticamente una torre de tiro inducido.

El costo adicional del abanico y la potencia eléctrica que consume, son compensados por el aumento de la capacidad de calor rechazado por la unidad. Además, las torres de tiro mecánico, tienen un mejor control de la temperatura de salida del agua.

En las torres de tiro forzado, los abanicos no son muy grandes, lo que permite tener velocidades hasta de 900 ó 1200 r.p.m., acoplándose directamente el motor al abanico. Esto ahorra el mecanismo reductor de velocidad. Como el aire entra a través de una abertura circular en la base de la torre, existe una disminución de altura y por lo tanto también en el volumen efectivo de la torre. Sin embargo, la principal desventaja en las torres de tiro forzado, es que propician la recirculación, porque el aire que sale saturado de la torre, se descarga a baja velocidad a través de una gran abertura y bajo condiciones atmosféricas desfavorables puede regresarse a la entrada de la torre.

Las torres de tiro inducido, son las más comunmente usadas. En este tipo de torres, se usan grandes abanicos de baja velocidad, en los que son montados lateralmente los motores y la potencia es transmiti

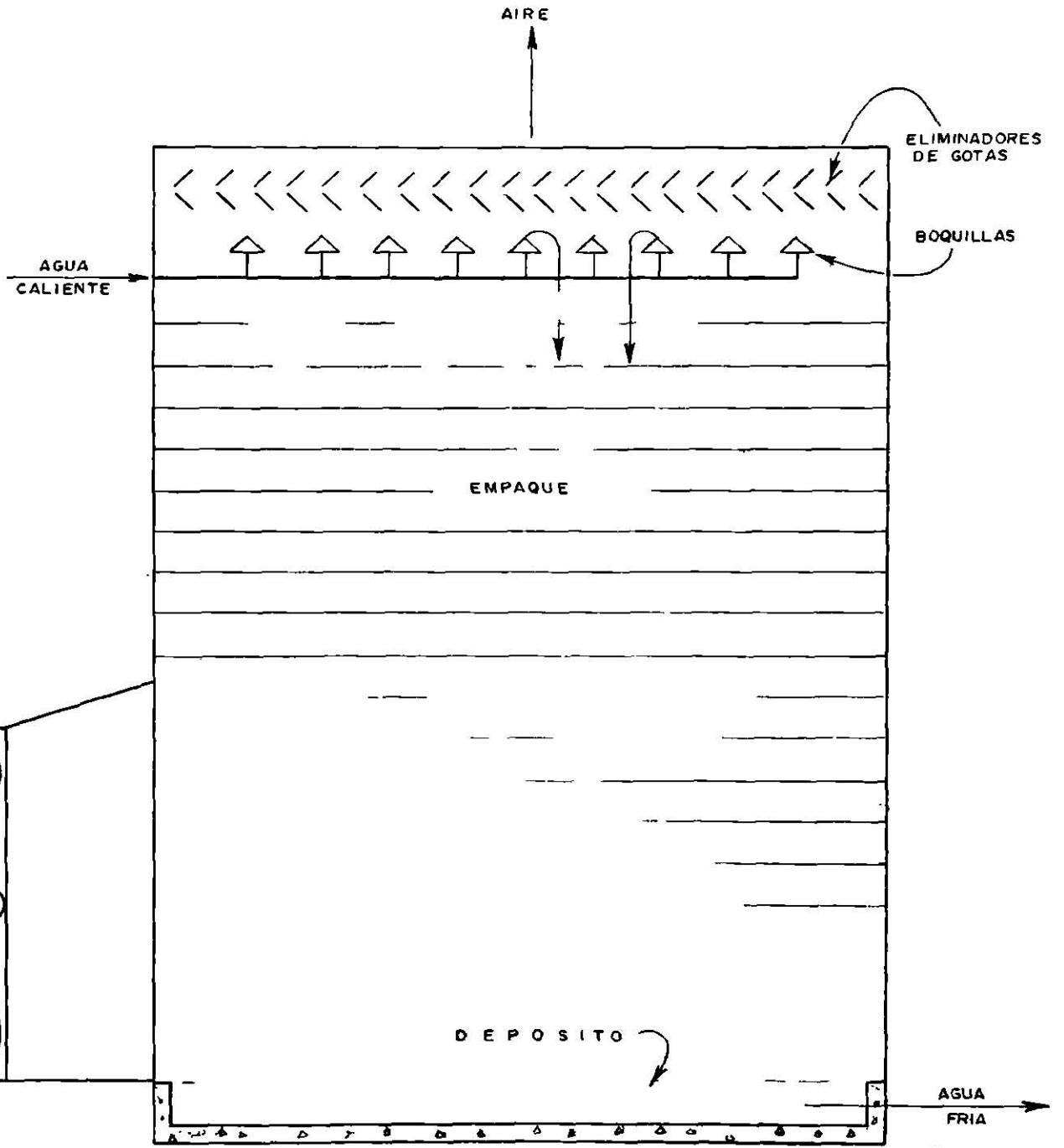


Fig. nº 8. Esquema de una torre de tiro forzado.

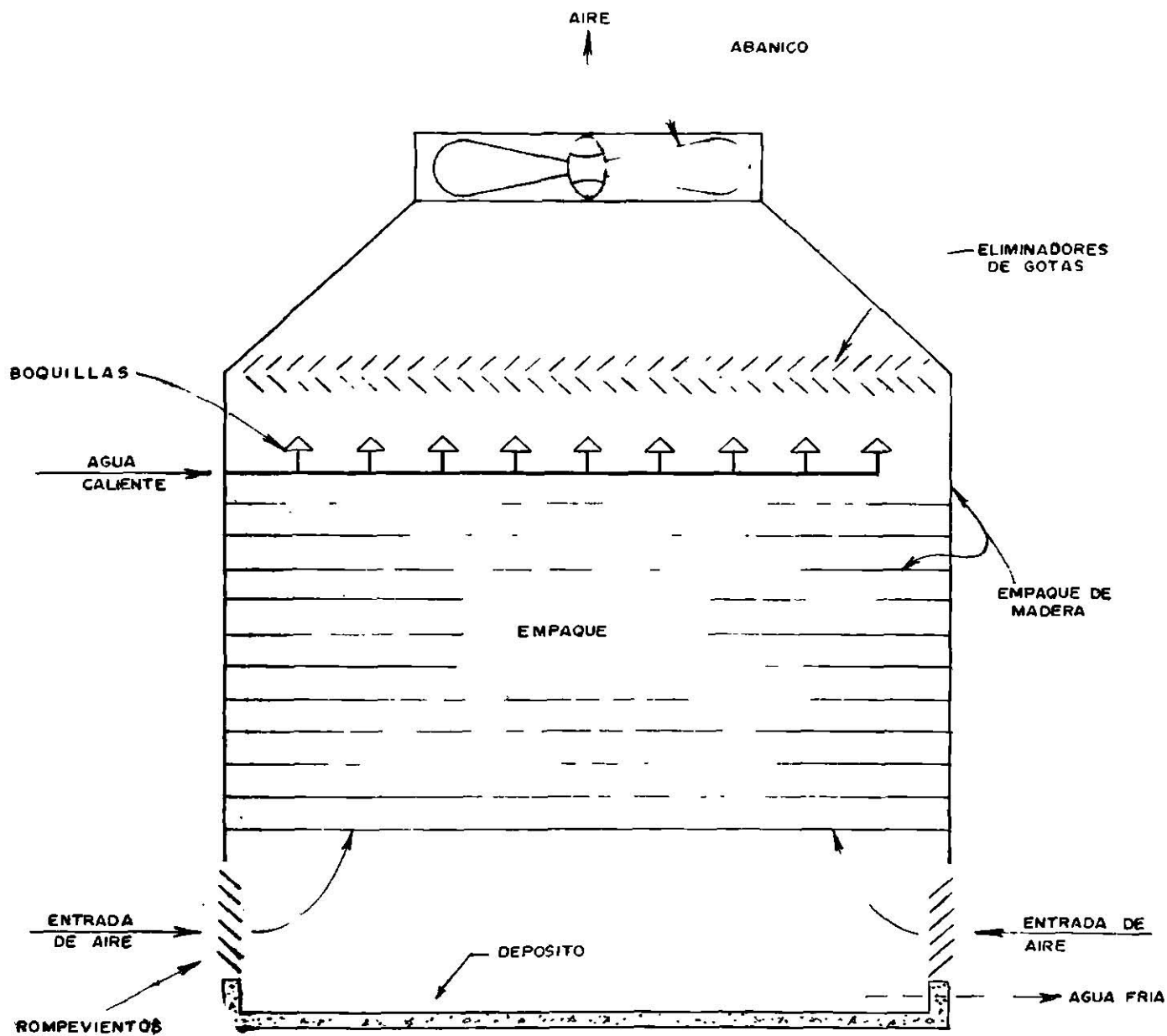


Fig. nº 9. Esquema de una torre de tiro inducido.

da a través de un mecanismo reductor de poleas o engranes.

En las torres de tiro inducido, el aire es descargado a alta velocidad hacia las corrientes naturales de aire, evitando así la recirculación. Esto causa más pérdida de agua por arrastre que en las torres de tiro forzado y como además la entrada de aire es muy pequeña y con deflectores de tipo persiana, la caída de presión estática es mayor -- que en las torres de tiro forzado, lo que trae por consecuencia un consumo mayor de potencia de abanico. Existen dos tipos de torres de tiro inducido: la de flujo a contracorriente y la de flujo cruzado.

En Las torres de tiro inducido de flujo a contracorriente, como el -- mostrado en la figura número 9, el agua cae a través del relleno de madera, mientras que el aire fluye verticalmente hacia arriba a contracorriente; esto ocasiona mayores pérdidas de presión estática, pues la resistencia opuesta por el agua es mayor que en el flujo cruzado.

En las torres de tiro inducido de flujo cruzado tal y como se muestra en la figura número 2, el aire entra horizontalmente a través de los enrejados de la torre, hasta llegar a los eliminadores de arrastre donde el aire es obligado a cambiar de dirección descargándose verticalmente por el abanico. En este tipo de torre, la altura del relleno es igual a la altura total de la torre, lo que permite tener torres -- más bajas; y como el sistema de distribución del agua es por gravedad, lo que no requiere de presión de rociado, la altura total de bombeo requerida es pequeña; además como el aire entra a través de toda la altura de la torre y el flujo es cruzado, las pérdidas de presión estática son menores.

CAPITULO III

DESCRIPCION DE LA CARTA PSICROMETRICA
Y LOS PARAMETROS QUE INTERVIENEN.

I N D I C E

- 1.- Introducción.
- 2.- Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo.
- 3.- Humedad relativa y relación de humedad.
- 4.- Temperatura de rocío.
- 5.- Entalpía del aire seco.
- 6.- Volumen específico.
- 7.- Descripción de la Carta Psicrométrica.

INTRODUCCION.

El aire atmosférico es una mezcla de gases y vapor de agua. El aire seco, o sea, sin vapor de agua, está compuesto principalmente de nitrógeno, en aproximadamente 78% de volumen, 21% de oxígeno y el 1% restante, corresponde a bióxido de carbono y cantidades pequeñas de otros gases, por ejemplo hidrógeno, helio, neón, argón, etc. Por lo que respecta a estos componentes del aire seco, la composición del aire, prácticamente es idéntica en todas partes. Por otra parte, la cantidad de vapor de agua en el aire varía grandemente con la localidad particular y con las condiciones climatológicas.

Puesto que el vapor de agua en el aire, resulta principalmente de la evaporación de agua de la superficie de varios cuerpos de agua, la humedad atmosférica, o sea, el contenido de vapor de agua en el aire, es mayor en aquellas regiones localizadas cerca de grandes cuerpos de agua y menor en las regiones áridas.

Puesto que todo el aire en estado natural contiene una cierta cantidad de vapor de agua, no existe en realidad el aire seco. Sin embargo, el concepto de aire seco es muy útil, ya que simplifica grandemente los cálculos psicrométricos.

Otro concepto muy útil del aire atmosférico, es la presión barométrica, que es debida a la fuerza por unidad de área que resulta por el propio peso de la atmósfera. La presión estandar al nivel del mar es de 1.033 Kg./cm². La presión decrece al subir verticalmente en la atmósfera, al igual la temperatura, pero esta última llega a un valor límite al alcanzar determinada altura en la atmósfera.

El volumen ocupado por un peso dado de aire, depende de la presión y temperatura de éste, varía inversamente con la presión barométrica y, directamente con la temperatura absoluta. El aire se acerca mucho a la condición de un gas ideal y obedece a las leyes de los gases con precisión suficiente para aplicaciones prácticas.

La Ley de Dalton sobre presiones parciales para cualquier mezcla de gases y vapores, que no se combinan químicamente, señala que

- 1) cada uno de los gases y vapores en la mezcla ejerce una presión parcial individual que es igual a la presión que ejercería el gas si ocupara sólo el espacio y
- 2) la presión total de la mezcla gaseosa es igual a la suma de las presiones parciales ejercidas por los gases o vapores individuales.

Siendo el aire una mezcla de gases y vapor de agua, obedece la Ley de Dalton. Por lo tanto, la presión barométrica es siempre igual a la suma de las presiones parciales de los gases secos y la presión parcial del vapor de agua. Puesto que la Psicrometría es el estudio de las propiedades del aire en cuanto se ven afectadas por el contenido de vapor de agua, las presiones individuales parciales ejercidas por los gases no son importantes y, para estudios prácticos la presión barométrica total se puede considerar como la suma de solo dos presiones: 1) la presión ejercida por los gases secos y 2) la presión parcial ejercida por el vapor de agua.

TEMPERATURA DE BULBO SECO Y BULBO HUMEDO.

La temperatura de bulbo seco del aire t_s , es la temperatura medida por un termómetro ordinario de bulbo seco. La temperatura de bulbo húmedo del aire t_h , es la temperatura medida por un termómetro de bulbo húmedo. Un termómetro de bulbo húmedo, es un termómetro ordinario cuyo bulbo se encuentra encerrado en una mecha o saco de tela húmedo. Para obtener una lectura precisa con un termómetro de bulbo húmedo, la mecha debe mojarse con agua limpia aproximadamente a la misma temperatura de bulbo seco. El instrumento usado para medir la temperatura de bulbo húmedo, se llama "psicrómetro", del cual existen varios tipos, siendo el mas común el psicrómetro giratorio o de péndulo. El psicrómetro de péndulo, está hecho de dos termómetros, uno de bulbo seco y otro de bulbo húmedo montados contiguamente en una cubierta protectora unida a un mango por medio de una conexión articulada, de manera que pueda hacerse girar fácilmente la caja con la mano. Después de saturar la mecha con agua, el instrumento se agita rápidamente en el aire, aproximadamente durante un minuto y, después de este tiempo puede tomarse lecturas de ambos termómetros. El proceso debe repetirse varias veces, para asegurar que se registra la temperatura de bulbo húmedo mas baja posible. Cuando el aire esta 100% saturado, las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y de condensación del aire serán una y la misma. La temperatura que registra un termómetro de bulbo húmedo, siempre será mas baja que la tempe

ratura de bulbo seco del aire. La cantidad por la cual se reduce la temperatura de bulbo húmedo respecto a la de bulbo seco, dependerá de la humedad que contenga el aire y, a esa cantidad, $t_s - t_h$, se le llama depresión o descenso del bulbo húmedo.

Mientras que el termómetro de bulbo seco, que no se ve afectado por la humedad, mide solamente la temperatura real del aire, un termómetro de bulbo húmedo, debido a la mecha mojada, está sujeto a la influencia de la humedad del aire; así pues, la temperatura de bulbo húmedo, es en realidad una lectura de la relación entre la temperatura del vapor seco del aire y el contenido de humedad en la mecha.

En general, para cualquier temperatura dada de bulbo seco mientras mas bajo sea el contenido de humedad en el aire, menor será la temperatura de bulbo húmedo. La explicación de lo anterior, es que cuando el aire no saturado entra en contacto con agua, el agua se evaporará en el aire, con una rapidez que es proporcional a la diferencia de presión entre la presión del vapor de agua y la presión del vapor en el aire. Por lo tanto, cuando se aplica rápidamente un termómetro de bulbo húmedo en el aire no saturado, habrá evaporación de agua de la mecha, enfriando así el agua que permanece en la mecha, y con ella el bulbo del termómetro, a una temperatura abajo de la temperatura del bulbo seco del aire.

La temperatura de bulbo húmedo del aire es una medida de la relación entre las temperaturas de bulbo seco y el punto de condensación del aire y como tal, suministra un medio conveniente para de-

terminar la temperatura de condensación del aire cuando se conoce la temperatura de bulbo seco .

Cuando se evapora el agua de la mecha de un termómetro de bulbo húmedo, debe suministrarse calor para alimentar al calor latente de vaporización. Antes de que se reduzca la temperatura del agua en la mecha, abajo de la temperatura de bulbo seco del aire, la fuente de calor para vaporizar el agua, es el agua misma. Por lo tanto, conforme se evapora el agua de la mecha, el agua que permanece en ella se enfría abajo de la temperatura del aire. Cuando esto ocurre, se establece una diferencia de temperatura y comienza a fluir calor del aire a la mecha. En estas condiciones, una parte del calor de vaporización esta siendo alimentada por el aire y la otra por el agua de la mecha. Conforme sigue disminuyendo la temperatura de la mecha, la diferencia de temperatura en el aire y la mecha, aumenta progresivamente, de manera que mas calor de vaporización es suministrado por el aire y menos por el agua de la mecha. Cuando la temperatura de la mecha se reduce al punto en que la diferencia de temperaturas entre el aire y la mecha, es tal que el flujo de calor del aire es suficiente para alimentar todo el calor de vaporización, la temperatura de la mecha se estabilizará aun cuando continúe la vaporización en ella. La temperatura a la cual se estabiliza la mecha se llama temperatura de saturación adiabática y es la temperatura de bulbo húmedo del aire. La temperatura de bulbo húmedo, es la temperatura mas baja a la que el agua puede enfriarse por humidificación adiabática.

La temperatura de bulbo húmedo depende, tanto de la temperatura

de bulbo seco como de la cantidad de vapor de agua en el aire. Por ejemplo, mientras mas baja sea la humedad contenida en el aire, mayor será la rapidez de evaporación de la mecha y mayor la cantidad de agua que se le quite a la misma. Mientras mayor sea la necesidad de calor, mayor será la depresión de bulbo húmedo con respecto a la temperatura de bulbo seco. Además, mientras mas baja sea la temperatura de bulbo seco, mas baja será la temperatura de bulbo húmedo para una depresión dada de bulbo húmedo.

HUMEDAD RELATIVA Y RELACION DE HUMEDAD.

La humedad relativa expresada en por ciento, es la relación del peso de vapor de agua por metro cúbico de aire, con relación al peso de vapor de agua contenido en un metro cúbico de aire saturado a la misma temperatura, es decir:

$$\text{Humedad relativa} = \frac{\text{Peso de vapor de agua por metro cúbico de aire.}}{\text{Peso de vapor de agua en un metro cúbico de aire saturado a la misma temperatura.}} \times 100$$

Por ejemplo, si el aire a una cierta temperatura contiene la mitad del vapor de agua por metro cúbico de aire de lo que podría contener a esa temperatura si se encuentra saturado, la humedad relativa del aire es de 50%. La humedad relativa del aire saturado -

naturalmente es de 100;

La relación de humedad del aire, en una condición dada, se define como el peso de vapor de agua por kilogramo de aire seco en esa condición. Puesto que el peso de vapor de agua contenido en el aire es relativamente pequeño, generalmente se mide en gramos en vez de kilogramos.

TEMPERATURA DE RCCIC.

Primeramente debemos tomar en cuenta que el vapor de agua contenido en el aire, es en realidad vapor a muy baja presión y que este vapor a baja presión, igual que el vapor a alta presión, se encontrará en condición saturado cuando la temperatura sea la temperatura de saturación correspondiente a su presión. Puesto que todas las componentes en una mezcla gaseosa se encuentran a la misma temperatura, se entiende que, cuando el aire se encuentra a cualquier temperatura arriba de la temperatura de saturación correspondiente a la presión parcial ejercida por el vapor de agua, el vapor de agua en el aire estará sobrecalentado. Por otra parte, cuando el aire se encuentra a una temperatura igual a la temperatura de saturación correspondiente a la presión parcial del vapor de agua, el vapor de agua en el aire será saturado y se dice que el aire se encuentra saturado. En realidad es solo el vapor de agua en el aire, el que se encuentra saturado. La temperatura a la cual se satura el vapor en el aire, se cono-

ce como punto de rocío o punto de condensación del aire. La temperatura del punto de rocío del aire, siempre es la temperatura de saturación correspondiente a la presión parcial ejercida por el vapor de agua. Por lo tanto, cuando la presión parcial ejercida por el vapor de agua se conoce, la temperatura del punto de rocío del aire, se puede determinar de las tablas de vapor. Recíprocamente, cuando se conoce la temperatura de rocío del aire, puede determinarse la presión parcial ejercida por el vapor, partiendo de las tablas de vapor.

Se sabe que la presión ejercida por cualquier vapor es directamente proporcional a la densidad del mismo. Puesto que la temperatura del punto de rocío del aire, depende solamente de la presión parcial ejercida por el vapor de agua, se entiende que, para un volumen dado de aire, la temperatura del punto de rocío del aire, depende solamente del peso del vapor de agua en él. Mientras el vapor de agua en el aire no cambie, la temperatura del punto de rocío del aire tampoco cambiará. Si la cantidad de vapor de agua en el aire aumenta o disminuye, la temperatura del punto de rocío del aire también aumentará o disminuirá, respectivamente. Al aumentar la cantidad de vapor de agua en el aire, aumenta la presión ejercida por el vapor de agua elevando la temperatura del punto de rocío. Recíprocamente, la reducción de vapor de agua en el aire, reducirá la presión del vapor de agua y bajará la temperatura de rocío.

ENTALPIA DEL AIRE

El aire contiene calor sensible y calor latente; el contenido total de calor del aire en una condición dada, es la suma de los calores sensible y latente que contiene. El calor sensible del aire, o sea el contenido de calor del aire seco, es una función de la temperatura de bulbo seco y, el calor latente del aire, o sea, el contenido de calor del vapor de agua mezclado con el aire seco, es una función de la temperatura de rocío.

Puesto que todas las componentes del aire seco son no condensables a temperaturas de saturación normales, para aplicaciones prácticas, el único calor latente del aire, es el calor latente del vapor de agua que contiene. Por otra parte, la cantidad de calor latente en una cantidad dada de aire, depende del peso de vapor de agua en el aire y del calor latente de vaporización del agua correspondiente a la temperatura de saturación del vapor de agua.

Puesto que la temperatura de saturación del vapor de agua, es la temperatura de condensación del aire, la temperatura de condensación determina no solamente el peso del vapor de agua en el aire, sino también el valor del calor latente de vaporización. Por lo tanto, el contenido del calor latente del aire es una función de la temperatura de condensación solamente. Mientras no cambie la temperatura del punto de condensación del aire, el contenido de calor latente del aire tampoco cambiará.

Puesto que la cantidad de calor sensible, es comparativamente pequeña, el error incurrido al suponer que todo el calor del aire es calor latente, es de pocas consecuencias prácticas.

VOLUMEN ESPECIFICO.

El volumen específico del aire v_a , es el volumen existente en la unidad de masa, o sea, la cantidad de metros cúbicos que tiene un kilogramo. El volumen específico, depende de la temperatura del aire y de la presión barométrica total. Cuando se conoce la humedad relativa del aire, el volumen específico de aire parcialmente saturado a cualesquier condición, puede calcularse. aplicando estos valores en la ecuación siguiente:

$$v_a = v_d + (v_s - v_d) \times \%H.R.$$

donde:

v_a = volumen específico del aire parcialmente saturado

v_d = volumen específico de aire seco a la misma temperatura

v_s = volumen específico de aire saturado a la misma temperatura.

H.R. = humedad relativa del aire parcialmente saturado a la misma temperatura.

Lo anterior resulta de agregar al volumen específico de aire seco a una temperatura determinada, el volumen de vapor que contiene

dicho aire a la misma temperatura y, ambos sumandos deben ser seleccionados para la presión barométrica del lugar.

DESCRIPCION DE LA CARTA PSICROMÉTRICA.

A través de este capítulo, se estableció que la Psicrometría es el estudio de las propiedades del aire, en cuanto se ven afectadas por el contenido de vapor de agua. Los problemas psicrométricos que resultan en la fabricación o, en el funcionamiento de aparatos que se utilicen para el acondicionamiento de aire, se resuelven fácil y rápidamente, por medio de la carta psicrométrica, que de otra suerte requerirían cálculos matemáticos tediosos.

Básicamente, la carta psicrométrica muestra la relación entre cuatro propiedades fundamentales del aire: (1) temperatura de bulbo seco, (2) temperatura del punto de rocío, (3) temperatura de bulbo húmedo y, (4) humedad relativa. Cuando se conocen dos cualesquiera de estas cuatro propiedades, pueden determinarse las otras dos, sin usar cálculos matemáticos, empleando la carta psicrométrica.

La carta diagramática que se ilustra en la figura número 10 muestra la construcción general de la carta psicrométrica, que se basa principalmente, en la relación que existe entre las cuatro propiedades antes mencionadas. Las líneas de temperatura de bulbo seco son verticales, mientras que las líneas de temperatura de punto de rocío son horizontales. Las líneas de temperatura de bulbo húmedo, están

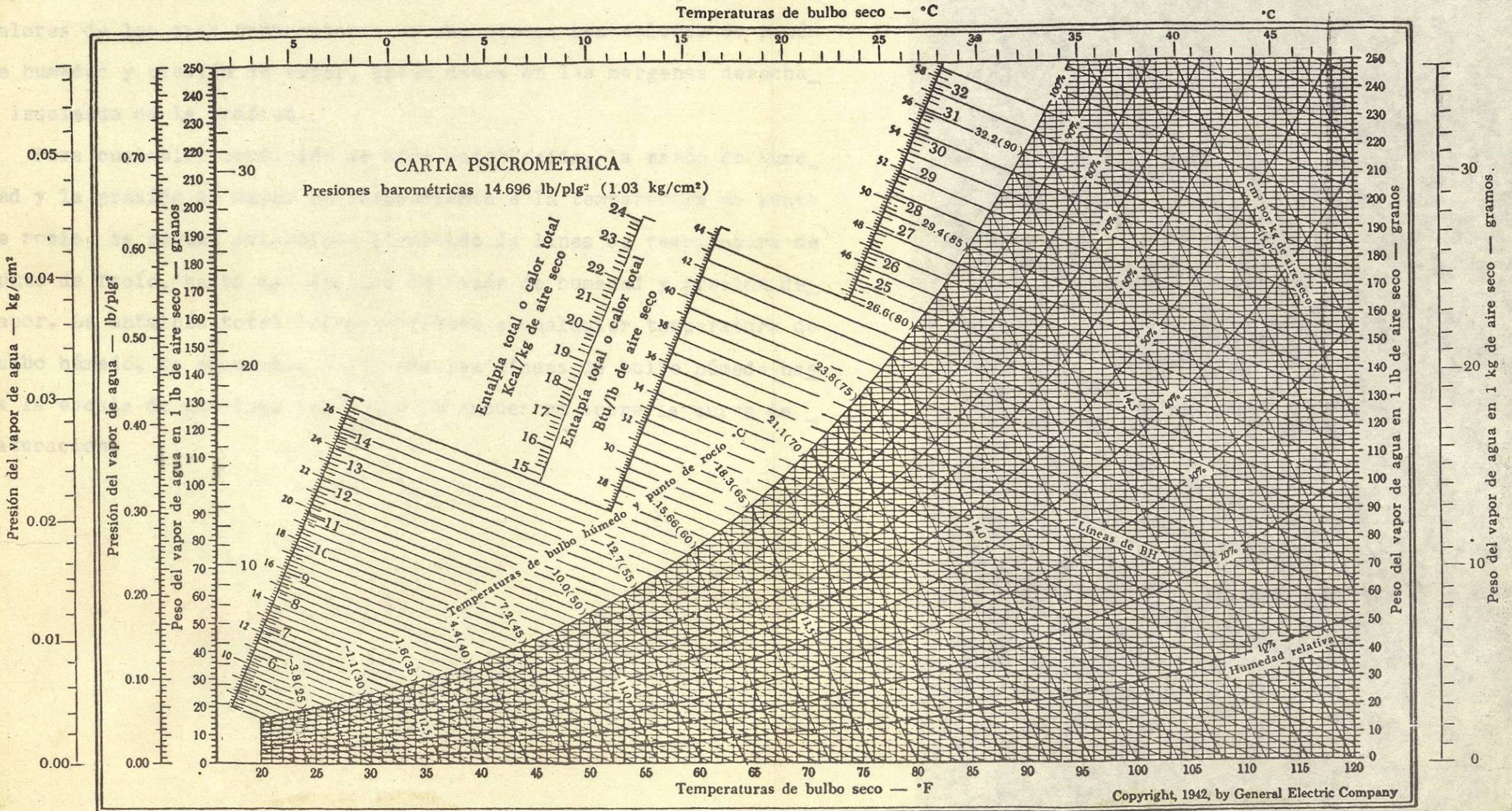


FIG. N^o 10. CARTA PSICROMETRICA.

trazadas diagonalmente en la carta, igual que las líneas de volumen constante. Las líneas de humedad relativa constante son líneas curvas. La línea curva que limita la carta a la izquierda, es la línea de humedad relativa 100% y se llama, curva de saturación.

Para el aire saturado, las temperaturas de bulbo seco, de bulbo húmedo y punto de rocío, se leen en la curva de saturación y, los valores de las tres temperaturas es uno mismo. Los valores de razón de humedad y presión de vapor, están dados en los márgenes derecha e izquierda de la gráfica.

Para cualquier condición de aire establecida, la razón de humedad y la presión de vapor correspondiente a la temperatura de punto de rocío, se pueden determinar siguiendo la línea de temperatura de punto de rocío, hasta las escalas de razón de humedad y presión de vapor. La entalpía total correspondiente a cualquier temperatura de bulbo húmedo, se encuentra siguiendo las líneas de bulbo húmedo hasta la escala de entalpía total que se encuentra sobre la curva de saturación.

CAPITULO IV

DISEÑO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO
DE TIRO INDUCIDO.

I N D I C E

- 1.- Datos y definiciones.
- 2.- Cálculo de la altura requerida.
- 3.- Cálculo del área requerida.
- 4.- Balance térmico.
- 5.- Selección de la bomba de alimentación.
- 6.- Determinación del número de rociadores.
- 7.- Aditamentos especiales para prácticas de Laboratorio.
- 8.- Cálculo de la potencia requerida por el ventilador.

DATOS Y DEFINICIONES.

Algunos de los datos indispensables para el cálculo de una torre de enfriamiento de tiro inducido son: 1) el rango de la torre, o sea, la diferencia de temperaturas del agua entre la entrada y la salida; 2) la temperatura de bulbo húmedo del aire, la cual debe ser una temperatura promedio -- del lugar en donde se instalará la torre y 3) el flujo máximo de agua que se requiere enfriar. Con los datos anteriores los que son siempre conocidos, no es posible el cálculo de la torre, para lo cual se tiene que suponer otros datos como son la entalpía del aire a la salida de la torre y, el tipo de enrejado que debemos colocar en el interior de la torre, el cual tiene una influencia particular en el funcionamiento de la misma, la que se ha determinado experimentalmente por los fabricantes de torres de enfriamiento.

Otros datos que se derivan de los anteriores, son la característica de la torre y la relación del flujo de agua al flujo de aire que cruzan por la torre en la unidad de área de la misma.

Si la torre de enfriamiento es considerada análoga a un cambiador de calor ideal, conteniendo una fina película de agua como medio de transmisión de calor, la que depende de la razón de flujo del agua al flujo del aire y, de las características del enrejado interno, el calor será cedido

al aire por dos mecanismos: transferencia de calor por convección y por evaporación del agua. Datos obtenidos de pruebas indican que el coeficiente de transferencia de calor, para la pérdida de calor por evaporación de la película de agua a un chorro de aire es aproximadamente igual al coeficiente de transferencia de calor por convección "h", dividido por el calor específico del aire. Así el coeficiente de transferencia de entalpía "K", para la razón de pérdida de calor por evaporación, es dado aproximadamente por la relación $K = h/c_p$. Se ha comprobado que en cualquier elemento de volumen de torre dV , teniendo la superficie "A" por unidad de volumen, el calor cedido por Kg. de agua, puede relacionarse al calor transferido al aire por convección y al calor perdido por evaporación, en la siguiente igualdad:

$$d t_w L_w = \left[h (t_w - t_a) + K \Delta H_v (x_s - x) \right] a dV \quad (4-1)$$

donde ΔH_v es la entalpía de evaporación, x_s el contenido de vapor de agua en el aire saturado y, x el contenido de vapor de agua en el aire que circula por la torre.

La ecuación anterior, puede manejarse para obtener términos de forma mas conveniente substituyendo $c_p K$ por h , tomando $H_s = c_p t_a + \Delta H_v x_s$ como la entalpía del aire saturado a la temperatura local del agua, $H_a = c_p t_a + \Delta H_v x$ como la entalpía promedio del aire que cruza por la torre y, despreciando la diferencia de flujo del agua entre la entrada y la salida tenemos que:

$$\begin{aligned} dt_w L_w &= K(c_p t_w - c_p t_a + H_v x_s - H_v x) a dV \\ &= K(H_s - H_a) a dV \end{aligned} \quad (4-2)$$

donde H_s es la entalpía del aire saturado a la temperatura local del agua y H_a la entalpía promedio del chorro de aire que pasa por la torre. La relación de esta ecuación, se aplica a las condiciones locales dentro de la torre de enfriamiento. Examinando la ecuación anterior, se puede observar que H_s y H_a dependen de la temperatura del agua y las otras cantidades no dependen de esta temperatura. Reagrupando términos e integrando entre la entrada y la salida, obtenemos:

$$\int_{t_{w1}}^{t_{w2}} \frac{dt_w}{H_s - H_a} = \int_0^V \frac{K a dV}{L_w} = \frac{K a V}{L_w} \quad (4-3)$$

donde V , es el volumen activo en metros cúbicos por metro cuadrado de sección de torre. La entalpía del aire saturado no varía linealmente con la temperatura y esto evita la simplificación posible en el análisis del funcionamiento del intercambiador. La naturaleza del problema puede visualizarse examinando la figura número 11. Esta figura muestra la entalpía del aire saturado como una función de la temperatura local del agua, junto con la entalpía actual del aire húmedo. Puesto que el calor específico del agua es prácticamente constante y, además la cantidad de calor cedido por el agua es igual al absorbido por el aire para cualquier cambio en la temperatura del agua, la entalpía del aire húmedo H_a varía linealmente con la temperatura local del agua. Examinando de nuevo la figura número 11, puede observarse que la distancia vertical

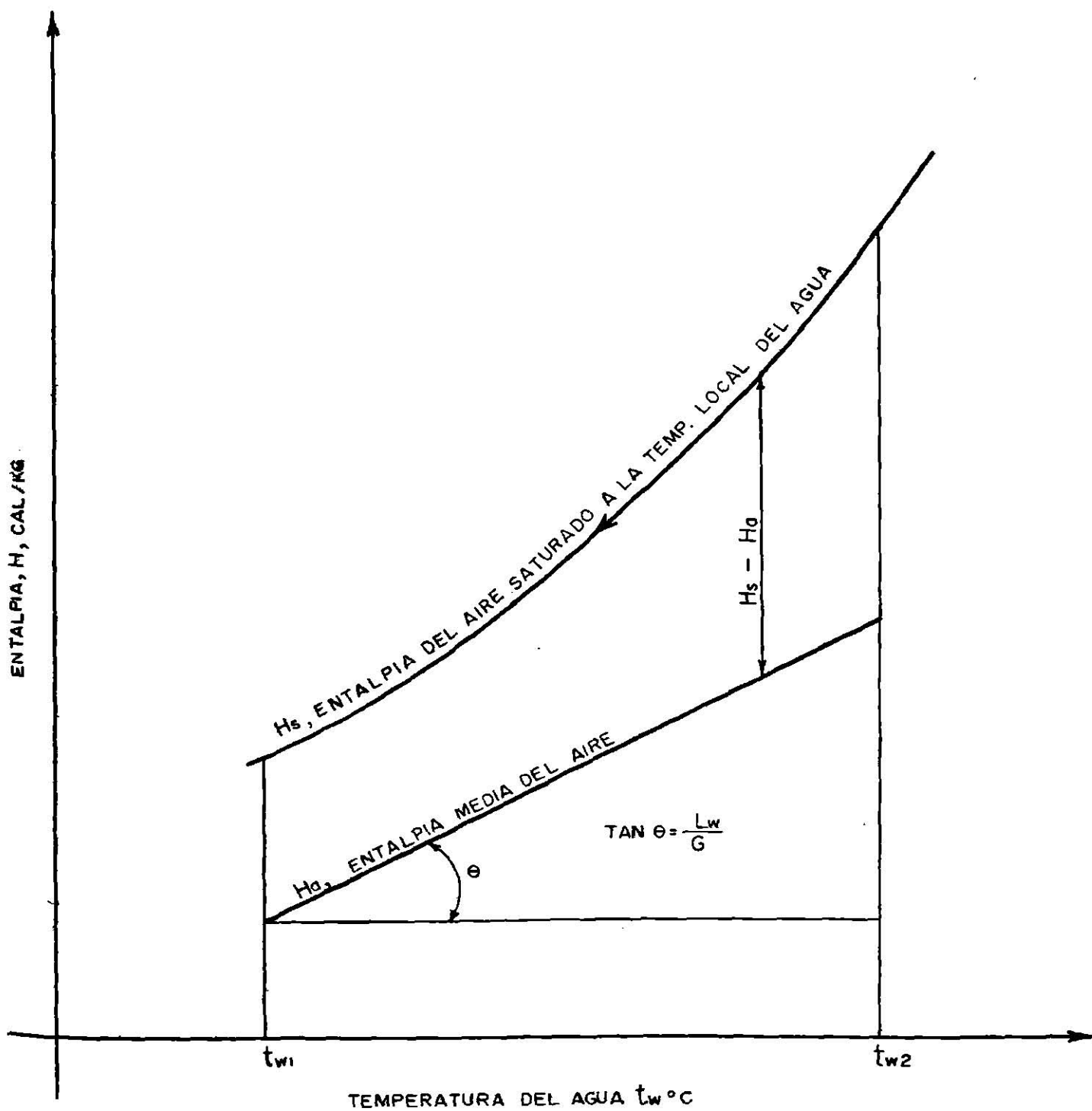


Fig. nº 11. Relación entalpía de aire-temperatura de agua.

entre las dos curvas, representa la diferencia de entalpía -- $H_s - H_a$ en la integral de la ecuación (4-3). Así, una segunda curva, como la mostrada en la figura número 12, puede dibujarse para $1/(H_s - H_a)$ como una función de la temperatura local -- del agua y, el valor de la integral puede determinarse al obtener el área bajo la curva. La cantidad resultante KaV/L_w , -- conocida como "la característica de la torre", es una función de las temperaturas de bulbo húmedo del aire entrando y saliendo de la torre.

La cantidad de enfriamiento, que se obtiene de una torre bajo determinadas condiciones de diseño, es insensible a las variaciones de flujo de agua o aire que pasan a través de la torre, siempre y cuando la relación de flujo de agua a flujo de aire permanezca constante, esto es $L_w/G = \text{cte}$. Como puede deducirse de la figura número 11, para una condición determinada del aire entrando, la entalpía del aire en la salida depende de la relación L_w/G .

CALCULO DE LA ALTURA REQUERIDA.

Para el cálculo de la altura de la torre, haremos uso de una ecuación experimental, que relaciona la característica de la torre con la razón de flujos y el tipo de enrejado que se desee utilizar en la torre. La ecuación siguiente,

$$\frac{KaV}{L_w} = 0.07 + AN \left(\frac{L_w}{G} \right)^{-n} \quad (4-4)$$

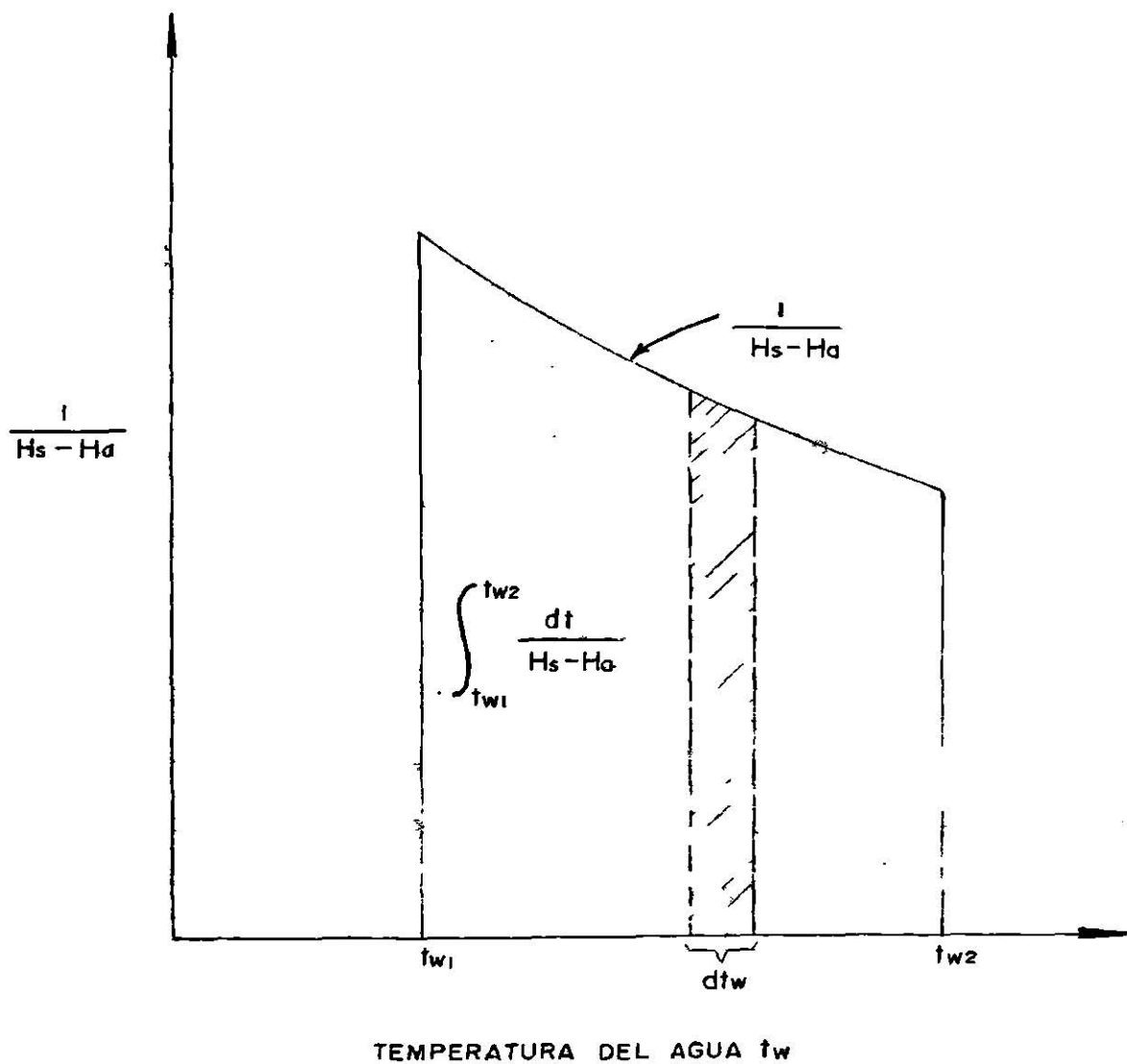


Fig. nº 12. Obtención de la característica de la torre.

es el resultado de pruebas efectuadas por los fabricantes de torres de enfriamiento, los que tratarón de encontrar una relación entre la forma física de la torre y los mecanismos -- térmicos que se efectúan dentro de la misma. En esta ecua--- ción, la cantidad N representa el número de paneles, mien--- tras que A y n son constantes tabuladas para un tipo particu--- lar de enrejado.

Los datos que tenemos para desarrollar el cálculo de la torre de enfriamiento son:

temp. del agua entrando a la torre = 44° C

temp. requerida del agua saliendo = 32° C
de la torre

temp. promedio de bulbo húmedo en = 21° C
el lugar de la instalación

gasto promedio de agua = 15,800 Kg/hr.

Para encontrar la característica de la torre, se puede resolver numéricamente el valor de H_a . Dicho valor, lo podemos obtener elaborando una gráfica similar a la de la figura número 11, en la que la curva H_a debe tener una pendiente a--- proximadamente igual que la curva H_g en la parte mas próxima de la temperatura de salida del agua. Este procedimiento, es el que proporciona, experimentalmente, los mejores resulta--- dos para la estimación del valor de la entalpía del aire a la salida de la torre.

De la gráfica de la figura número 13, se puede obtener el valor de la pendiente de la curva H_g , para los últimos 3° C, o sea entre 32° y 35° C:

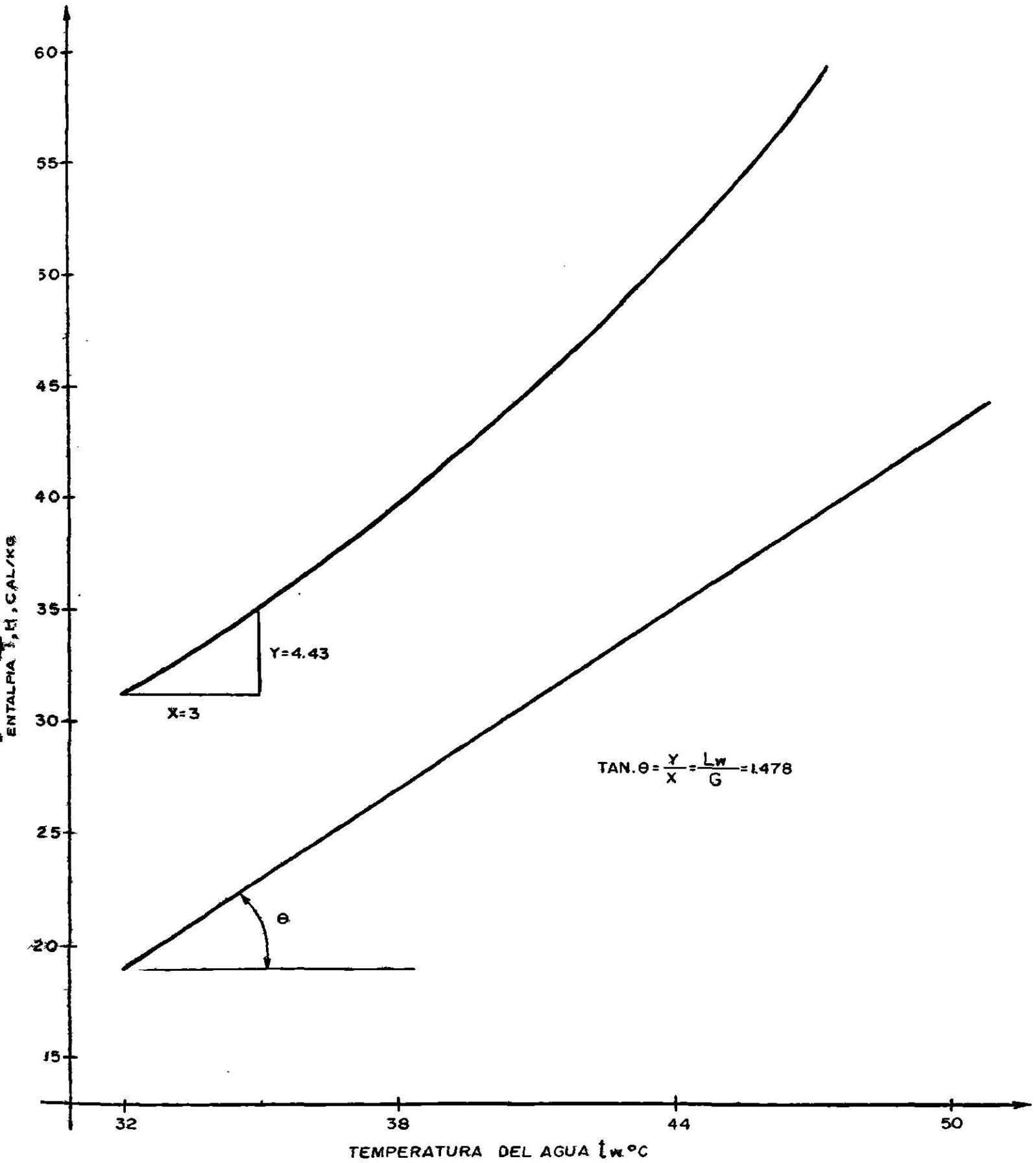


Fig. n^o 13. Relación entalpía de aire-temperatura de agua.

$$\text{pend.} = \frac{4.43}{3} = 1.478$$

y como se puede deducir de la gráfica para H_a en la misma figura, que la pendiente es igual a L_w/G , entonces se puede calcular el valor de la entalpía que se requiere quitar al agua por medio de la siguiente relación:

$$L_w \Delta t_w = \Delta H G \quad (4-5)$$

en la que despejando ΔH y substituyendo las cantidades se obtiene:

$$\Delta H = (L_w/G) \Delta t_w$$

$$\Delta H = (1.478)(12)$$

$$\Delta H = 17.74 \text{ Kcal/Kg.}$$

este valor, es el incremento de entalpía que tiene el aire -- al cruzar por la torre. Con este dato podemos elaborar la siguiente tabulación, que nos servirá para calcular la característica de la torre:

t_w	H_s	H_a	$H_s - H_a$	$\frac{1}{H_s - H_a}$	$\frac{1}{H_s - H_a}$ (med.)
32	30.76	18.78	11.98	0.0838	0.0837
35	35.21	23.22	11.99	0.0836	
38	39.71	27.66	12.05	0.0830	0.0833
41	44.74	32.10	12.64	0.0790	0.0810
44	52.25	36.52	15.73	0.0638	0.0714

$$\underline{\underline{0.3194}}$$

Con el valor medio de $1/(H_s - H_a)$, multiplicandolo por el valor de la diferencial de temperatura, que en este caso es de

3° C, obtenemos la característica de la torre. Esto es:

$$\frac{KaV}{L_w} = 0.3194(3) = 0.9582$$

Ahora, con este valor y con los valores para A y n de la ecuación (4-4), que para el enrejado tipo A, que se utilizará en la torre, los fabricantes de torres de enfriamiento tabulan 0.067 y 0.62 respectivamente, se puede calcular el número de paneles para la torre, despejando N de esa ecuación; así,

$$N = \frac{\frac{KaV}{L_w} - 0.07}{A(L_w/G)^{-n}} = \frac{0.9582 - 0.07}{0.067(0.785)}$$

$$N = 16.7$$

Por lo tanto deben ser 17 paneles los que utilizemos en la torre; Para calcular la altura de la sección de paneles, se multiplica el número de espacios por el valor de la separación - que para este tipo de enrejado es de 0.2286 mts. , entonces - se tiene:

$$H_{sp} = (16)(0.2286) = 3.65 \text{ mts.}$$

que es la altura que ocupan todos los paneles. La altura total de la torre, los fabricantes de torres de enfriamiento la han establecido, como la altura de la sección de paneles mas una y un tercio veces la profundidad de la torre en el sentido del viento prevaeciente, esto es con el fin de absorber - la altura de la pileta y la altura de la sección de persianas.

Hasta el momento no se conoce el área de la torre y - por lo tanto no es posible el cálculo de la altura total de la misma; en el siguiente punto, se establecerá la altura - total de la torre.

CALCULO DEL AREA REQUERIDA.

Para este tipo de torre, el flujo de aire a través de la misma, no debe exceder de $2,640 \text{ Kg/hr.m}^2$; éste es el -- flujo límite que prácticamente se encontró para mediar los_ costos de la torre entre la inversión inicial y, el consumo de energía del abanico, puesto que para una misma condición a mayor altura de torre menor cantidad de aire y, a menor - altura de torre, mayor cantidad de aire.

Para el flujo de agua, experimentalmente se encontró que el_ flujo óptimo para este tipo de torres es de $2,930 \text{ Kg/hr.m}^2$, con el que se puede encontrar el área mas conveniente, con siderando que la distribución de agua en la misma sea lo - mas efectiva posible.

Con los datos anteriores, se puede comprobar si las estima ciones que se utilizarón anteriormente, están dentro de -- los límites que se fijarón prácticamente.

Primero, se puede revisar, si con la distribución -- promedio de $2,930 \text{ Kg/hr.m}^2$ y con la relación L_w/G estimada el flujo de aire G , esta dentro del límite recomendado.

Entonces:

$$\frac{L_w}{G} = 1.478 \quad \text{por lo tanto}$$

$$G = \frac{L_w}{1.478} = \frac{2,930}{1.478} = 1980 \text{ Kg/hr.m}^2$$

que es menor de 2,640 Kg/hr.m² y por lo tanto se encuentra -- dentro de los límites de funcionabilidad.

Ahora, para encontrar el área de la torre, solo se tiene que dividir el gasto promedio de circulación de la torre, entre el valor óptimo de flujo de agua por unidad de área que es de 2,930 Kg/hr.m²:

$$A = \frac{15,800}{2,930} = 5.4 \text{ m}^2$$

Para este tipo de torre, de tiro inducido, no afecta la forma geométrica de la sección, con relación a la dirección del viento prevaleciente. Por lo tanto, se puede considerar una sección cuadrada y, entonces la dimensión de cada lado es

$$d = \sqrt{5.4} = 2.33 \text{ mts.}$$

La altura total de la torre, puede ahora ser calculada, tal y como se estableció en el punto anterior. Por lo tanto:

$$H_t = H_{sp} + 1.3(d)$$

$$H_t = 3.65 + 1.3(2.33)$$

$$H_t = 6.68 \text{ mts.}$$

La figura número 14, muestra esquemáticamente el resultado de los cálculos obtenidos para la torre de enfriamiento diseñada.

BALANCE TERMICO.

Para corroborar la entalpía del aire saliendo de la torre, la cual hubo de suponerse en el punto número 2 de este capítulo, se elaborará el balance térmico de la misma.

El balance térmico de la torre de enfriamiento, es una igualdad o balance de energías en la que el calor que pierde el agua en el proceso de enfriamiento, es el que absorbe el aire que sale por la chimenea de la torre.

Analizando el croquis de la figura número 15, se puede establecer la siguiente igualdad:

$$Q + h_{w1} + h_{a1} = h_{w2} + h_{a2} \quad (4-6)$$

en donde Q es el calor de las radiaciones solares y demás -- cuerpos circundantes, que en este caso las eliminaremos, --- pues las paredes de la torre serán de placa de asbesto de -- 3 mm de espesor, con el fin de evitar el incremento de calor dentro de la torre debido a dichas radiaciones. h_{w1} es la entalpía del agua que entra en la torre y, h_{w2} es la entalpía del agua que sale de la misma. h_{a1} y h_{a2} son las entalpías -

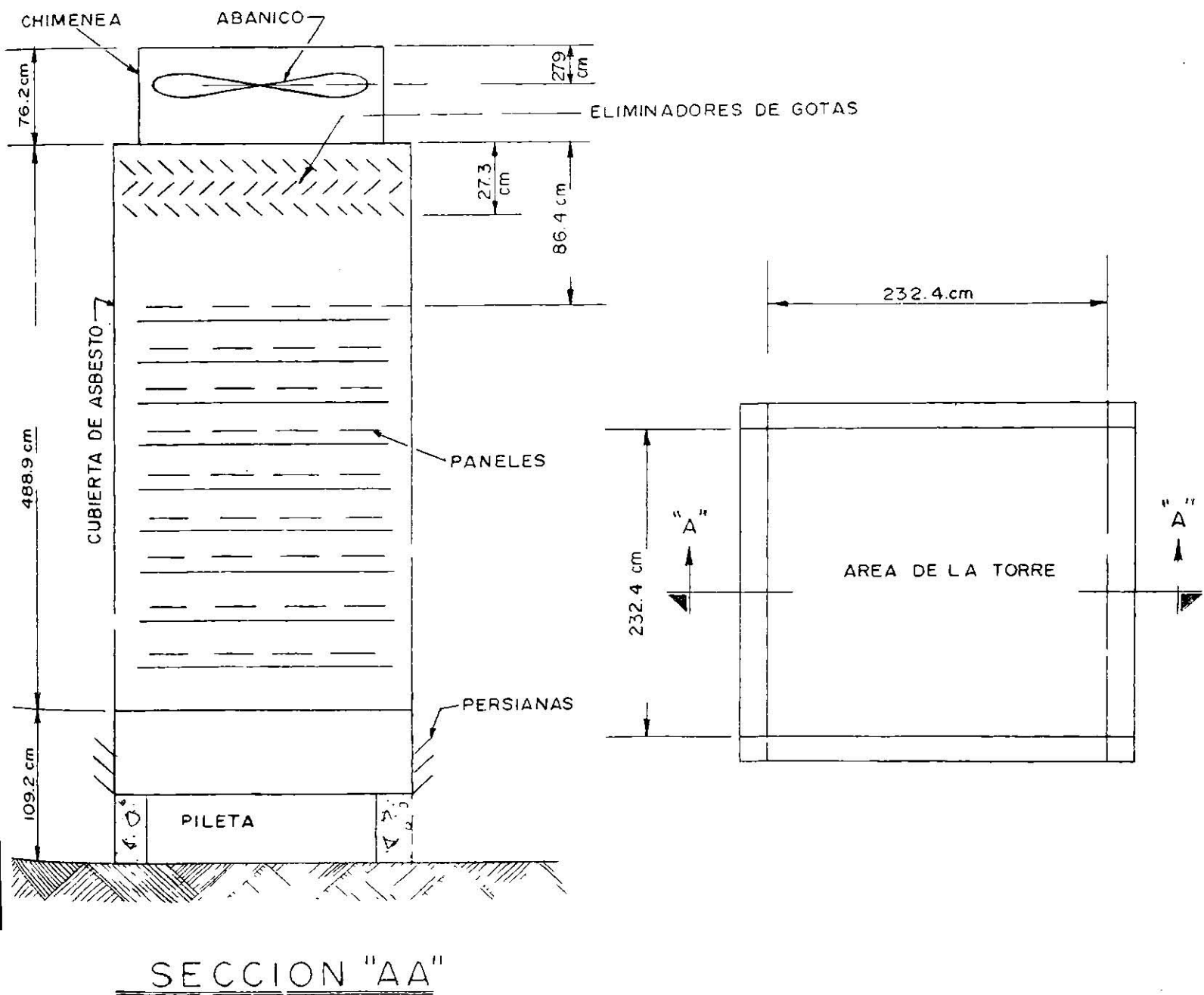


Fig. nº 14. Sección de la torre de enfriamiento calculada.

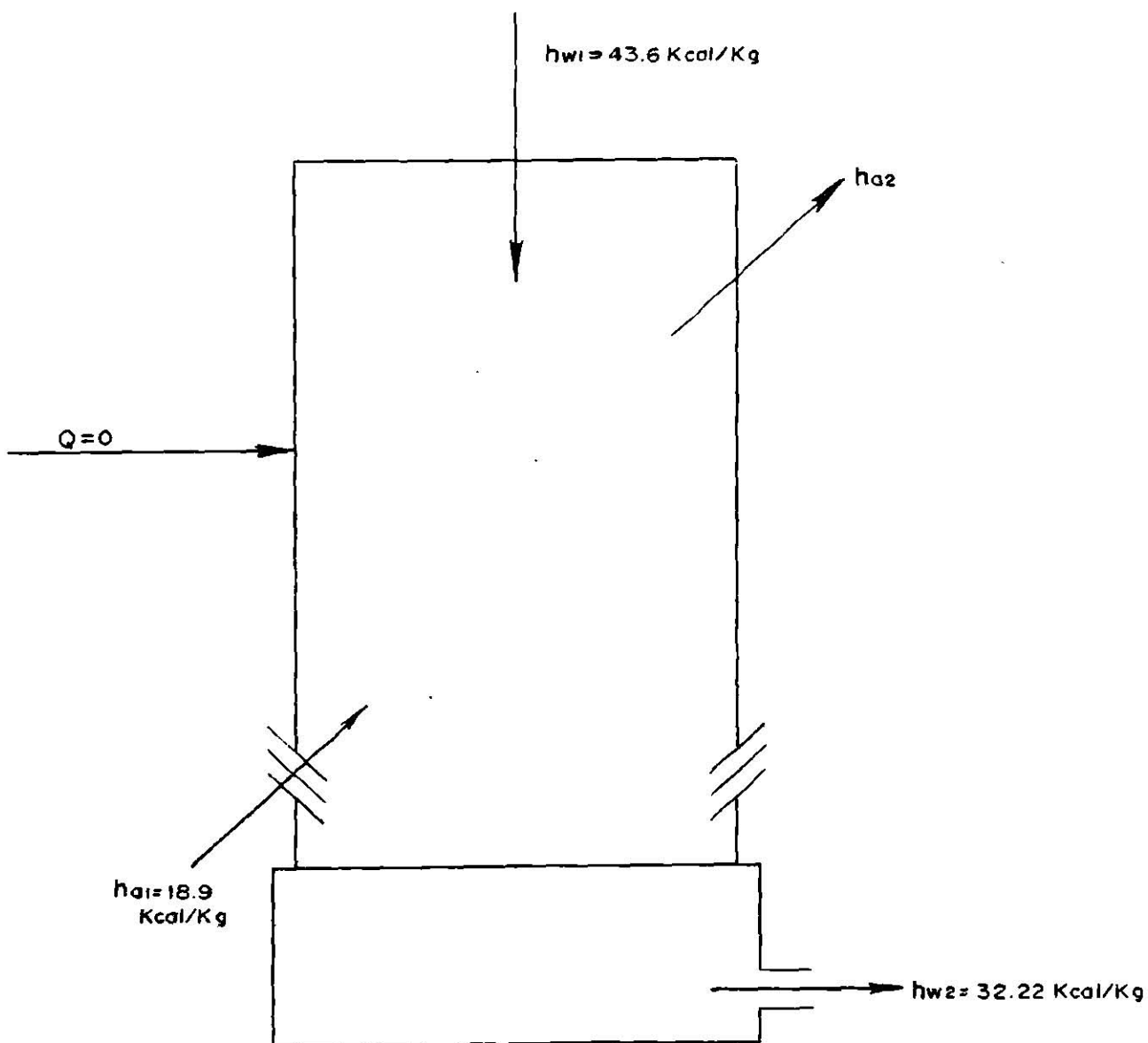


Fig. n^o 15. Esquema del balance de energías.

de entrada y salida del aire respectivamente.

De las tablas de características del agua, obtenemos las entalpías del agua entrando y saliendo de la torre, que para $t_{w1} = 44^{\circ} \text{C}$ y $t_{w2} = 32^{\circ} \text{C}$ son, $h_{w1} = 43.6 \text{ Kcal/Kg}$ y $h_{w2} = 32.22 \text{ Kcal/kg}$ respectivamente. Del aire sólo tenemos la temperatura de bulbo seco y humedad relativa promedios de la localidad, que son 30°C y 45% respectivamente; con estos datos podemos leer en la carta psicrométrica de la figura número 10, que la temperatura de bulbo húmedo es de 21.11°C y la entalpía del aire es de 18.9 Kcal/kg . Despejando h_{a2} de la ecuación (4-6) y substituyendo valores, tenemos que:

$$h_{a2} = 43.6 + 18.9 - 32.2$$

$$h_{a2} = 30.28 \text{ Kcal/kg}$$

El valor obtenido gráficamente para la entalpía del aire a la salida de la torre, en el punto número 2, fué de 36.52 Kcal/kg , que es mayor del valor calculado por medio del balance térmico, lo cual indica que la torre trabajará, a plena carga, con un factor de servicio de:

$$\text{F.S.} = \frac{36.52 - 30.28}{30.28} \times 100 = 20.6\%$$

lo que significa que se puede sobrecargar la torre en un 20.6% y obtener el mismo resultado que el originalmente establecido para los efectos de diseño. Esto no es prácticamente cierto, puesto que existen algunas pérdidas, las cuales deben medirse experimentalmente.

La eficiencia de una torre de enfriamiento puede calcularse por la siguiente igualdad:

$$E_f. = \frac{t_{w1} - t_{w2}}{t_{w1} - t_{bh1}} \times 100 \quad (4-7)$$

Esta igualdad establece, que la eficiencia de la torre, es la razón del rango de temperatura que se obtiene de la misma, al rango de temperatura máximo que se puede obtener teóricamente. Substituyendo valores en la ecuación anterior, obtenemos:

$$E_f. = \frac{44 - 32}{44 - 21.11} \times 100 = 52.5\%$$

es la eficiencia mínima que se puede esperar de la torre, --- puesto que los cálculos se hicieron tomando en cuenta los valores psicrométricos promedio del verano. Por lo tanto, al mejorar las condiciones psicrométricas en el invierno, la torre tendrá mayor eficiencia.

Para calcular la cantidad de agua que se lleva el aire en forma de vapor, se tiene que recordar, que el enfriamiento del agua prácticamente se debe, a que el aire absorbe algo de vapor de agua que fué generado por el calor del agua misma. - Por lo tanto, sólo se tiene que multiplicar la razón del incremento de la entalpía del aire al calor latente del agua a la temperatura media, por el gasto de agua de circulación. Representando numéricamente lo anterior, se tiene:

$$P.A. = \frac{11.38 \text{ Kcal/kg}}{576.23 \text{ Kcal/kg}} \times 15,800 \text{ kg/hr}$$

$$P.A. = 312 \text{ kg/hr}$$

Para encontrar el por ciento que representa esta cantidad de la del gasto de circulación, se divide la misma entre el gasto de circulación y, multiplicandola por 100, tenemos que:

$$\%P.A. = \frac{312}{15,800} = 1.97\%$$

En el punto 3 del capítulo primero, se estableció que este valor es del orden del 2.0% y que las pérdidas de agua por arrastre son aproximadamente 0.2% del gasto de circulación que equivalen a 31.6 kg/hr. Por lo tanto las pérdidas totales de agua son:

$$P.A.t = 312 + 31.6 = 343.6 \text{ kg/hr}$$

El agua de repuesto de la torre, que equivale a la cantidad anterior mas las pérdidas por purgas, se obtiene de la línea de agua potable de la ciudad, la cual es controlada por una válvula de flotador, colocada en la pileta de la torre para mantener el nivel normal de operación en la misma.

SELECCION DE LA BOMBA DE ALIMENTACION.

Para seleccionar la bomba que se debe utilizar, debemos conocer la carga dinámica total y el gasto que manejará. Con estos datos se puede entrar a la curva característica -

de la bomba y determinar la potencia efectiva que requiere y la eficiencia de la misma. De estos datos, sólo conocemos el gasto, por lo que tendremos que calcular la carga dinámica de la bomba. La carga dinámica total, es la presión en metros de columna de agua, que tiene que desarrollar la bomba para mover el gasto requerido por una trayectoria determinada. Para conocer dicha carga, se debe calcular la caída de presión por fricción, que sufre el líquido a través de todo el recorrido por las tuberías.

La figura número 16, muestra la ruta de tuberías que se tiende desde el depósito de agua caliente, hasta la parte superior de la torre. Para esta línea de tuberías se seleccionó tubo de 25.4 mm de diámetro nominal, con espesor de pared estandar. Las válvulas que se encuentran en la entrada de la torre, son con el fin de drenar los sedimentos que se encuentra en la línea antes del arranque. Lo anterior se logra abriendo la válvula que desagua al drenaje y cerrando la válvula que descarga en la torre.

Para calcular la caída de presión a través de la tubería, recurrimos a la fórmula de Darcy que tiene la siguiente forma:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (4-8)$$

siendo h_f , la pérdida de energía en la tubería de longitud L y de diámetro interior D , para una velocidad media v . g es el valor de la gravedad. h_f tiene la dimensión de una longitud y se expresa en metros. El coeficiente de rozamiento f ,

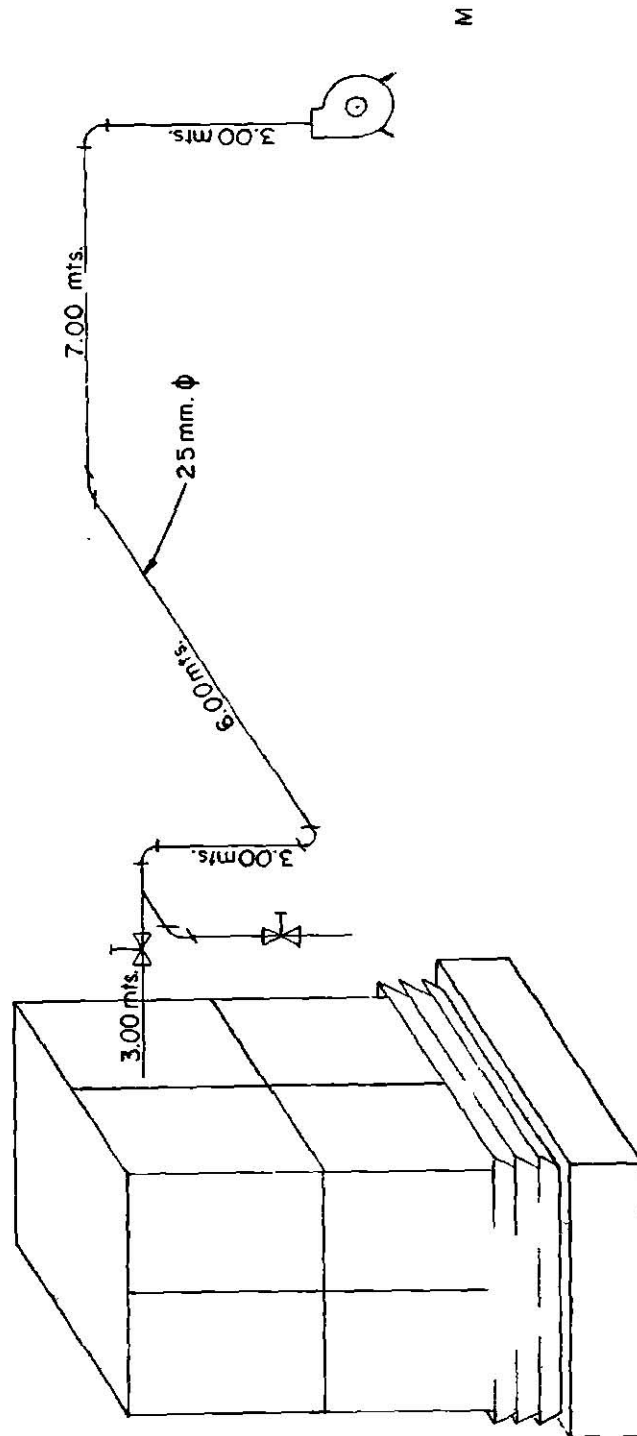


Fig. n^o 16. Diagrama de la ruta de tubería de alimentación a la torre.

es una magnitud sin dimensiones que depende de la velocidad del fluido y de la rugosidad interna de la tubería. Este factor se puede determinar del diagrama de Moody de la figura número 17, el que relaciona el número de Reynolds y el diámetro interior de tubo comercial relativamente limpio, con el coeficiente de rozamiento.

El número de Reynolds, se puede calcular por la siguiente relación:

$$Re = \frac{Dvd}{u_e} \quad (4-9)$$

en donde D , es el diámetro interior de la tubería, v es la velocidad media del líquido, d es la densidad del fluido y u_e es la viscosidad absoluta del mismo.

El valor de v se puede calcular de la relación que establece que el flujo de un fluido que atraviesa un contorno cerrado es igual a la velocidad del mismo, multiplicada por el área del contorno; o sea:

$$Q = v A \quad (4-10)$$

Para nuestro caso el valor de Q es de $4.38 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg}$, y el valor de A es de $5.55 \times 10^{-4} \text{ m}^2$. Despejando v en la ecuación (4-10) y substituyendo valores, se tiene:

$$v = \frac{4.38 \times 10^{-3}}{5.55 \times 10^{-4}} = 7.89 \text{ m/seg}$$

La densidad del agua a 44° C es de 989.3 kg/m^3 y la viscosidad absoluta a la misma temperatura es de $6.01 \times 10^{-4} \text{ kg.m/m-sec}$. Con los datos anteriores se puede calcular el número de Reynolds; substituyendo valores en la ecuación (4-9)

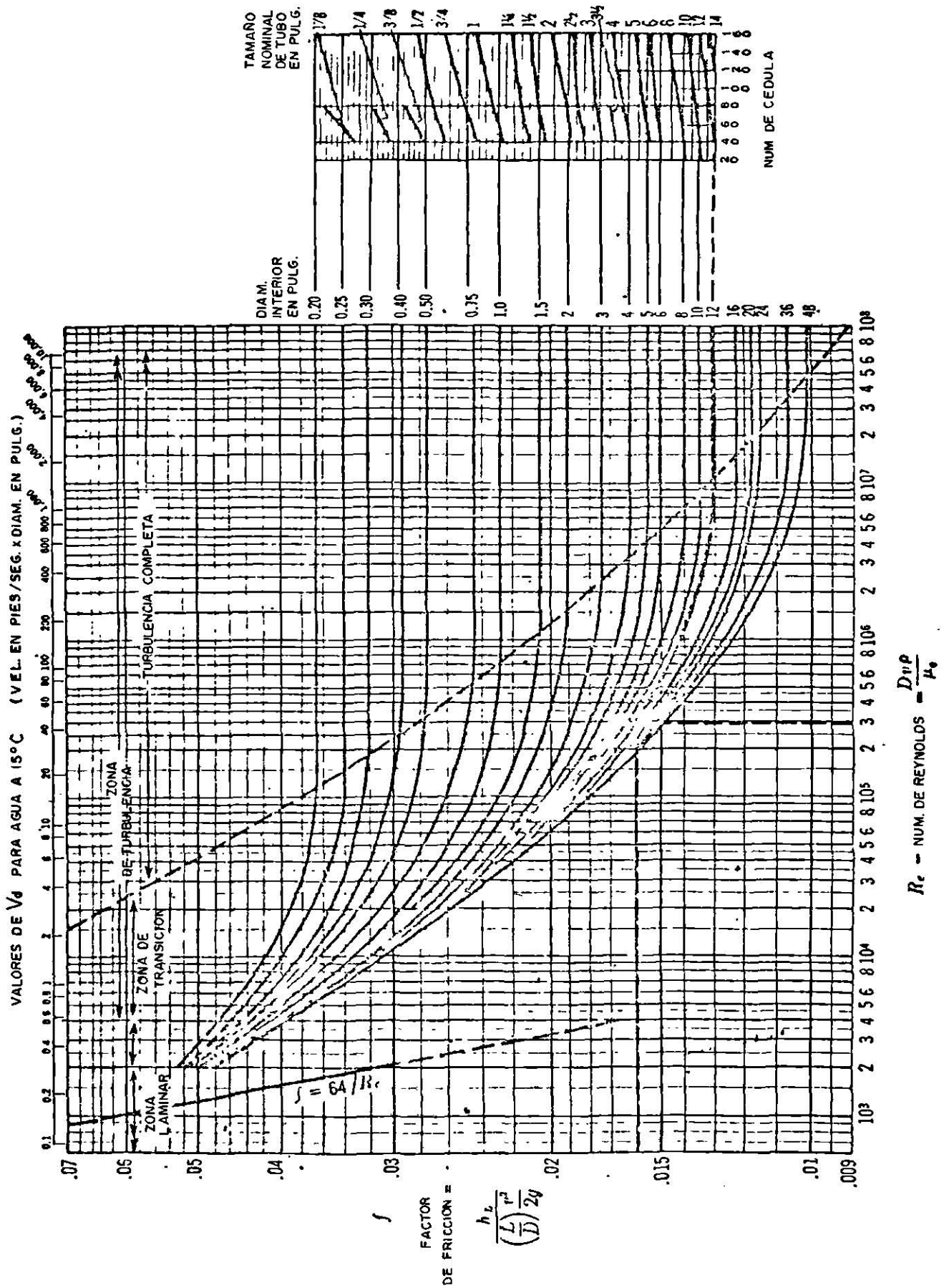


Fig. nº 17. Diagrama de Moody

se tiene:

$$Re = \frac{2.66 \times 10^{-2} (7.89) (989.36)}{6.01 \times 10^{-4}}$$

$$Re = 345,000$$

Conocidos el número de Reynolds y el diámetro interior del tubo, que es de $2.66 \times 10^{-2} \text{ m}$, se concluye del diagrama de Moody, que el valor del coeficiente de fricción es de 0.023.

Para calcular el valor de L/D de la tubería recta sin incluir las conexiones y válvulas, sólo se tiene que dividir la longitud total, entre el valor del diámetro interno; de la figura número 16, se deduce que la longitud total es de 21 metros, entonces:

$$\frac{L}{D} = \frac{21}{2.66 \times 10^{-2}} = 790$$

Los accesorios que existen en la ruta de tuberías son: cuatro codos roscados de 90° y 25.4 mm y, una válvula macho rosca de 25.4 mm. Para estos accesorios, los fabricantes de los mismos, dan las longitudes equivalentes en diámetros de tubería, los que a continuación se tabulan:

Accesorio	Cant.	L/D	L/D _{tot.}
codo	4	30	120
válvula	1	18	18

Por lo tanto el L/D total de la tubería y los accesorios, es de 790 mas 138, que suman un total de 928. Con este valor se completa el total de datos que se requieren para calcular la caída de presión a través de toda la línea.

Substituyendo los valores para la ecuación (4-8) se tiene:

$$h_f = 0.023 \times 928 \times \frac{(7.89)^2}{2(9.81)}$$

$$h_f = 67.3 \text{ m}$$

Por lo tanto la carga que debe manejar la bomba es de 67.3 m por pérdidas de fricción, mas 6 m por diferencia de nivel entre la bomba y la entrada en la torre, mas una cantidad que hasta ahora se desconoce y que es necesaria para vencer las pérdidas en la salida de las boquillas. Como no es posible el cálculo, por el momento, de ésta última carga, supondremos un valor para seleccionar la bomba y, posteriormente con este valor podemos ajustar el mismo, cuando se conozca el número de rociadores necesarios y finalmente seleccionar la bomba con la carga real.

Para el caso, se puede suponer una carga de 15 m, que en apariencia es grande, pero se debe recordar que las boquillas deben ser estrechas, con el fin de que el agua sea finamente atomizada. Entonces la carga dinámica total de la bomba es de:

$$C.D.T. = 67.3 + 6 + 15 = 88.3 \text{ m}$$

Con una carga de 90 m y con el gasto, que es de 4.4 lts/seg,-

se entra en la gráfica número 1931 de características de la bomba marca Ocelco ITT, modelo 1¹/₄ E, tamaño 31.7 x 38.1 mm en la que se puede leer que; su velocidad es de 3450 rpm, su eficiencia es de 48%, trabaja con impulsor de 216 mm (8¹/₂" de diámetro y que requiere 11 HP de potencia.

DETERMINACION DEL NUMERO DE ROCIADORES.

Las consideraciones que se deben hacer para calcular el número de rociadores, es primeramente, que la boquilla sea estrecha con el fin de atomizar finamente el agua que se requiere enfriar y, además que el número de ellas, sea tal que se localicen a regular distancia en toda el área de la torre.

La siguiente fórmula, se utiliza para el cálculo del flujo que descarga una boquilla:

$$q = CA \sqrt{2gh_1} \quad (4-11)$$

en donde q es el gasto descargado en m³/seg., C es un valor adimensional que depende del tamaño y de la forma de la boquilla, A es el área interna de la boquilla en metros cuadrados, g es el valor de la gravedad y h_1 es la presión del líquido en la boquilla dado en metros de columna de agua. Este último valor, es el que se supuso en el punto anterior para seleccionar la bomba y, se le dio un valor de 15 m, pero en realidad se tiene una presión de 10.7 m columna de agua, debido a que

Modelo 1 1/4 H

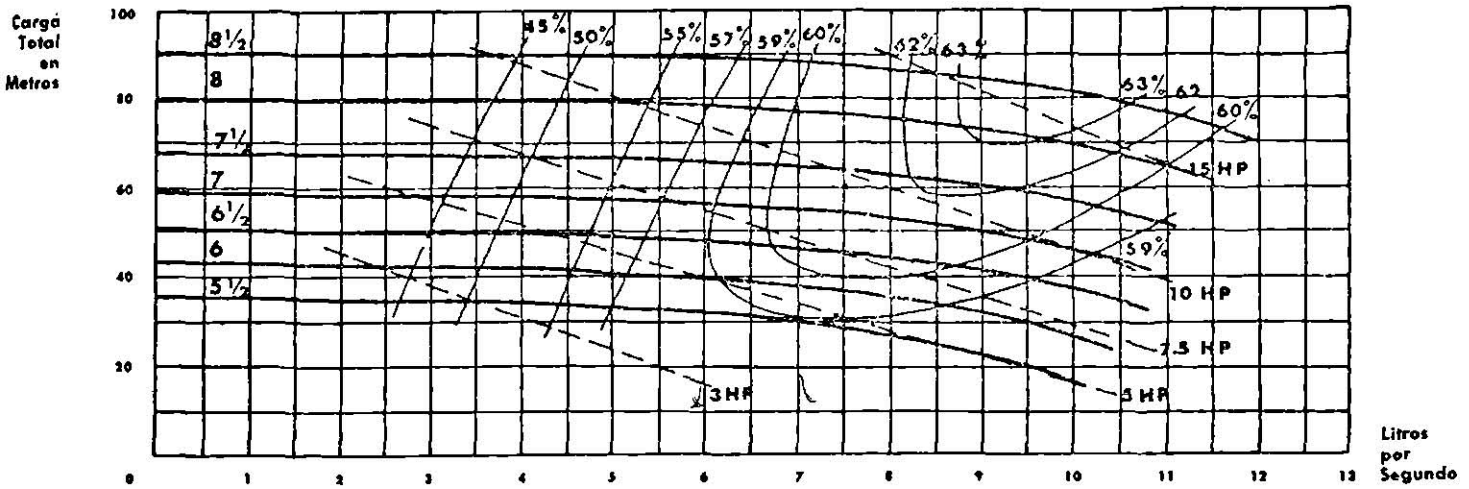
GRAFICA 1931

R.P.M. 3450

Tamaño 1 1/4" x 1 1/2" 31.7 x 38.1 mm

Impulsor 1 1/4 H cerrado

Diámetro: Varios



Modelo 1 1/2 L

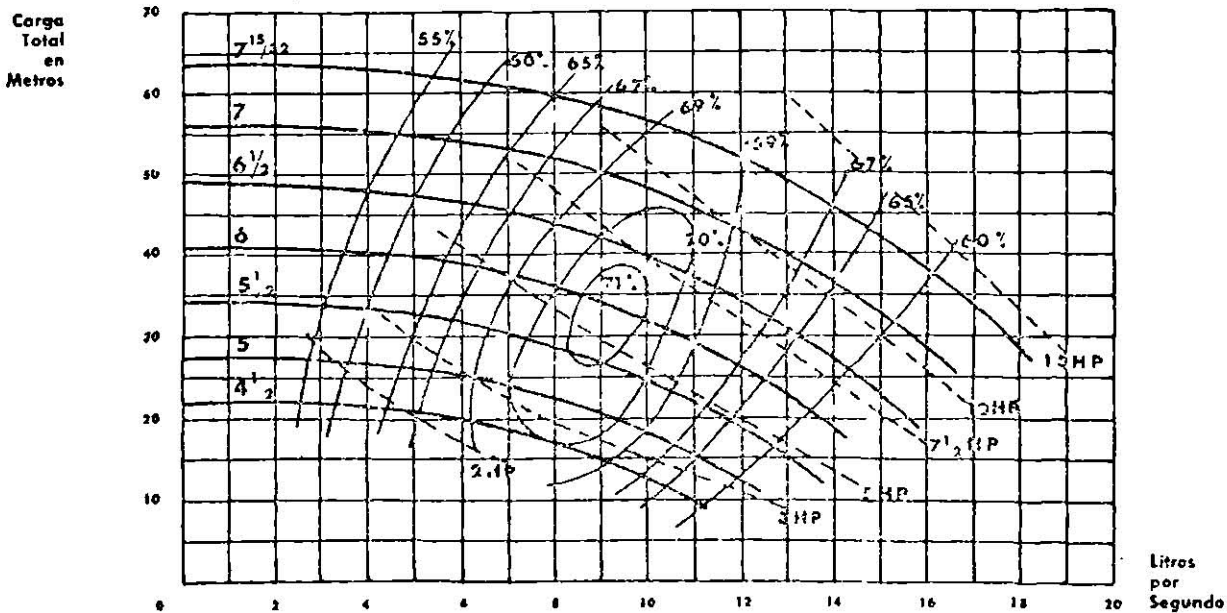
GRAFICA 1268

R.P.M. 3450

Tamaño 1 1/2" x 2" 38.1 x 50.8 mm

Impulsor 1 1/2 L cerrado

Diámetro: Varios



la capacidad real de la bomba es de 90 m y no de 88.3 m que es el valor que calculamos para el requerimiento del sistema.

Se seleccionó una boquilla de tubo con diámetro nominal de 4.76 mm y diámetro interior de 3.24 mm. Por lo tanto, el área interna de este tubo es de $8.23 \times 10^{-6} \text{ m}^2$. El valor del coeficiente de flujo C , que el fabricante de tubería asigna para este tamaño y tipo de tubo es de 1.2.

Substituyendo numéricamente la ecuación (4-11) se calcula la cantidad de agua que descarga una boquilla de este tipo entonces tenemos que:

$$q = 1.2(8.23 \times 10^{-6}) \sqrt{2 \times 9.81 \times 16.7}$$

$$q = 1.78 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Para encontrar la cantidad total de boquillas, sólo se tiene que dividir el gasto total de agua en $\text{m}^3/\text{seg.}$, entre el gasto de cada boquilla. El gasto total es de 4.4 lts./seg. que dividido entre la densidad del agua a 44° C se obtiene:

$$Q = \frac{4.4}{989.36} = 4.447 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Entonces el número de boquillas es de:

$$N_b = \frac{4.447 \times 10^{-3}}{1.78 \times 10^{-4}} = 24.98$$

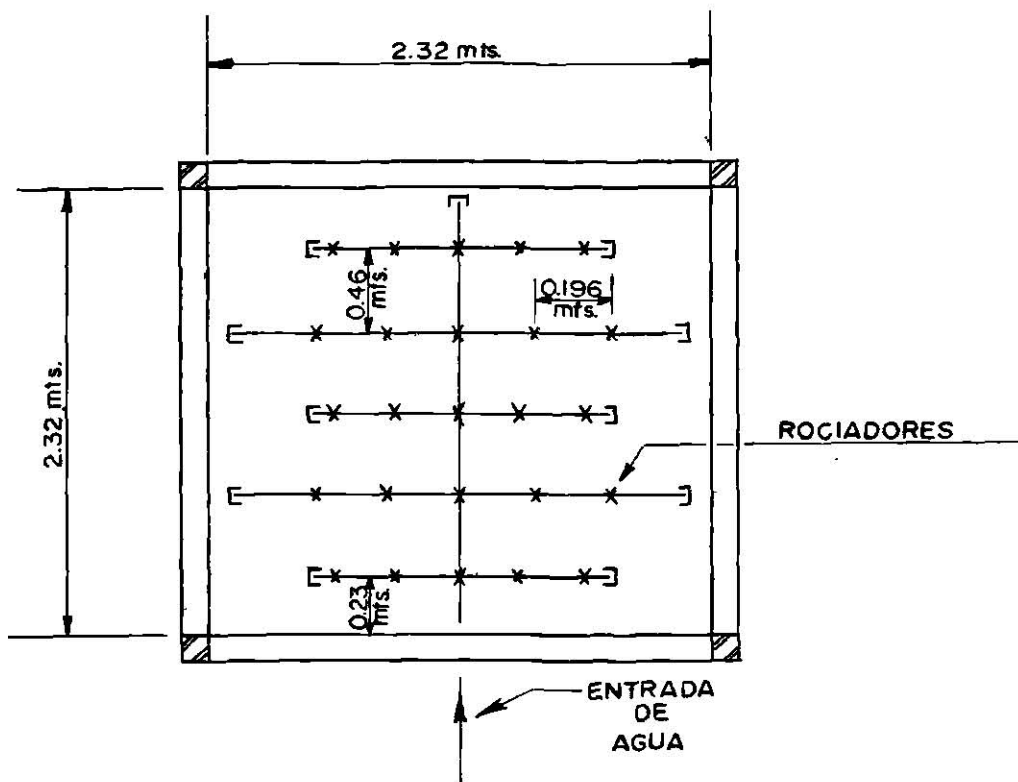
Por lo tanto, el número de boquillas que se deben utilizar es de 25, las que se encuentran espaciadas por toda el área de la torre, en la parte alta, tal y como se muestra en la figura número 18-a.

La figura número 18-b, muestra el corte de una boquilla, la que tiene suspendida en su parte inferior a una distancia de 10 cm, un plato de salpicadura, con el propósito de que el chorro de agua choque con él y esparza el agua en finas gotas.

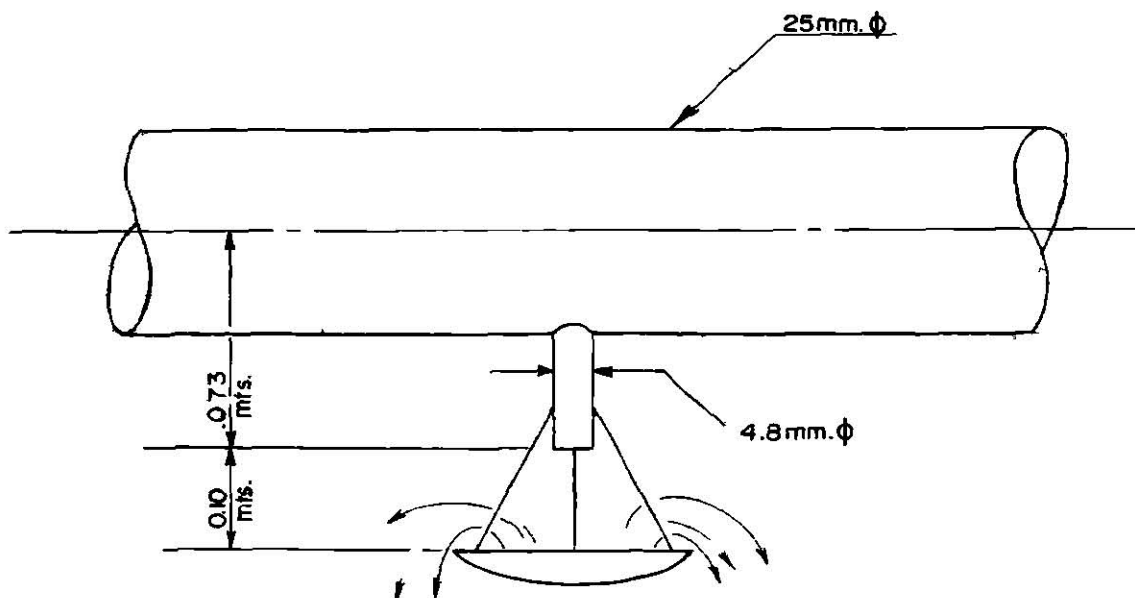
ADITAMENTOS ESPECIALES PARA PRACTICAS DE LABORATORIO.

Para medir indirectamente la velocidad del aire que circula por la torre y, a la vez el gasto del mismo, se cuenta con un tubo de Pitot, colocado en la salida de la torre a la altura de la chimenea, el cual esta montado en un riel que sirve como corredera, graduado en centímetros, sobre el que se desliza el tubo de Pitot para efectuar lecturas en varios puntos comprendidos entre el cento y una esquina de la torre.

La cantidad de agua de repuesto que requiere la torre para mantener su gasto de circulación constante, se conoce por un medidor de flujo graduado en metros cúbicos y litros. La lí-



a) LOCALIZACION DE ROCIADORES



b) DETALLE DE TOBERA ROCIADORA

Fig. n^o 18. Localización y detalle de toberas rociadoras.

nea de agua de repuesto, que viene directamente de la línea de agua potable de la ciudad, tiene un termómetro y descarga el agua a la pileta por medio de una válvula de flotador que sirve para regular el paso del agua de repuesto y mantener un nivel fijo en la misma pileta.

Con el propósito de uniformizar la temperatura del agua que se encuentra en la pileta, se cuenta con una bomba que recircula el agua contenida en aquella, proporcionando una agitación o movimiento al agua, que finalmente resulta en una uniformización de la temperatura del agua. Para conocer esta temperatura, se tiene colocado un termómetro en la succión de la bomba. El motor eléctrico de esta bomba y el del ventilador, están conectados en paralelo con el fin de mantener uniforme la temperatura del agua de la pileta, --- siempre que la torre esté en funcionamiento.

En la línea de alimentación de agua caliente, unos 50 cms. antes de llegar a la torre, se encuentran un par de -- válvulas tipo macho, que sirven para drenar la línea en el arranque, con el fin de tirar al drenaje los sedimentos que pudiera tener la línea. Después de estas válvulas, existe un termómetro que indica la temperatura del agua que entra a la torre.

CALCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA POR EL VENTILADOR.

La potencia correspondiente al trabajo efectuado por el ventilador de flujo axial, que se requiere colocar en la chimenea de la torre, se expresa por la siguiente fórmula:

$$HP = \frac{Ma H}{76 \times 60} \quad (4-12)$$

en donde Ma es el peso del aire manejado en kg/min. y, H es la presión que ha de vencer el ventilador en metros de columna del aire que maneja. Para encontrar el peso del aire que maneja el ventilador, se tiene que despejar el valor de G de la relación L_w/G, la que tiene un valor de 1.478, entonces:

$$Ma = G = \frac{L_w}{1.478} = \frac{15,800}{1.478}$$

$$Ma = 10,700 \text{ kg/hr}$$

Para conocer el peso del aire por minuto, se divide el resultado anterior entre 60 y, de aquí tenemos que:

$$Ma = \frac{10,700}{60} = 178 \text{ kg/min.}$$

El peso total del aire que maneja el ventilador, es la cantidad anterior mas las pérdidas de agua por evaporación y arrastre. Por lo tanto, el peso total es:

$$Ma_t = 178 + 5.72 = 183.72 \text{ kg/min.}$$

La presión H que ha de proporcionar el ventilador, depende parcialmente de la resistencia que oponga el enrejado - debido a su geometría y parcialmente a la resistencia que oponga el flujo de agua que cruza la torre en sentido opuesto al del aire. Con estas variables, los fabricantes de torres de enfriamiento, calcularón experimentalmente y graficarón - la caída de presión que existen en los diferentes tipos de enrejados.

Para nuestras condiciones, la caída por panel es de --- 7.44 mm columna de agua. Por lo tanto, la caída total es de:

$$C.P.T. = 7.44 \times 17 = 126.5 \text{ mm col. H}_2\text{O}$$

Para convertir esta presión en términos de columna de aire, - se tiene que multiplicar por la relación de la densidad del - agua a la del aire a la misma temperatura. De aquí, la relación de densidades a la temperatura de 30° C, que es la temperatura del aire entrando en la torre, o sea cuando tiene - mayor densidad, es de :

$$\frac{d_w}{d_a} = \frac{996.5 \text{ kg/m}^3}{1.16 \text{ kg/m}^3} = 860$$

multiplicando este resultado por el valor de C.P.T. y divi-- endolo entre 1,000 para obtener metros, se tiene;

$$H = \frac{126.5 \times 860}{1,000} = 108.8 \text{ m}$$

Ahora, substituyendo la ecuación (4-12) se tiene:

$$HP = \frac{183.72 \times 108.8}{76 \times 60} = 4.35$$

que es la potencia efectiva que requiere el ventilador para mover dicha cantidad de aire, con la presión deducida anteriormente.

El ventilador que se utilizará en la torre, es movido por transmisión de bandas y poleas, cuya eficiencia es de 78%. Entonces la potencia necesaria que se debe suministrar en el eje de entrada es de:

$$HP_t = \frac{4.35}{0.78} = 5.6$$

Por lo tanto, la potencia del motor eléctrico que se debe instalar para mover el ventilador, es de 7.5 HP, que es el tamaño comercial más próximo de la potencia total calculada.

B I B L I O G R A F I A**1. HEAT EXCHANGER DESIGN.**

Arthur P. Fraas and M. Necati Ozisik

2. PRINCIPIOS DE REFRIGERACION.

Roy J. Dossat

3. ENERGIA MEDIANTE VAPOR, AIRE O GAS.

W. H. Severns, H. E. Degler y J. C. Miles

4. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Donald Q. Kern

5. TERMODINAMICA.

Virgil Moring Faires

