



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**DISEÑO TERMICO DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO HUMEDA DE TIRO NATURAL A CONTRAFLUJO**

**TESIS PROFESIONAL**

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:**

**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**

**P R E S E N T A N :**

**RODOLFO RAUL COBOS TELLEZ**

**NESTOR FERNANDO INESTROZA PEÑA**

**MARCO ANTONIO GRANADOS BASURTO**

**DIRECTOR DE TESIS: ING. A. CARLOS FLORES RUIZ**

**MEXICO, D. F.**

**1986**



## **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.

# I N D I C E

|  |    |
|--|----|
| INTRODUCCION   | 3  |
| CAPITULO I. GENERALIDADES  | 5  |
| I.1 Sistemas de Generación de Vapor  | 8  |
| I.2 Sistemas de Enfriamiento   | 11 |
| I.3 Acción de Enfriamiento   | 14 |
| I.4 Ejemplo de Enfriamiento  | 15 |
| CAPITULO II. TORRES DE ENFRIAMIENTO  | 17 |
| II.1 Esbozo Histórico  | 18 |
| II.2 Clasificación General de Torres de<br>Enfriamiento  | 19 |
| II.3 Ventajas Relativas de las Torres de<br>Contraflujo y de Flujo Cruzado   | 23 |
| II.4 Partes de una Torre de Enfriamiento   | 28 |
| CAPITULO III. FUNDAMENTOS TEORICOS   | 37 |
| III.1 Psicrometría   | 38 |
| III.2 Ecuación de la Energía en Torres de<br>Enfriamiento  | 52 |
| III.3 Ecuación de la Continuidad en Torres<br>de Enfriamiento  |    |
| III.4 Ecuación de Conservación de la Can-<br>tidad de Movimiento en Torres de En-<br>friamiento  | 56 |
| III.5 Análisis Matemático del Proceso de<br>Transferencia de Calor y Masa entre<br>una Gota de Agua y una Corriente de<br>Aire. Ecuación de Merkel | 58 |

|                                      |   |     |
|--------------------------------------|---|-----|
| CAPITULO IV. DISEÑO TERMICO AUXILIA- |   |     |
|                                      | DO POR COMPUTADORA  | 64  |
| IV.1                                 | Metodología General y Procedimiento<br>de Cálculo   | 65  |
| IV.2                                 | Programa Torres   | 90  |
| IV.3                                 | Nomenclatura del Programa Torres  | 113 |
|                                      | COMENTARIOS Y CONCLUSIONES  | 119 |
|                                      | APENDICE A. Otras posibles solucio-<br>nes a la ecuación de Merkel para --<br>cálculo de torres de enfriamiento | 123 |
|                                      | APENDICE B. El número de Lewis y la<br>difusión   | 132 |
|                                      | REFERENCIAS   | 135 |
|                                      | BIBLIOGRAFIA  | 139 |

## INTRODUCCION.

El uso eficiente de la energía y los recursos naturales - para la producción de electricidad es de gran importancia y de bido a su alto costo, resulta necesario buscar el mejor aprove chamiento de los mismos.

En las Plantas Termoeléctricas es indispensable para su - funcionamiento eficiente, tener un sistema de enfriamiento, ya que de este dependerá que el gradiente de energía aprovechado en la turbina sea lo mas grande posible. Sin embargo, existen sistemas de enfriamiento que requieren energía eléctrica para su funcionamiento (torres de enfriamiento mecánicas), es decir, consumen parte de la energía total generada por la Planta, lo que representa una pérdida o decremento en la eficiencia de la misma.

Por tal motivo se han desarrollado sistemas de enfriamiento que para su funcionamiento no requieran de la cantidad de -

energía citada anteriormente, tal es el caso de las torres de enfriamiento de tiro natural.

En el presente trabajo se diseñó una torre hiperbólica húmeda de tiro natural a contraflujo y además se estudió su posible utilización en las plantas termoeléctricas existentes en nuestro país.

Para lograr este objetivo, en el primer capítulo se tratan las generalidades de los sistemas de enfriamiento utilizados actualmente. En el segundo capítulo se da una clasificación de los mismos y la descripción de sus partes.

En el tercer capítulo se estudian los conceptos fundamentales necesarios para poder realizar el análisis térmico de dichos sistemas, y se desarrolla la ecuación básica para el estudio de las torres de enfriamiento (Ez. de Merkel).

En el cuarto capítulo se realiza un algoritmo de cálculo para el diseño desde el punto de vista térmico, de una torre de enfriamiento húmeda de tiro natural hiperbólica a contraflujo, dándose la explicación detallada de cada uno de los parámetros necesarios para este fin.

CAPITULO I

GENERALIDADES .

## GENERALIDADES

La energía eléctrica se ha convertido en una necesidad para la salud, confort y bienestar económico de la gente, sobre todo, aquella que reside en las grandes urbes. En nuestro país el incremento demográfico ha dado motivo a una demanda de energía eléctrica que ha ido en aumento cada década, según lo muestran las estadísticas proporcionadas por C.F.E.

En 1984 la capacidad de generación de energía eléctrica fue de ---- 19360 MW(r.t), y se estima que para 1990 el total será de aproximadamente 20,000 MW.

En la actualidad, más del 80% de la energía eléctrica es proporcionada por Plantas Termoeléctricas (TE). Los sitios favorables para desarrollos hidroeléctricos (otra fuente principal de generación eléctrica), son comparativamente limitados, y los otros medios de generación ahora en uso (geo-termoeléctricas y otras), no son en cantidad satisfactorias para los requerimientos futuros de energía.

Los resultados de las investigaciones actuales en el desarrollo de nuevos medios de conversión de energía, indican que para años venideros, la magnitud total de la generación eléctrica será producida por TE y plantas nucleares. Asimismo se tiene la tendencia a proyectar plantas TE cada vez más grandes, con el fin de realizar economías de escala; tal es el caso de la Termoeléctrica "Francisco Pérez Ríos", en Tula, Hgo., la cual cuenta en la actualidad con 5 (cinco) unidades generadoras de 300,000 KW de capacidad instalada y efectiva, lo que viene a representar el 8.2% de la capacidad instalada total del Sistema Nacional. Además se tiene en proyecto y construcción la Central de Ciclo Combinado, que será de 591,000 KW; por



lo tanto, la capacidad total de esta planta será de 2,170 MW.



Fig.1 Termoelectrica de Tula "Francisco Pérez Ríos"

lo tanto, la capacidad total de esta planta será de 2,170 MW.



Fig.1 Termoeléctrica de Tula "Francisco Pérez Ríos"

## SISTEMAS DE GENERACION DE VAPOR.

La Termodinámica se desarrolló a partir de los trabajos realizados - en el siglo XIX con las máquinas de vapor a base de émbolo. En la actualidad, los sistemas generadores de vapor siguen siendo la fuente principal - de energía eléctrica y adquieren mayor importancia al perfeccionarse los - generadores de vapor operados con reactores nucleares.

Por razones prácticas, los sistemas modernos de generación de vapor -- utilizan máquinas rotatorias en lugar de las reciprocantes. En la figura - (2) aparece el diagrama de flujo y una representación de un ciclo Rankine sencillo.

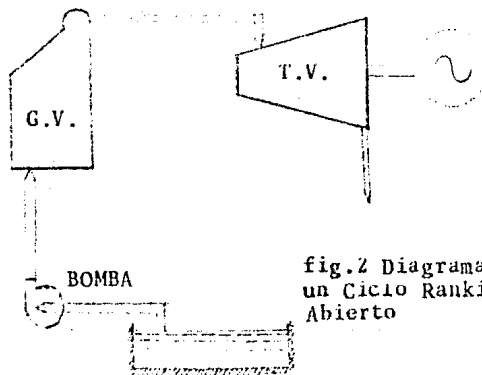


fig.2 Diagrama de un Ciclo Rankine. Abierto

En este se observa que una bomba aumenta la presión de la sustancia de trabajo líquida y alimenta a la caldera; en esta se evapora el fluido y proporciona vapor de alta presión a la turbina productora de potencia. En el sistema mostrado, la turbina descarga a la atmósfera, y el único fluido que puede ser arrojado de esta manera es el agua.

Por medio de dos cambios sencillos, puede mejorarse en forma considerable la eficiencia de conversión de energía del sistema analizado en el párrafo anterior. El trabajo de salida de la turbina aumenta cuando la presión de descarga es menor, por lo que es conveniente crear una región de baja

presión a la que descargue la turbina. Esto puede realizarse agregando un condensador, como se observa en la figura (3), el cual condensará el vapor a una presión inferior a la atmosférica y de esta manera se recupera la sustancia de trabajo.

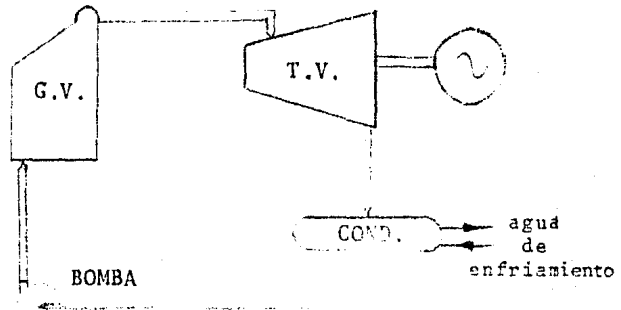


Fig. 3 Ciclo Rankine cerrado.

La carga de calor es transferida del condensador al agua de enfriamiento, la cual experimenta un aumento de temperatura, y se tiene la ventaja de recuperar la sustancia de trabajo. El condensador puede lograr esto, ya que, es un intercambiador de calor, en el que, al ser puesto en contacto con superficies frías, generalmente tubos, el vapor de salida de la turbina se condensa.

Estos tubos interiores se mantienen a la temperatura más baja posible haciendo circular agua fría por su interior. Esto nos lleva a la conclusión de que este proceso implica la remoción de gran cantidad de energía en forma de calor, necesaria para un funcionamiento óptimo del ciclo. Prácticamente todo el calor restante directamente de la generación de vapor para la producción de electricidad, encuentra finalmente su camino a través de la atmósfera de la Tierra y es transportado al espacio por medio de radiación. Sin embargo existen varias rutas que puede seguir a través de la hidrosfera, litósfera y/o atmósfera, y estas dependen del sistema de enfriamiento utilizado para el agua del condensador.

El objetivo del presente trabajo es el análisis y diseño de uno de estos sistemas: la torre de enfriamiento húmeda de tiro natural a contraflujo, así como su posible aplicación a las condiciones atmosféricas del país.

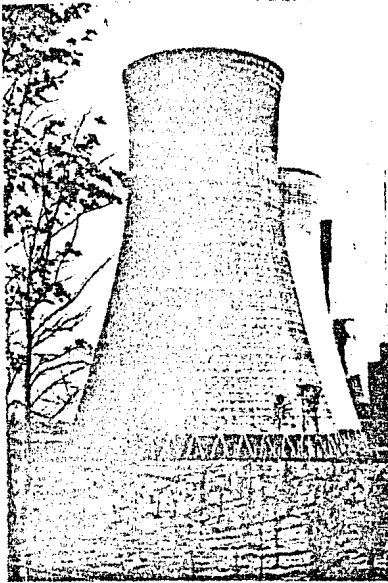
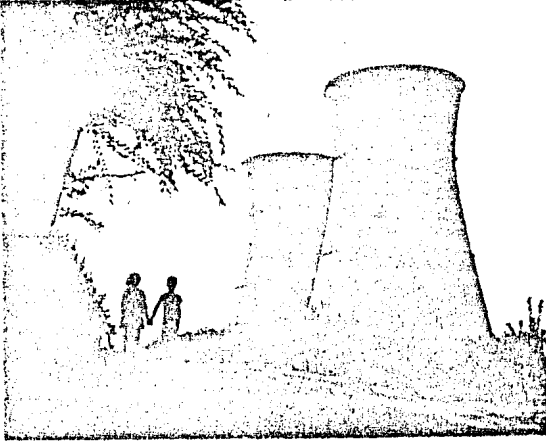


fig.4 Torres de enfriamiento evaporativas de tiro natural. Arriba en la Planta Nucleoeléctrica de Rancho Seco, U.S.A. tienen una altura de 140 metros. A la izquierda se muestran torres de 114 metros en una Planta de Potencia al Oeste de Burton en Nottinghamshire Inglaterra.

## SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.

El calor agregado al agua cuando fluye a través de los tubos del condensador debe ser disipado a la atmósfera mediante sistemas que pueden ser clasificados de manera general, como abiertos y cerrados.

Un sistema de enfriamiento abierto, es aquél en el que la sustancia de trabajo no es recirculada, o sea, se utiliza una sola vez. Este sería el caso de los sistemas que dependen de un río o del mar para cubrir sus necesidades de enfriamiento, con la ventaja de un bajo costo y un consumo mínimo de agua de enfriamiento, ya que toda se regresa a la fuente.

Un sistema cerrado será aquel en el que el fluido refrigerante se recircula varias veces en el condensador. Los sistemas que utilizan torres o estanques de enfriamiento son de este tipo.

En sitios donde existe un adecuado suministro de agua y su uso no está condicionado por otras necesidades de abastecimiento, las plantas TE utilizan sistemas de enfriamiento abiertos con lo cual la energía añadida al agua es transferida a la atmósfera por evaporación y convección. Los exigentes criterios técnicos adoptados para regular incrementos no naturales de temperatura en cuerpos naturales de agua, hacen a estos últimos cada vez menos atractivos como intermediarios en el proceso de transferencia de calor de desecho.

Más aún, su capacidad para transferir calor sin efectos adversos a la biósfera, está limitada en muchas áreas.

Por ejemplo, cuando se disponía de un río a 15°C no era difícil condensar el vapor a unos 35°C mediante la transferencia de calor al agua del río. Durante mucho tiempo esta fué práctica usual en varios países, hasta

que se demostró el daño que se causaba al medio ambiente y dependía directamente del agua de esa fuente, de esta manera surgieron severas medidas anticontaminantes en diversos países.

Otra solución encontrada a este problema fueron las lagunas o estanques de enfriamiento, en los cuales, el calor se disipa a la atmósfera desde la superficie del depósito de agua. Esto, sin embargo, presenta inconvenientes, como la relativa dificultad en la predicción de su comportamiento, ya que al contrario de las torres de enfriamiento, los estanques responden a una combinación de parámetros meteorológicos, y debido a su capacidad térmica, su respuesta corresponde a una constante de tiempo del orden de días, en vez de minutos, como en el caso de las torres, y el alto costo del terreno en que se despliegan.

Sus ventajas deben tomarse en consideración, ya que son bajos costos de operación y mantenimiento, gran inercia térmica, capacidad de almacenar agua y su utilidad como filtro a las temperaturas pico causadas por las condiciones fluctuantes, tanto meteorológicas como de operación de la planta.

Otra clasificación de los sistemas de enfriamiento es: sistemas húmedos y sistemas secos.

Los sistemas húmedos son aquellos en los que el agua de enfriamiento es puesta en contacto directo con una corriente de aire y el calor es disipado principalmente por evaporación.

Los sistemas de enfriamiento secos o no evaporativos tienen como característica principal que el agua no es expuesta en forma directa al flujo de aire y el calor es disipado por conducción y convección en lugar de evaporación. Estos sistemas fueron desarrollados recientemente debido a la escasez y alto costo del agua de enfriamiento.

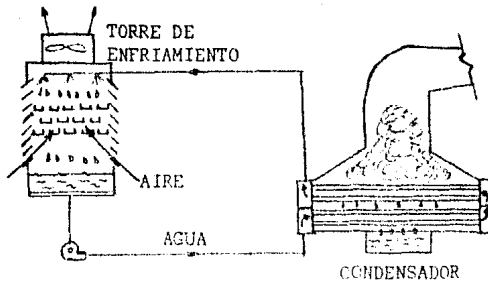


fig. 5 Sistema de enfriamiento cerrado con torre de enfriamiento mecánica húmeda.

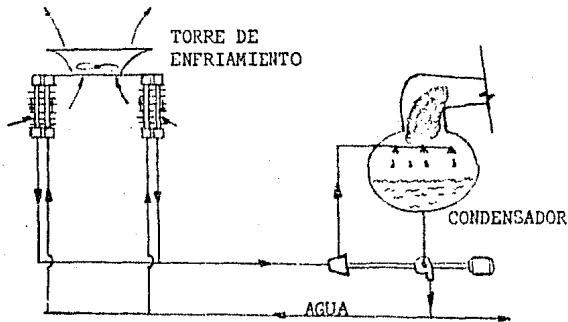


fig.6 Sistema de enfriamiento cerrado con torre de enfriamiento mecánica seca.



Los sistemas húmedos usan torres de enfriamiento y el flujo de aire es suministrado, ya sea por medios mecánicos o naturales. En estos sistemas la temperatura de enfriamiento mínima está limitada por la temperatura de bulbo húmedo, mientras que en los sistemas secos esta temperatura está restringida por la temperatura de bulbo seco, dando como resultado una -- disminución en la eficiencia y en la capacidad de la planta; además los sistemas secos tienen un mayor costo de capital, dada la clase de equipo y tipo de materiales empleados en su construcción.

#### ACCION DE ENFRIAMIENTO.

Antes de avanzar en el estudio de este tema, se da una breve introducción a los fundamentos de las torres de enfriamiento, en este caso húmedas, esto es, al principio de enfriamiento.

El principio básico de la operación en cualquier torre de enfriamiento húmeda es la condensación evaporativa y el intercambio de calor sensible; entendiéndose por "calor sensible" el "calor que se puede sentir", o bien, el calor o energía necesaria requerida para cambiar la temperatura del aire o agua.

La mezcla de las corrientes de aire y agua, esta última proveniente del condensador, libera el calor latente de vaporización, esto es, la energía o calor requerido para cambiar de fase líquida a gaseosa, sin cambio en la temperatura o en la presión, esta última definición se conoce también con el nombre de entalpía de vaporización y es la causante del efecto de enfriamiento en el agua.

Esto se puede demostrar si se humedece el dorso de la mano con un lí-

quido y se sopla sobre ella. Este efecto es el que sucede en la torre de enfriamiento. La corriente de aire libera la entalpía de vaporización del agua, con el consecuente descenso de la temperatura del agua en la piel. El líquido cambia de fase consumiendo energía con lo que hace descender aún más la temperatura del líquido.

Existe una pérdida involucrada en este proceso, y corresponde al agua que se evapora en la torre de enfriamiento con la corriente de aire y que es descargado a la atmósfera como vapor de agua húmedo. Bajo condiciones normales de operación esta cantidad es aproximadamente de 0.1 a 0.2% por cada 10° de rango de enfriamiento, de la cantidad total en circulación.

Cuando el agua está más caliente que el aire, existe una tendencia del aire a enfriar el agua, el aire, entonces se calienta conforme gana el calor sensible del agua, y esta se enfría cuando su calor sensible es transferido al aire.

Aproximadamente el 25% del calor sensible transferido ocurre en la torre, mientras que el balance del 75% restante es debido al efecto evaporativo del calor latente de vaporización.

#### EJEMPLO DE ENFRIAMIENTO.

Como una indicación de la magnitud de las cargas de calor de desecho, en seguida se compara la cantidad de agua de enfriamiento requerida por una planta de 1000 MW, a base de combustibles fósiles, que opera con una eficiencia del 40%, con respecto a una planta nuclear de 1000 MW, que opera -

con una eficiencia del 33%.

Para la planta de combustibles fósiles, 40% de la energía de entrada es convertida en energía eléctrica, 10 a 15% es perdida a través de los gases de combustión y el restante 40 a 45% es removido por el agua de enfriamiento.

Para la planta nuclear, 33% es convertida en energía eléctrica; 3 a 5% es liberada al aire y el restante 62 a 64% se lo lleva el agua. (2).

La figura (7) ilustra los flujos de potencia a través de las dos plantas, e indica que mientras la planta nuclear es solo 7% menos eficiente, el agua de enfriamiento requerida en esta planta deberá remover aproximadamente 60% más calor de desecho.

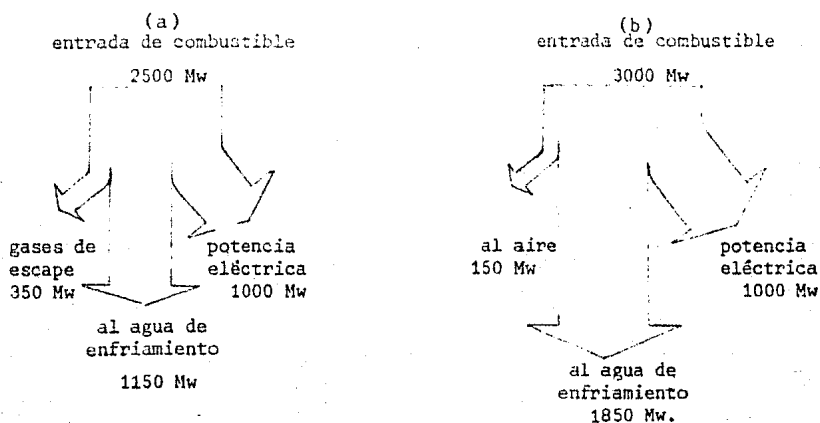


fig. 7 Planta c/comb. fosil (a) , Planta nuclear ( b)

Por lo tanto, es aquí donde radica la importancia para diseñar sistemas de enfriamiento, procurando que su funcionamiento sea más eficiente, con la consecuente reducción en el vacío del condensador, y por ende, aumentando la línea de expansión del vapor en la turbina, obteniendo con esto un aumento en la eficiencia de la planta.

CAPITULO II

TORRES DE ENFRIAMIENTO .

## TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Una torre de enfriamiento, en su concepto original, es un dispositivo que sirve para enfriar agua por efecto evaporativo y convección, al entrar en contacto una corriente de agua con una de aire.

### ESBOZO HISTORICO.

Las torres de enfriamiento comenzaron a ser utilizadas a principio de siglo, su forma exterior era generalmente cuadrada y su comportamiento casi siempre ha sido estimado por métodos que son información del propietario. Las torres de enfriamiento hiperbólicas se emplearon por primera vez en -- 1916 en Alemania, y para aplicación en una planta de potencia en 1925 en -- Liverpool, Inglaterra; en E.E.U.U. se introdujeron hasta el año de 1950.

Históricamente, el primer intento serio de análisis de una torre de -- enfriamiento fue hecho en 1907, cuando I. V. Robinson escribió un reporte pionero sobre las torres de enfriamiento de tiro natural. Desafortunadamente, estando acostumbrado a trabajar con condensadores, en los que la carga a disipar era prácticamente constante, sus cálculos para encontrar la fuerza impulsora estaban basados en la suposición de que el calor transferido dependía solo de la diferencia media de temperaturas, en lugar de la capacidad de absorción del aire. También trató de determinar un "factor de --- fricción" para la torre, el cual combinaba la resistencia de la cubierta -- interna de la torre con el peso del agua arrastrada por el aire.

En 1922, P. Robinson y C. S. Roll, presentaron un trabajo sobre el --

comportamiento de una torre de enfriamiento, seguidos por un análisis teórico de Walker, Lewis y McAdams en 1923. En ambos casos, desarrollaron -- las ecuaciones básicas para la transferencia total de masa y energía, y -- consideraron cada proceso por separado. Poco después, Coffey y Horne analizaron el equilibrio térmico de la temperatura de bulbo húmedo y su relación con la transferencia de calor. En 1925, Merkel combinó los coeficientes de masa y energía en uno solo, al estudiar una gota aislada, basado -- en la diferencia potencial de entalpías como fuerza impulsora, lo cual facilitó el camino para investigaciones posteriores.

En forma general, una torre de enfriamiento es un intercambiador de -- calor en el que el agua cede su calor de vaporización al aire por medio -- del fenómeno conocido con el nombre de difusión, y en un rango menor por -- convección al medio ambiente provocada por la corriente de aire. Para lograr este efecto la torre debe de cumplir los siguientes objetivos:

- a) mantener una corriente de aire
- b) poseer una superficie de exposición de gran magnitud
- c) facilitar que la superficie de exposición del agua y la corriente de aire entren en contacto.

#### CLASIFICACION GENERAL DE LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Para cumplir con los objetivos antes mencionados, se han desarrollado varios tipos de torres; a continuación se muestra una clasificación general de estas:

|                              |                  |  |                             |
|------------------------------|------------------|--|-----------------------------|
| TORRES<br>DE<br>ENFRIAMIENTO | tiro<br>natural  | atmosféricas   | -húmedas-flujo cruzado      |
|                              |                  | húmedas  | -hiperbólicas-contraflujo   |
|                              |                  |  | -hiperbólicas-flujo cruzado |
|                              | secas            | -hiperbólicas de tubos aletados verticales y horizontales. |                             |
|                              | tiro<br>mecánico | húmedas  | -tiro forzado-contraflujo   |
|                              |                  |  | - tiro inducido-contraflujo |
| secas                        |                  | -tiro inducido-flujo cruzado                               |                             |
| híbridas                     | mixtas           | -tiro forzado con tubos aletados                           |                             |
|                              |                  | -tiro inducido con tubos aletados                          |                             |
|                              |                  | -tiro forzado-contraflujo y tubos aletados                 |                             |
|                              |                  | -tiro inducido-contraflujo y tubos aletados                |                             |
|                              |                  | -enfriadores evaporativos de tubos lisos                   |                             |

Las torres atmosféricas son aquellas en las que el flujo de agua es simplemente expuesto al medio ambiente, es decir, no se provoca una corriente de aire de enfriamiento y el agua solo se enfriará por el grado de exposición ambiental que tenga.

En las torres de tiro natural, a diferencia de las atmosféricas, se produce una corriente de aire, en este caso, mediante la acción de un gran tiro o chimenea, situado sobre el empaque, el cual aprovecha las condiciones de cambio de entalpía y densidad para su diseño.

Una torre de tiro mecánico es aquella en la que la corriente de aire es forzada o inducida a pasar por la torre misma, mediante la acción de ventiladores.

Se dice que una torre es húmeda cuando las corrientes de agua y de aire están en contacto directo, provocando así el enfriamiento mediante los mecanismos ya mencionados; de esta manera, la pérdida de agua al medio ambiente es considerable y por tal motivo se desarrollaron las torres secas; en estas, la corriente de agua y de aire no se "tocan" y el enfriamiento del agua se efectúa por radiación y convección al medio ambiente. Las ventajas y desventajas de unas con respecto a otras se discutirán más adelante.

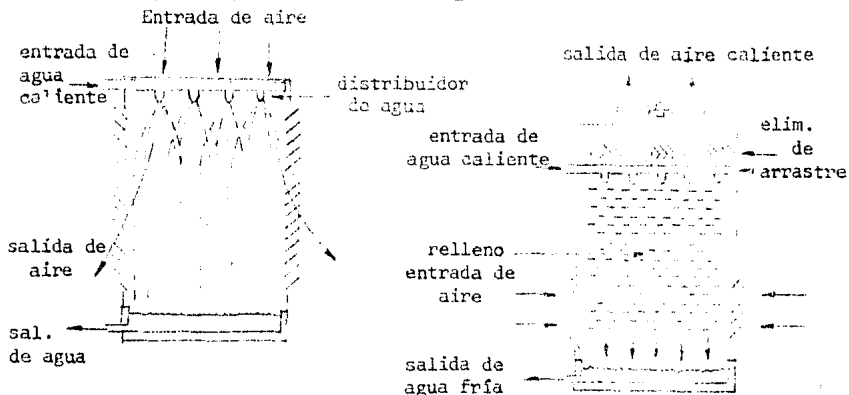
El contraflujo en una torre consiste en que los flujos de agua y aire son paralelos pero de sentido contrario, mientras que en el flujo cruzado estas corrientes forman un ángulo de  $90^\circ$  entre sí.

Las torres mixtas son una combinación de las húmedas con las secas,



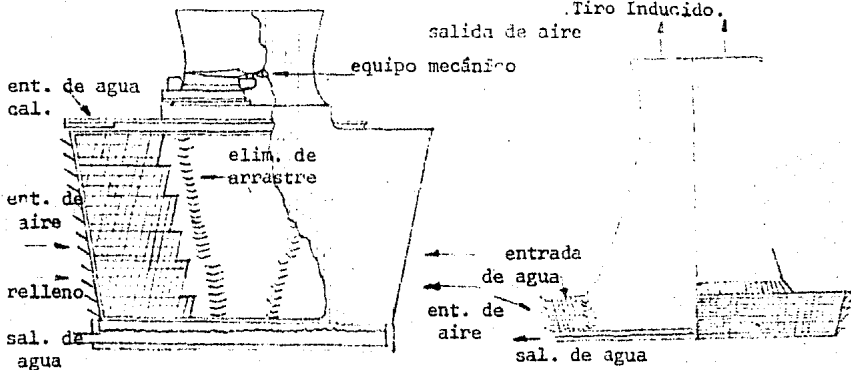
pudiéndose hacer arreglos en los que primero se ponga la parte seca y después la húmeda y viceversa, esto dependerá del estudio que se realice para saber que arreglo es el más conveniente.

Junto con las torres secas, las investigaciones más recientes proponen el uso de las torres híbridas, siendo estas las combinaciones de las torres de tiro natural con las de tiro mecánico, pudiéndose combinar el tiro forzado o el inducido con el tiro natural, resultando como ventajas un tiro no muy alto y un consumo de energía en los ventiladores más bajo.



a) Torre Atmosférica

b) Torre Mecánica de Tiro Inducido.



c) Torre Mecánica de Tiro Inducido Flujo Cruzado.

c) Torre de Tiro Natural Flujo Cruzado.

fig. 8

## VENTAJAS RELATIVAS DE LAS TORRES DE CONTRAFLUJO Y DE FLUJO CRUZADO

Desde el punto de vista termodinámico, el arreglo en contraflujo es decididamente superior, ya que el aire pasa a través del agua y su entalpía se incrementa al estar en contacto con agua cuya temperatura es progresivamente superior, por lo que la diferencia de entalpías que produce la fuerza impulsora ( $h' - h$ ) se mantiene casi constante a lo largo de la trayectoria de flujo, y el aire en cada línea de corriente cambia, teóricamente, su entalpía de forma similar.

La temperatura de bulbo húmedo a la salida del aire, se aproxima a la temperatura del agua caliente, y la temperatura del agua fría puede igualar la temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada.

En un arreglo en flujo cruzado, el aire se mueve horizontalmente a través del relleno; a niveles más bajos se encuentra en contacto con agua más fría que el aire en niveles superiores, por lo tanto, solamente el aire que pasa por los niveles más altos del relleno puede tener una temperatura de salida aproximada a la temperatura del agua caliente. El resultado neto es que la aproximación de la torre puede ser más cercana en las torres de contraflujo. Sin embargo, la ventaja del flujo cruzado es la menor pérdida de presión en el flujo de aire a través del relleno. En muchos casos esto reduce el requerimiento de potencia en los

ventiladores debida a un mayor flujo de aire provocado por una menor eficiencia termodinámica.

Más aún, el arreglo de flujo cruzado ofrece mayor flexibilidad, ya que la altura del relleno, y por lo tanto la capacidad de la torre, puede ser aumentada sin incrementar la distancia recorrida por el flujo de aire a través del relleno, sin aumentar la pérdida de presión a través de este. Para las torres de contraflujo la distancia recorrida en el relleno varía directamente -- con la altura del mismo; pero en el flujo cruzado se tiene la -- ventaja de una trayectoria más simple, ya que el soporte estructural debajo del relleno y el sistema de distribución de agua en la parte superior de este, no interfieren con el flujo de aire, que entra y sale por los costados.

No obstante, lo más importante para el funcionamiento de cualquiera de los dos tipos de torre, es la distribución uniforme de los flujos de agua y aire a través del relleno. Esto es -- más difícil de lograr en las torres a contraflujo, en las que -- el flujo de aire tiende a concentrarse en el área central, y una trayectoria uniforme en la distribución del agua tiende a ser inestable. Debe tenerse en cuenta que en las torres de flujo cruzado el relleno está inclinado para adentro y hacia el fondo para permitir el movimiento lateral del agua provocado por el flujo -- de aire.

En el caso de las torres de tiro natural no parece haber --

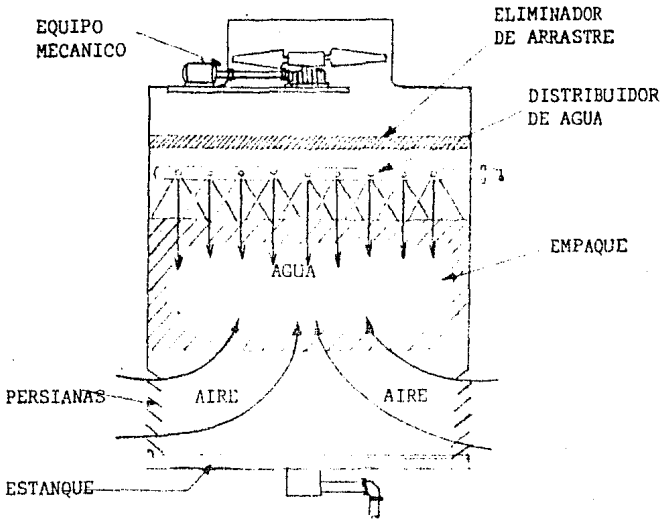
ventaja de un tipo respecto al otro.

En los E.E.U.U. existen dos constructores de torres de tiro natural: Marley Co. y Research-Cottrell (Hamon-Cottrell ó H-C) Todas las torres de tiro natural construidas por Marley son de flujo cruzado, mientras que las de H-C son de contraflujo.

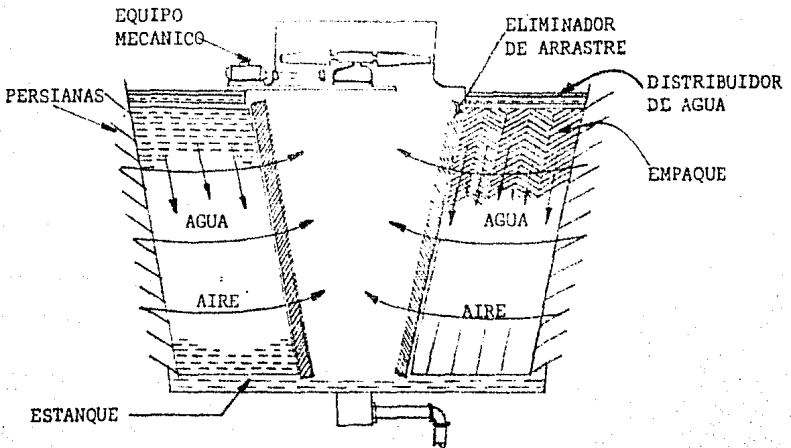
Las torres hiperbólicas no son muy eficientes en regiones áridas o calientes, ya que debido a la baja humedad del aire, -- las pérdidas por evaporación aumentan considerablemente. Además, la humidificación del aire y el elevado valor de la temperatura ambiente actúan haciendo disminuir el rango de enfriamiento y en consecuencia la diferencia de densidad entre el aire a la entrada y a la salida, haciendo aumentar el tamaño de la estructura.

Por otra parte, la tendencia es evitar la construcción de torres hiperbólicas en regiones con vientos de gran intensidad.

Figura . 9



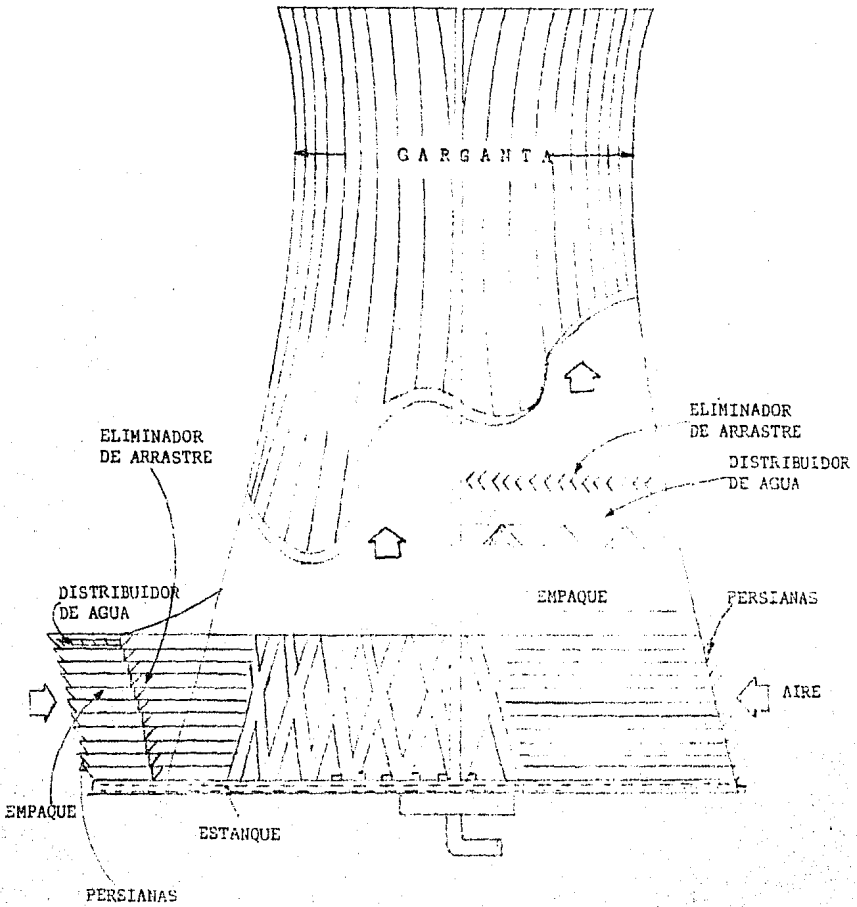
a) Torre mecánica a contraflujo.



b) Torre mecánica de flujo cruzado.

Figura . 10

TORRE HIPERBOLICA DE TIRO NATURAL.- Del lado izquierdo se representa el flujo cruzado y del lado derecho el contraflujo.



## PARTES DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO.

En general, una torre de enfriamiento consta de las siguientes partes principales:

- 1.- Empaque.
- 2.- Soporte del empaque.
- 3.- Eliminadores de arrastre.
- 4.- Estructura y armazón.
- 5.- Sistema de distribución de agua.
- 6.- Estanque, canal y cárcamo de bombeo.
- 7.- Persianas.
- 8.- Equipo mecánico; motor, motorreductor y ventilador.
- 9.- Elementos de acceso y servicios.
- 10.- Chimenea o tiro.

La función del empaque o relleno es provocar e incrementar la superficie de contacto entre los flujos de agua y aire, así como lograr una buena distribución de estos fluidos a través del mismo. Los empaques utilizados pueden ser de película o de salpicadura.

El empaque de película provoca la superficie de exposición del agua - por medio de delgadas capas de agua que se forman en la superficie del empaque que está formado por una serie de placas paralelas, ya sea lisas o corrugadas, que están espaciadas entre sí por una determinada distancia.

El relleno de salpicadura produce la superficie de exposición del agua por medio del fraccionamiento del flujo de agua en pequeñas gotas, las que forman una especie de lluvia fina; este efecto se logra dejando caer - la corriente de agua a través de una especie de enrejado en el que esta se

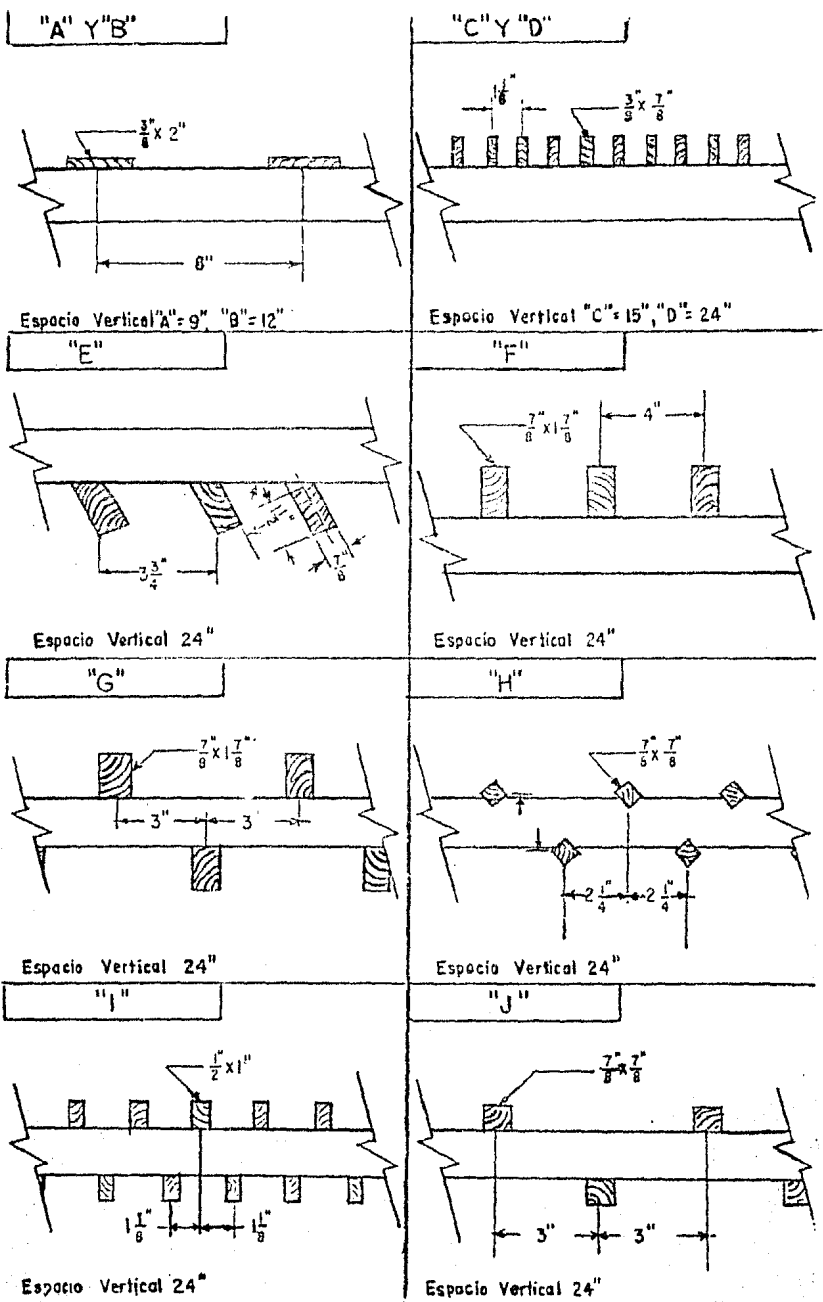


fig. 11 Diversos arreglos de empaque de salpicadura.



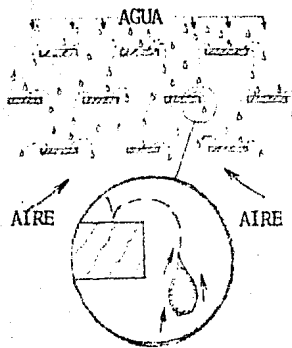
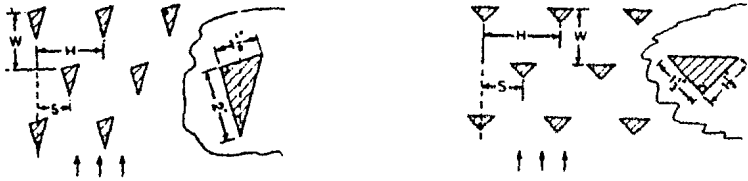


fig.12 Forma de distribución de los flujos de agua y aire en un empaque de salpicadura.

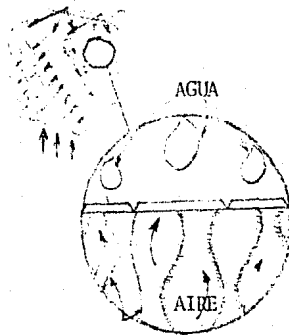
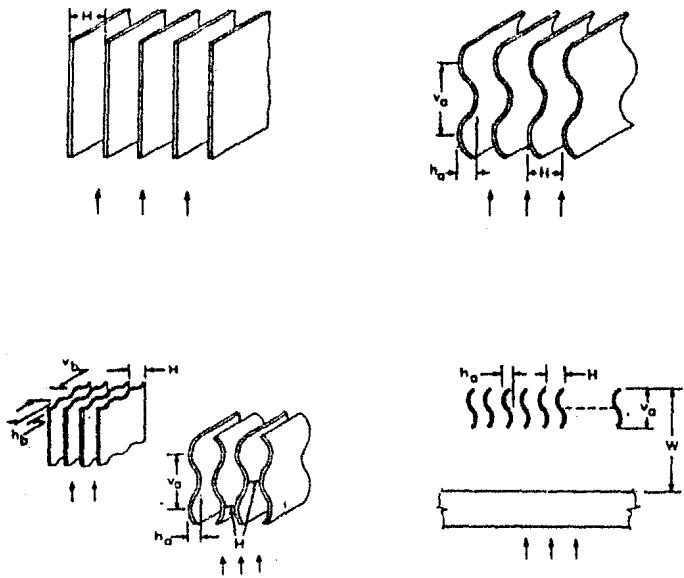


fig.13 Forma en que se distribuyen los flujos de agua y aire en un empaque de película.

estrella, fraccionándose en gotas cada vez más pequeñas.

El material con que se construyeron los primeros empaques fue la madera, la que recibía un tratamiento especial para evitar su descomposición y las incrustaciones de sedimentos contenidos en el agua. Recientemente se ha experimentado con nuevos materiales, tales como concreto y algunos plásticos, con el fin de incrementar la vida útil del empaque, de manera que el periodo de recambio sea mayor de 15 años, que es la vida media de los empaques de madera.

La elección del tipo de empaque va ligada al tipo de sistema de distribución de agua seleccionado, ya que este puede diseñarse para provocar película o salpicadura.

Los eliminadores de arrastre se utilizan porque la velocidad del aire en la zona del empaque provoca el arrastre de partículas de agua hacia la parte superior de la torre, haciendo que salgan de la misma, y de esta manera aumentando las pérdidas de agua. Para evitar esto, se colocan "obstáculos" en los que choquen las gotas de agua para que después caigan al depósito de agua fría.

El sistema de distribución de agua es un medio mecánico que garantiza el paso uniforme del agua por todo el relleno. Los distribuidores de agua se colocan en la red de tubería que transporta el agua caliente, y que está situado en la parte superior del empaque. Existen dos tipos de distribuidores: los de rocío ("spray"), y los de película. Los primeros provocan el rompimiento del caudal en pequeñas gotas, que caen a través del relleno, fraccionándose aún más; los segundos hacen que fluya una delgada --

película de agua por el relleno. Ambos sistemas cumplen con su objetivo, y su selección solo depende del diseño realizado.

La red de tubería se diseña de manera que no tenga grandes complicaciones con objeto de no aumentar el trabajo de bombeo.

El conjunto que forman el estanque, canal y cárcamo de bombeo, generalmente es parte del basamento. El estanque y el cárcamo están comunicados por el canal; en el estanque cae toda el agua enfriada en el relleno, y además, se agrega un caudal extra, para compensar las pérdidas del proceso. En el canal se colocan filtros con objeto de retirar las impurezas que pudieran llegar al cárcamo, de donde se bombea el agua al condensador, y así evitar problemas de incrustación y corrosión en las tuberías.

La estructura y el armazón son las partes en que se apoya y soporta el conjunto de la torre. En las torres de tiro mecánico, la estructura es prácticamente el relleno mismo, reforzado para soportar su peso y el de los equipos montados en la torre, así como las cargas debidas al viento y las provocadas por la vibración de los ventiladores.

En las torres de tiro natural, la estructura es hueca, de sección transversal circular y sección longitudinal hiperbólica; es decir, posee una doble curvatura, y tiene entradas para el aire cerca de la base, este aire deberá atravesar el relleno, el cual se arma dentro de la estructura, finalmente se coloca el tiro arriba del empaque; este diseño se debe a que el aire saturado al fluir por el tiro, forma una vena contracta que sigue el perfil hiperbólico. Toda la estructura, en general se hace de concreto reforzado y placa de acero, siendo de mayor espesor en la base. Este con-

junto está soportado por columnas de concreto reforzado, que tienen una inclinación igual a la que tiene la parte inferior de la base del tiro.

Las persianas tienen dos objetivos principales que son:

- i) Evitar la recirculación del aire saturado a través de la torre
- ii) Conducir el caudal de aire entrante de una forma adecuada, es decir, le da una dirección a seguir.

El problema de la recirculación del aire se presenta principalmente - en las torres de tiro mecánico, en las cuales la descarga y la entrada de aire se encuentran relativamente cerca.

El equipo mecánico está presente en cualquier tipo de torre, que por lo menos requerirá de una bomba y el motor que la acciona. En el caso de las torres que requieren de ventiladores para provocar el tiro, necesitarán en consecuencia de más motores, ventiladores, motorreductores y los - elementos de soporte correspondientes.

La chimenea o tiro es una característica particular de las torres de tiro natural, siendo precisamente el elemento de sustitución de los ventiladores.

Cuando se habla de torre seca, no se puede decir que exista un relleno, sino que existe un banco de tubos por los cuales fluye agua caliente y son enfriados por la corriente de aire que los rodea.

Las torres híbridas aprovechan todos los elementos antes descritos -- para mejorar y hacer más eficiente el proceso de transferencia de calor, -

así como para ahorrar recursos económicos y naturales.

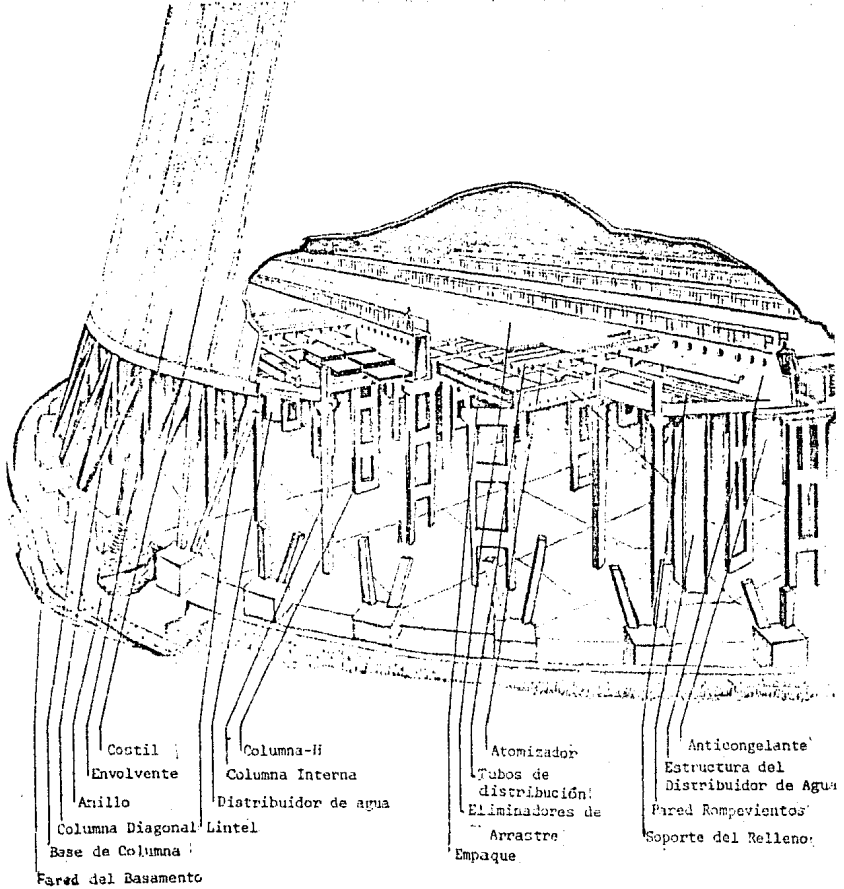


fig.14 Corte de una Torre Hiperbólica Húmeda.

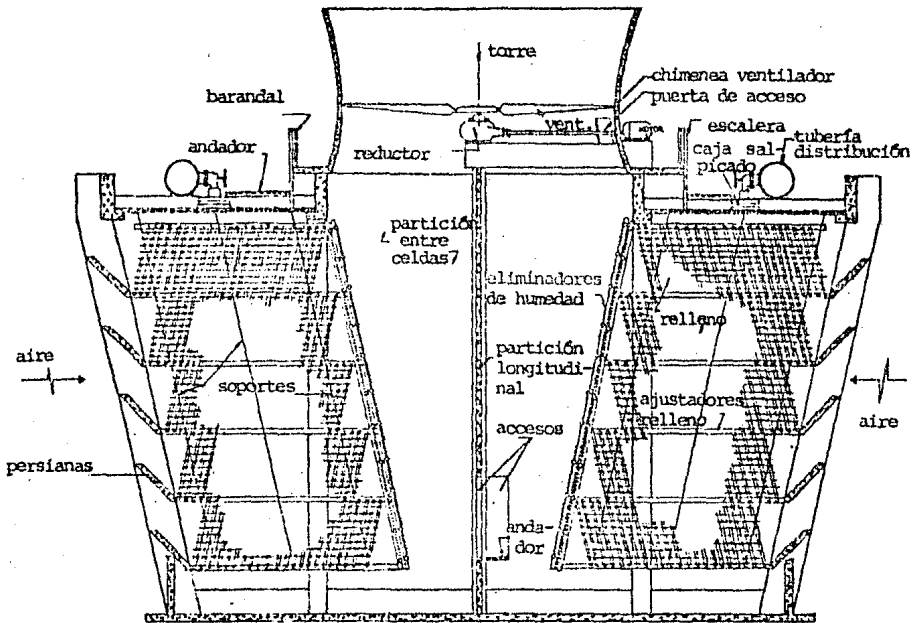


FIG. 15 .SECCION TRANSVERSAL DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE CONCRETO

CAPITULO III

FUNDAMENTOS TEORICOS .



## PSICROMETRIA.

La psicrometría es la parte de la Física que estudia las condiciones atmosféricas y el grado de humedad del aire, y su estudio es necesario por ser un factor decisivo en el dimensionamiento de las torres de enfriamiento; de tal manera que se considera importante tener conocimiento pleno de las características climatológicas, así como de las relaciones utilizadas para determinarlas.

La atmósfera de la Tierra es una mezcla de diversos gases que incluyen nitrógeno, oxígeno, argón, vapor de agua y algunos otros elementos, en forma de partículas y vapores.

La sustancia de trabajo, que es conocida como aire húmedo, es empleada como medio refrigerante o sustractor de energía en forma de calor, ya sea, en torres de enfriamiento o sistemas de refrigeración.

El aire húmedo es por definición, la mezcla binaria de aire seco y vapor de agua. El aire seco tiene la siguiente composición, de acuerdo con "THE INTERNATIONAL JOINT COMMITTEE ON PSYCHROMETRIC DATA", expresada en fracciones molares como sigue:

|                 |        |
|-----------------|--------|
| OXIGENO         | 0.2095 |
| NITROGENO       | 0.7809 |
| ARGON           | 0.0093 |
| CO <sub>2</sub> | 0.0003 |

y su peso molecular es de 28.966.

El aire atmosférico puede contener cantidades variables de vapor de agua, desde cero (aire seco) hasta la saturación (100%), estado en el cual puede coexistir en equilibrio neutral con una fase condensada (líquido o sólido).

Para efectos de estudio, se supone que el aire se comporta como gas perfecto, entendiéndose como tal, todo aquel que obedezca las leyes de Boyle, Charles, Joule y Avogadro:

$$PV = mRT \quad (1)$$

donde: P= presión absoluta Pa

V= volumen total  $m^3$

m= masa kg

R= constante del gas J/kg K

T= temperatura absoluta K.

Afortunadamente solo se incurre en un pequeño error cuando la regla de Dalton y las relaciones de gases perfectos son aplicadas en condiciones de presión normal (r3).

#### MEZCLAS AIRE-VAPOR.

Los gases de una mezcla gaseosa reciben el nombre de componentes de la misma. Un componente dado, i, tendrá una masa  $m_i$  y la mezcla tendrá una masa igual a la suma de las masas de sus componentes, lo que se expresa como:

$$m_t = \sum_i m_i \quad (2)$$

La fracción másica  $x_i$  de un componente de una mezcla se define de la siguiente forma:

$$x_i = \frac{m_i}{m_t} \quad (3)$$

A cada componente corresponden  $n_i$  moles de la mezcla total  $n_t$ , siendo

$$n_t = \sum_i n_i \quad (4)$$

Por lo tanto, la fracción molar respectiva se define como:

$$y_i = \frac{n_i}{n_t} \quad (5)$$

Supongamos que los componentes de una mezcla se encuentran separados a la misma presión y temperatura. La ecuación de estado para cada uno de estos gases será:

$$pV_i = n_i \bar{R}T \quad (6)$$

donde:  $\bar{R} = MR =$  constante universal de los gases (8.3143

$\text{kJ/kg}_{\text{mol}} \text{K}$ )

$R =$  constante particular del gas

$M =$  peso molecular del gas.

Considere además que la mezcla gaseosa tiene un volumen  $V$ . La ecuación de estado para el gas perfecto es, considerando a la mezcla como gas perfecto:

$$PV_{\text{mezcla}} = m_{\text{mezcla}} RT \quad (7)$$

dividiendo la ecuación (6) entre la (7), se obtiene la fracción volumétrica del componente, de manera que:

$$V_i/V_{mezcla} = n_i/n_{mezcla} \quad (8)$$

de tal manera que la fracción de volumen de un componente de una mezcla gaseosa es igual a su fracción molar.

#### LEY DE DALTON.

La ley de Dalton establece que la presión total de una mezcla,  $p$ , es la suma de las presiones que cada gas ejercería si ocupara por sí solo un recipiente de volumen  $V$  a una temperatura  $T$ . Esto es aplicable al aire atmosférico, de manera que:

$$P_i = P = n_i/n_t \quad (9)$$

$$\sum_i P_i = P \sum_i n_i/n_{mezcla} = P_{total} \quad (10)$$

$$P_{total} = \sum_i P_i \quad (10')$$

Desde el punto de vista técnico las mediciones más importantes del aire húmedo, son las siguientes:

- a) Temperatura
- b) Presión
- c) Humedad
- d) Volumen
- e) Densidad
- f) Calor específico
- g) Entalpfa

las cuales serán explicadas brevemente a continuación.

a) Temperatura del aire.

Se distinguen tres temperaturas del aire que son importantes técnicamente hablando:

- temperatura de bulbo húmedo (Tbh)
- temperatura de bulbo seco (Tbs)
- temperatura de rocío (Tr)

La temperatura de bulbo húmedo es la temperatura del aire medida con un termómetro cuyo bulbo se encuentra humedecido con un trapo de lino o gasa empapada con agua. Si no se suministra calor, la evaporación adiabática del agua en el aire hace descender la temperatura del termómetro hasta una temperatura dinámica de equilibrio con la superficie del agua, cuando el calor sensible proporcionado por el aire es igual a la entalpía de vaporización del agua en el aire. Para lograr una medición más aproximada, se requiere que exista una corriente de aire sobre el bulbo y el trapo, con una velocidad aproximada de 4.5 m/s.

La temperatura de bulbo seco es la temperatura del aire medida con un termómetro cuyo bulbo está seco.

La temperatura de rocío es aquella por debajo de la cual el vapor de agua contenido en el aire comienza a condensarse.

Estas tres temperaturas son diferentes entre sí, excepto

en el caso de que el aire se encuentre saturado, ya que entonces son iguales, como se muestra en la siguiente figura:

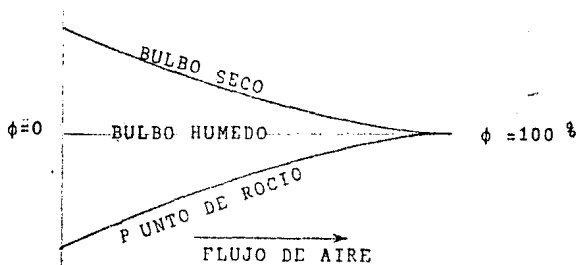


FIG. 16

#### b) Presión del aire.

Principalmente se distinguen tres presiones:

- presión barométrica (Pb)
- presión parcial real del vapor de agua en el aire (Pv)
- presión parcial máxima de saturación del vapor de agua en el aire (Psm).

La presión barométrica (Pb), medida en mm de Hg o en bar es la presión atmosférica del lugar y corresponde a la suma de la presión parcial del vapor de agua más la presión del aire seco.

La presión parcial real del vapor de agua en el aire (Pv) en mm de Hg, es la presión de saturación correspondiente a la temperatura de rocío en el aire; cuando el aire no está saturado con vapor de agua, es decir, que contiene menos del 100%

de humedad posible, el vapor de agua se encuentra sobrecalentado y la presión es una parte de la presión atmosférica. La presión parcial real del vapor de agua en la mezcla con aire puede calcularse de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$P_v = P_{sh} - P_b (T_{bs} - T_{bh}) / 1500 \quad (11)$$

donde:  $P_{sh}$  = presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de bulbo húmedo, en mm de Hg.

$P_b$  = presión barométrica del lugar, en mm de Hg.

$T_{bs}$  = temperatura de bulbo seco, en °C.

$T_{bh}$  = temperatura de bulbo húmedo, en °C.

La presión parcial máxima posible del vapor de agua en la mezcla con el aire, es la presión máxima de saturación  $P_{sm}$ , a la temperatura de bulbo seco  $T_{bs}$ , cuando la temperatura es menor a 100 °C; para temperaturas mayores a 100 °C la presión parcial máxima de saturación es igual a la presión barométrica.

### c) Humedad del aire.

Se distinguen tres tipos de humedades desde el punto de vista técnico y son las siguientes:

- humedad relativa  $\phi$
- humedad absoluta  $\omega_a$
- humedad específica  $\omega_e$

La humedad relativa se define como la relación entre el peso del vapor de agua contenido en un metro cúbico de aire hú-

medo y el peso del vapor de agua necesario para saturar este volumen de aire a la misma presión y temperatura. Considerando las leyes de Dalton y la de los gases perfectos, la humedad relativa del aire puede también definirse como la relación entre la presión parcial real del vapor de agua en el aire húmedo y la presión parcial máxima posible para una temperatura dada, en la siguiente forma:

$$\phi = P_v/P_{sm} \quad (12)$$

La humedad relativa no es una medida realmente efectiva del aire atmosférico, sino más bien indica el grado en que puede ser aumentada la humedad en el aire.

La humedad absoluta es el peso del vapor de agua contenido en un metro cúbico de aire húmedo.

La humedad específica se define como el peso del vapor de agua en el aire con relación a un kg de aire seco y normalmente se mide en  $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aire}}$ . El valor numérico de la humedad específica puede calcularse utilizando las ecuaciones de los gases perfectos para el aire y el vapor de agua (el índice v para el vapor y el índice a para el aire), en la siguiente forma:

$$P_a v = m_a R_a T$$

$$P_v v = m_v R_v T$$

donde:  $R_a = 287 \text{ J/kg-K}$

$R_v = 461.5 \text{ J/kg-K}$



$$R_v = 461.5 \text{ J/kg-K}$$

de acuerdo con la definición de humedad específica se tiene:

$$\omega_e = m_v/m_a = R_a/R_v P_v/P_a = 0.622 P_v/P_a$$

sustituyendo la presión parcial del aire tenemos que:

$$P_a = P_b - P_v$$

y la presión parcial real del vapor:

$$P_v = \phi P_{sm}$$

se tiene

$$\omega_e = 0.622 \cdot \phi \cdot P_{sm} / (P_b - \phi \cdot P_{sm})$$

o bien:

$$\omega_e = P_v / 1.61 (P_b - P_v) \quad (13)$$

d) Volumen específico del aire.

El volumen de  $(1-x)$  kg de aire húmedo (donde  $x$  representa la cantidad de vapor de agua en el aire o "calidad") puede determinarse considerándolo como gas perfecto (abajo del límite de saturación) de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} v_{1-x} &= R_v (R_a/R_v - x) T / P_b \quad (\text{m}^3) \\ &= 461.5 (0.622 - x) T / P_b \quad (\text{m}^3) \quad (14) \end{aligned}$$

para 1 kg de aire húmedo, el volumen específico será:

$$v = v_{1-x}/1-x = 461.5(0.622-x)/1-x(T/Pb) \quad (15)$$

expresado en  $\text{atm/m}^2$ .

e) Densidad del aire.

Se distinguen tres tipos de densidades:

- densidad del aire seco
- densidad del vapor de agua
- densidad de la mezcla.

La densidad del aire seco  $\rho_a$ , en  $\text{kg/m}^3$ , se puede obtener de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$\rho_a = P_a / R_a T = P_b - P_v / R_a T \quad (16)$$

La densidad del vapor de agua en  $\text{kg/m}^3$ , puede obtenerse como:

$$\rho_v = P_v / R_v T$$

También puede obtenerse por medio de la humedad específica de la siguiente forma, teniendo:

$$\omega_e = R_a P_v / R_v P_a$$

y

$$\rho_a = P_a / R_a T$$

de tal forma que

$$\rho_v = \omega_e \rho_a \quad (17)$$

La densidad de la mezcla de aire húmedo, se obtiene de la siguiente manera aproximada:

$$\rho_m = \rho_a + \rho_v = \rho_a + w_e \rho_a =$$

$$= P_b - P_v / R_a T + 0.622 P_v / R_a T \quad (18)$$

$$= P_b - 0.38 P_v / R_a T \quad (\text{kg/m}^3) \quad (18')$$

f) Calor específico a presión constante ( $C_p$ ).

También en este caso se distinguen tres calores específicos importantes:

- Calor específico del aire seco,  $C_{pa}$
- Calor específico del vapor de agua,  $C_{pv}$
- Calor específico del aire atmosférico,  $C_{pm}$ .

El calor específico a presión constante del aire seco  $C_{pa}$ , entre 0 y "t" °C, puede calcularse por medio de la siguiente solución aproximada:

$$C_{pa} \Big|_t^0 = 1.005 + 1.35 \text{ E-}08 (t+30)^2 \quad (\text{kJ/kgK})$$

pero para temperaturas entre 0 y 50 °C puede utilizarse el siguiente valor aproximado constante:

$$C_{pa} = 1.006 \text{ kJ/kg K} \quad (19)$$

6

$$0.2413 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

El calor específico a presión constante del vapor de agua,  $C_{pv}$ , puede calcularse como:

$$C_{pv} \Big|_t^0 = 1.8584 + 0.00940(t/100) + 0.00373(t/100)^2 \quad (\text{kJ/kgK})$$

Para temperaturas entre 0 y 75 °C, en cálculos normales, puede utilizarse:

$$C_{pv} = 1.863 \text{ kJ/kg-K} \quad (20)$$

6

$$0.445 \text{ kcal/kg-}^\circ\text{C}.$$

El calor específico a presión constante del aire húmedo,  $C_{pm}$ , es:

$$C_{pm} = (1-x)C_{pa} + xC_{pv} \quad (\text{kJ/kg K}) \quad (21)$$

g) Entalpía del aire.

En el aire atmosférico se distinguen tres entalpías importantes, que son:

- Entalpía del aire seco,  $h_a$
- Entalpía del vapor de agua,  $h_v$
- Entalpía del aire atmosférico o mezcla,  $h_m$ .

La entalpía del aire seco,  $h_a$ , puede calcularse de acuerdo a la siguiente ecuación, en un rango de temperaturas entre 0 y 50 °C:

$$h_a = C_{pa}T_a = 1.006 T_a \quad (\text{kJ/kg}) \quad (22)$$

o bien:

$$h_a = 0.24 T_a \quad (\text{kcal/ kg})$$

en donde:  $T_a$  = temperatura de bulbo seco del aire en °C.

La entalpía del vapor de agua puede calcularse de la siguiente forma, para temperaturas entre 0 y 50 °C:

$$h_v = C_{pv} T_a + h_{fg} = 1.863 T_a + 2500 \quad (\text{kJ/kg})$$

o bien:

$$h_v = 0.445 T_a + 597 \quad (\text{kcal/kg}). \quad (23)$$

La entalpía de la mezcla formada por un kg de aire seco y  $x$  kg de vapor de agua a la temperatura  $T_a$ , es la siguiente:

$$h_m = h_a + h_v = C_{pa} T_a + x(C_{pv} T_a + h_{fg}) \quad (24)$$

donde  $h_{fg}$  es la entalpía de transformación (vaporización) del agua.

Como en muchos diagramas se tiene la entalpía del aire  $h_{(1-x)}$ , es decir, de  $(1-x)$  kg en lugar de 1 kg, entonces:

$$h_{(1-x)} = 1.006 T_a + x(2500 + 1.863 T_a)$$

o bien;

$$h_{(1-x)} = 0.24 T_a + x(597 + 0.447 T_a)$$

en (kJ/(1-x)kg) y en (kcal/(1-x)kg), respectivamente.

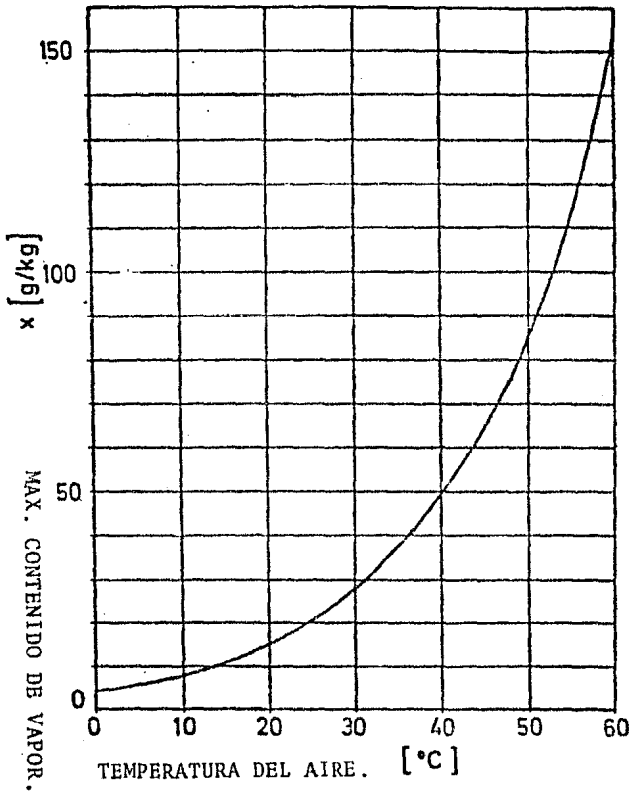


Fig. 17 CAPACIDAD DEL AIRE DE ABSORCION DE HUMEDAD

## ECUACION DE LA ENERGIA EN TORRES DE ENFRIAMIENTO.

La conservación de la energía se cumple, como en todo sistema térmico, en las torres de enfriamiento. El flujo de energía se realiza desde el agua caliente al aire frío, funcionando de esta manera como un intercambiador de calor de contacto directo.

Este flujo de energía entre las dos sustancias de trabajo se lleva a cabo principalmente en la zona del relleno de la siguiente forma: al ser distribuida el agua caliente sobre el relleno, esta entra en contacto con el aire, el cual se encuentra a una temperatura menor que la del agua. El agua cede entonces su energía calorífica al aire provocando en este un incremento de temperatura, lo que a su vez produce una disminución en la densidad de este. Debido a esto, el aire tiende a subir por entre las capas de aire más frío que lo circunda, teniendo como resultado la creación de un "efecto de chimenea" o tiro que induce una corriente de aire hacia la parte superior de la torre. La energía que provoca esto depende de la diferencia de entalpías entre el agua y el aire, y recibe el nombre de "fuerza impulsora".

La masa de aire que se desplaza hacia arriba provoca una disminución de la presión en la base de la torre, la que es compensada con una masa de aire frío que sustituye al aire desplazado, entrando nuevamente en contacto con el relleno, repitiéndose de esta manera el proceso de cambio de energía dentro de la torre.

La ecuación del balance de energía para una torre de enfriamiento queda expresada de la siguiente manera:

$$Q_{a1} + m_a C_p T_{a2} + m_r C_p T_r = Q_{a2} + m_a C_p T_{a1}$$

en donde:

$$Q_{a1} = m'_a (C_{pa} T_{bs1} + \omega_1 h_{fg1})$$

$$Q_{a2} = m'_a (C_{pa} T_{bs2} + \omega_2 h_{fg2})$$

$$m_r C_{pv} T_r = m_a (\omega_2 - \omega_1) C_p T_r$$

y  $m'_a$  = cantidad de aire através de la torre.

$Q_{a1}$  = energía del aire al entrar a la torre.

$Q_{a2}$  = energía del aire al salir del relleno.

$m_r$  = cantidad de agua de repuesto.

$T_r$  = temperatura del agua de repuesto.

de donde se puede inferir que el calor del agua pasa al aire, posteriormente a la atmósfera, para finalmente disiparse en forma de radiación.



## ECUACION DE CONTINUIDAD EN TORRES DE ENFRIAMIENTO.

La ecuación de continuidad estableció que la cantidad de masa que entra a un sistema, no se crea ni se destruye, y la cantidad de masa aumenta o disminuye solo si dentro del sistema existen fuentes o sumideros de materia.

Considerando la torre como un sistema, se puede observar - que existe un fenómeno de evaporación en el área del relleno. - Como entradas se tienen el aire frío y el agua caliente. Parte del agua se evapora, satura el aire y cede calor al mismo. El - porcentaje aproximado de pérdidas de agua por evaporación es de 15% del total, el cual sale junto con la corriente de aire por la parte superior de la torre. El aire caliente tiende a acelerar su movimiento dentro de la torre, formando en su trayectoria una "vena contracta", y es debido a esto, que las torres - de tiro natural tienen la forma de un hiperboloide de revolu--- ción.

Sin embargo, la diferencia de entalpías que produce la ~~se-~~ "fuerza impulsora" es lo suficientemente poderosa como para acelerar la corriente de aire a velocidades muy altas, superiores a 400 m/s. No obstante, la experiencia de los principales constructores de torres de enfriamiento ha determinado que para evitar esto, el diámetro de la garganta de la torre debe ser aproximadamente de 0,55 - 0,65 del diámetro de la base, y que la velocidad de salida debe ser 1.25-1.75 veces la velocidad de entrada del aire. La ecuación de continuidad en consecuencia, de-

termina la velocidad en la garganta y el diámetro de salida del difusor, el cual se utiliza para aumentar la presión y disminuir la velocidad de salida, ya que en la garganta esta es un poco mayor, lo que es necesario para asegurar el flujo.

En consecuencia, la salida del sistema tiene dos componentes, el agua que ha cedido su energía, y la corriente de aire, que ha aumentado su contenido de agua en forma de vapor, cumpliéndose en consecuencia el principio de conservación de la masa o continuidad, ya que las entradas son iguales a las salidas.

## CONSERVACION DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO EN TORRES DE ENFRIAMIENTO.

El movimiento de los gases dentro de la torre cuando ésta se encuentra en estado permanente, depende del intercambio de energía que se lleva a cabo en la zona del relleno, provocando la disminución en la densidad del aire que circula por esa zona, que a su vez provoca una diferencia de presiones entre el interior de la torre y la atmósfera circundante, y al ser mayor en el interior de la torre, esto ocasiona que la mezcla de vapor y agua sea transferida a la zona de menor presión y el aire que salió es repuesto por la parte inferior de la torre.

Sin embargo, la torre se comporta como una tobera y como un difusor. La zona que comprende desde la entrada del aire hasta la garganta funciona como una tobera, ya que aquí es donde se asegura el tiro, al acelerarse el aire y disminuir la presión. En la garganta se alcanza la velocidad máxima del flujo y una vez asegurado éste, se busca aumentar la presión y disminuir la velocidad de la mezcla, con el fin de no producir perturbaciones demasiado severas.

En ambas acciones la presión y la energía cinética varían de una forma lineal, en la tobera, aumenta la energía cinética y disminuye la presión, mientras que en el difusor ocurre todo lo contrario, situación que se aprovecha para diseñar de la manera más eficiente posible el perfil de la torre.

Debe tenerse en cuenta, sin embargo, que el proceso mencionado en los párrafos anteriores, es ideal ya que en el proceso

real debe tomarse en cuenta que existen pérdidas debidas a la fricción, arrastre, por la contracción de la corriente y por el contacto del aire con el agua, lo cual hace variar tanto la altura de la torre, principalmente, como su forma exterior, de manera que pueden seguirse cumpliendo los requisitos necesarios para un funcionamiento eficiente.

ANALISIS MATEMATICO DEL PROCESO DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA ENTRE UNA GOTA DE AGUA Y UNA CORRIENTE DE AIRE. ECUACION DE MERKEL.

Para el análisis del fenómeno que ocurre dentro de la torre se recurre a un modelo en el cual se representa una gota de agua, la que está rodeada de una película interfacial, y al conjunto agua y película, lo circunda una corriente de aire. En la Figura 18 se muestran las características del modelo propuesto por Merkel en 1925 y sobre el que se basa este análisis. (r.8)

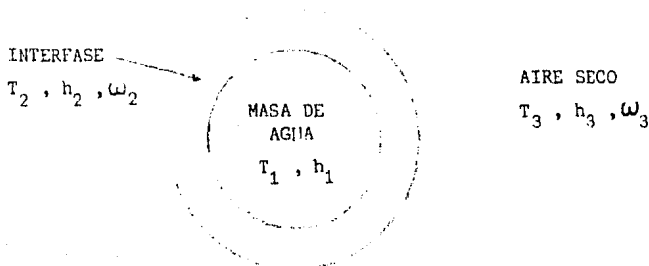


fig.18 Modelo de Merkel

donde:  $T_i$  = temperatura de bulbo seco en  $^{\circ}\text{C}$   $i=1,2,3$   
 $h_i$  = entalpía en  $\text{kJ/kg}$   
 $\omega_i$  = humedad absoluta en  $\text{kg}_{\text{vapor}}/\text{kg}_{\text{aire}}$ .

Además se sabe que se cumplen las siguientes relaciones:

$$T_1 > T_2 > T_3$$

$$h_1 > h_2 > h_3$$

$$\omega_1 > \omega_2 > \omega_3$$

de esta forma la transferencia de calor de la masa de agua hacia la película interfacial se lleva a cabo por conducción y se expresa por medio de la siguiente ecuación:

$$dq_w = C_p L dt = k_L (T_1 - T_2) dA \quad (25)$$

o bien:

$$dq_w = C_p L dt = k_L a (T_1 - T_2) dV \quad (26)$$

donde:  $k_L$  = conductancia térmica del agua ( $\text{kJ/s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$ )

$dA$  = diferencial de la sección transversal de la torre ( $\text{m}^2$ )

$V$  = volumen de la torre ( $\text{m}^3$ )

$a$  = superficie de transferencia de calor por unidad de volumen ( $\text{m}^{-1}$ )

$L$  = flujo de agua en ( $\text{kg/s}$ )

$C_p$  = calor específico del agua a presión constante ( $\text{kJ/kgK}$ )

y la transferencia de calor de la película hacia la corriente de aire la expresamos como:

$$dq_s = k_G (T_2 - T_3) dA \quad (27)$$

$$dq_s = k_G a (T_2 - T_3) dV \quad (28)$$

donde:  $k_G$  = coeficiente de transferencia de calor ( $\text{kJ/s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$ )

La transferencia total de masa de agua se lleva a cabo entre la película de interface y la corriente de aire y se puede expresar por la siguiente ecuación:

$$dm = k_m a (\omega_2 - \omega_1) dV \quad (29)$$

donde:  $k_m$  = coeficiente de transferencia de masa

multiplicando la ecuación (26) por la entalpía de vaporización  $h_{fg}$  tenemos:

$$h_{fg} dm = dq_L = h_{fg} k_m a (\omega_2 - \omega_3) dV \quad (30)$$

donde:  $dq_L$  = transferencia de calor latente del vapor de agua al aire.

Para la operación en estado estable se tiene:

$$dm = G d\omega \quad (31)$$

donde:  $G$  = flujo de aire seco (kg/h)

$d\omega$  = diferencia de húmedades absolutas

Por otra parte suponemos que el calor perdido por el agua es igual al calor ganado por el aire y las pérdidas por evaporación se consideran despreciables, así que:

$$G dh = C_p L dT \quad (32)$$

La entalpía del aire húmedo, según Mollier, puede expresarse como:

$$h = C_{pa} (T - T_0) + \omega (h_{fg} + C_{pv} (T - T_0)) \quad (33)$$

donde:  $C_{pa}$  = calor específico a presión constante del aire seco

$C_{pv}$  = calor específico a presión constante del vapor de agua

$T_0$  = temperatura de referencia.

$T$  = temperatura del aire seco.

diferenciando la ec.(33) obtenemos:

$$dh = (C_{pa} + \omega C_{pv})dT + (h_{fg} + C_{pv}(T-T_0))d\omega \quad (34)$$

la capacidad calorífica se define como:

$$s = C_{pa} + \omega C_{pv} \quad (35)$$

sustituyendo (35) en (34) tenemos:

$$dh = s dT + (h_{fg} + C_{pv}(T-T_0)) d\omega \quad (36)$$

donde:

$s dT$  — representa la transferencia de calor sensible y  
 $(h_{fg} + C_{pv}(T-T_0))d\omega$  — representa la transferencia de calor latente.

Igualando dh de las ecuaciones (32) y (36)

$$C_p LdT = (h_{fg} + C_{pv}(T-T_0))Gd\omega + GsdT \quad (37)$$

la definición de calor sensible nos dice que :

$$dq_s = GsdT \quad (38)$$

sustituyendo (38) en (28) tenemos :

$$dq_s = GsdT = k_G a (T_2 - T_3)dV \quad (39)$$

de la ecuación (31) y (29) tenemos la relación de transferencia de masa:

$$dm = Gd\omega = k_m a (\omega_2 - \omega_3)dV \quad (40)$$

por otro lado tenemos que para la mezcla agua-vapor, según la Ley de Lewis, se cumple la siguiente relación:

$$k_G / (k_m s) = 1 \quad (41)$$

usando esta Ley en la ecuación (39) tenemos :

$$dq_s = k_m s a (T_2 - T_3)dV \quad (42)$$



sustituyendo (40) y (42) en (37) tenemos :

$$C_p LdT = (h_{fg} + C_{pv}(T_3 - T_0))k_m a(\omega_2 - \omega_3)dV + k_m s a(T_2 - T_3)dV \quad (43)$$

$$C_p LdT = k_m a(s(T_2 - T_3) + h_{fg} + C_{pv}(T_3 - T_0))(\omega_2 - \omega_3)dV \quad (44)$$

de la ecuación (33) y (35) tenemos que:

$$h_3 = sT_3 - C_{pa}T_0 + \omega_3(h_{fg} - C_{pv}T_0) \quad (45)$$

similarmenete la entalpía del aire,  $h_2$ , en la interfase es:

$$h_2 = sT_2 - C_{pa}T_0 + \omega_2(h_{fg} - C_{pv}T_0) \quad (46)$$

sustituyendo  $T_2$  y  $T_3$  de (45) y (46) resulta que:

$$C_p LdT = k_m a((h_2 - h_3) + C_{pv}T_3(\omega_2 - \omega_3))dV \quad (47)$$

el término  $C_{pv}T_3(\omega_2 - \omega_3)$  es muy pequeño y puede ser despreciado, por lo que:

$$C_p LdT = k_m a(h_2 - h_3)dV \quad (48)$$

pero de la ecuación(32) tenemos que :

$$C_p LdT = k_m a(h_2 - h_3)dV = Gdh \quad (49)$$

esta ecuación describe la corriente de aire hacia la película interfacial y debido a que sería muy difícil medir la temperatura de la película, se supone que  $T_1 = T_2$  ; y el coeficiente  $k_m$  lo sustituimos por un coeficiente "Total"  $k$ , el cual satisface la Ley de Lewis, es decir:

$$k_G / (ks) \cong 1 \quad (50)$$

utilizando las suposiciones anteriores tenemos:

$$C_p LdT = kadV(h_2 - h_3) = Gdh \quad (51)$$

integrando:

$$C_p L(T_2 - T_3) = G(h_2 - h_3) \quad (52)$$

$$kaV/L = \int_{T_1}^{T_2} dT / (h_2 - h_3) \quad (53)$$

$$kaV/G = \int_{h_1}^{h_2} dh / (h_2 - h_3) \quad (54)$$

Las ecuaciones (52) (53) y (54) son denominadas como la ec. de Merkel, en la cual intervienen las condiciones termodinámicas del proceso de enfriamiento, así como, las características del diseño de la torre.

Los subíndices 1 y 2 en la integral se refieren a las condiciones de entrada y salida de la torre.

CAPITULO IV

DISEÑO TERMICO AUXILIADO  
POR COMPUTADORA .

## DISEÑO TERMICO AUXILIADO POR COMPUTADORA.

## METODOLOGIA GENERAL Y PROCEDIMIENTO DE CALCULO.

En el diseño de las torres de enfriamiento, cualquiera que sea su tipo, es común encontrar que se recurre a gráficas y nomogramas para este fin, sin embargo, frecuentemente no es fácil conseguir este tipo de información y su comprensión a menudo no resulta sencilla, debido a que tienen parámetros extraños que únicamente maneja un fabricante en particular, y de esta forma, cada diseñador puede tener un método distinto de evaluar los parámetros de diseño.

Uno de los objetivos de este trabajo es recopilar la mayor cantidad de información sobre el diseño de torres de enfriamiento de tiro natural y en base a esto, estructurar todos los parámetros en un programa de computadora para evitar la recurrencia a información difícil de conseguir y obtener resultados en la forma más rápida posible.

En este caso en particular, el programa está constituido por un programa principal, una subrutina y un archivo de datos; el lenguaje de programación utilizado es BASIC, debido a su sencillez de manejo. El programa es el que calculará empaque, diámetros, alturas y la geometría general de la torre, así como, gastos de agua-aire, cambios de densidad, entalpía y humedad de la mezcla, etc.; la subrutina calculará el factor de torre, que es uno de los principales parámetros en una torre; el archivo de datos contiene los datos de temperaturas, humedad, presión y entalpía de cambio de fase para cada uno de los 14 sitios donde se localizan centrales termoeléctricas en el país, debido a que otro objetivo es determinar si este tipo de torres es adecuado para México.

A continuación se procede a la descripción, en orden, del algoritmo de cálculo para la evaluación de los parámetros de diseño fundamentales en el desarrollo de una torre de enfriamiento de tiro natural.

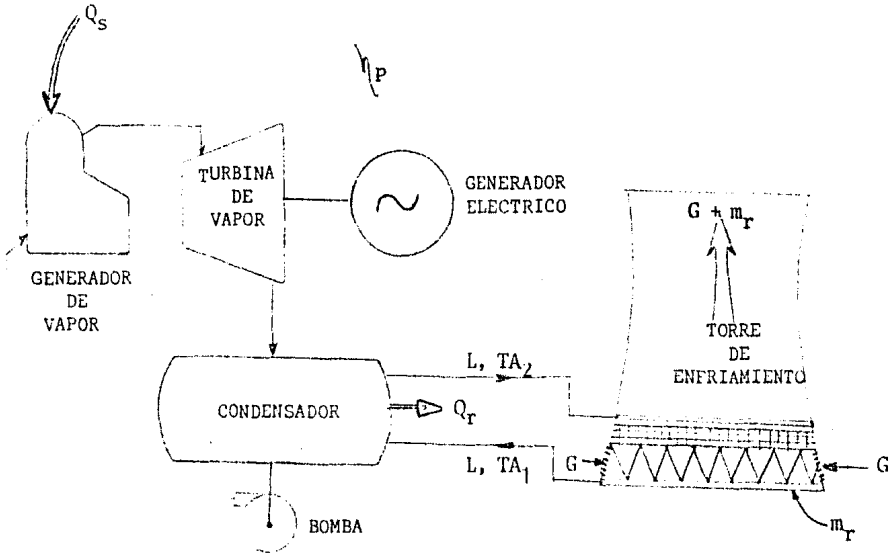


fig.19 Diagrama de una Planta Termoeléctrica.

-Cálculo del gasto de agua (L).- A partir de la potencia generada en la planta y la eficiencia de esta, que son datos conocidos, se hace un balance térmico en el condensador Fig.(19) de la siguiente manera:

La energía total suministrada ( $Q_s$ ) será:

$$Q_s = \frac{CAP}{\eta_p} \quad (55)$$

donde: CAP = potencia generada (KW)  
 $\eta_p$  = eficiencia de la planta

por otra parte sabemos que la capacidad de una planta está dada por:

$$Q_s - Q_r = CAP \quad (56)$$

por lo tanto el calor rechazado ( $Q_r$ ) y suponiendo que todo esto se disipa en el condensador, será:

$$Q_r = Q_s - CAP \quad (57)$$

Haciendo el balance térmico en el condensador tenemos:

$$Q_r = L C_p ( TA_2 - TA_1 ) \quad ( 58 )$$

donde: L = flujo de agua (kg/s)

$C_p$  = calor específico del agua (kJ/kg K)

$TA_2$  = temperatura del agua caliente ( $^{\circ}C$ )

$TA_1$  = temperatura del agua fría ( $^{\circ}C$ )

como sabemos el rango (R) de la torre se define como la diferencia de temperaturas entre el agua caliente y le agua fría, entonces:

$$R = TA_2 - TA_1 \quad ( 59 )$$

sustituyendo la ecuación (59) en (58) y despejando L:

$$L = \frac{Q_r}{C_p R} \quad ( 60 )$$

-Cálculo del gasto de aire (G).- Para obtener este parámetro se representa la torre de enfriamiento como una "caja negra" a la que entra aire seco y agua caliente y sale agua fría y aire saturado o semisaturado a una temperatura mayor que la del aire de entrada. Consideremos la Fig. (40) para hacer el balance térmico correspondiente:

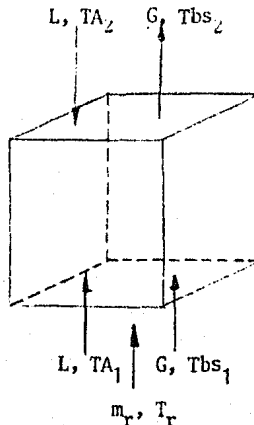


fig20 Esquema que representa los flujos de agua y aire en un relleno a contraflujo.

$$QG_1 + LC_p TA_2 + m_r C_p T_r = QG_2 + LC_p TA_1 \quad (61)$$

donde:  $m_r$  = masa de agua de repuesto (kg/s)

$T_r$  = temperatura del agua de repuesto ( $^{\circ}\text{C}$ )

$QG_1$  = energía del aire a la entrada (kJ/s)

$QG_2$  = energía del aire a la salida del relleno (kJ/s)

La cantidad de agua de repuesto se puede evaluar mediante la expresión :

$$m_r = G(\omega_2 - \omega_1) \quad (62)$$

donde:  $\omega_2$  = humedad absoluta a la salida del empaque ( $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aire}}$ )

$\omega_1$  = humedad absoluta a la entrada del empaque ( $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{aire}}$ )

La energía que contiene el aire se obtiene como:

$$QG_1 = G( C_{pa} T_{bs_1} + \omega_1 h_{fg1} ) \quad (63)$$

$$QG_2 = G( C_{pa} T_{bs_2} + \omega_2 h_{fg2} ) \quad (64)$$

donde:  $C_{pa}$  = calor específico del aire (kJ/kg k)

$T_{bs_1}$  = temperatura de bulbo seco del aire a la entrada ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{bs_2}$  = temperatura de bulbo seco del aire a la salida ( $^{\circ}\text{C}$ )

$h_{fg1}$  = entalpía de transformación del aire a la entrada (kJ/kg)

$h_{fg2}$  = entalpía de transformación del aire a la salida (kJ/kg)

Combinando las ecuaciones (61), (62), (63) y (64) y despejando G:

$$G = \frac{L C_p (-R)}{(Qa_1 - Qa_2 + (\omega_2 - \omega_1) C_p T_r)} \quad (65)$$

donde:  $Qa_1 = C_{pa} T_{bs_1} + \omega_1 h_{fg1}$  (kJ/kg) (66)

$Qa_2 = C_{pa} T_{bs_2} + \omega_2 h_{fg2}$  (kJ/kg) (67)

-Cálculo de la humedad absoluta del aire.- Recordando los conceptos estudiados en el capítulo de Psicrometría, sabemos que  $\omega$  depende de la presión parcial del vapor y la humedad relativa. La presión parcial del

vapor se calcula como sigue:

$$P_v = \phi P_{sm} \quad (68)$$

donde:  $\phi$  = humedad relativa

$P_{sm}$  = presión media de saturación (Pa), esta presión se obtiene de las tablas de vapor con la  $T_{bh}$ .

Una vez calculada la presión de vapor se puede obtener la humedad absoluta con la expresión:

$$\omega = \frac{0.622 P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (69)$$

donde:  $P_{atm}$  = presión atmosférica corregida por altura sobre el nivel del mar, y se calcula mediante:

$$P_{atm} = 1.01 \text{ E}05 \exp(-am) \quad (\text{Pa}) \quad (70)$$

donde:  $a = -9.742 \text{ E-}05 \text{ (m}^{-1}\text{)}$

$m$  = altura sobre el nivel del mar (m)

La humedad absoluta deberá calcularse en la entrada con las condiciones del medio ambiente, mientras que en la salida se debe suponer que el aire está saturado.

-Cálculo del factor de torre (Funcionamiento del programa APROX).-  
En el diseño de una torre de enfriamiento la mayor dificultad consiste en la evaluación de la ecuación de Merkel (ecs. (52), (53) y (54)).

El valor de la integración de esta ecuación, para una serie dada de condiciones, es llamado el número de unidades de torre, a partir del cual se obtiene el número de unidades de transferencia (NTU), que es una medida del grado de dificultad del problema de transferencia de masa y energía.

Sin embargo, esta ecuación no es suficiente por sí misma para ofrecer una solución matemática del problema directamente. El procedimiento usual es integrarla en conexión directa con el balance de energía expresado por:



$$Gdh = LC_p dt \quad (71)$$

El diagrama de enfriamiento está representado en la figura(21)

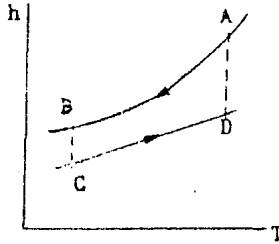


fig.21 Diagrama de enfriamiento.

Este diagrama representa la entrada de agua por la parte superior -- del relleno, a una temperatura  $TA_2$ , y está rodeada por una película interfacial que se considera está saturada con vapor de agua a la temperatura -- de la masa de agua (punto A). El agua se enfría hasta una temperatura  $TA_1$ , mientras que la entalpía de la película sigue la curva de saturación hasta el punto B. El aire penetra por la base de la torre con una temperatura --  $t_1$ , con entalpía correspondiente a ese punto. El calor removido al agua y añadido al aire aumenta la entalpía y la temperatura a lo largo de la línea CD, la cual tiene una pendiente igual a  $L/G$  y termina en un punto --- verticalmente debajo del punto A.

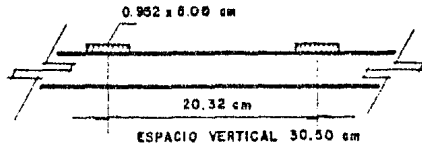
Para resolver este problema, se diseñó un programa, que toma una serie de valores a lo largo de la línea de saturación para que por medio de un método de integración numérica, aproximar la línea de saturación a un - polinomio de grado  $n$ , donde  $n$  puede ser cualquier número entero entre 1 y 10.

Este método elabora una matriz que representa un sistema de ecua--- ciones lineales, que al ser resuelto proporciona los coeficientes del polinomio, que después es integrado por el método denominado "Simpson 3/8", proporcionando de esta manera el área bajo la curva de saturación del a-- gua.

Inmediatamente después se pide al programa principal el valor de  $L/G$ ,

CARACTERISTICAS DE FUNCIONAMIENTO

EMPAQUE TIPO "B"



$$\frac{K_a V}{L}$$

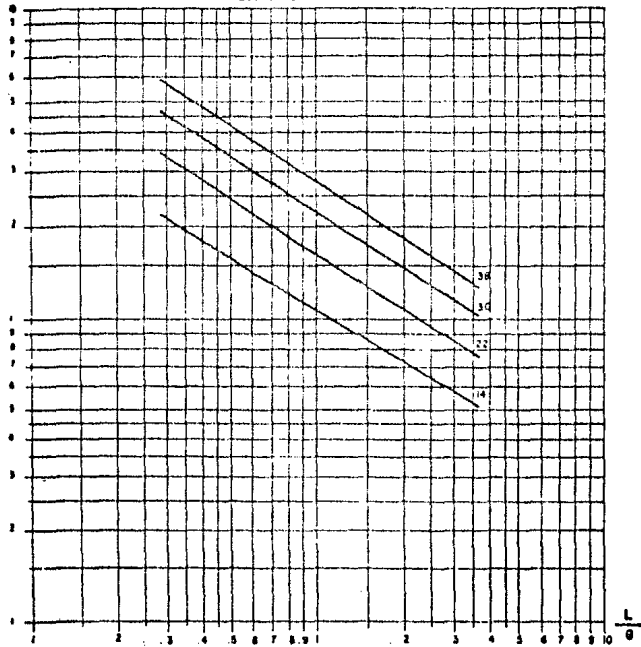


fig.22 Gráfica para obtener el factor de torre de un relleno de salpicadura.

CARACTERISTICA DE FUNCIONAMIENTO  
EMPAQUE TIPO "H"

2.225 cm X 2.225 cm

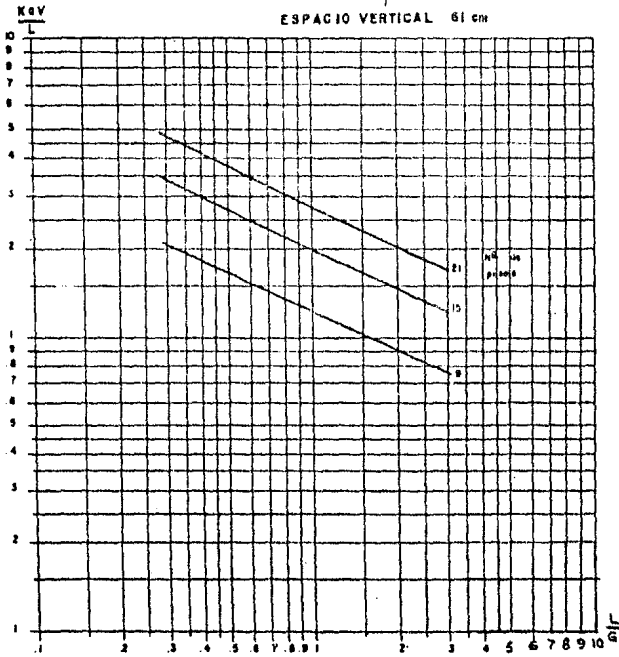
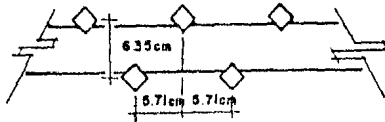


fig.23 Gráfica para obtener el factor de torre en un relleno de salpicadura.

y en base a esto y a los límites de integración, calcula el área existente debajo de la curva del aire, para posteriormente restarla al área anteriormente calculada, proporcionando de esta forma el número de unidades de torre o "factor de torre", y con este ya se puede diseñar la torre.

Sin embargo, una de las limitaciones es que para un mejor funcionamiento, el número de puntos sobre la línea de saturación debe oscilar entre 5 y 7, y el grado del polinomio entre 4 y 6 con objeto de no provocar una condición de sobreflujo en la computadora.

-Cálculo del número de unidades de torre y volumen del empaque.- Por las experiencias que los fabricantes han tenido el NTU, está dado por:

$$NTU = FT \cdot L \quad (72)$$

donde: FT = factor de torre

L = flujo de agua en galones por minuto.

De acuerdo a la experiencia el parámetro anteriormente calculado se puede relacionar con el volumen como sigue:

$$NTU = V/4 \quad (73)$$

donde: V = volumen de empaque ( $m^3$ )

aunque esta expresión es válida, el volumen se debe calcular de una forma más estricta, como si se tratara de un cilindro, desde luego afectado por ciertos valores los cuales representan espacios que no se llenan debido a tuberías, soportes o la geometría misma. Para los fines que se persiguen, se obtienen ambos volúmenes para obtener el valor más conveniente de tal forma que se optimice el empaque.

-Cálculo de las condiciones termodinámicas en el empaque.- Usando la ecuación de Merkel y haciendo los arreglos convenientes en su presentación se llega a la expresión:

$$\frac{h}{c_{pm}} (h_1 - h_2) dA = Lc_p dt = Gdh \quad (74)$$

donde:  $c_{pm}$  - calor específico del aire atmosférico

$h_g$  = coeficiente de transferencia de calor por convección

$\frac{h_g}{c_{pm} \rho} = k_g$  = coeficiente de transferencia de masa

$dA, dt$  y  $dh$  - son los cambios diferenciales de área, temperatura y entalpía, correspondientes, del flujo a través del empaque.

$h_1$  = entalpía del agua.

$h_a$  = entalpía del aire.

Por lo tanto, estos cambios se pueden cuantificar mediante las siguientes expresiones, que se obtienen también a partir de la ecuación de Merkel:

$$dT = \frac{(h_1 - h_a) h_g}{Lc_p c_{pm}} dA \quad (75)$$

$$dh = \frac{(h_1 - h_a) h_g}{G c_{pm}} dA \quad (76)$$

El cambio en la temperatura del aire debido a la transferencia de calor sensible del agua al aire es:

$$Gdh = h_g (T - t) dA \quad (77)$$

$$Gc_{pm} dt = h_g (T - t) dA \quad (78)$$

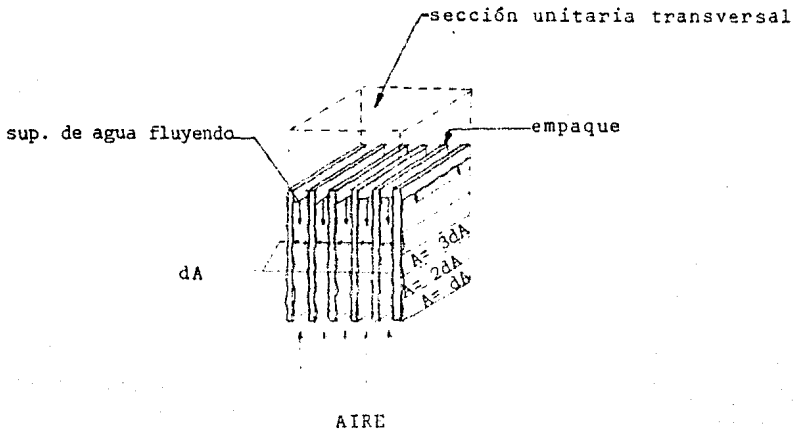
donde:  $t$  = temperatura del aire.

$dt$  = cambio diferencial de  $t$ .

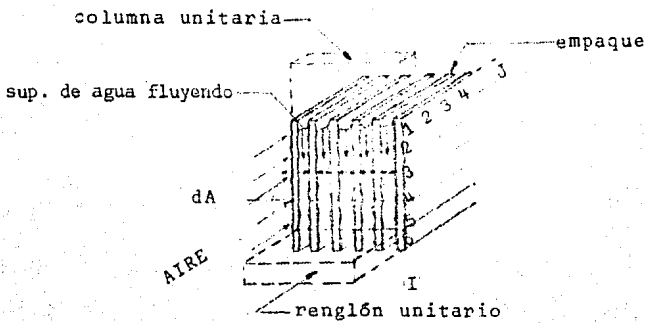
entonces:

$$dt = \frac{(T - t) h_g}{G c_{pm}} dA \quad (79)$$

Para evaluar estas condiciones en un modelo de contraflujo se empieza la parte inferior del relleno tomando la temperatura del agua fría deseada, así como la temperatura y entalpía del aire a la entrada, pudiendo así evaluar los cambios diferenciales  $dT, dh$  y  $dt$  con las ecuaciones arriba escritas. Ahora los nuevos valores para  $T, h$  y  $t$ , es decir, los del siguiente intervalo del empaque serán:



(a) ESQUEMA DE CONTRAFLUJO



(b) ESQUEMA DE FLUJO CRUZADO.

$$T_{A+dA} = T_A + dT \quad (80)$$

$$t_{A+dA} = t_A + dt \quad (81)$$

$$h_{A+dA} = h_A + dh \quad (82)$$

Debido a que se analiza el empaque de abajo hacia arriba en la rutina de cálculo, se deberá fijar un número conveniente de incrementos para obtener resultados con un buen grado de exactitud.

Una propiedad que debe conocerse es la entalpía de la mezcla aire-vapor de agua, la cual es posible evaluar con la ecuación:

$$h_m = 0.24T_j + (1061 + 0.44T_j)\omega_j \quad (83)$$

donde:  $T_j$  = temperatura de bulbo húmedo para cada incremento de área en el relleno.

$\omega_j$  = humedad absoluta de la mezcla en cada punto del relleno.

Esta última expresión se maneja con unidades del Sistema Inglés.

-Cálculo del área de flujo.- Una vez determinadas las condiciones de temperatura y entalpía de la mezcla y el aire a través de todo el relleno, es posible determinar el área de flujo en la base del tiro.

Esta área es una función de la superficie total de tranfe

rencia de calor, que está directamente relacionada con el tipo de empaque y las características particulares de cada uno de ellos.

El area de flujo por unidad de sección transversal se obtiene por medio de la expresión:

$$\frac{h_G A}{L C_{p,m}} = FT \quad (84)$$

Utilizando las propiedades en unidades inglesas y h dada por la siguiente expresión semi-empírica (F14) para empaque de tipo placas paralelas, se tiene que:

$$h_G = \frac{C_{p,m} C_f G}{2 + 71.6 C_f (L/G)^{-0.25}} \quad (85)$$

donde:  $C_f$  = coeficiente de fricción en el relleno, y se calcula por:

$$C_f = 0.0192(L/G)^{0.5} \quad (86)$$

despejando de la ecuación (84), el area queda:

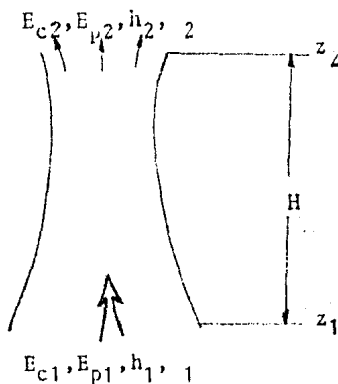
$$A = \frac{FT L C_{p,m}}{h_G} \quad (87)$$

en unidades del Sistema Inglés, se obtiene el area en pies cuadrados.



-Cálculo del tiro de la torre.- Suponiendo que el tiro -- tiene forma hiperbólica, como se muestra en la figura(25) y conociendo las características del fluido a la entrada, es posible aplicar las ecuaciones de energía y Bernoulli para conocer la geometría exacta de la torre.

fig. 25



Aplicando la ecuación de conservación de la energía y suponiendo un proceso adiabático se tiene que:

$$E_{c1} + E_{p1} + h_1 = E_{c2} + E_{p2} + h_2 + Q \quad (88)$$

$$\frac{V_1^2}{2} + z_1 g + h_1 = \frac{V_2^2}{2} + z_2 g + h_2 \quad (89)$$

donde:  $E_{ci}$  = Energía cinética  $i=1,2$

$E_{pi}$  = Energía potencial

$h_i$  = Entalpía

$Q$  = Energía en forma de calor

$V_i$  = velocidad de la mezcla, la cual a la entrada se calcula mediante la expresión:

$$V = G/(\rho_m A) \quad (90)$$

siendo:  $\rho_m$  = densidad de la mezcla ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )

$A$  = area en la base del tiro ( $\text{m}^2$ ).

en la expresión (89) se conocen todos los parámetros, excepto  $V_2$ , que es la velocidad de descarga, o bien, si seccionáramos la altura total de la torre en varios intervalos,  $V_2$  sería la velocidad a la salida de cada intervalo, evaluándose como sigue:

$$V_2 = (2(h_1 - h_2) + V_1^2 - 2(z_2 - z_1)g)^{1/2} \quad (91)$$

Para calcular la altura del tiro ( $H$ ), se debe tener en cuenta que el flujo de la mezcla solo tendrá lugar cuando la diferencia de presión hidrostática causada por la diferencia de densidad entre el aire caliente y húmedo del interior de la torre y el aire frío y seco del exterior sea igual a la pérdida de presión que tendrá la corriente de aire al fluir por el interior del tiro de la torre, en ausencia de diferencias de presión hidrostática.

Lo arriba escrito se puede expresar matemáticamente mediante la igualdad:

$$gH\Delta\rho = N_V \frac{1}{2} \frac{[G]^2}{\rho_m A} \quad (92)$$

donde:  $\Delta\rho$  = diferencia de densidades entre la mezcla y el aire del medio ambiente

= densidad atmosférica

$N_v$  = coeficiente total de pérdidas de presión dinámica

en la ecuación (92) todos los términos son conocidos, excepto la altura del tiro (H), por lo tanto se despeja de esta ecuación:

$$H = \frac{N_v}{2g \rho_a \Delta \rho} \left[ \frac{G}{A} \right]^2 \quad (93)$$

Desde luego, el proceso de cálculo de la velocidad de -- descarga y la altura de tiro son iterativos, ya que, uno es -- función de otro, como se puede observar en las ecuaciones (90), (91) y (93), por esta razón se calcula o supone el valor de uno de los dos y se obtiene el del otro. Con este último valor se corrige el primero y así sucesivamente hasta llegar a una -- determinada exactitud.

Si se evalúan las ecuaciones en la forma anteriormente -- descrita, se pueden obtener valores convenientes de H, pero en cambio, la velocidad de descarga resultará excesivamente grande (alrededor de 400 m/s).

Por tal razón se procede a limitarla de forma que se ob-- tengan velocidades semejantes a las recomendadas por los fabri-- cantes de torres.

Aparte de los problemas de arrastre que ocasiona una velo

cidad grande, se encuentran el impacto al medio ambiente y el de diseño de la geometría del perfil del tiro, ya que a estas velocidades corresponden diámetros muy pequeños.

Para evitar estos inconvenientes se considera que la diferencia de los cuadrados de la energía cinética varía en forma lineal dentro de la torre, aumentando desde la entrada de aire hasta la garganta y disminuyendo de la garganta a la salida de el difusor.

La experiencia de los fabricantes indica que el diámetro de la garganta debe caer en un rango que comprende desde 0.55 hasta 0.65 veces la dimensión del diámetro de la base. Conociendo entonces la velocidad de entrada del aire y el diámetro de la base, puede en consecuencia calcularse la velocidad de la mezcla en la garganta.

También se recomienda que la altura de la garganta sea aproximadamente de 0.75 a 0.85 de la altura total de la torre, por lo que conocido esto, el diseño se facilita enormemente y en consecuencia es posible dividirla en un número finito de "rebanadas" en las cuales se pueda calcular la energía cinética, y por lo tanto la velocidad. El programa de cálculo toma una cifra de 0.8 de la altura total y esta espacio lo divide en 20 "rebanadas" dentro de las cuales calcula la energía cinética como:

$$E_c = 1/2 V^2 \quad (94)$$

Calculando al diferencia de energía cinética existente en tre la garganta y la entrada en un caso, y entre la garganta y la salida en el otro, esta diferencia de energías se divide entre el número de rebanadas y en cada una es sumada, o restada, según sea el caso, el incremento correspondiente de energía, una vez hecho esto, el cálculo de la velocidad y la sección es sencillo.

-Cálculo de pérdidas de presión.- Se obtienen mediante el uso de ecuaciones experimentales, o bien, ecuaciones empíricas que se originan debido a la experiencia de los fabricantes. El factor  $N_v$  representa un número total de pérdidas de presión dinámica y puede ser expresado como la suma de 6 términos:

$$N_v = N_{v,in} + N_{v,out} + N_{v,p} + N_{v,elim} + N_{v,sp} + N_{v,col} \quad (95)$$

donde:  $N_{v,in}$  = pérdidas en la entrada del aire

$N_{v,out}$  = pérdidas a la salida del tiro

$N_{v,p}$  = pérdidas en el empaque

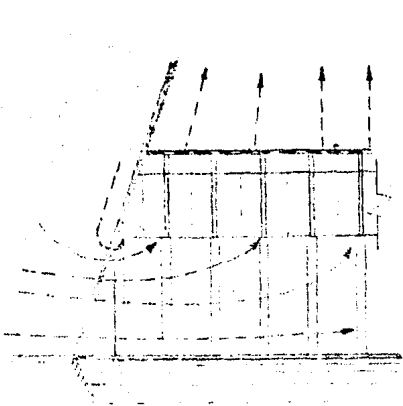
$N_{v,elim}$  = pérdidas en los eliminadores de arrastre

$N_{v,sp}$  = pérdidas por rocío

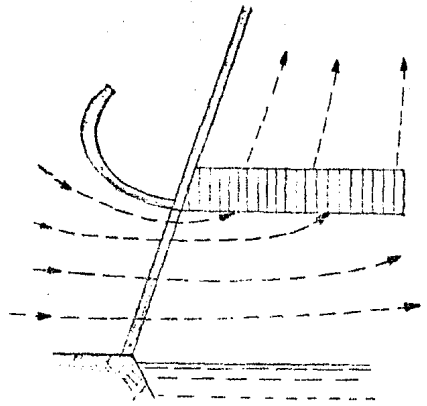
$N_{v,col}$  = pérdidas debidas a soportes, tuberías, columnas,  
etc.

todas estas pérdidas se expresan en presión dinámica del aire.

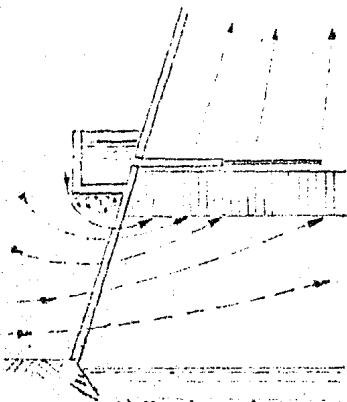
A continuación se hace una breve explicación de la evaluación de cada uno de los factores de pérdida antes mencionados.



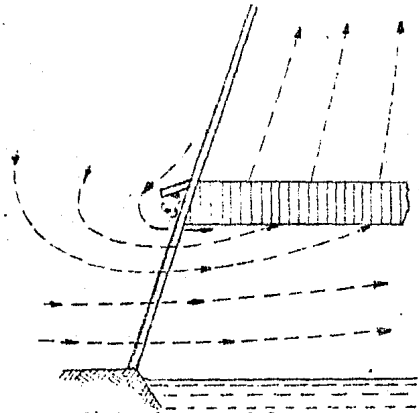
a) Configuración normal.



b) Entrada de aire redondeada.



c) Uso de conducto externo.



d) Uso de placa deflectora.

fig. 26 Diversos arreglos para reducir el factor de pérdidas a la entrada del aire.

-  $N_{v,in}$  - este es un parámetro muy difícil de evaluar por cuatro razones principales:

1) En cualquier contracción brusca en el flujo de un fluido se forma una vena contracta en la entrada del aire y la velocidad correspondiente de este, aumenta considerablemente.

2) De una forma simplificada se puede decir que el aire a la entrada forma un ángulo de  $90^\circ$  con respecto a su trayectoria inicial, y por lo tanto hay una pérdida de presión dinámica, como si se tratara de un codo de tubería.

3) La distribución del flujo de aire a través de la sección transversal de la torre, no es realmente uniforme.

4) Con empaques de salpicadura, el empaque ocupa una parte del espacio destinado a la entrada del aire y por lo tanto, tiene influencia en el flujo.

Sin embargo, es razonable esperar que  $N_{v,in}$  variará linealmente con la razón  $(d_1/z_1)^2$  y se puede calcular como:

$$N_{v,in} = c_1 + c_2 r^{-2} \quad (96)$$

donde:  $r = z_1/d_1$

$c_1$  y  $c_2$  = constantes empíricas basadas en diseños particulares, y según estudios de Rish (r.4) se pueden tomar como 2 y 0.030, respectivamente, siendo apropiados estos valores.

-  $N_{v,out}$  - Es la pérdida debida a la divergencia del tiro

a partir de la garganta hacia la salida, ya que el tiro diverge desde la garganta como un difusor, usualmente esta pérdida es pequeña y puede expresarse como:

$$N_{v,out} = c_3 s^{-4} \quad (97)$$

donde:  $s = d_{th}/d_1$ , siendo  $d_{th}$  el diámetro interno de la garganta

$d_1$  = diámetro de la base

$c_3$  = constante empírica que en ausencia de otra información, puede ser tomada como unitaria.

-  $N_{v,p}$ .- Esta pérdida es ocasionada directamente por el empaque, dependiendo de la geometría, ancho, largo, profundidad y cantidad de empaque. Por lo tanto surge un parámetro geométrico llamado  $t$ , definido por:

$$t = \frac{\text{volumen total empaçado}}{(z_2 - z_1) (\pi/4) d_1^2} \quad (98)$$

el numerador representa el volumen realmente empaçado, y el divisor lo que se podría empaçar si no existieran dificultades al colocar el empaque, como son las que representan la estructura de la torre, las tuberías, las columnas, etc. Por esta razón, para una torre totalmente empaçada  $t=1$ ; siendo un valor conveniente  $t=0.96$ .

La velocidad del aire a través del empaque varía inversamente proporcional a  $t$  y a la presión dinámica, inversamente con  $t^2$ . Entonces  $N_{v,p}$  se puede expresar como:



$$N_{V,p} = c_4 t^{-2} \quad (99)$$

donde:

$$c_4 = N'_{V,p} (z_2 - z_1) \quad (100)$$

$N'_{V,p}$  - es un valor empírico que depende de la velocidad del aire a través del empaque, la experiencia recomienda que para una velocidad de 0.912 m/s y un flujo de agua de 1.365 Kg/sm<sup>2</sup>,  $N'_{V,p} = 12.17 \text{ m}^{-1}$ ; si la velocidad aumenta al doble entonces  $N'_{V,p} = 10.85$ ; pero si el flujo de agua aumenta al doble,  $N'_{V,p} = 15.79$ .

$N_{V,elim}$  - en una torre totalmente empacada ( $t \geq 1$ ), esta pérdida se simplifica a evaluar la pérdida dinámica de presión que ocasiona el flujo cuando pasa a través del eliminador, siendo posible evaluarla con pruebas en túnel de viento. En el eliminador, el flujo induce una pérdida semejante a la que tiene lugar cuando entra al empaque y por lo tanto esta pérdida se considera que varía inversamente a  $t^2$ , entonces se puede expresar como:

$$N_{V,elim} = c_5 t^{-2} \quad (101)$$

donde:  $c_5$  - es un número de pérdida de presión dinámica en el eliminador, basado en la velocidad local del aire. Los valores que se pueden esperar en las pruebas y que, por lo tanto son recomendadas están en el rango de 2-4.

$N_{V,sp}$  - La contribución del rocío (spray) a la pérdida total de presión es claramente dependiente del diseño particu-

lar del empaque y es difícil de predecirlo, sin embargo, en el análisis de una torre pequeña con empaque de película, construido en asbesto-cemento, se obtuvo la siguiente expresión:

$$N_{V,sp} = 0.526(z_f + 1.22)(L/G)^{1.32} \quad (102)$$

donde  $z$  está en metros. Se puede esperar que  $N_{V,sp} = 9.6$  para  $L/G = 2$

$N_{V,col}$  - este valor depende totalmente del diseño de detalle y se extiende a pérdidas debidas a columnas, tuberías y a cualquier otro factor que no se haya contemplado. Un valor entre 2 y 6 puede ser recomendable después de haber hecho las consideraciones necesarias.

Como ya se dijo anteriormente, con las ecuaciones 90 y 91 es posible evaluar las velocidades en cada sección del tiro y con la densidad y gasto de la mezcla, que ya son datos conocidos, se aplica la ecuación de la continuidad para obtener las áreas de flujo a través del tiro; sin embargo, de esta forma la velocidad crece a valores muy grandes (500 m/s), con lo cual habría problemas de arrastre de partículas, incrementando la pérdida de agua considerablemente. Además, el perfil de la torre semejaría una especie de embudo muy pronunciado, por este motivo se buscó la optimización de la geometría del perfil del tiro, tal que la energía provocada por el cambio de densidades sea suficiente para vencer el peso de la columna de aire del tiro y así dar lugar al flujo.

DIAGRAMA DE BLOQUES  
DEL PROGRAMA TORRES.

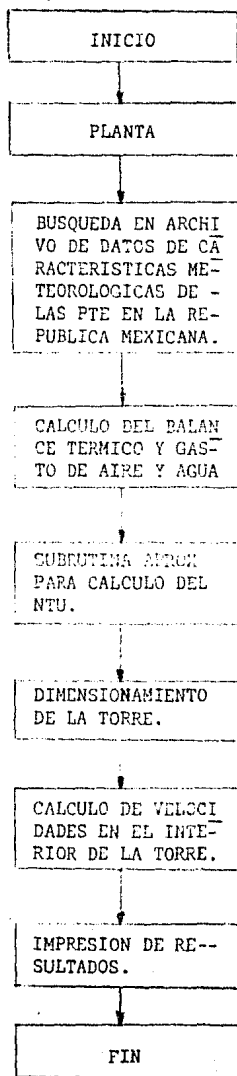
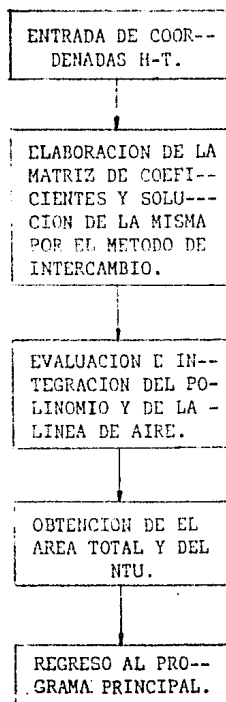


DIAGRAMA DE BLOQUES SUBROUTINA  
APROX.











```

1
2 665 I1=(O1)-(O1)+01
3 670 I1=(O1)-(O1)+01
4 675 I1=(O1)-(O1)+01
5 680 I1=(O1)-(O1)+01
6 685 I1=(O1)-(O1)+01
7 690 I1=(O1)-(O1)+01
8 695 I1=(O1)-(O1)+01
9 700 I1=(O1)-(O1)+01
10 705 I1=(O1)-(O1)+01
11 710 I1=(O1)-(O1)+01
12 715 I1=(O1)-(O1)+01
13 720 I1=(O1)-(O1)+01
14 725 I1=(O1)-(O1)+01
15 730 I1=(O1)-(O1)+01
16 735 I1=(O1)-(O1)+01
17 740 I1=(O1)-(O1)+01
18 745 I1=(O1)-(O1)+01
19 750 I1=(O1)-(O1)+01
20 755 I1=(O1)-(O1)+01
21 760 I1=(O1)-(O1)+01
22 765 I1=(O1)-(O1)+01
23 770 I1=(O1)-(O1)+01
24 775 I1=(O1)-(O1)+01
25 780 I1=(O1)-(O1)+01
26 785 I1=(O1)-(O1)+01
27 790 I1=(O1)-(O1)+01
28 795 I1=(O1)-(O1)+01
29 800 I1=(O1)-(O1)+01
30 805 I1=(O1)-(O1)+01
31 810 I1=(O1)-(O1)+01
32 815 I1=(O1)-(O1)+01
33 820 I1=(O1)-(O1)+01
34 825 I1=(O1)-(O1)+01
35 830 I1=(O1)-(O1)+01
36 835 I1=(O1)-(O1)+01
37 840 I1=(O1)-(O1)+01
38 845 I1=(O1)-(O1)+01
39 850 I1=(O1)-(O1)+01
40 855 I1=(O1)-(O1)+01
41 860 I1=(O1)-(O1)+01
42 865 I1=(O1)-(O1)+01
43 870 I1=(O1)-(O1)+01
44 875 I1=(O1)-(O1)+01
45 880 I1=(O1)-(O1)+01
46 885 I1=(O1)-(O1)+01
47 890 I1=(O1)-(O1)+01
48 895 I1=(O1)-(O1)+01
49 900 I1=(O1)-(O1)+01
50 905 I1=(O1)-(O1)+01
51 910 I1=(O1)-(O1)+01
52 915 I1=(O1)-(O1)+01
53 920 I1=(O1)-(O1)+01
54 925 I1=(O1)-(O1)+01
55 930 I1=(O1)-(O1)+01
56 935 I1=(O1)-(O1)+01
57 940 I1=(O1)-(O1)+01
58 945 I1=(O1)-(O1)+01
59 950 I1=(O1)-(O1)+01
60 955 I1=(O1)-(O1)+01
61 960 I1=(O1)-(O1)+01
62 965 I1=(O1)-(O1)+01
63

```

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63





```

1
2 3495 h=901 "00000 PAR DE INTERAGOS"201
3 3500 h=(10-h1)/41
4 3505 h=C=11=0
5 3510 r=0 (10-h1)
6 3515
7 3520 h=(10-h1)*50/100-00-00-00-00-00-00-00
8 3525 h=(10-h1)
9 3530 h=(10-h1)*(10-h1)
10 3535 h=10
11 3540 h=(10-h1)*(10-h1)
12 3545 h=10
13 3550 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-PARA 378"
14 3570 h=(10-h1)*(10-h1)
15 3575 h=(10-h1)
16 3580 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-PARA 378"
17 3585 h=(10-h1)*(10-h1)
18 3590 h=(10-h1)
19 3595 h=(10-h1)*(10-h1)
20 3600 h=10
21 3605 h=(10-h1)*(10-h1)
22 3610 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-PARA 378"
23 3615 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-PARA 378"
24 3620 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-PARA 378"
25 3625 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-PARA 378"
26 3630 h=(10-h1)*(10-h1)
27 3635 h=(10-h1)*(10-h1)
28 3640 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-PARA 378"
29 3645 h=(10-h1)
30 3650 h=(10-h1)
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63

```



|     |   |          |          |         |         |
|-----|---|----------|----------|---------|---------|
| 1   |   |          |          |         |         |
| 2   | 4   | 2.051243 | 2.577295 | 95.0911 | 7101.89 |
| 3   | 5   | 1.26405  | 2.611537 | 42.4486 | 6741.15 |
| 4   | 6   | 1.27685  | 2.63423  | 59.119  | 9376.57 |
| 5   | 7   | 1.48985  | 2.67301  | 16.0094 | 6032.87 |
| 6   | 8   | 1.76274  | 2.72378  | 50.2237 | 5834.37 |
| 7   | 9   | 1.7123   | 2.7076   | 66.3613 | 5619.59 |
| 8   | 10  | 2.12511  | 2.75054  | 54.843  | 5415.24 |
| 9   | 11  | 2.34052  | 2.78379  | 61.6662 | 5233.35 |
| 10  | 12  | 2.55173  | 2.81725  | 50.3615 | 5073.02 |
| 11  | 13  | 2.76674  | 2.85126  | 48.1971 | 4926.17 |
| 12  | 14  | 2.97435  | 2.88585  | 35.0934 | 4792.93 |
| 13  | 15  | 3.18219  | 2.92097  | 37.0657 | 4669.59 |
| 14  | 16  | 3.38987  | 2.9565   | 46.1006 | 4553.51 |
| 15  | 17  | 3.61771  | 2.99246  | 48.1934 | 4442.77 |
| 16  | 18  | 3.83555  | 3.02879  | 44.3371 | 4336.27 |
| 17  | 19  | 4.0434   | 3.06546  | 33.0055 | 4232.66 |
| 18  | 20  | 4.25072  | 3.10241  | 32.8712 | 4131.51 |
| 19  | 21  | 4.45809  | 3.13965  | 35.0725 | 4032.36 |
| 20  | 22  | 4.65345  | 3.17718  | 35.1199 | 3934.72 |
| 21  | 23  | 4.85018  | 3.21492  | 48.091  | 3838.17 |
| 22  | 24  | 5.04711  | 3.25294  | 37.1124 | 3742.74 |
| 23  | 25  | 5.24556  | 3.29124  | 48.051  | 3649.49 |
| 24  | 26  | 5.44449  | 3.32982  | 31.3197 | 3557.53 |
| 25  | 27  | 5.64385  | 3.36867  | 34.3356 | 3466.86 |
| 26  | 28  | 5.84364  | 3.40779  | 55.8095 | 3377.29 |
| 27  | 29  | 6.04389  | 3.44718  | 66.2795 | 3288.77 |
| 28  | 30  | 6.24463  | 3.48684  | 51.5023 | 3201.11 |
| 29  |   |          |          |         |         |
| 30  | ALURA Total de la Planta 20,125 174   |          |          |         |         |
| 31  | *****   |          |          |         |         |
| 32  | POTENCIA CON CORRIENTE DE 15 KV 11,1226 11,1226 11,1226 11,1226 11,1226 11,1226 |          |          |         |         |
| 33  | G = 117,341 11,1226 11,1226 11,1226 11,1226 11,1226                             |          |          |         |         |
| 34  | *****   |          |          |         |         |
| 35  | Cálculo de Corriente  |          |          |         |         |
| 36  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 37  | POTENCIA de la planta = 11,1226 Kw  |          |          |         |         |
| 38  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 39  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 40  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 41  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 42  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 43  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 44  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 45  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 46  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 47  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 48  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 49  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 50  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 51  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 52  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 53  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 54  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 55  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 56  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 57  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 58  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 59  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 60  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 61  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 62  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 63  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 64  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 65  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 66  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 67  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 68  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 69  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 70  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 71  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 72  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 73  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 74  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 75  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 76  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 77  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 78  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 79  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 80  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 81  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 82  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 83  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 84  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 85  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 86  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 87  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 88  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 89  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 90  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 91  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 92  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 93  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 94  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 95  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 96  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 97  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 98  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 99  | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |
| 100 | Energía de la planta = 20,125 174 Kw  |          |          |         |         |



```

1 0FFG2= 2496.7 1n2= 49
2 *****
3 CALCULO DE PUNTO
4 INICIAL DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
5 PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
6 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
7 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
8 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
9 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
10 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
11 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
12 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
13 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
14 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
15 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
16 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
17 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
18 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
19 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
20 SUBSTITUCION DE UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
21 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
22 EN UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
23 CORRECCION DE UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
24 A 0 = 23.7100
25 A 1 = 2.9700
26 A 2 = -1.1200
27 A 3 = -1.2700
28 A 4 = -1.1300
29 A 5 = -1.1300
30 A 6 = -1.1300
31 AREA DE UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
32 VOLUMEN DE UN PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
33 V1 = 300.10
34 A1 = 15000.0
35 AREA DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
36 VOLUMEN DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
37 VOLUMEN DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
38 AREA DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
39 AREA DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
40 AREA DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
41 O1 = 15000.0
42 E1 = 1.1000
43 E2 = 1.1000
44 I1 = 100.00
45 O2 = 300.00
46 R1 = 1.1000
47 R2 = 1.1000
48 C1 = 300.00
49 V1 = 2.0000
50 V2 = 2.0000
51 N1 = 42.2000
52 AREA DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
53 C1 = 300.00
54 AREA DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
55 AREA DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
56 AREA DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
57 AREA DEL PUNTO DE UN SISTEMA DE PUNTO EN UN PUNTO DE
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100

```





|     |   |                                  |  |  |
|-----|---|----------------------------------|--|--|
| 1   |   |                                  |  |  |
| 2   | V1= 3500.00 1.11831                                   |                                  |  |  |
| 3   | A1= 13500   |                                  |  |  |
| 4   | ALICUA DEL EMPLEADO= 311.132 111001                   | ALICUA DEL EMPLEADO= 34.9390 101 |  |  |
| 5   | ALICUA DEL EMPLEADO= 114120.00                        | ALICUA DEL EMPLEADO= 100.944 113 |  |  |
| 6   |   |                                  |  |  |
| 7   | AFR DE SECCION DE EMPLEADO= 135000 111001 1204741 001 |                                  |  |  |
| 8   | AFR DE SECCION DE EMPLEADO= 120.000 111               |                                  |  |  |
| 9   | ALICUA DE EMPLEADO DEL AFR= 120.000 101               |                                  |  |  |
| 10  | DA= 13500   |                                  |  |  |
| 11  | EA EL CICLO 1   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 12  | EA EL CICLO 2   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 13  | EA EL CICLO 3   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 14  | EA EL CICLO 4   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 15  | EA EL CICLO 5   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 16  | EA EL CICLO 6   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 17  | EA EL CICLO 7   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 18  | EA EL CICLO 8   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 19  | EA EL CICLO 9   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 20  | EA EL CICLO 10  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 21  | EA EL CICLO 11  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 22  | EA EL CICLO 12  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 23  | EA EL CICLO 13  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 24  | EA EL CICLO 14  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 25  | EA EL CICLO 15  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 26  | EA EL CICLO 16  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 27  | EA EL CICLO 17  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 28  | EA EL CICLO 18  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 29  | EA EL CICLO 19  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 30  | EA EL CICLO 20  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 31  | EA EL CICLO 21  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 32  | EA EL CICLO 22  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 33  | EA EL CICLO 23  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 34  | EA EL CICLO 24  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 35  | EA EL CICLO 25  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 36  | EA EL CICLO 26  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 37  | EA EL CICLO 27  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 38  | EA EL CICLO 28  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 39  | EA EL CICLO 29  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 40  | EA EL CICLO 30  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 41  | EA EL CICLO 31  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 42  | EA EL CICLO 32  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 43  | EA EL CICLO 33  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 44  | EA EL CICLO 34  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 45  | EA EL CICLO 35  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 46  | EA EL CICLO 36  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 47  | EA EL CICLO 37  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 48  | EA EL CICLO 38  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 49  | EA EL CICLO 39  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 50  | EA EL CICLO 40  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 51  | EA EL CICLO 41  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 52  | EA EL CICLO 42  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 53  | EA EL CICLO 43  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 54  | EA EL CICLO 44  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 55  | EA EL CICLO 45  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 56  | EA EL CICLO 46  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 57  | EA EL CICLO 47  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 58  | EA EL CICLO 48  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 59  | EA EL CICLO 49  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 60  | EA EL CICLO 50  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 61  | AFR DE SECCION DE EMPLEADO= 135000 111001 1204741 001 |                                  |  |  |
| 62  | AFR DE SECCION DE EMPLEADO= 120.000 111               |                                  |  |  |
| 63  | ALICUA DE EMPLEADO DEL AFR= 120.000 101               |                                  |  |  |
| 64  | DA= 13500   |                                  |  |  |
| 65  | EA EL CICLO 1   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 66  | EA EL CICLO 2   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 67  | EA EL CICLO 3   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 68  | EA EL CICLO 4   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 69  | EA EL CICLO 5   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 70  | EA EL CICLO 6   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 71  | EA EL CICLO 7   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 72  | EA EL CICLO 8   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 73  | EA EL CICLO 9   | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 74  | EA EL CICLO 10  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 75  | EA EL CICLO 11  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 76  | EA EL CICLO 12  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 77  | EA EL CICLO 13  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 78  | EA EL CICLO 14  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 79  | EA EL CICLO 15  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 80  | EA EL CICLO 16  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 81  | EA EL CICLO 17  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 82  | EA EL CICLO 18  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 83  | EA EL CICLO 19  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 84  | EA EL CICLO 20  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 85  | EA EL CICLO 21  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 86  | EA EL CICLO 22  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 87  | EA EL CICLO 23  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 88  | EA EL CICLO 24  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 89  | EA EL CICLO 25  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 90  | EA EL CICLO 26  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 91  | EA EL CICLO 27  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 92  | EA EL CICLO 28  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 93  | EA EL CICLO 29  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 94  | EA EL CICLO 30  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 95  | EA EL CICLO 31  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 96  | EA EL CICLO 32  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 97  | EA EL CICLO 33  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 98  | EA EL CICLO 34  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 99  | EA EL CICLO 35  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |
| 100 | EA EL CICLO 36  | ALICUA DE EMPLEADO 0.002928      |  |  |

```

1  HEOZ= 2100.7 1625 40
2  *****
3  CATEDRO DE 010005
4  CATEDRO DE 010005
5  CATEDRO DE 010005
6  *****
7  EL CATEDRO DE 010005 DE LA ESCUELA DE INGENIEROS POR EL CATEDRO ES = .170114E+07
8  L=1
9  L INGENIEROS DE 010005
10  H= 12.725 1625.127  H= 2715.7 1625.24
11  L= 10.127
12  L= 10.127
13  L= 10.127
14  L= 10.127
15  L= 10.127
16  L= 10.127
17  L= 10.127
18  L= 10.127
19  L= 10.127
20  L= 10.127
21  L= 10.127
22  L= 10.127
23  L= 10.127
24  L= 10.127
25  L= 10.127
26  L= 10.127
27  L= 10.127
28  L= 10.127
29  L= 10.127
30  L= 10.127
31  L= 10.127
32  L= 10.127
33  L= 10.127
34  L= 10.127
35  L= 10.127
36  L= 10.127
37  L= 10.127
38  L= 10.127
39  L= 10.127
40  L= 10.127
41  L= 10.127
42  L= 10.127
43  L= 10.127
44  L= 10.127
45  L= 10.127
46  L= 10.127
47  L= 10.127
48  L= 10.127
49  L= 10.127
50  L= 10.127
51  L= 10.127
52  L= 10.127
53  L= 10.127
54  L= 10.127
55  L= 10.127
56  L= 10.127
57  L= 10.127
58  L= 10.127
59  L= 10.127
60  L= 10.127
61  L= 10.127
62  L= 10.127
63  L= 10.127
64  L= 10.127
65  L= 10.127
66  L= 10.127
67  L= 10.127
68  L= 10.127
69  L= 10.127
70  L= 10.127
71  L= 10.127
72  L= 10.127
73  L= 10.127
74  L= 10.127
75  L= 10.127
76  L= 10.127
77  L= 10.127
78  L= 10.127
79  L= 10.127
80  L= 10.127
81  L= 10.127
82  L= 10.127
83  L= 10.127
84  L= 10.127
85  L= 10.127
86  L= 10.127
87  L= 10.127
88  L= 10.127
89  L= 10.127
90  L= 10.127
91  L= 10.127
92  L= 10.127
93  L= 10.127
94  L= 10.127
95  L= 10.127
96  L= 10.127
97  L= 10.127
98  L= 10.127
99  L= 10.127
100 L= 10.127

```

| 1  | 2  | 3  | 4   | 5   | 6   |
|----|----|----|-----|-----|-----|
| 7  | 8  | 9  | 10  | 11  | 12  |
| 13 | 14 | 15 | 16  | 17  | 18  |
| 19 | 20 | 21 | 22  | 23  | 24  |
| 25 | 26 | 27 | 28  | 29  | 30  |
| 31 | 32 | 33 | 34  | 35  | 36  |
| 37 | 38 | 39 | 40  | 41  | 42  |
| 43 | 44 | 45 | 46  | 47  | 48  |
| 49 | 50 | 51 | 52  | 53  | 54  |
| 55 | 56 | 57 | 58  | 59  | 60  |
| 61 | 62 | 63 | 64  | 65  | 66  |
| 67 | 68 | 69 | 70  | 71  | 72  |
| 73 | 74 | 75 | 76  | 77  | 78  |
| 79 | 80 | 81 | 82  | 83  | 84  |
| 85 | 86 | 87 | 88  | 89  | 90  |
| 91 | 92 | 93 | 94  | 95  | 96  |
| 97 | 98 | 99 | 100 | 101 | 102 |

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65 66 67 68 69 70 71 72 73 74 75 76 77 78 79 80 81 82 83 84 85 86 87 88 89 90 91 92 93 94 95 96 97 98 99 100

|     |   |   |   |   |   |
|-----|---|---|---|---|---|
| 1   | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 2   | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 3   | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 4   | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 5   | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 6   | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 7   | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 8   | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 9   | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 10  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 11  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 12  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 13  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 14  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 15  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 16  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 17  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 18  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 19  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 20  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 21  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 22  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 23  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 24  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 25  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 26  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 27  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 28  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 29  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 30  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 31  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 32  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 33  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 34  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 35  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 36  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 37  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 38  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 39  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 40  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 41  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 42  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 43  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 44  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 45  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 46  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 47  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 48  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 49  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 50  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 51  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 52  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 53  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 54  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 55  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 56  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 57  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 58  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 59  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 60  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 61  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 62  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 63  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 64  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 65  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 66  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 67  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 68  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 69  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 70  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 71  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 72  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 73  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 74  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 75  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 76  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 77  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 78  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 79  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 80  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 81  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 82  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 83  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 84  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 85  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 86  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 87  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 88  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 89  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 90  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 91  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 92  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 93  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 94  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 95  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 96  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 97  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 98  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 99  | A | 1 | 1 | 1 | 1 |
| 100 | A | 1 | 1 | 1 | 1 |





|    |  |  |  |
|----|--|--|--|
| 2  | A 3 = 414791-02  |  |  |
| 3  | A 4 = 421472-04  |  |  |
| 4  | A 5 = 415270-08  |  |  |
| 5  | A 6 = 421470-08  |  |  |
| 6  | AREA DE LA CIUDA = 1,721,77                            |  |  |
| 7  | VOLUMEN DE CEMENTO DE LA OBRA 5,290,35                 |  |  |
| 8  | VI = 1798,27 (1978)                                    |  |  |
| 9  | AI = 52707   |  |  |
| 10 | AGUIA DE LA OBRA = 1,721,77 (1978)                     |  |  |
| 11 | VOLUMEN AGUIA DE LA OBRA = 49,739                      |  |  |
| 12 | VOLUMEN DE CEMENTO DE LA OBRA = 5,290,35               |  |  |
| 13 | AREA DE BLOQUE DE LA OBRA = 4707 (1978) 5257,35 (1978) |  |  |
| 14 | DIAGONAL DE LA OBRA = 100,00 (1978)                    |  |  |
| 15 | ALICATA DE LA OBRA = 10,00 (1978)                      |  |  |
| 16 | DI = 49,739  |  |  |
| 17 | EA LL CICO = 1   |  |  |
| 18 | EA RD CICO = 2   |  |  |
| 19 | EA LL CICO = 3   |  |  |
| 20 | EA LL CICO = 4   |  |  |
| 21 | EA LL CICO = 5   |  |  |
| 22 | EA LL CICO = 6   |  |  |
| 23 | EA LL CICO = 7   |  |  |
| 24 | EA LL CICO = 8   |  |  |
| 25 | EA LL CICO = 9   |  |  |
| 26 | EA LL CICO = 10  |  |  |
| 27 | EA LL CICO = 11  |  |  |
| 28 | EA LL CICO = 12  |  |  |
| 29 | EA LL CICO = 13  |  |  |
| 30 | EA LL CICO = 14  |  |  |
| 31 | EA LL CICO = 15  |  |  |
| 32 | EA LL CICO = 16  |  |  |
| 33 | EA LL CICO = 17  |  |  |
| 34 | EA LL CICO = 18  |  |  |
| 35 | EA LL CICO = 19  |  |  |
| 36 | EA LL CICO = 20  |  |  |
| 37 | EA LL CICO = 21  |  |  |
| 38 | EA LL CICO = 22  |  |  |
| 39 | EA LL CICO = 23  |  |  |
| 40 | EA LL CICO = 24  |  |  |
| 41 | EA LL CICO = 25  |  |  |
| 42 | EA LL CICO = 26  |  |  |
| 43 | EA LL CICO = 27  |  |  |
| 44 | EA LL CICO = 28  |  |  |
| 45 | EA LL CICO = 29  |  |  |
| 46 | EA LL CICO = 30  |  |  |
| 47 | EA LL CICO = 31  |  |  |
| 48 | EA LL CICO = 32  |  |  |
| 49 | EA LL CICO = 33  |  |  |
| 50 | EA LL CICO = 34  |  |  |
| 51 | EA LL CICO = 35  |  |  |
| 52 | EA LL CICO = 36  |  |  |
| 53 | EA LL CICO = 37  |  |  |
| 54 | EA LL CICO = 38  |  |  |
| 55 | EA LL CICO = 39  |  |  |
| 56 | EA LL CICO = 40  |  |  |
| 57 | EA LL CICO = 41  |  |  |
| 58 | EA LL CICO = 42  |  |  |
| 59 | EA LL CICO = 43  |  |  |
| 60 | EA LL CICO = 44  |  |  |
| 61 | EA LL CICO = 45  |  |  |
| 62 | EA LL CICO = 46  |  |  |
| 63 | EA LL CICO = 47  |  |  |
| 64 | EA LL CICO = 48  |  |  |
| 65 | EA LL CICO = 49  |  |  |
| 66 | EA LL CICO = 50  |  |  |

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61 62 63 64 65





|    | ALBUQUA                        | VALUOS (1000) | 116001800 | 53500   |
|----|--------------------------------|---------------|-----------|---------|
| 1  | 2135977-01                     | 2991261       | 124,258   | 12087.7 |
| 2  | 4271900-01                     | 2971000-01    | 118,554   | 11094.7 |
| 3  | 2067970-01                     | 297319        | 118,554   | 10311.9 |
| 4  | 2067970-01                     | 297319        | 118,554   | 10771.4 |
| 5  | 126784                         | 122199        | 107,007   | 9182.13 |
| 6  | 126157                         | 122199        | 107,007   | 8997.13 |
| 7  | 129319                         | 122199        | 107,007   | 8297.36 |
| 8  | 129319                         | 122199        | 107,007   | 7524.25 |
| 9  | 129319                         | 122199        | 107,007   | 7550.44 |
| 10 | 2135977                        | 2991261       | 124,258   | 7378.29 |
| 11 | 2135977                        | 2991261       | 124,258   | 7359.51 |
| 12 | 2135977                        | 2991261       | 124,258   | 6922.84 |
| 13 | 2135977                        | 2991261       | 124,258   | 6719.61 |
| 14 | 2135977                        | 2991261       | 124,258   | 6523.10 |
| 15 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 6394.24 |
| 16 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 6196.13 |
| 17 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 5997.20 |
| 18 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 5798.27 |
| 19 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 5599.34 |
| 20 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 5400.41 |
| 21 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 5201.48 |
| 22 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 5002.55 |
| 23 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 4803.62 |
| 24 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 4604.69 |
| 25 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 4405.76 |
| 26 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 4206.83 |
| 27 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 4007.90 |
| 28 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 3808.97 |
| 29 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 3610.04 |
| 30 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 3411.11 |
| 31 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 3212.18 |
| 32 | 329393                         | 2171159       | 88,9447   | 3013.25 |
| 33 | ALBUQUA TOTAL DE LOS 116001800 | 124,258       | 100,000   | 8971.11 |
| 34 |                                |               |           |         |
| 35 |                                |               |           |         |
| 36 |                                |               |           |         |
| 37 |                                |               |           |         |
| 38 |                                |               |           |         |
| 39 |                                |               |           |         |
| 40 |                                |               |           |         |
| 41 |                                |               |           |         |
| 42 |                                |               |           |         |
| 43 |                                |               |           |         |
| 44 |                                |               |           |         |
| 45 |                                |               |           |         |
| 46 |                                |               |           |         |
| 47 |                                |               |           |         |
| 48 |                                |               |           |         |
| 49 |                                |               |           |         |
| 50 |                                |               |           |         |
| 51 |                                |               |           |         |
| 52 |                                |               |           |         |
| 53 |                                |               |           |         |
| 54 |                                |               |           |         |
| 55 |                                |               |           |         |
| 56 |                                |               |           |         |
| 57 |                                |               |           |         |
| 58 |                                |               |           |         |
| 59 |                                |               |           |         |
| 60 |                                |               |           |         |
| 61 |                                |               |           |         |
| 62 |                                |               |           |         |
| 63 |                                |               |           |         |



|    |                              |           |           |         |         |
|----|------------------------------|-----------|-----------|---------|---------|
| 1  |                              |           |           |         |         |
| 2  |                              |           |           |         |         |
| 3  | 3                            | 1,079,225 | 1,417,138 | 113,183 | 10054.5 |
| 4  | 4                            | 1,143,000 | 1,400,000 | 107,592 | 9432.95 |
| 5  | 5                            | 1,184,176 | 1,367,262 | 106,530 | 8812.02 |
| 6  | 6                            | 1,218,654 | 1,312,985 | 103,407 | 8472.21 |
| 7  | 7                            | 1,251,229 | 1,230,000 | 101,191 | 8221.1  |
| 8  | 8                            | 1,287,001 | 1,159,954 | 89,472  | 7755.73 |
| 9  | 9                            | 1,323,776 | 1,082,691 | 77,452  | 7439.51 |
| 10 | 10                           | 1,359,781 | 1,003,619 | 65,116  | 7199.85 |
| 11 | 11                           | 1,398,729 | 925,952   | 54,113  | 6956.10 |
| 12 | 12                           | 1,431,701 | 848,322   | 42,634  | 6740.31 |
| 13 | 13                           | 1,459,715 | 773,142   | 31,274  | 6543.13 |
| 14 | 14                           | 1,483,651 | 700,000   | 20,000  | 6362.31 |
| 15 | 15                           | 1,504,221 | 629,000   | 10,217  | 6195.62 |
| 16 | 16                           | 1,521,662 | 560,000   | 0,000   | 6041.51 |
| 17 | 17                           | 1,537,071 | 493,000   | 0,000   | 5898.3  |
| 18 | 18                           | 1,550,352 | 428,000   | 0,000   | 5764.81 |
| 19 | 19                           | 1,561,621 | 365,000   | 0,000   | 5640.1  |
| 20 | 20                           | 1,570,862 | 304,000   | 0,000   | 5524.53 |
| 21 | 21                           | 1,579,000 | 245,000   | 0,000   | 5416.72 |
| 22 | 22                           | 1,586,000 | 188,000   | 0,000   | 5316.39 |
| 23 | 23                           | 1,591,932 | 133,000   | 0,000   | 5223.25 |
| 24 | 24                           | 1,596,701 | 79,000    | 0,000   | 5136.51 |
| 25 | 25                           | 1,600,319 | 27,000    | 0,000   | 5054.34 |
| 26 | 26                           | 1,602,803 | 0,000     | 0,000   | 4976.33 |
| 27 | 27                           | 1,604,250 | 0,000     | 0,000   | 4902.04 |
| 28 | 28                           | 1,604,669 | 0,000     | 0,000   | 4831.32 |
| 29 | 29                           | 1,604,059 | 0,000     | 0,000   | 4763.12 |
| 30 | 30                           | 1,602,339 | 0,000     | 0,000   | 4697.12 |
| 31 | Airflow: 10000.00 (10000.00) |           |           |         |         |
| 32 |                              |           |           |         |         |
| 33 |                              |           |           |         |         |
| 34 |                              |           |           |         |         |
| 35 |                              |           |           |         |         |
| 36 |                              |           |           |         |         |
| 37 |                              |           |           |         |         |
| 38 |                              |           |           |         |         |
| 39 |                              |           |           |         |         |
| 40 |                              |           |           |         |         |
| 41 |                              |           |           |         |         |
| 42 |                              |           |           |         |         |
| 43 |                              |           |           |         |         |
| 44 |                              |           |           |         |         |
| 45 |                              |           |           |         |         |
| 46 |                              |           |           |         |         |
| 47 |                              |           |           |         |         |
| 48 |                              |           |           |         |         |
| 49 |                              |           |           |         |         |
| 50 |                              |           |           |         |         |
| 51 |                              |           |           |         |         |
| 52 |                              |           |           |         |         |
| 53 |                              |           |           |         |         |
| 54 |                              |           |           |         |         |
| 55 |                              |           |           |         |         |
| 56 |                              |           |           |         |         |
| 57 |                              |           |           |         |         |
| 58 |                              |           |           |         |         |
| 59 |                              |           |           |         |         |
| 60 |                              |           |           |         |         |
| 61 |                              |           |           |         |         |
| 62 |                              |           |           |         |         |
| 63 |                              |           |           |         |         |

## NOMENCLATURA DEL PROGRAMA "TORRES".

|         |   |
|---------|---|
| A       | Area de transferencia de calor ( $m^2$ )                          |
| A(I,J)  | Elementos de la matriz de coeficientes del polinomio.             |
| A1      | Area de transferencia de calor ( $ft^2$ )                         |
| A4      | Area en la base del tiro ( $m^2$ )                                |
| AE      | Altura del empaque ( $m^2$ )                                      |
| AE1     | Altura del empaque (ft)   |
| AE5     | Altura del empaque (m)  |
| AI(I)   | Areas de sección transversal del tiro ( $m^2$ )                   |
| ALN     | Variabie de intercambio igual a ALTN                              |
| ALT     | Altura del tiro (m)   |
| ALT1(I) | Altura i-ésima para el dimensionamiento del tiro (m)              |
| ALTN    | Altura nueva en los calculos de velocidad por sección de tiro (m) |
| ALTTH   | Altura de la garganta de la torre (m)                             |
| AN      | Area entre la curva de saturación y la línea de aire              |
| AR(I)   | Variabie de la subrutina aprox.                                   |
| ATH     | Area de la garganta ( $m^2$ )                                     |
| B       | División de entalpías en el tiro                                  |
| B(I)    | Variabie de la subrutina aprox.                                   |
| BI      | Incremento de entalpía (KJ/Kg)                                    |
| C(I)    | Velocidad en las diferentes secciones del líquido (m/s)           |

|      |  |
|------|--|
| C1   | Velocidad del aire a la salida del empaque (m/s).  |
| C2   | Velocidad del aire a la salida del tiro (m/s).     |
| CAP  | Capacidad de la planta (kW).                       |
| CF   | Coefficiente de fricción.                          |
| CN   | Variable de intercambio igual a C1.                |
| CP   | Calor específico del agua (kJ/kg-K).               |
| CPA  | Calor específico del aire (kJ/kg-K).               |
| CTH  | Velocidad del aire en la garganta (m/s).           |
| D    | Diámetro en la base de la torre (m).               |
| D(I) | Diámetros de las secciones del tiro (m).           |
| DA   | Diferencial de área en la zona del relleno.        |
| DALT | Diferencial de altura en el tiro.                  |
| DC   | Diferencial de velocidad del aire en el tiro.      |
| DI   | Diferencial de entalpía del aire.                  |
| DH   | Diferencia de entalpías.                           |
| DO   | Diferencial de temperatura del agua.               |
| DRHO | Diferencial de densidad entre el aire y la mezcla. |
| DT   | Diferencia de temperaturas.                        |
| DTH  | Diámetro de la garganta (m).                       |
| EFC  | Eficiencia de la planta.                           |
| F1   | Variable de cálculo.                               |
| F2   | Variable de cálculo.                               |
| G    | Gasto de aire ( $\text{kg/s-m}^2$ ).               |
| G1   | Gasto de aire ( $\text{lb/hr-ft}^2$ ).             |
| H    | Humedad absoluta.                                  |

|          |  |
|----------|--|
| H(I)     | Incremento de entalpías en el intervalo de integración.                      |
| H1       | Humedad absoluta en condiciones de saturación.                               |
| HFG1     | Entalpía de vaporización a la entrada (kJ/kg).                               |
| HFG2     | Entalpía de vaporización a la salida (kJ/kg) .                               |
| HG       | Coefficiente de transferencia de calor ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ).           |
| HG1      | Coefficiente de transferencia de calor ----<br>(BTU/Hr-ft <sup>2</sup> ·°F). |
| HR1      | Humedad relativa del aire a la entrada.                                      |
| HR2      | Humedad relativa del aire a la salida.                                       |
| HTG      | Variable de cálculo.   |
| I        | Entalpía del aire (kJ/kg).   |
| I(J)     | Entalpía del aire en la iteración para el cálculo del relleno.               |
| INC      | Variable de cálculo en el programa Aprox.                                    |
| IO       | Entalpía de la mezcla (kJ/kg).   |
| IO(J)    | Entalpía de la mezcla en la iteración para el cálculo del relleno.           |
| Ki i=1-5 | Constantes empíricas para el cálculo de las pérdidas en el tiro.             |
| L        | Gasto de agua (kg/s-m <sup>2</sup> ).  |
| L1       | Gasto de agua (lb/hr-ft <sup>2</sup> ).                                      |
| LI       | Límite inferior de integración para la --<br>curva de saturación.            |
| LS       | Límite superior de integración para la --<br>curva de saturación.            |

|        |  |
|--------|--|
| MI     | Altura sobre el nivel del mar  |
| NI     | Número de intervalos de integración                                  |
| NTU    | Número de unidades de torre  |
| N      | Número total de pérdidas de presión                                  |
| NVEL   | Pérdidas en los eliminadores de arrastre                             |
| NVIN   | pérdidas en la entrada del aire                                      |
| NVOUT  | pérdidas a la salida del aire  |
| NVP    | pérdidas en el empaque   |
| NVP1   | Variante para el cálculo de NVP                                      |
| NVSP   | pérdidas por rocío   |
| O      | Temperatura del agua (°C)  |
| O(J)   | Temperatura del agua en la iteración para el cálculo del relleno     |
| PA     | Presión parcial de vapor (Pa)  |
| PAT    | Presión atmosférica corregida por altura (Pa)                        |
| PATM   | Presión atmosférica corregida por alturas -<br>(lb/in <sup>2</sup> ) |
| PLANTA | Planta Termoeléctrica en estudio.                                    |
| PSA    | Presión de saturación del vapor.                                     |
| PSM1   | Presión de saturación a la entrada del empaque.                      |
| PSM2   | Presión de saturación a la salida del empaque.                       |
| QA1    | Constante para el cálculo del gasto de aire.                         |
| QA2    | Idem.  |
| QR     | Calor rechazado por el condensador (Kw)                              |
| QS     | Calor suministrado (Kw).   |
| R      | Rango de enfriamiento de la torre.                                   |
| RJ     | Relación aire-agua.  |
| RA     | Constante particular del aire.                                       |



|       |   |
|-------|---|
| RHO   | Densidad ( $\text{Kg/m}^3$ ).                                     |
| RHOA  | Densidad del aire. ( $\text{Kg/m}^3$ ).                           |
| RHOM  | Densidad de la mezcla. ( $\text{Kg/m}^3$ ).                       |
| RHOV  | Densidad del vapor. ( $\text{Kg/m}^3$ ).                          |
| S(I)  | Variable de la subrutina Aprox.                                   |
| T(J)  | Temperatura del aire en la iteración para el cálculo del relleno. |
| TA1   | Temperatura del agua a la salida de la torre (C).                 |
| TA2   | Temperatura del agua a la entrada de la torre (C)                 |
| TBH   | Temperatura de bulbo húmedo (C).                                  |
| TBS1  | Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de la torre (C).  |
| TBS2  | Temperatura de bulbo seco del aire a la salida de la torre.       |
| TOTAL | Area neta entre la curva de saturación y la del aire.             |
| TR    | Temperatura del agua de repuesto (C).                             |
| U     | Constante utilizada para corrección de alturas.                   |
| V     | Volumen del empaque ( $\text{m}^3$ ).                             |
| V1    | Volumen del empaque ( $\text{ft}^3$ ).                            |
| W(I)  | Variable de la subrutina Aprox.                                   |
| W1    | Humedad absoluta a la entrada del empaque.                        |
| W2    | Humedad absoluta a la salida del empaque.                         |
| X(I)  | Coordenadas de temperatura de la subrutina Aprox. (C).            |
| X1    | Presión parcial del vapor a la entrada del empaque.               |
| X2    | Presión parcial del vapor a la salida del empaque.                |

Y(1)            Coordenadas de entalpia de la subrutina  
                  Aprox. (KJ/Kg)

Z(1)            Variable utilizada en la subrutina Aprox..

## COMENTARIOS Y CONCLUSIONES.

En este trabajo se realizó el diseño y evaluación de una torre de enfriamiento evaporativa de tiro natural a contraflujo, usandose el algoritmo de cálculo propuesto en el capitulo IV (Programa Torres).

Algunas características del programa son:

1.- Proporciona información detallada de cada sección del relleno y del tiro de la torre como son: entalpía, densidad, velocidad, área, alturas, etc.

2.- Determina gastos de agua y aire necesarios para -disipación de carga térmica en la torre.

3.- Analiza y evalúa la transferencia de calor y masa en toda la zona del empaque.

4.- Estima las pérdidas de presión y cambios de velocidad en el relleno y tiro de la torre.

5.- Calcula el factor de torre por medio de una aproximación funcional.

6.- Evalúa los parámetros de diseño para las diferentes condiciones climatológicas de nuestro país.

7.- Emplea el Sistema Internacional de Unidades.

Sin embargo, la evaluación de algunos parámetros (coefficiente de transferencia de calor y masa, pérdidas de presión, etc) se hizo basándose en relaciones semi-empíricas debido a la complejidad del problema estudiado y a la fal-

ta de información al respecto por parte de los fabricantes de este tipo de equipo, además de la inexistencia de los mismos en nuestro país.

De los resultados obtenidos se concluye que:

I. Debido a las condiciones atmosféricas existentes en la República Mexicana la utilización de este tipo de torre queda restringida a determinadas épocas del año (otoño-invierno) y sitios al norte del país, ya que, para su funcionamiento óptimo es necesario tener humedades relativas altas y temperaturas de bulbo seco bajas, como se muestra en la figura (27).

II. De la figura (28) se observa que para obtener una diferencia de densidades adecuada, que provoque un movimiento natural mas eficiente de la sustancia, es necesario localizar la torre a bajas alturas sobre el nivel del mar que tengan temperaturas de bulbo seco bajas.

III. En nuestro país, la mayor parte del año no presenta las características citadas en los puntos I y II ya que en plantas como Rosarito, Guaymas, Topolobampo, etc., su promedio de humedad relativa es alto pero con temperaturas también altas, o bien, en plantas situadas en la zona central de la República se tienen temperaturas medias y humedades relativas medias o bajas, además de una considerable altura sobre el nivel del mar, de tal forma que no se tiene la combinación adecuada.

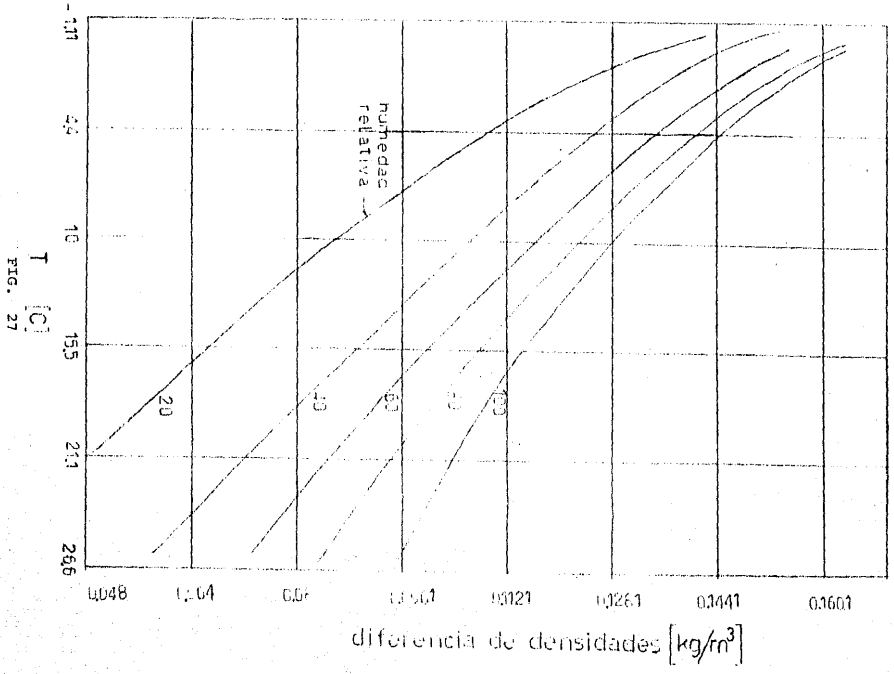


FIG. 27

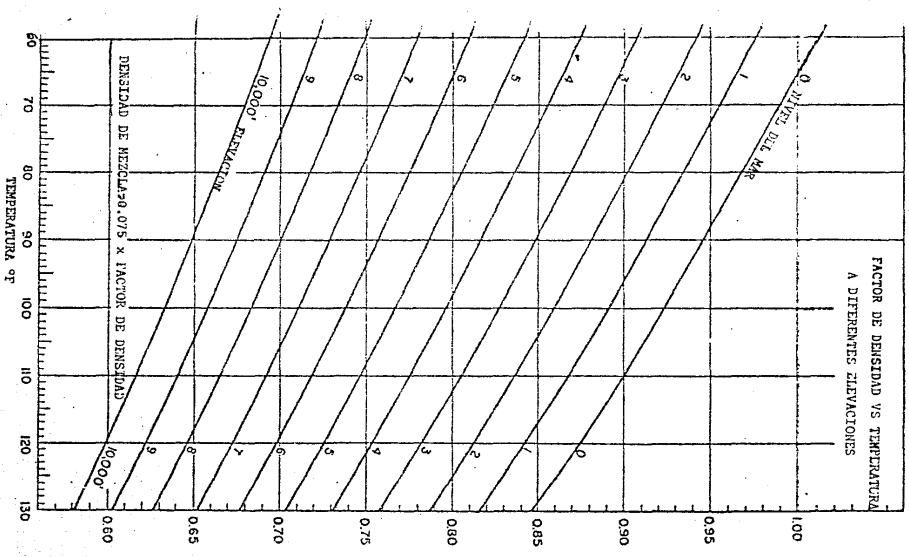


fig. 28

A P E N D I C E A

OTRAS POSIBLES SOLUCIONES A LA ECUACION DE MERKEL PARA  
CALCULO DE TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Complementando el trabajo desarrollado en esta tesis, se presenta un análisis de otros métodos de cálculo, tanto en procedimiento como exactitud y consumo de tiempo.

Como se ha visto a lo largo de este trabajo, la ecuación de Merkel establece el factor de torre, por medio del cual se obtienen las bases para el diseño termodinámico de una torre de enfriamiento. Otra forma de expresarla es la siguiente:

$$K_V = \frac{K_G a}{L} = \int_{T_{a2}}^{T_{a1}} \frac{C_p d T_a}{h_m - h_a} \quad (105)$$

donde:  $K_V$  = factor global de rendimiento

$K_G$  = coeficiente de transferencia de masa y energía

$a$  = área de transferencia de masa y energía

$L$  = gasto de agua

$C_p$  = calor específico del agua

$h_a$  = entalpía del aire a  $T_{bs}$

$h_m$  = entalpía del aire saturado a  $T_{bh}$

Al no existir una relación simple para  $h_m = f(T_{bh})$ , tampoco existe una solución analítica precisa a la integral de la ecuación anterior, por lo que para los cálculos solo puede obtenerse una solución aproximada. De las múltiples propuestas realizadas para resolver este problema, se tienen las siguientes



tes:

a) Integración tabular.- Donde la integral es calculada como la suma de pequeños incrementos.

b) Integración gráfica.- En la cual se relaciona un diagrama de recíprocos de  $(h_m - h_a)$  con la temperatura, proyectándose en el plano la superficie del área que representa el número de unidades de torre.

c) Aproximación por el método de Merkel.- En él se sustituye un valor medio constante por la variable del denominador de la integral.

d) Método logarítmico.- En este se desprecia la curvatura de la curva de saturación en el diagrama h-T.

e) Suposición de que la curva de saturación es una parábola.- Así la ecuación de Merkel puede ser resuelta analíticamente. Este proceso utiliza sin embargo ecuaciones complicadas. Este método fué desarrollado primeramente por Carey y Williamson, e incluye el uso de una hoja de curvas, cuyo método de desarrollo no ha sido dado a conocer.

f) Proposición de Koch.- Ofrece una serie de diagramas para la relación aire-agua (G/L) constante. En cada uno de esos diagramas, las curvas isoentálpicas se encuentran con  $K_V$  como la ordenada y la temperatura del agua como abcisa. Aún --

más, se encuentran en el diagrama curvas que muestran el cambio de estado para varias temperaturas del agua fría con una entalpía del aire  $h_1=0$ . Siguiendo esas curvas sobre el rango de temperatura del agua, se puede leer el cambio de estado y el valor de  $K_V$ .

Este método es ventajoso para evaluaciones especiales. En aplicaciones generales, tiene la desventaja de requerir varios diagramas para todos los valores posibles. Sin embargo, por conveniencia el número de diagramas debe ser limitado, siendo necesarias al menos la lectura de dos valores de  $K_V$  en los diagramas de G/L respectivos, seguida de una interpolación lineal para el valor de G/L requerido. En caso de que esta interpolación no sea suficiente para tablas con incrementos grandes, debe entonces consultarse un número mayor de dichas tablas para encontrar un valor más apropiado. Este método, en consecuencia requiere de un mayor esfuerzo y un gran número de diagramas.

Existe un procedimiento propuesto por Lichtenstein, no disponible por el momento, que presenta aún mayores desventajas, debido a la necesidad de diagramas especiales para el rango y  $T_{bh}$ .

g) Una refinación del método logarítmico.- Desarrollada por Berman y en la que se corrigen las diferencias de entalpía existentes al principio y al final del proceso, adaptando la -

desviación media de la curva de saturación a una recta, que se maneja como:

$$2dh = \frac{h_1^* + h_2^*}{2} - h_m^* \quad (104)$$

Berman resta la desviación media  $dh$  a la diferencia de entalpías en la entrada ( $h_1^* - h_1$ ) y de la diferencia a la salida ( $h_2^* - h_2$ ), utilizando posteriormente el método logarítmico.

h) Proposición hecha por Brooke.- La diferencia de entalpías al principio, a la mitad y al final, se determinan con el método e). Utilizando la regla de Simpson, se forma el valor medio de sus recíprocos tomando el valor de la posición media cuatro veces y utilizando el valor de entrada y de salida una sola vez.

i) Método propuesto por Valentin.- En él se llama a la máxima desviación  $\Delta H''_3$  (equivalente a  $2dh$  de Berman), la cual es restada al valor más alto y  $\Delta H''_3/3$  del menor, aplicando después el método logarítmico. Este método también se basa en la consideración de que la superficie del área de una parábola es igual dos tercios del área de un paralelogramo que rodee la parábola.

k) Proposición de Berliner.- En ella se sugiere un equivalente del método de aproximación de la distribución de Merkel por el método considerado en el inciso c). La ecuación de Berliner para transferencia de calor es la siguiente:

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{K_G a} + \frac{1}{2G}} \left[ 0.5(h_1^* + h_2^*) \frac{1}{n-1} \sum_{v=1}^{v=n-1} h_v^* - h_1 \right] \quad (105)$$

La expresión entre los paréntesis externos es igual a la expresión de Merkel  $h_m'' - h_1$ . es un factor de corrección utilizado para compensar la inexactitud de la solución aproximada. Esta expresión entre paréntesis indica el desarrollo por incrementos de  $h_m''$ , con un número  $n$  de los mismos y de un subintervalo  $v$ .

La relación entre el factor característico de diseño de Berliner:

$$z = \frac{1}{\frac{1}{K_G a} + \frac{1}{2G}} \quad (106)$$

y el factor denominado por Merkel:

$$\alpha = \frac{L}{K_G a} + \frac{1}{22} \quad (107)$$

es:

$$z = L/\alpha \quad (108)$$

Considerando el hecho de que

$$Q = LC_p \Delta T_a \quad (109)$$

y el hecho de que la expresión entre los paréntesis externos de la ecuación es  $h_m'' - h_1$ , la ecuación (105) puede ser sustituida por :

$$\frac{K_G^a}{L} = \frac{1}{\frac{h_m'' - h_i}{L T_a} - \frac{1}{22}} \quad (110)$$

con valor equivalente a  $K_V$ , permitiendo de esta forma comparar este método con los demás.

#### EVALUACION DE LA EXACTITUD DE LAS SOLUCIONES.

Las aproximaciones anteriores son complejas, y por esta razón no es fácil encontrar cual es el método más conveniente a -- primera vista. Por tal razón fueron investigados para comprobar su exactitud y el tiempo requerido para su aplicación, encontrándose los valores listados en la tabla 1. Debe aclararse que fueron omitidos:

- d) por ser más inexacto que los métodos h) e i)
- f) por las mismas razones
- b) debido a la gran cantidad de tiempo requerido y la inexactitud subjetiva en la lectura de los diagramas h-T.

Par la elaboración de esta tabla se seleccionaron diferentes rangos (entre 4 y 30 °C), así como varias aproximaciones con objeto de cubrir una amplia variedad de condiciones. También se utilizaron tres valores para la relación G/L, de forma que el rango pudiera ser relevante en aplicaciones prácticas. La relación más pequeña fue utilizada considerando un relleno de alta calidad, y la mayor considerando un empaque de diseño simple.

En los métodos e), g), h), e i) los valores de entalpía se

redondearon a un punto decimal, ya que la lectura de los diagramas no permite gran exactitud. Los cálculos fueron hechos dos veces y se utilizaron resultados solo en el caso de que estos fueran iguales para eliminar posibles errores de cálculo.

De los resultados obtenidos se extrajeron las siguientes conclusiones:

Siguiendo al método a), el método e) puede ser considerado como el más exacto. Arriba de  $T_{bh}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$  se obtuvo una desviación máxima de 1.5%. Sin embargo en algunos casos esto puede invertirse, ya que en a) un incremento de  $0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$  es demasiado grande. Sin embargo uno puede encontrar dificultades si selecciona un incremento más pequeño al no existir datos tabulados para esos valores. Para una  $T_{bh} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$  el error envuelto en e) se vuelve apreciable, pero sus valores aún se encuentran del lado "seguro", teniendo como desventaja su dependencia del diagrama.

Los métodos que siguen a e) son h), g) e i), en lo que a exactitud se refiere, y en la mayoría de los casos suministran datos satisfactorios. Los dos últimos no requieren necesariamente de diagramas auxiliares, lo que representa una ventaja, mientras que h) es completamente independiente de los mismos.

Contrariamente a esto, los métodos c) y k) proporcionan datos enteramente erróneos en muchos casos: aún en el caso de rangos de enfriamiento mínimos, los datos resultantes son demasiado

pequeños.

### ANALISIS COMPARATIVO DE LOS REQUERIMIENTOS DE TIEMPO.

En los ejemplos se hizo una estimación de los requerimientos tiempo. Por supuesto, esto depende en gran parte de la persona que trabaja, por lo que los períodos abajo listados para calcular un ejemplo deben ser tomados solo relativamente en cuenta.

| METODO | MINUTOS |
|--------|---------|
| b      | 30 a 35 |
| e      | 10 a 12 |
| h      | 10 a 12 |
| g      | 10 a 12 |
| i      | 10 a 12 |
| k      | 3 a 4   |

TABLA 1

Sin embargo, debemos acotar que a pesar del corto tiempo requerido por el método k), este no es útil, ya que las torres con él calculadas serían muy pequeñas.

Finalmente se debe agragar que la ventaja del método propuesto en este trabajo, al ser autoexplicativo y estar basado en computadora, permite que cualquier persona, aunque no esté capacitada obtenga resultados exactos en un tiempo corto, permitiendo así la variación de condiciones de diseño y sitios de operación a un costo mínimo de tiempo y esfuerzo.

A P E N D I C E B



## EL NUMERO DE LEWIS Y LA DIFUSION.

En la mayoría de los procesos de contacto directo, por no decir en todos, se ve involucrado el coeficiente de transferencia de calor y el de transferencia de masa;  $h/k$ .

Lewis hizo experimentos sobre ésta relación, encontrando la siguiente correlación:

$$\frac{h}{k_x c} = Le \quad (111)$$

que es el número de Lewis ( $Le$ ). Este número nos indica que el coeficiente de transferencia de calor es proporcional al coeficiente de transferencia de masa y al calor específico del medio que sirve tanto para la transferencia de calor como para la de masa.

Al producto  $k_x c$  se le denomina coeficiente de transferencia de masa y  $k_x$  es el coeficiente de difusión o constante de difusividad, éste número tiene un valor particular para cada sustancia.

Se dice que existe difusión cuando se promueve un movimiento de material entre dos sustancias o entre dos fases de una misma sustancia.

Este movimiento de material se puede deber a dos causas principales; ya sea por diferencia de presión de vapor, o bien por diferencia de concentración de los fluidos.

En el caso de la torre de enfriamiento, el aire que entra

a la misma, se satura con vapor de agua que sale con la corriente de aire, llevando consigo su calor latente de vaporización.

La humedad de la mezcla aire-agua-vapor aumenta durante la saturación, debido a que la presión del vapor de agua que sale del líquido es mayor que la que existe en el aire no saturado, ésta diferencia de presiones hace posible la transferencia de masa por medio de la vaporización.

En la ecuación de Merkel, la integral:

$$F.T = \int \frac{dT}{h_2 - h_3} \quad (114)$$

evaluada para la totalidad del empaque, nos indica el grado de absorción o transferencia de masa que debe efectuarse y F.T llamado factor de torre, se conoce también como el "número de unidades de transferencia".

## REFERENCIAS.

- r.1 Comisión Federal de Electricidad., "INFORME DE OPERACION 1984"
- r.2 Masters Gilbert M., "INTRODUCTION TO ENVIRONMENTAL SCIENCE AND TECHNOLOGY"., New-York., John Wiley and Sons., 1974.
- r.3 Sonnichsen Jr. John C. & Strozyk Edward C., "DIRECT EXPLICIT FORMULATION FOR APPROACH TO WET BULB"., Journal of The Energy Division., ASCE., No. EY 1., Enero 1979., pp 65-70.
- r.4 J. R. Singham., "NATURAL DRAFT TOWERS "., Hemisphere Publishing Corporation., 1963.  
J. R. Singham., "THE PACKING REGION"., Hemisphere Publishing Corporation., 1963.
- r.5 Paul Leung & Raymond E. Moore., "WATER CONSUMPTION DETERMINATION FOR STEAM POWER PLANT COOLING TOWERS /A HEAT -and- MASS BALANCE METHOD"., ASME
- r.6 D.B. Spalding et J.R. Singham., "LES TOURS DE REFROIDISSEMENT A VENTILATION NATURELLE CONSIDEREES DU POINT DE VUE THERMIQUE"., De Imperial of Science and Technology. Londres R.C.T No. 49 Junio de 1966.
- r.7 George Kinsman., "POWER PLANT COOLING SYSTEMS"., Journal of The Power Division., Proceedings of The American Society of Civil Engineers., Octubre 1974., p 247-252.
- r.8 Donald R. Baker., Howard A. Shryock., " A COMPREHENSIVE APPROACH TO THE ANALYSIS OF COOLING TOWER PERFORMANCE"., Journal of Heat Transfer., Agosto 1961.
- r.9 Thomas E. Croley II, A.M., ASCE, V.C. Pafel and Maw-Soung Cheng "THERMODYNAMIC MODELS OF DRY-WET COOLING TOWER"., Enero 1976.

- r.10 German Gurfinkel M., Adolf Walser., " ANALYSIS AND DESIGN OF HYPERBOLIC COOLING TOWERS".,Journal of The Power Division., Proceeding of The American Society of Civil Engineers.,Junio1972
- r.11 Chang-hua Yeh and William Y.J.Shieh, A.M. ASCE., " STABILITY AND DYNAMIC ANALYSES OF COOLING TOWER"., Journal of The Power Division., Novembre 1973., p 339-347.
- r.12 Lawrence D. Winiarsky and Bruce A. Tichenor, A.M. ASCE., " MODEL OF NATURAL DRAFT COOLING TOWER PERFORMANCE".,Journal of the Sanitary Engineering Division.,Proceedings of the American Society of Civil Engineers.
- r.13 Robert Buger., " KNOW YOUR COOLING TOWER"., Power.,Marzo 1979 Steam Generation.
- r.14 Edward A. Cecil, M.ASCE, Paul R. Cunningham, M.ASCE. Clarence J.Steirt, and Roger O. Young, A.M.ASCE, " DRY-TYPE COOLING TOWERS ".,Journal of the Power Division Proceedings of the American Society of Civil Engineers.
- r.15 F. Stewart Brown, F.ASCE., " WASTE HEAT DISPOSAL FROM POWER GENERATING STATIONS"., Journal of the Power Division., Proceedings of the American Society of civil Engineers.
- r.16 Chang-hua Yoh., " NONLINEAR DYNAMIC ANALYSIS OF COOLING TOWER". Journal of the Power Division.,Proceedings of the American Society of Civil Engineering.
- r.17 Anónimo ., " A NEW LOOK AT COOLING TOWERS FOR THE POWER GENERATION INDUSTRY".
- r.18 Wolfang Zerna, Wilfred R. Krannig and Ibsan Mungan., " COOLING TOWER PRACTICE IN GERMANY: STATE OF ART".
- r.19 Donald R. Baker., " SELECTING COOLING TOWERS FOR CONDENSING STEAM TURBINES".,The Annual Meeting of the American Society of Mechanical Engineers , The Marley Company, Kansas City.,Missouri. Novembre 27, 1961.

- r.20 Thomas H. Hamilton., " EFFECT OF ALTITUDE ON COOLING TOWER RATING PERFORMANCE"., Cooling Tower Institute.
- r.21 Joe Bin Dickey Jr. and Robert E. Cates., " MANAGING WASTE HEAT WITH THE WATER COOLING TOWERS"., The Marley Company.
- r.22 John F. Kennedy., " WET COOLING TOWERS"., Institute of Hydraulic Research., The University of Iowa, Iowa City. Iowa.
- r.23 CTI Code Tower Standard Specifications., " NOMENCLATURE FOR INDUSTRIAL WATER COOLING TOWERS"

## BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Hernández Goribar E.  
"Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración".  
Ed. LIMUSA, México, 1984.
- 2.- Burghardt David M.  
"Ingeniería Termodinámica".  
Ed. HARLA, segunda edición, México 1984.
- 3.- K. K. McKelvey & Maxey Brooke.  
"The Industrial Cooling Tower".  
Elsevier Publishing Company. 1959.
- 4.- Kern Donald Q.  
"Procesos de Transferencia de Calor".  
Ed. CECSA. México.
- 5.- R. Fox y A. McDonald.  
"Introducción a la Mecánica de Fluidos"  
Ed. McGraw Hill. México.
- 6.- V. L. Streeter y E. D. Wylie.  
"Introducción a la Mecánica de los Fluidos".  
Ed. McGraw Hill. México.

7.- Masters Gilbert M.

"Introduction to Environmental Science and Technology".  
New York. John Wiley and Sons. 1974.

8.- Aguilar Rodriguez M.

"Torres de enfriamiento, diseño, operación y mantenimiento".

IIE, Div. Estudios de Ing. México, 1981.

9.- Estudio de Sistemas de Enfriamiento para Plantas Termo  
eléctricas.

Fac. de Ingeniería, UNAM.

C.F.E. México, 1981.