



**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 Enfriamiento	19
II.3 Ventajas Relativas de las Torres de 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 Enfriamiento	52
III.3 Ecuación de la Continuidad en Torres de Enfriamiento	
III.4 Ecuación de Conservación de la Can- tidad de Movimiento en Torres de En- friamiento	56
III.5 Análisis Matemático del Proceso de Transferencia de Calor y Masa entre una Gota de Agua y una Corriente de Aire. Ecuación de Merkel	58

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

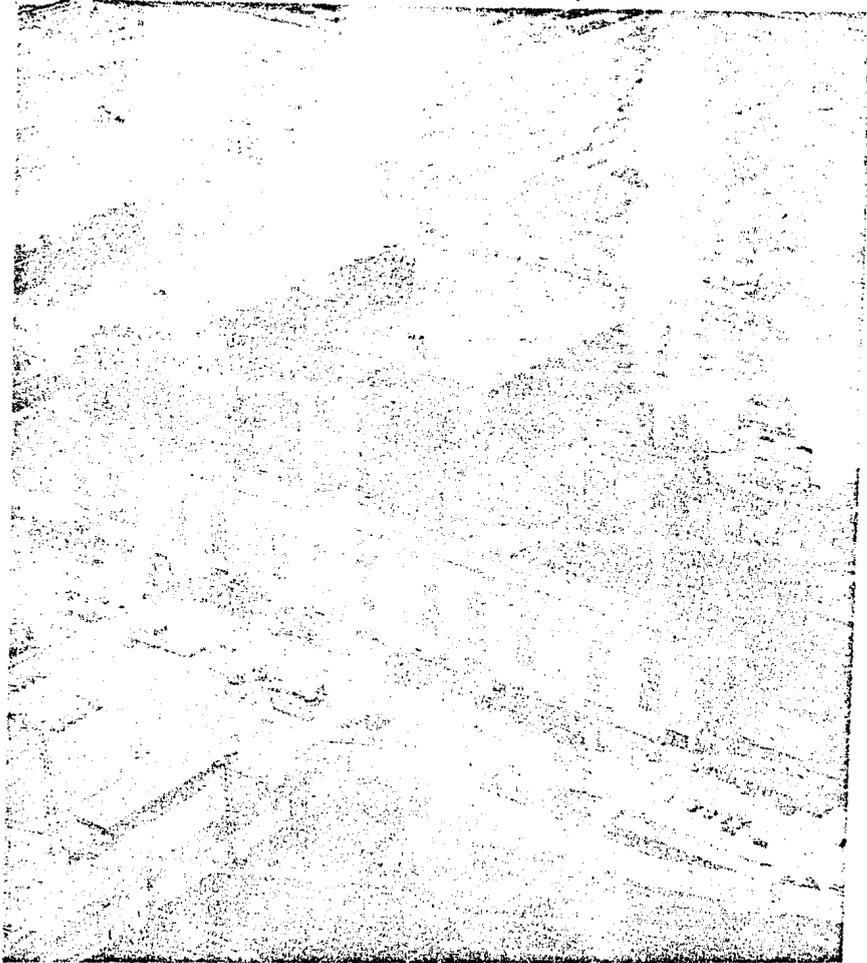


Fig.1 Termoelectrica de Tula "Francisco Pérez Ríos"

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.

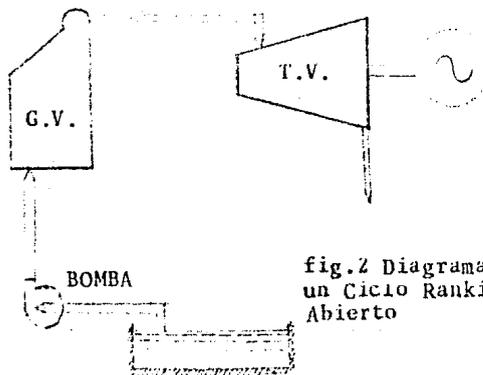


fig.2 Diagrama de un Ciclo Rankine. Abierto

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.

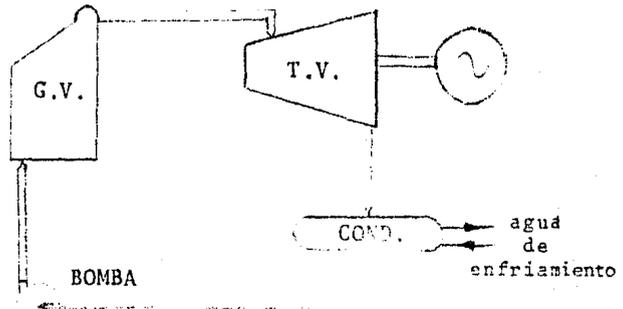


Fig. 3 Ciclo Rankine cerrado.

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.

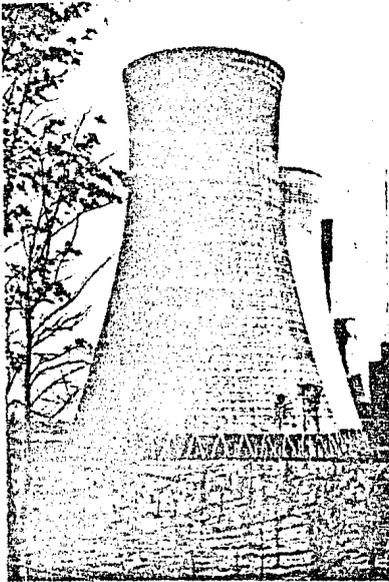
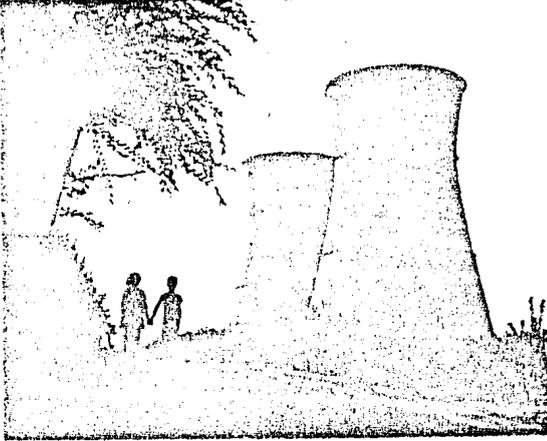


fig.4 Torres de enfriamiento evaporativas de tiro natural. Arriba en la Planta Nucleoeléctrica de Rancho Seco, U.S.A. tienen una altura de 140 metros. A la izquierda se muestran torres de 114 metros en una Planta de Potencia al Oeste de Burton en Nottinghamshire Inglaterra.

## 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.

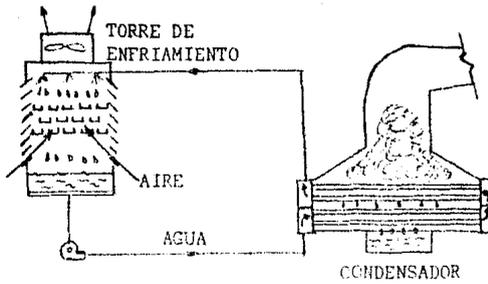


fig. 5 Sistema de enfriamiento cerrado con torre de enfriamiento mecánica húmeda.

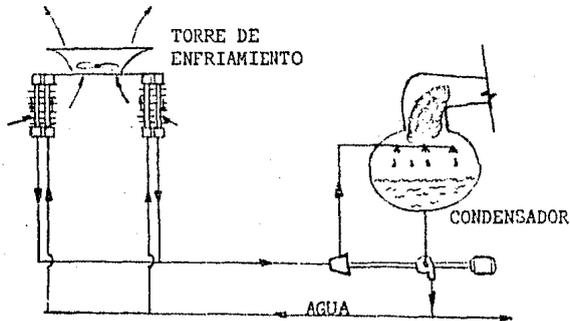


fig.6 Sistema de enfriamiento cerrado con torre de enfriamiento mecánica seca.

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.

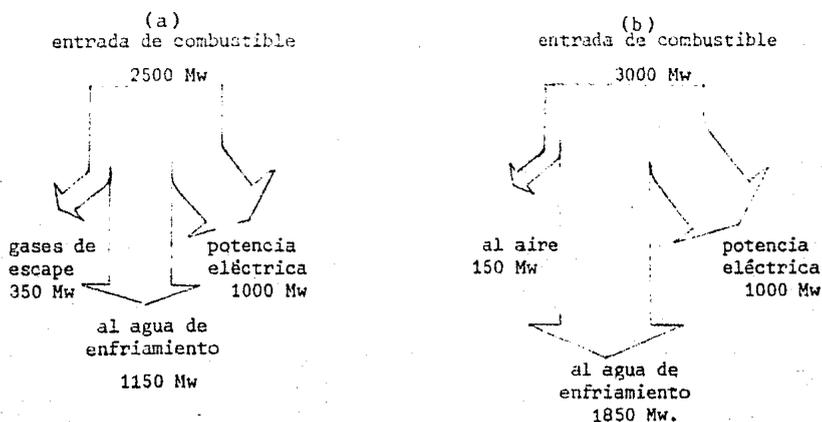


fig. 7 Planta c/comb. fosil (a) , Planta nuclear ( b)

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 DE ENFRIAMIENTO	tiro natural	atmosféricas	-húmedas-flujo cruzado
		húmedas	-hiperbólicas-contraflujo
			-hiperbólicas-flujo cruzado
	secas	-hiperbólicas de tubos aletados verticales y horizontales.	
	tiro mecánico	húmedas	-tiro forzado-contraflujo
			- tiro inducido-contraflujo
			-tiro inducido-flujo cruzado
		secas	-tiro forzado con tubos aletados
		-tiro inducido con tubos aletados	
	híbridas	mixtas	-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.

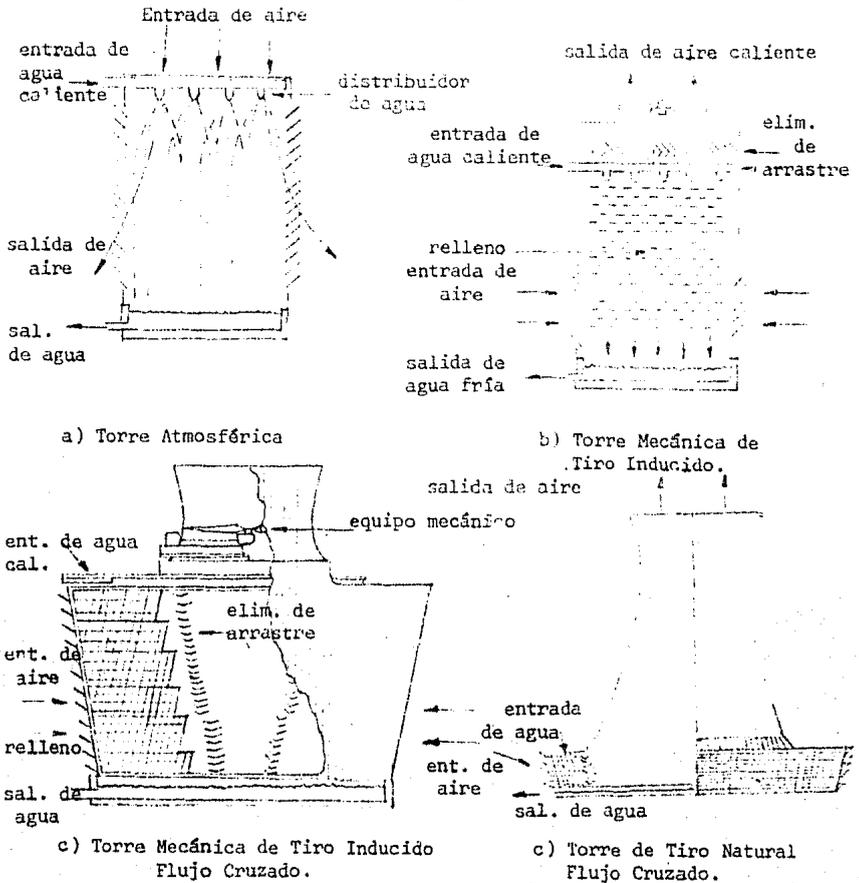


fig. 8

## 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 --

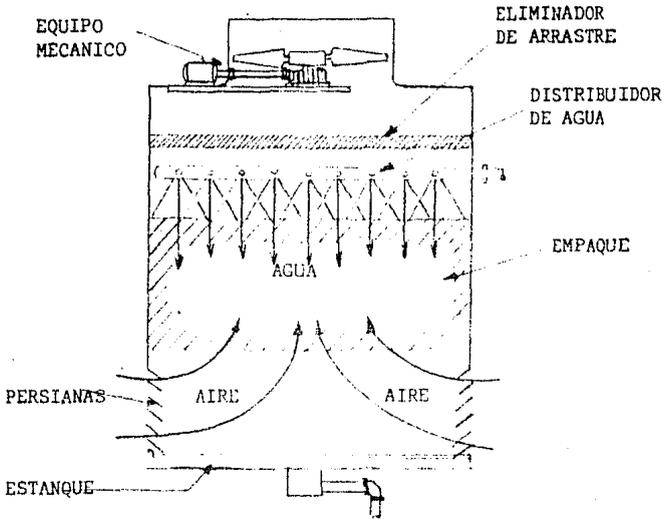
ventaja de un tipo respecto al otro.

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.

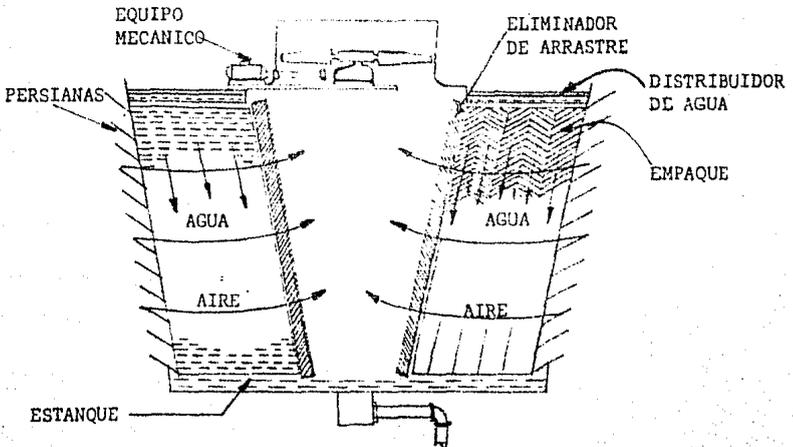
Las torres hiperbólicas no son muy eficientes en regiones áridas o calientes, ya que debido a la baja humedad del aire, -- las pérdidas por evaporación aumentan considerablemente. Además, la humidificación del aire y el elevado valor de la temperatura ambiente actúan haciendo disminuir el rango de enfriamiento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



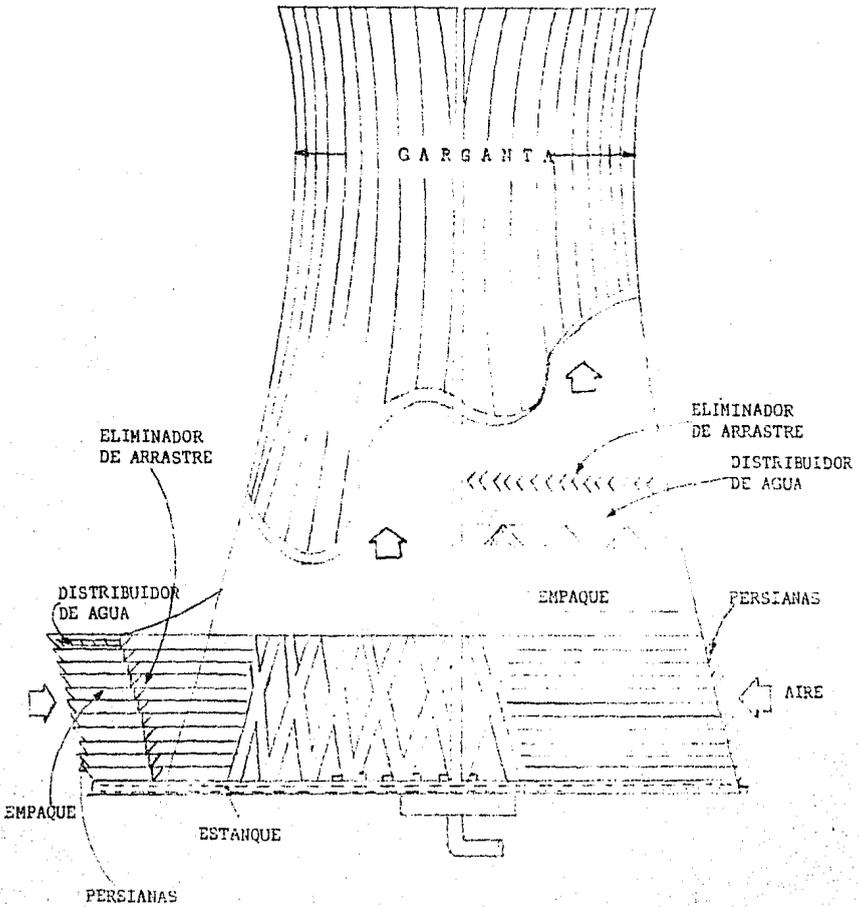
a) Torre mecánica a contraflujo.



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

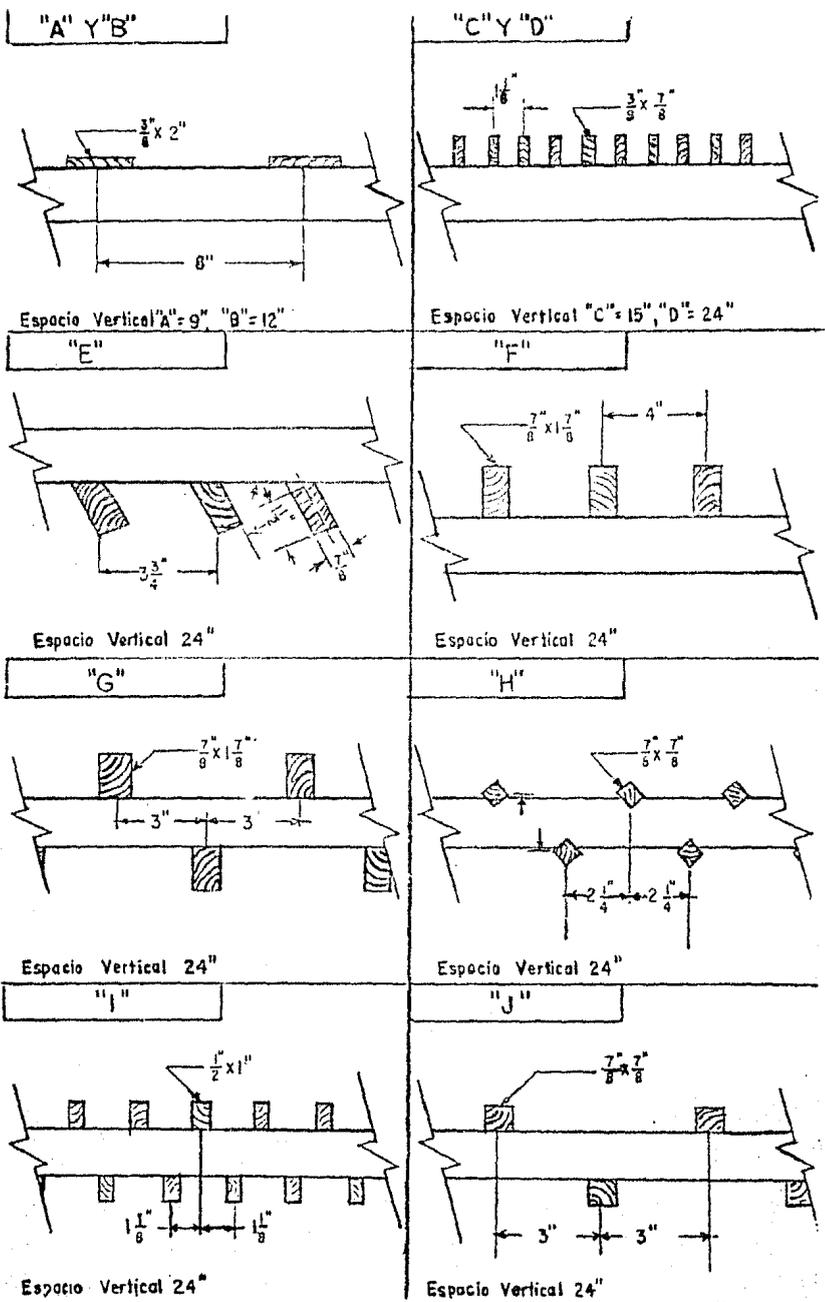


fig. 11 Diversos arreglos de empaque de salpicadura.

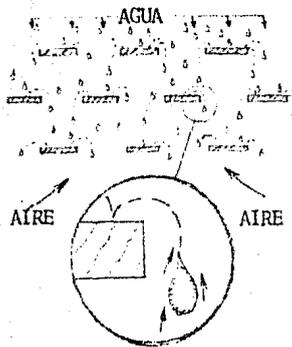


fig.12 Forma de distribución de los flujos de agua y aire en un empaque de salpicadura.

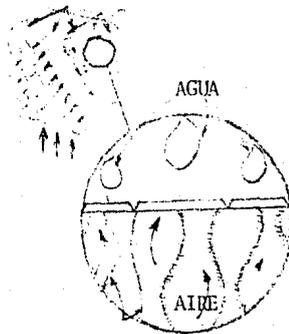
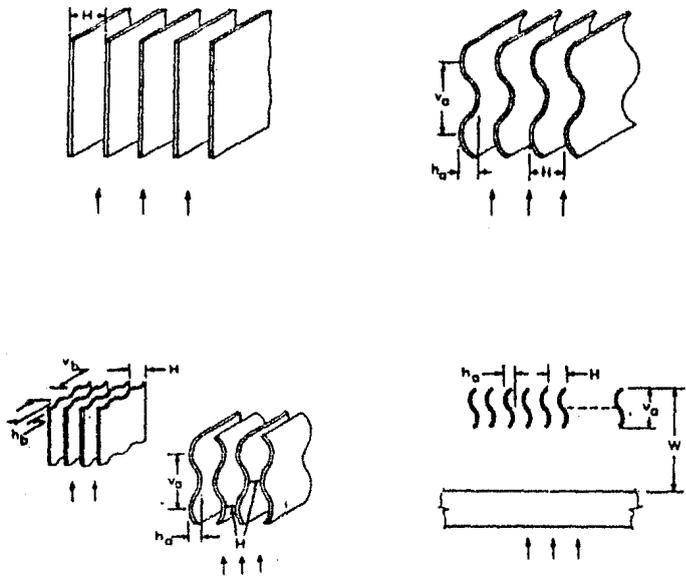


fig.13 Forma en que se distribuyen los flujos de agua y aire en un empaque de película.

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.

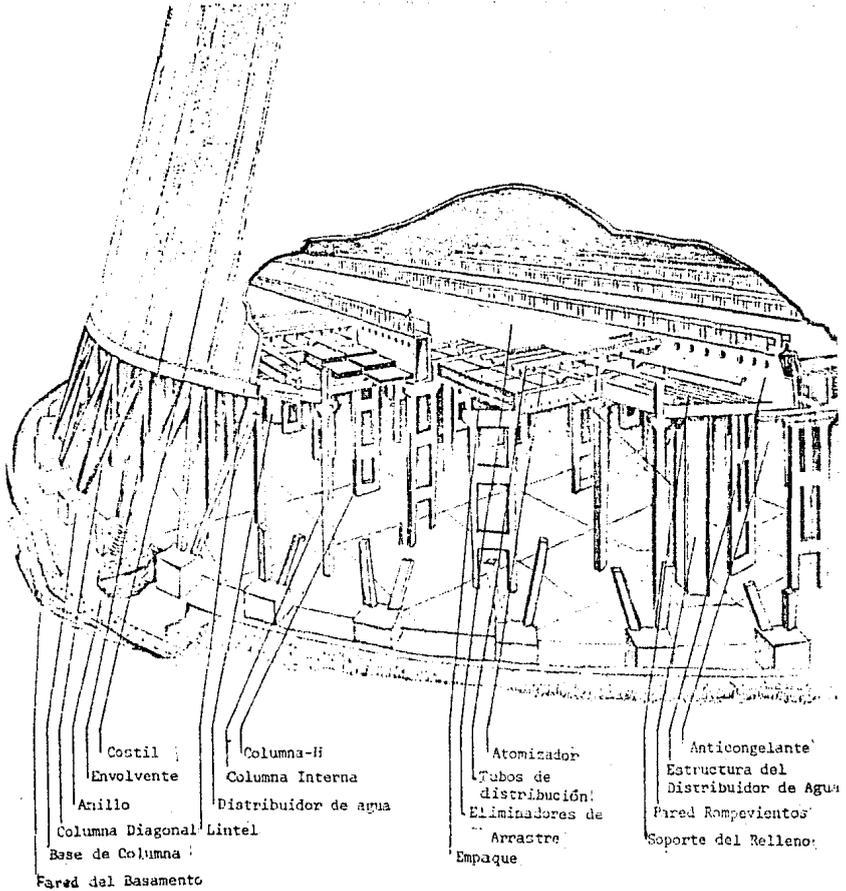


fig.14 Corte de una Torre Hiperbólica Húmeda.

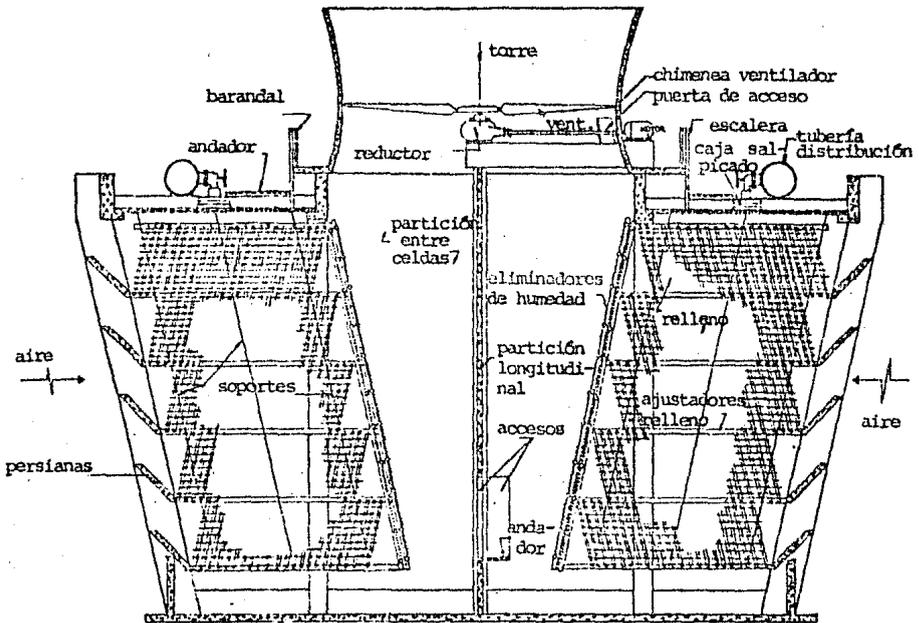


FIG. 15 .SECCION TRANSVERSAL DE UNA TORRE DE ENFRIAMIENTO DE CONCRETO

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:

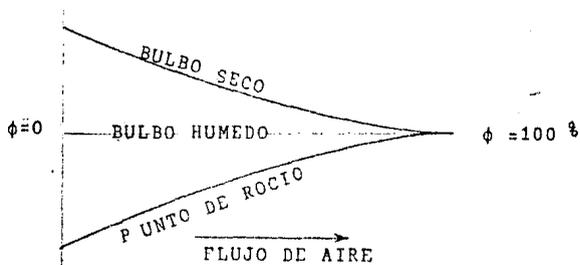


FIG. 16

#### 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.

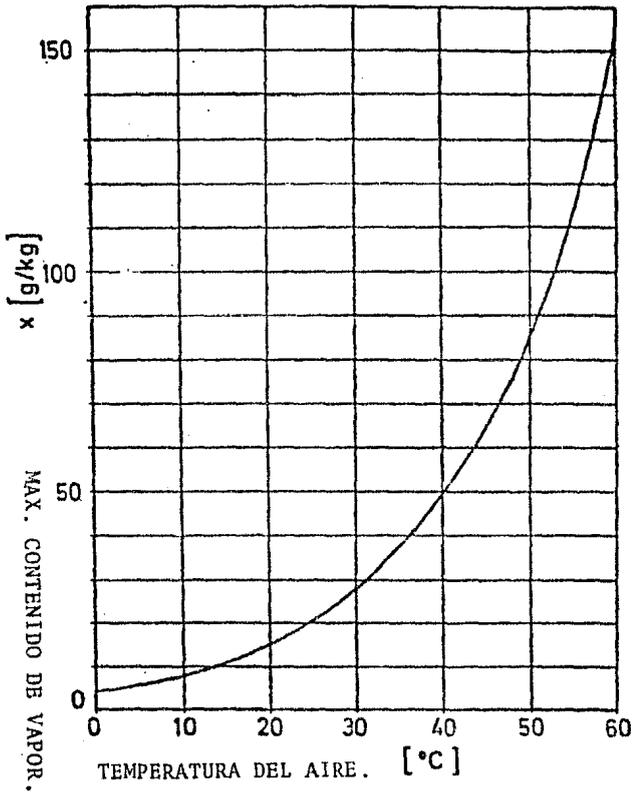


Fig. 17 CAPACIDAD DEL AIRE DE ABSORCION DE HUMEDAD

## 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)

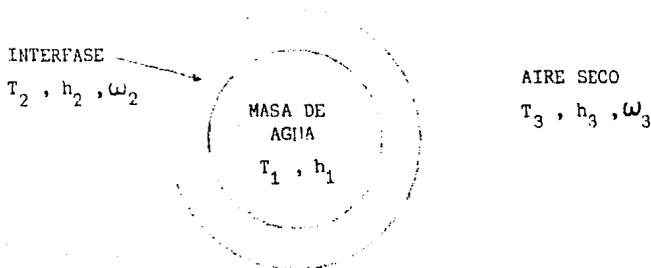


fig.18 Modelo de Merkel

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:

$$\begin{aligned} T_1 &> T_2 > T_3 \\ h_1 &> h_2 > h_3 \\ \omega_1 &> \omega_2 > \omega_3 \end{aligned}$$

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:

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

similarmente 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.

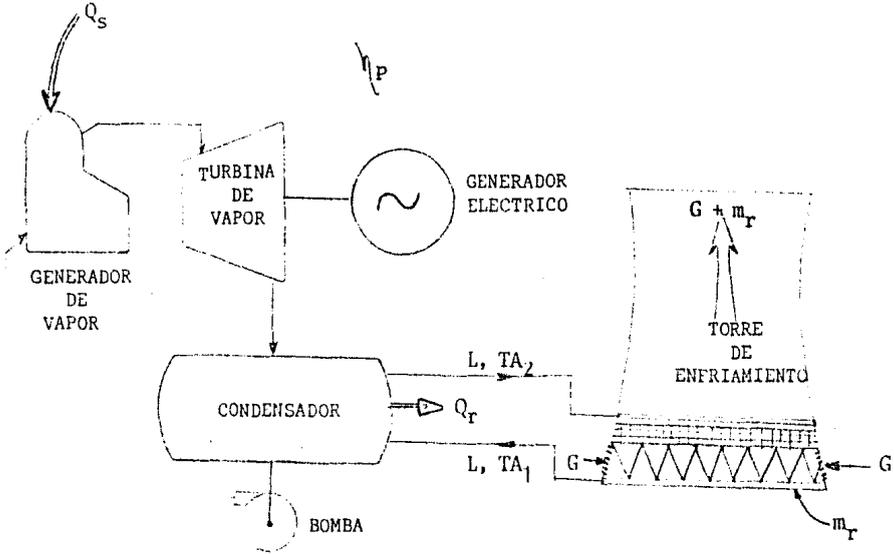


fig.19 Diagrama de una Planta Termoeléctrica.

-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:

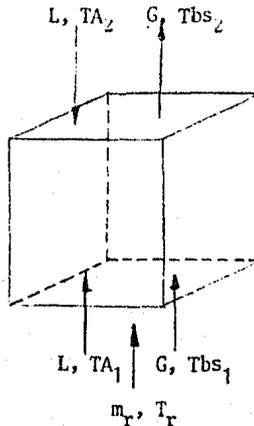


fig20 Esquema que representa los flujos de agua y aire en un relleno a contracorriente.

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

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)

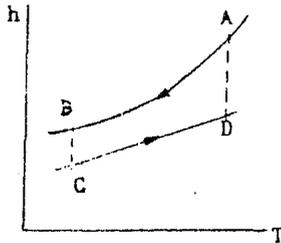


fig.21 Diagrama de enfriamiento.

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"



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

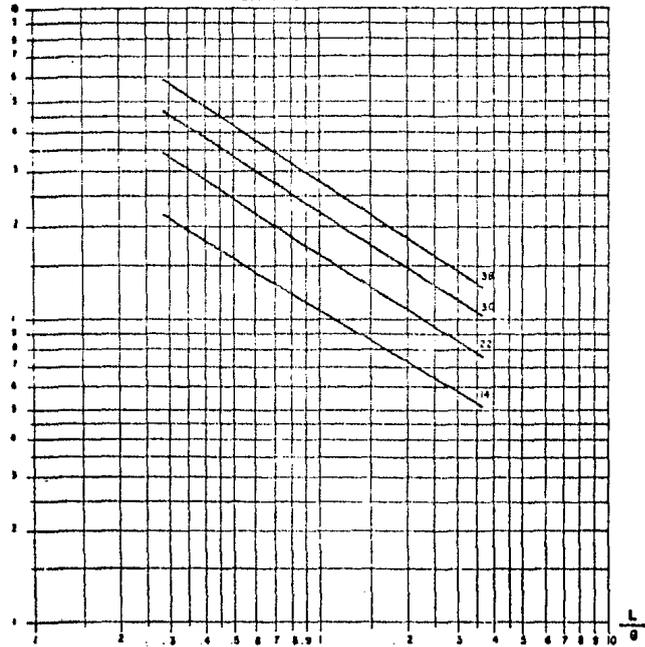


fig.22 Gráfica para obtener el factor de torre de un relleno de salpicadura.

CARACTERISTICA DE FUNCIONAMIENTO  
EMPAQUE TIPO "H"

2.225 cm X 2.225 cm

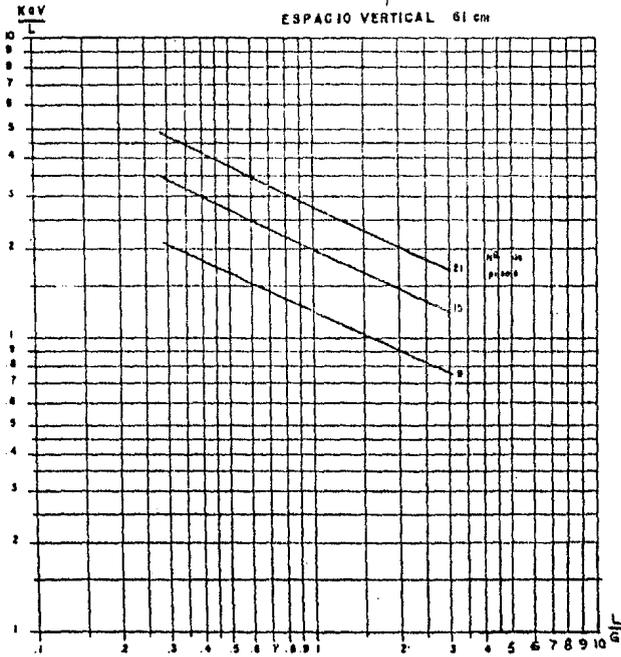
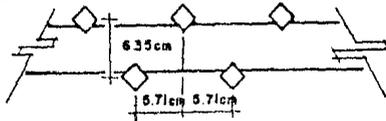


fig.23 Gráfica para obtener el factor de torre en un relleno de salpicadura.

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:

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

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

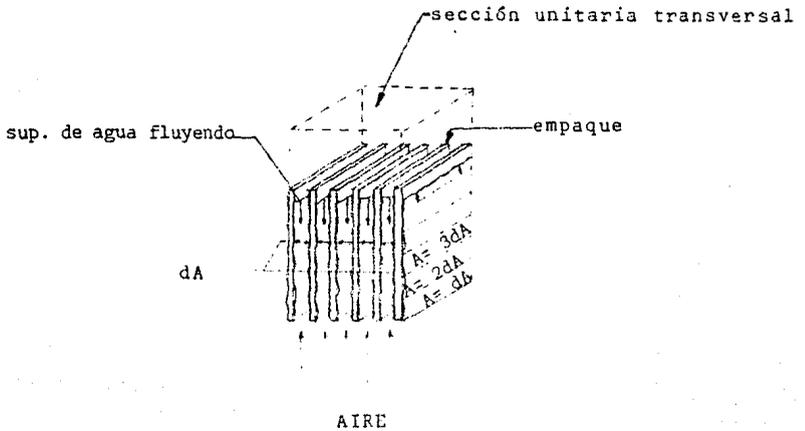
donde:  $t$  = temperatura del aire.

$dt$  = cambio diferencial de  $t$ .

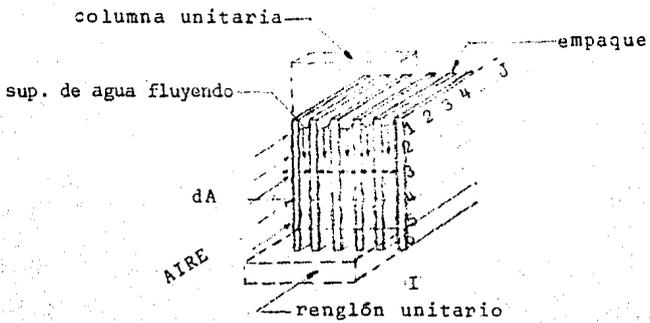
entonces:

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

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.

fig. 24

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

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

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

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:

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

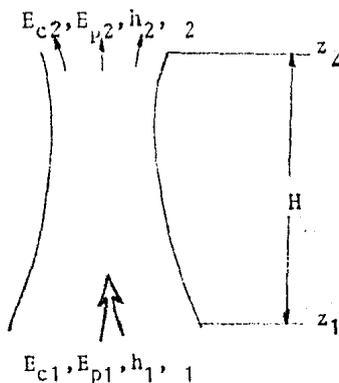
despejando de la ecuación (84), el area queda:

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

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

$E_{p_i}$  = 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

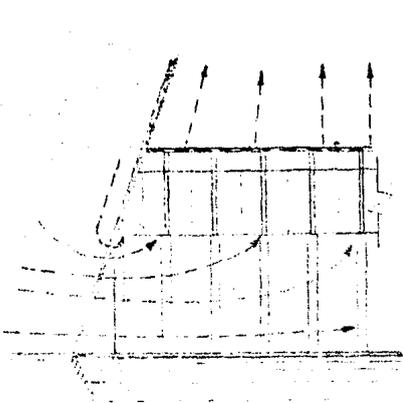
$N_{v,elim}$  = pérdidas en los eliminadores de arrastre

$N_{v,sp}$  = pérdidas por rocío

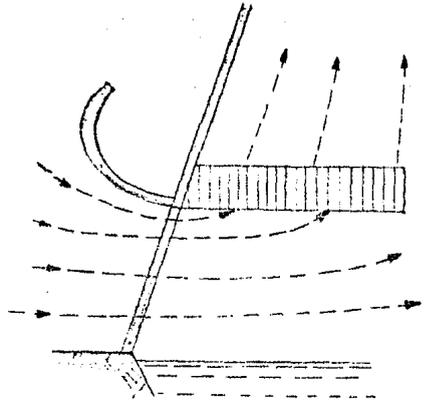
$N_{v,col}$  = pérdidas debidas a soportes, tuberías, columnas,  
etc.

todas estas pérdidas se expresan en presión dinámica del aire.

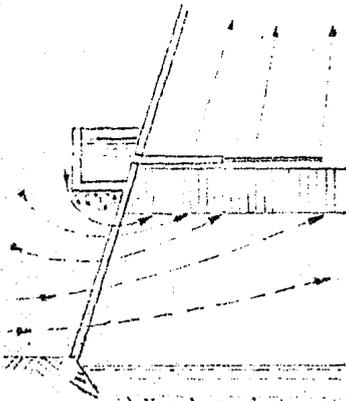
A continuación se hace una breve explicación de la evaluación de cada uno de los factores de pérdida antes mencionados.



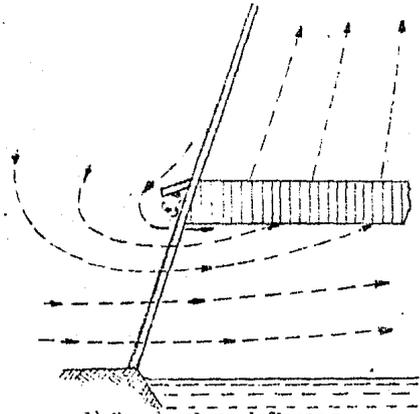
a) Configuración normal.



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.

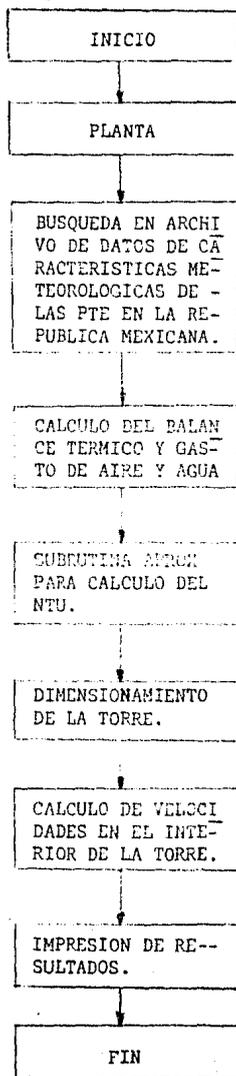
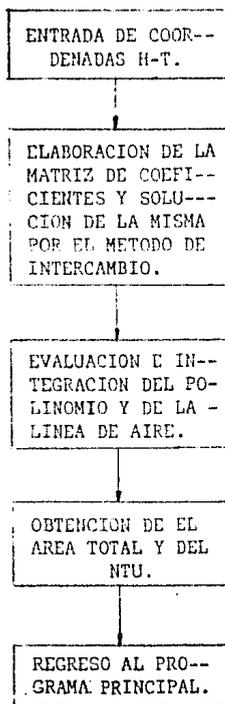


DIAGRAMA DE BLOQUES SUBROUTINA  
APROX.



1	VAX/VMS	GV6000	TORRES	2-JUL-1988	13:49	LPAGE	2-JUL-1988	13:49	01
2	VAX/VMS	GV6000	TORRES	2-JUL-1988	13:49	LPAGE	2-JUL-1988	13:49	01
3	VAX/VMS	GV6000	TORRES	2-JUL-1988	13:49	LPAGE	2-JUL-1988	13:49	01
4	VAX/VMS	GV6000	TORRES	2-JUL-1988	13:49	LPAGE	2-JUL-1988	13:49	01
5									
6									
7									
8									
9									
10									
11									
12									
13									
14									
15									
16									
17	IIIIIIII	000000	000000	000000	000000	000000	000000	000000	00
18	IIIIIIII	000000	000000	000000	000000	000000	000000	000000	00
19	II	00	00	00	00	00	00	00	00
20	II	00	00	00	00	00	00	00	00
21	II	00	00	00	00	00	00	00	00
22	II	00	00	00	00	00	00	00	00
23	II	00	00	00	00	00	00	00	00
24	II	00	00	00	00	00	00	00	00
25	II	00	00	00	00	00	00	00	00
26	II	00	00	00	00	00	00	00	00
27	II	00	00	00	00	00	00	00	00
28	II	00	00	00	00	00	00	00	00
29	II	00	00	00	00	00	00	00	00
30	II	00	00	00	00	00	00	00	00
31									
32	00000000	000000	00000000	00000000	00000000	00000000	00000000	00000000	00
33	00000000	000000	00000000	00000000	00000000	00000000	00000000	00000000	00
34	00	00	00	00	00	00	00	00	00
35	00	00	00	00	00	00	00	00	00
36	00	00	00	00	00	00	00	00	00
37	00	00	00	00	00	00	00	00	00
38	00000000	00	00	00000000	00000000	00000000	00000000	00000000	00
39	00000000	00	00	00000000	00000000	00000000	00000000	00000000	00
40	00	00	00000000	00	00	00	00	00	00
41	00	00	00000000	00	00	00	00	00	00
42	00	00	00000000	00	00	00	00	00	00
43	00	00	00000000	00	00	00	00	00	00
44	00000000	00	00	00000000	00000000	00000000	00000000	00000000	00
45	00000000	00	00	00000000	00000000	00000000	00000000	00000000	00
46									
47									
48									
49									
50									
51									
52									
53									
54									
55									
56									
57	VAX/VMS	GV6000	TORRES	2-JUL-1988	13:49	LPAGE	2-JUL-1988	13:49	01
58	VAX/VMS	GV6000	TORRES	2-JUL-1988	13:49	LPAGE	2-JUL-1988	13:49	01
59	VAX/VMS	GV6000	TORRES	2-JUL-1988	13:49	LPAGE	2-JUL-1988	13:49	01
60									
61									
62									
63									











```

1
2 3495 h=1001 "000000 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-h1)
11 3540 h=(10-h1)*(10-h1)
12 3545 h=(10-h1)
13 3550 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
14 3570 h=(10-h1)*(10-h1)
15 3575 h=(10-h1)
16 3580 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
17 3585 h=(10-h1)*(10-h1)
18 3590 h=(10-h1)
19 3595 h=(10-h1)*(10-h1)
20 3600 h=(10-h1)
21 3605 h=(10-h1)*(10-h1)
22 3610 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
23 3615 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
24 3620 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
25 3625 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
26 3630 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
27 3635 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
28 3640 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
29 3645 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
30 3650 h=(10-h1)*(10-h1) "SI-P000 378"
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	39.117	6376.57
5	7	1.48985	2.67301	35.0094	6032.87
6	8	1.76274	2.72378	31.2237	5734.37
7	9	2.1123	2.7876	27.8213	5479.59
8	10	2.42911	2.86354	24.7473	5252.24
9	11	2.71492	2.95179	21.9662	5047.39
10	12	2.95173	3.05175	19.5385	4868.02
11	13	2.16674	3.16312	17.4171	4709.17
12	14	2.47435	3.28695	15.5694	4567.03
13	15	2.748219	3.42357	14.0657	4439.59
14	16	3.00077	3.57323	12.8406	4323.21
15	17	3.24177	3.73628	11.8473	4214.77
16	18	3.47155	3.91309	11.0377	4112.27
17	19	3.69134	4.09396	10.3655	4014.66
18	20	3.90272	4.27817	9.8117	3921.51
19	21	4.10599	4.46505	9.3572	3832.36
20	22	4.30135	4.65492	8.9717	3746.72
21	23	4.48874	4.84711	8.6452	3664.17
22	24	4.66811	5.04194	8.3674	3584.21
23	25	4.83956	5.24963	8.1281	3506.49
24	26	5.00319	5.47042	7.9217	3431.53
25	27	5.15835	5.70451	7.7335	3358.96
26	28	5.30521	5.95209	7.5599	3288.29
27	29	5.44398	6.21338	7.4055	3219.97
28	30	5.57483	6.48857	7.2663	3154.41
29					
30	ALURA Total de la Planta 20,120.174				
31	*****				
32	POTENCIA CON CORRECCION DE LOS FACTORES DE CORRECCION DE LOS FACTORES				
33	P1= 117.341 (1.07) P2= 117.341 (1.07) P3= 117.341 (1.07)				
34	P4= 240.7 (1.07) P5= 240.7 (1.07)				
35	*****				
36	CALCULO DE CORRECCION				
37	CORRECCION DE LOS FACTORES DE CORRECCION DE LOS FACTORES				
38	POTENCIA DE CORRECCION DE LOS FACTORES				
39	P1= 117.341 (1.07) P2= 117.341 (1.07) P3= 117.341 (1.07)				
40	P4= 240.7 (1.07) P5= 240.7 (1.07)				
41	P6= 39.1 (1.07)				
42	P7= 117.341 (1.07) P8= 117.341 (1.07)				
43	G= 3902.48 (1.07) P9= 39.1 (1.07)				
44	G2= 3.50 (1.07)				
45	CF= 25950				
46	L1= 117.341 (1.07) P10= 117.341 (1.07) G1= 2595.24 (1.07) P12= 117.341 (1.07)				
47	P11= 117.341 (1.07) P13= 117.341 (1.07)				
48	P14= 600.261 (1.07) P15= 600.261 (1.07)				
49					
50	SISTEMA DE CORRECCION DE LOS FACTORES DE CORRECCION				
51	A UN PUNTO DE VISTA DE LOS FACTORES				
52					
53	COEFICIENTES DE CORRECCION				
54	A 1 = 1.07 (1.07)				
55	A 1 = 2.97 (1.07)				
56	A 2 = -1.22 (1.07)				
57	A 3 = -1.12 (1.07)				
58	A 4 = -2.13 (1.07)				
59	A 5 = -1.58 (1.07)				
60	A 6 = -2.13 (1.07)				
61	AREA DE LA CORRECCION 1423.79				
62	SISTEMA DE CORRECCION DE LOS FACTORES 9.20 (1.07)				
63					

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 0FFG2= 2496.7 1n2= 49
2 *****
3 CALCULO DE PUNTO
4 INCLUIDO EN EL PROGRAMA DE PUNTO DE EQUILIBRIO DE
5 EL SISTEMA DE PUNTO DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO DE
6 (IN)
7
8 G INCLUIDO=21= 2601.3
9 PAF= 14.0371 10/71 21 PAF= 19000 100/721
10 TAF= 30 1/71
11 TRAP. DEL PUNTO DE EQUILIBRIO DE 10.1 1/71
12 G= 9271.9 100/700=21
13 C= 2507.9
14 C= 2517.9
15 L= 19020.0 100/700=21 G= 2000000/71 100/70=21
16 H= 250.173 100/700=21
17 H= 190.0 100/700=21
18
19
20 SUBROTA DE PUNTO DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
21 A UN PUNTO DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
22
23 CURVA DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
24 A 0 = 25.7107
25 A 1 = 2.9704
26 A 2 = -1.2000
27 A 3 = -1.2700
28 A 4 = -1.1300
29 A 5 = -1.2000
30 A 6 = -1.2000
31 AREA DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
32 VOLUMEN DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
33 V= 300.10 100/71
34 A= 15000
35 AREA DEL PUNTO DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
36 VOLUMEN DEL PUNTO DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
37 VOLUMEN DEL PUNTO DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
38 AREA DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
39 DISEÑO DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
40 AREA DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
41 O= 15000.2
42 E= 10.000 1 10000.0 10000.0
43 E= 10.000 2 10000.0 10000.0
44 I= 100.000 10000.0 10000.0 10000.0
45 O= 300.000 10000.0 10000.0 10000.0
46 H= 1.1000 10000.0 10000.0 10000.0
47 H= 1.1000 10000.0 10000.0 10000.0
48 C= 25000.0 10000.0
49 V= 2.0000
50 V= 2.0000
51 V= 2.0000
52 AREA DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
53 C= 25000.0 10000.0
54 DISEÑO DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
55 AREA DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
56 VOLUMEN DE EQUILIBRIO DE PUNTO DE EQUILIBRIO
57 INCLUIDO EN EL PROGRAMA DE PUNTO DE EQUILIBRIO
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

```

3	5	6.3677	6.33251	113.212	10000.4
4	6	5.81124	5.77607	119.371	9867.53
5	7	5.11476	5.07959	127.554	9736.16
6	8	4.29632	4.26124	136.76	9606.36
7	9	3.38164	3.34775	146.994	9478.14
8	10	2.37428	2.34269	158.251	9351.49
9	11	1.29088	1.26073	170.531	9226.35
10	12	0.20025	0.19197	183.831	9102.66
11	13	11.4391	11.3311	198.151	8980.4
12	14	12.2236	12.1078	213.494	8859.6
13	15	13.1531	13.0281	229.867	8740.2
14	16	13.9266	13.7948	247.274	8622.2
15	17	14.492	14.3624	265.714	8505.6
16	18	15.2237	15.0909	285.184	8390.6
17	19	16.2773	16.1386	305.681	8277.1
18	20	17.6166	17.4716	327.212	8165.1
19	21	19.2937	19.1491	349.774	8054.6
20	22	21.3685	21.2263	373.371	7945.6
21	23	23.902	23.7609	398.004	7838.1
22	24	26.965	26.8252	423.674	7732.1
23	25	30.6373	30.4973	450.381	7627.6
24	26	34.998	34.8578	478.124	7524.6
25	27	40.1427	40.0027	506.901	7422.1
26	28	46.072	45.932	536.714	7321.1
27	29	52.896	52.7516	567.567	7221.6
28	30	60.632	60.4876	600.464	7123.6
29	31	69.397	69.2531	635.401	7027.1
30	32	79.208	79.0581	672.374	6932.1
31	33	90.081	89.9331	711.391	6838.6
32	34	102.034	101.888	752.454	6746.6
33	35	115.084	114.943	795.571	6656.1
34	36	129.247	129.106	840.744	6567.1
35	37	144.531	144.39	887.971	6479.6
36	38	160.954	160.813	937.254	6393.6
37	39	178.537	178.396	988.591	6309.1
38	40	197.288	197.151	1041.98	6226.1
39	41	217.224	217.088	1097.43	6144.6
40	42	238.364	238.228	1154.94	6064.6
41	43	260.727	260.591	1214.51	5986.1
42	44	284.331	284.204	1276.14	5909.1
43	45	309.194	309.067	1339.83	5833.6
44	46	335.337	335.21	1405.58	5759.6
45	47	362.77	362.643	1473.39	5687.1
46	48	391.513	391.386	1543.26	5616.1
47	49	421.574	421.447	1615.19	5547.1
48	50	452.971	452.844	1689.18	5479.6
49	51	485.734	485.607	1765.23	5413.6
50	52	520.881	520.754	1843.34	5349.1
51	53	558.442	558.315	1923.51	5286.1
52	54	598.447	598.32	2005.74	5224.6
53	55	640.924	640.797	2090.13	5164.6
54	56	685.901	685.774	2176.68	5106.1
55	57	733.407	733.28	2265.39	5049.1
56	58	783.472	783.345	2357.26	4993.6
57	59	836.127	836.001	2452.29	4939.1
58	60	891.401	891.274	2550.48	4886.1
59	61	949.324	949.197	2651.83	4834.6
60	62	1009.937	1009.81	2756.34	4784.1
61	63	1073.28	1073.153	2864.01	4735.6
62	64	1139.391	1139.264	2974.84	4688.1
63	65	1208.294	1208.167	3088.83	4642.6
64	66	1280.037	1279.91	3205.98	4598.1
65	67	1354.66	1354.533	3326.29	4554.6
66	68	1432.21	1432.083	3449.76	4512.1
67	69	1512.73	1512.603	3576.39	4470.6
68	70	1596.28	1596.123	3706.18	4430.1
69	71	1682.91	1682.743	3839.13	4390.6
70	72	1772.57	1772.403	3975.24	4351.6
71	73	1865.31	1865.143	4114.51	4313.6
72	74	1961.08	1960.883	4256.94	4276.1
73	75	2059.84	2059.643	4402.53	4240.6
74	76	2161.55	2161.353	4551.28	4206.1
75	77	2266.27	2266.073	4703.19	4172.6
76	78	2373.96	2373.763	4858.26	4140.1
77	79	2484.59	2484.393	5016.49	4108.6
78	80	2598.12	2597.923	5177.88	4078.1
79	81	2714.61	2714.413	5342.43	4048.6
80	82	2834.03	2833.833	5510.14	4020.1
81	83	2956.34	2956.143	5681.01	3992.6
82	84	3081.61	3081.413	5855.04	3966.1
83	85	3209.81	3209.613	6032.23	3940.6
84	86	3340.91	3340.713	6212.58	3916.1
85	87	3474.88	3474.683	6396.09	3892.6
86	88	3611.69	3611.493	6582.76	3869.1
87	89	3751.31	3751.113	6772.59	3846.6
88	90	3893.71	3893.513	6965.58	3824.6
89	91	4038.86	4038.663	7161.73	3803.1
90	92	4186.73	4186.533	7361.04	3782.6
91	93	4337.29	4337.093	7563.51	3763.1
92	94	4490.51	4490.313	7769.14	3744.6
93	95	4646.36	4646.163	7977.93	3726.6
94	96	4804.81	4804.613	8189.88	3709.1
95	97	4965.84	4965.643	8404.99	3692.6
96	98	5129.41	5129.213	8623.26	3677.1
97	99	5295.59	5295.393	8844.69	3662.6
98	100	5464.34	5464.143	9069.28	3649.1
99	101	5635.63	5635.433	9297.03	3636.6
100	102	5809.43	5809.233	9527.94	3624.6
101	103	5985.71	5985.513	9762.01	3613.1
102	104	6164.54	6164.343	10000.24	3602.6
103	105	6345.89	6345.693	10242.63	3592.6
104	106	6529.74	6529.543	10489.18	3583.1
105	107	6716.06	6715.863	10739.89	3574.6
106	108	6904.81	6904.613	11094.76	3566.6
107	109	7096.96	7096.763	11453.79	3559.1
108	110	7292.47	7292.273	11816.98	3552.6
109	111	7490.41	7490.213	12184.33	3546.6
110	112	7690.76	7690.563	12555.84	3541.1
111	113	7893.49	7893.293	12931.51	3536.6
112	114	8098.57	8098.373	13311.34	3532.6
113	115	8305.96	8305.763	13695.33	3529.1
114	116	8515.64	8515.443	14083.48	3526.6
115	117	8727.59	8727.393	14475.79	3524.1
116	118	8941.78	8941.583	14872.26	3522.6
117	119	9158.18	9157.983	15272.89	3521.1
118	120	9376.76	9376.563	15677.68	3520.6
119	121	9597.49	9597.293	16086.63	3520.1
120	122	9820.34	9820.143	16499.74	3520.6
121	123	10045.29	10045.093	16917.01	3521.1
122	124	10272.41	10272.213	17338.44	3521.6
123	125	10501.68	10501.483	17764.03	3522.1
124	126	10733.07	10732.873	18193.78	3522.6
125	127	10966.56	10966.363	18627.69	3523.1
126	128	11202.12	11201.923	19065.76	3523.6
127	129	11439.73	11439.533	19507.99	3524.1
128	130	11679.37	11679.173	19954.38	3524.6
129	131	11921.02	11920.823	20404.93	3525.1
130	132	12164.66	12164.463	20859.64	3525.6
131	133	12410.27	12410.073	21318.51	3526.1
132	134	12657.84	12657.643	21781.54	3526.6
133	135	12907.34	12907.143	22248.73	3527.1
134	136	13158.75	13158.553	22720.08	3527.6
135	137	13412.04	13411.843	23195.59	3528.1
136	138	13667.29	13667.093	23675.26	3528.6
137	139	13924.48	13924.283	24159.09	3529.1
138	140	14183.59	14183.393	24647.08	3529.6
139	141	14444.69	14444.493	25139.23	3530.1
140	142	14707.76	14707.563	25635.54	3530.6
141	143	14972.78	14972.583	26136.01	3531.1
142	144	15239.74	15239.543	26640.64	3531.6
143	145	15508.62	15508.423	27149.43	3532.1
144	146	15779.41	15779.213	27662.38	3532.6
145	147	16052.09	16051.893	28179.49	3533.1
146	148	16326.64	16326.443	28700.76	3533.6
147	149	16603.04	16602.843	29226.19	3534.1
148	150	16881.27	16881.073	29755.78	3534.6
149	151	17161.41	17161.213	30289.53	3535.1
150	152	17443.44	17443.243	30827.44	3535.6
151	153	17727.34	17727.043	31369.51	3536.1
152	154	18013.11	18012.843	31915.74	3536.6
153	155	18300.73	18300.543	32466.13	3537.1
154	156	18590.19	18590.003	33020.68	3537.6
155	157	18881.48	18881.283	33579.39	3538.1
156	158	19174.58	19174.383	34142.26	3538.6
157	159	19469.47	19469.283	34709.29	3539.1
158	160	19766.14	19765.983	35280.48	3539.6
159	161	20064.57	20064.383	35855.83	3540.1
160	162	20364.74	20364.583	36435.34	3540.6
161	163	20666.64	20666.483	37019.01	3541.1
162	164	20970.25	20970.083	37606.84	3541.6
163	165	21275.56	21275.383	38198.83	3542.1
164	166	21582.56	21582.383	38794.98	3542.6
165	167	21891.24	21891.083	39395.29	3543.1
166	168	22201.59	22201.383	39999.76	3543.6
167	169	22513.6	22513.383	40608.39	3544.1
168	170	22827.24	22827.083	41221.18	3544.6
169	171	23142.51	23142.283	41838.13	3545.1
170	172	23459.39	23459.183	42459.24	3545.6
171	173	23777.78	23777.583	43084.51	3546.1
172	174	24097.67	24097.483	43713.94	3546.6
173	175	24419.05	24418.883	44347.53	3547.1
174	176	24741.91	24741.783	44985.28	3547.6
175	177	25066.24	25066.183	45627.19	3548.1
176	178	25392.04	25391.983	46273.26	3548.6
177	179	25719.29	25719.283	46923.49	3549.1
178	180	26047.99	26047.683	47577.88	3549.6
179	181	26378.12	26377.983	48236.43	3550.1
180	182	26709.67	26709.483	48899.14	3550.6
181	183	27042.64	27042.383	49566.01	3551.1
182	184				

1				
2	V1= 3500.00 1.11831			
3	A1= 135000			
4	ALICUA DEL EMPLEADO= 311.132 111001	ALICUA DEL EMPLEADO= 34.9390 101		
5	ALICUA DEL EMPLEADO= 114120.001	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	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
12	EA EL CICLO 2	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
13	EA EL CICLO 3	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
14	EA EL CICLO 4	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
15	EA EL CICLO 5	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
16	EA EL CICLO 6	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
17	EA EL CICLO 7	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
18	EA EL CICLO 8	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
19	EA EL CICLO 9	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
20	EA EL CICLO 10	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
21	EA EL CICLO 11	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
22	EA EL CICLO 12	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
23	EA EL CICLO 13	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
24	EA EL CICLO 14	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
25	EA EL CICLO 15	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
26	EA EL CICLO 16	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
27	EA EL CICLO 17	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
28	EA EL CICLO 18	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
29	EA EL CICLO 19	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
30	EA EL CICLO 20	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
31	EA EL CICLO 21	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
32	EA EL CICLO 22	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
33	EA EL CICLO 23	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
34	EA EL CICLO 24	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
35	EA EL CICLO 25	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
36	EA EL CICLO 26	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
37	EA EL CICLO 27	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
38	EA EL CICLO 28	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
39	EA EL CICLO 29	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
40	EA EL CICLO 30	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
41	EA EL CICLO 31	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
42	EA EL CICLO 32	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
43	EA EL CICLO 33	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
44	EA EL CICLO 34	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
45	EA EL CICLO 35	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
46	EA EL CICLO 36	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
47	EA EL CICLO 37	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
48	EA EL CICLO 38	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
49	EA EL CICLO 39	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
50	EA EL CICLO 40	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
51	EA EL CICLO 41	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
52	EA EL CICLO 42	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
53	EA EL CICLO 43	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
54	EA EL CICLO 44	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
55	EA EL CICLO 45	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
56	EA EL CICLO 46	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
57	EA EL CICLO 47	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
58	EA EL CICLO 48	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
59	EA EL CICLO 49	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
60	EA EL CICLO 50	AFR DE SECCION DE EMPLEADO 0.002928		
61	AFR DE SECCION DE EMPLEADO DEL AFR= 135000 111001 1204741 001			
62	AFR DE SECCION DE EMPLEADO DEL AFR= 120.000 111			
63	AFR DE SECCION DE EMPLEADO DEL AFR= 120.000 101			



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	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	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 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



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

```

VALUATION OF A CONTINUOUS 300000 1700
In(Continuation of Form 1041-C) = 177000
1 267000 177000 01038180 AREA 397500
2 267000 177000 02038180 397500
3 267000 177000 03038180 397500
4 267000 177000 04038180 397500
5 267000 177000 05038180 397500
6 267000 177000 06038180 397500
7 267000 177000 07038180 397500
8 267000 177000 08038180 397500
9 267000 177000 09038180 397500
10 267000 177000 10038180 397500
11 267000 177000 11038180 397500
12 267000 177000 12038180 397500
13 267000 177000 13038180 397500
14 267000 177000 14038180 397500
15 267000 177000 15038180 397500
16 267000 177000 16038180 397500
17 267000 177000 17038180 397500
18 267000 177000 18038180 397500
19 267000 177000 19038180 397500
20 267000 177000 20038180 397500
21 267000 177000 21038180 397500
22 267000 177000 22038180 397500
23 267000 177000 23038180 397500
24 267000 177000 24038180 397500
25 267000 177000 25038180 397500
26 267000 177000 26038180 397500
27 267000 177000 27038180 397500
28 267000 177000 28038180 397500
29 267000 177000 29038180 397500
30 267000 177000 30038180 397500
31 267000 177000 31038180 397500
32 267000 177000 32038180 397500
33 267000 177000 33038180 397500
34 267000 177000 34038180 397500
35 267000 177000 35038180 397500
36 267000 177000 36038180 397500
37 267000 177000 37038180 397500
38 267000 177000 38038180 397500
39 267000 177000 39038180 397500
40 267000 177000 40038180 397500
41 267000 177000 41038180 397500
42 267000 177000 42038180 397500
43 267000 177000 43038180 397500
44 267000 177000 44038180 397500
45 267000 177000 45038180 397500
46 267000 177000 46038180 397500
47 267000 177000 47038180 397500
48 267000 177000 48038180 397500
49 267000 177000 49038180 397500
50 267000 177000 50038180 397500
51 267000 177000 51038180 397500
52 267000 177000 52038180 397500
53 267000 177000 53038180 397500
54 267000 177000 54038180 397500
55 267000 177000 55038180 397500
56 267000 177000 56038180 397500
57 267000 177000 57038180 397500
58 267000 177000 58038180 397500
59 267000 177000 59038180 397500
60 267000 177000 60038180 397500
61 267000 177000 61038180 397500
62 267000 177000 62038180 397500
63 267000 177000 63038180 397500
64 267000 177000 64038180 397500
65 267000 177000 65038180 397500
66 267000 177000 66038180 397500
67 267000 177000 67038180 397500
68 267000 177000 68038180 397500
69 267000 177000 69038180 397500
70 267000 177000 70038180 397500
71 267000 177000 71038180 397500
72 267000 177000 72038180 397500
73 267000 177000 73038180 397500
74 267000 177000 74038180 397500
75 267000 177000 75038180 397500
76 267000 177000 76038180 397500
77 267000 177000 77038180 397500
78 267000 177000 78038180 397500
79 267000 177000 79038180 397500
80 267000 177000 80038180 397500
81 267000 177000 81038180 397500
82 267000 177000 82038180 397500
83 267000 177000 83038180 397500
84 267000 177000 84038180 397500
85 267000 177000 85038180 397500
86 267000 177000 86038180 397500
87 267000 177000 87038180 397500
88 267000 177000 88038180 397500
89 267000 177000 89038180 397500
90 267000 177000 90038180 397500
91 267000 177000 91038180 397500
92 267000 177000 92038180 397500
93 267000 177000 93038180 397500
94 267000 177000 94038180 397500
95 267000 177000 95038180 397500
96 267000 177000 96038180 397500
97 267000 177000 97038180 397500
98 267000 177000 98038180 397500
99 267000 177000 99038180 397500
100 267000 177000 100038180 397500

```

2	A 3 = 414791-02		
3	A 4 = 421472-04		
4	A 5 = 415270-08		
5	A 6 = 421470-08		
6	AREA DE LA OTRA = 1,721,77		
7	VOLUMEN DE CEMENTO DE LA OTRA = 3,901,35		
8	VI = 1798,27 (10183)		
9	AI = 52707		
10	VOLUMEN DE CEMENTO DE LA OTRA = 1,721,77 (10183)		
11	VOLUMEN DE CEMENTO DE LA OTRA = 3,901,35		VOLUMEN DE CEMENTO = 3,901,35 (10183)
12	VOLUMEN DE CEMENTO DE LA OTRA = 3,901,35		VOLUMEN DE CEMENTO = 3,901,35 (10183)
13	AREA DE LA OTRA = 1,721,77 (10183)		
14	DIAGONAL DE LA OTRA = 1,721,77 (10183)		
15	ALICATA DE LA OTRA = 1,721,77 (10183)		
16	DI = 1,721,77 (10183)		
17	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
18	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
19	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
20	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
21	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
22	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
23	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
24	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
25	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
26	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
27	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
28	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
29	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
30	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
31	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
32	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
33	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
34	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
35	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
36	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
37	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
38	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
39	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
40	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
41	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
42	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
43	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
44	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
45	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
46	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
47	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
48	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
49	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
50	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
51	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
52	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
53	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
54	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
55	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
56	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
57	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
58	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
59	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
60	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
61	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
62	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		
63	EA LL CICO = 1,721,77 (10183)		

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



#	ALBUQUA	VALUO (1000)	BLUO (1000)	KADA
1	2135977-01	291151	124,358	12087.9
2	4271955-01	2971008-01	118,354	11094.7
3	2067978-01	197319	114,586	10311.9
4	2203125-01	131132	114,346	10271.4
5	126784	122199	107,007	9182.13
6	126151	127284	107,152	8997.13
7	129319	113379	102,784	8297.36
8	179971	125825	103,006	7954.25
9	172211	118070	98,000	7550.44
10	213597	118070	98,420	7378.29
11	213597	118070	98,300	7359.51
12	213597	118070	98,313	7359.51
13	213597	118070	98,313	7359.51
14	213597	118070	98,313	7359.51
15	213597	118070	98,313	7359.51
16	213597	118070	98,313	7359.51
17	213597	118070	98,313	7359.51
18	213597	118070	98,313	7359.51
19	213597	118070	98,313	7359.51
20	213597	118070	98,313	7359.51
21	213597	118070	98,313	7359.51
22	213597	118070	98,313	7359.51
23	213597	118070	98,313	7359.51
24	213597	118070	98,313	7359.51
25	213597	118070	98,313	7359.51
26	213597	118070	98,313	7359.51
27	213597	118070	98,313	7359.51
28	213597	118070	98,313	7359.51
29	213597	118070	98,313	7359.51
30	213597	118070	98,313	7359.51
31	213597	118070	98,313	7359.51
32	213597	118070	98,313	7359.51
33	213597	118070	98,313	7359.51
34	ALBUQUA TOTAL DE LOS 10000	12,567,001	100,000	887,111
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
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
103
104
105
106
107
108
109
110
111
112
113
114
115
116
117
118
119
120
121
122
123
124
125
126
127
128
129
130
131
132
133
134
135
136
137
138
139
140
141
142
143
144
145
146
147
148
149
150
151
152
153
154
155
156
157
158
159
160
161
162
163
164
165
166
167
168
169
170
171
172
173
174
175
176
177
178
179
180
181
182
183
184
185
186
187
188
189
190
191
192
193
194
195
196
197
198
199
200
201
202
203
204
205
206
207
208
209
210
211
212
213
214
215
216
217
218
219
220
221
222
223
224
225
226
227
228
229
230
231
232
233
234
235
236
237
238
239
240
241
242
243
244
245
246
247
248
249
250
251
252
253
254
255
256
257
258
259
260
261
262
263
264
265
266
267
268
269
270
271
272
273
274
275
276
277
278
279
280
281
282
283
284
285
286
287
288
289
290
291
292
293
294
295
296
297
298
299
300
301
302
303
304
305
306
307
308
309
310
311
312
313
314
315
316
317
318
319
320
321
322
323
324
325
326
327
328
329
330
331
332
333
334
335
336
337
338
339
340
341
342
343
344
345
346
347
348
349
350
351
352
353
354
355
356
357
358
359
360
361
362
363
364
365
366
367
368
369
370
371
372
373
374
375
376
377
378
379
380
381
382
383
384
385
386
387
388
389
390
391
392
393
394
395
396
397
398
399
400
401
402
403
404
405
406
407
408
409
410
411
412
413
414
415
416
417
418
419
420
421
422
423
424
425
426
427
428
429
430
431
432
433
434
435
436
437
438
439
440
441
442
443
444
445
446
447
448
449
450
451
452
453
454
455
456
457
458
459
460
461
462
463
464
465
466
467
468
469
470
471
472
473
474
475
476
477
478
479
480
481
482
483
484
485
486
487
488
489
490
491
492
493
494
495
496
497
498
499
500
501
502
503
504
505
506
507
508
509
510
511
512
513
514
515
516
517
518
519
520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
549
550
551
552
553
554
555
556
557
558
559
560
561
562
563
564
565
566
567
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580
581
582
583
584
585
586
587
588
589
590
591
592
593
594
595
596
597
598
599
600
601
602
603
604
605
606
607
608
609
610
611
612
613
614
615
616
617
618
619
620
621
622
623
624
625
626
627
628
629
630
631
632
633
634
635
636
637
638
639
640
641
642
643
644
645
646
647
648
649
650
651
652
653
654
655
656
657
658
659
660
661
662
663
664
665
666
667
668
669
670
671
672
673
674
675
676
677
678
679
680
681
682
683
684
685
686
687
688
689
690
691
692
693
694
695
696
697
698
699
700
701
702
703
704
705
706
707
708
709
710
711
712
713
714
715
716
717
718
719
720
721
722
723
724
725
726
727
728
729
730
731
732
733
734
735
736
737
738
739
740
741
742
743
744
745
746
747
748
749
750
751
752
753
754
755
756
757
758
759
760
761
762
763
764
765
766
767
768
769
770
771
772
773
774
775
776
777
778
779
780
781
782
783
784
785
786
787
788
789
790
791
792
793
794
795
796
797
798
799
800
801
802
803
804
805
806
807
808
809
810
811
812
813
814
815
816
817
818
819
820
821
822
823
824
825
826
827
828
829
830
831
832
833
834
835
836
837
838
839
840
841
842
843
844
845
846
847
848
849
850
851
852
853
854
855
856
857
858
859
860
861
862
863
864
865
866
867
868
869
870
871
872
873
874
875
876
877
878
879
880
881
882
883
884
885
886
887
888
889
890
891
892
893
894
895
896
897
898
899
900
901
902
903
904
905
906
907
908
909
910
911
912
913
914
915
916
917
918
919
920
921
922
923
924
925
926
927
928
929
930
931
932
933
934
935
936
937
938
939
940
941
942
943
944
945
946
947
948
949
950
951
952
953
954
955
956
957
958
959
960
961
962
963
964
965
966
967
968
969
970
971
972
973
974
975
976
977
978
979
980
981
982
983
984
985
986
987
988
989
990
991
992
993
994
995
996
997
998
999
1000

```

1					
2					
3	3	1,079,225	4,417,936	113,183	10054.5
4	4	1,143,000	4,400,000	107,592	9432.95
5	5	1,184,716	4,422,000	106,530	8814.02
6	6	2,186,541	4,512,000	103,407	8472.21
7	7	2,312,220	4,300,000	101,194	8274.1
8	8	2,371,001	4,599,000	89,372	7755.73
9	9	3,237,716	4,522,000	97,352	7459.51
10	10	3,594,781	4,633,000	93,716	7194.83
11	11	3,827,220	4,825,000	89,112	6956.10
12	12	4,317,001	4,943,000	92,634	6740.31
13	13	4,570,716	4,851,000	81,274	6543.13
14	14	5,030,541	4,642,000	90,004	6362.31
15	15	5,386,220	4,720,000	86,817	6195.62
16	16	5,750,621	4,775,000	97,006	6041.51
17	17	6,115,001	4,763,000	86,659	5896.1
18	18	6,479,376	4,739,000	95,815	5768.81
19	19	6,843,751	4,700,000	84,741	5630
20	20	7,208,126	4,655,000	93,652	5522.53
21	21	7,572,501	4,605,000	82,457	5405.22
22	22	7,936,876	4,550,000	86,575	5286.39
23	23	8,301,251	4,490,000	83,707	5165.25
24	24	8,665,626	4,425,000	89,734	5042.51
25	25	9,030,001	4,355,000	91,673	4918.34
26	26	9,394,376	4,280,000	84,744	4808.33
27	27	9,758,751	4,200,000	86,000	4700.04
28	28	10,123,126	4,115,000	96,004	4604.32
29	29	10,487,501	4,025,000	101,743	4514.12
30	30	10,851,876	3,930,000	105,331	4419.12
31	Airflow Total = 100,000 L/s				
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 ---- (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 -- curva de saturación.
LS	Límite superior de integración para la -- 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 - (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.

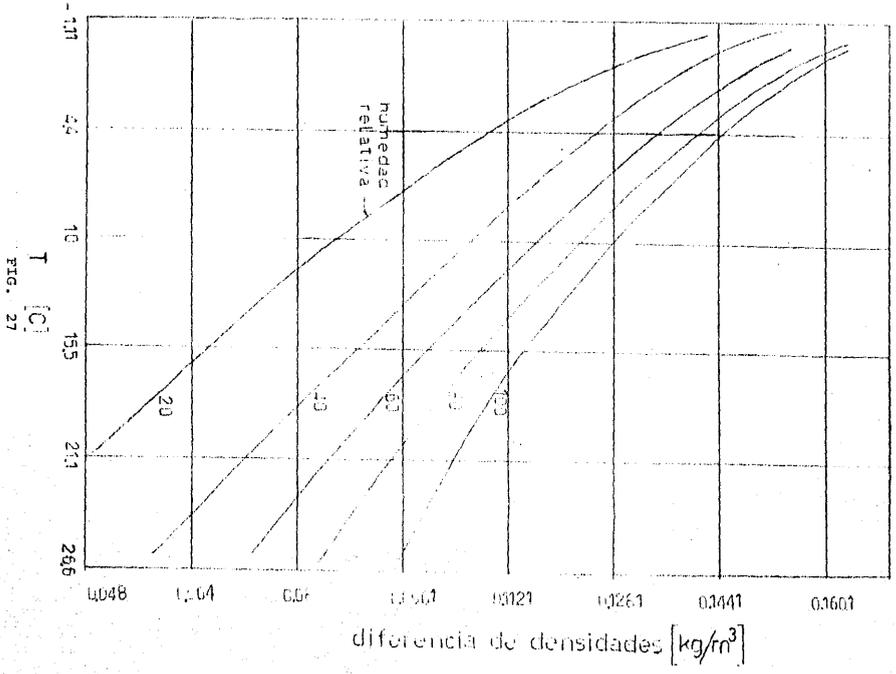


FIG. 27

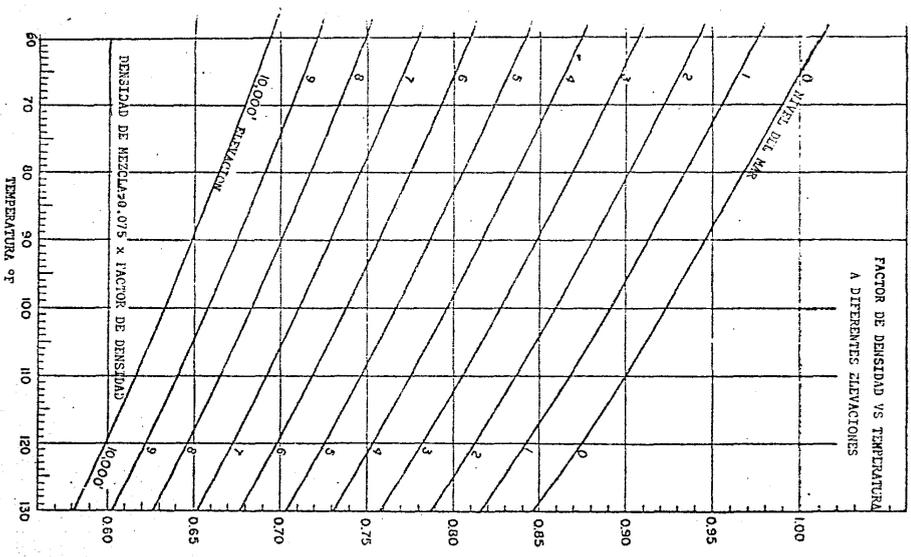


fig. 28

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.