

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
ESCUELA NACIONAL DE CIENCIAS QUÍMICAS

Anteproyecto de un Equipo de Enfriamiento
de Agua en el Ingenio de San Cristobal

ESTE LIBRO NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA



TESIS

que para su exámen profesional
de

INGENIERO QUÍMICO

presenta

FRANCISCO GARCIA MARTINEZ





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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 esta 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.

A MIS PADRES

*con inmenso cariño, como
un sencillo homenaje a
sus esfuerzos.*

A MI AMIGO
el Sr. Quím. LUIS MENA G.

A MI ESCUELA.

A MIS MAESTROS.

A MIS AMIGOS.

CAPITULOS:

- I. Introducción.
- II. Usos y Ventajas del Agua Condensada en el Ingenio.
- III. Cálculo del Agua de Condensación que dispone el ingenio para ser enfriada.
- IV. Diseño, Costos y Selección del Equipo.
- V. Conclusiones.
Bibliografía.

INTRODUCCION

El Ingenio de San Cristóbal, situado a orillas del río Papaloapan, no adolece como muchas otras fábricas de la falta de agua. Sin embargo, las características de esta agua la hacen poco deseable por las desventajas que se presentan y que se describirán más adelante.

El aprovechamiento de las aguas de condensación producidas por todos los aparatos que trabajan con vapor, elimina en parte el problema de un tratamiento caro de las aguas del río y permite utilizarlas, calientes, con la consiguiente economía de combustible, en la Planta de Vapor.

Por otro lado, la utilización de los condensados puede ser perjudicial para las calderas en caso de estar contaminados con sacarosa. El presente estudio tiene por objeto el aprovechamiento de las condensaciones contaminadas que en la actualidad se desperdician.

Existen en el Ingenio departamentos que necesitan agua fría y con la menor cantidad de sales posible. Esto permitiría subir aún más la calidad del azúcar y se obtendría mejor eficiencia en la refinería pues el compuesto que se utiliza como decolorante actúa mejor en frío.

Hoy en día, para enfriar los condensados que se usan en refinería se mezclan directamente con agua de río hasta conseguir la temperatura deseada. Es obvio que esto anula todas las ventajas presentadas al utilizar únicamente aguas frías de condensación y el llevar a la realidad este estudio, enfriando las aguas condensadas contaminadas y las no contaminadas sobrantes de las que se bombean a la Planta de Vapor eliminaría el desperdicio, de gran valor, de aguas carentes de sales y otras impurezas. Así mismo, en el fundido del azúcar con tal clase de agua solamente, facilitaría su clarificación y los productos que se agregan para lograr ésta trabajarían con mayor eficiencia.

La realización de este proyecto incluiría la completa separa-

ción y control del condensado de cada aparato permitiendo mandar al equipo de enfriamiento toda la contaminada en caso de producirse en un momento dado. Por otro lado, las calderas recibirían siempre 100% de condensada eliminándose el problema, muy frecuente, de la Planta de Vapor cuando al observarse una contaminación fuerte se tira el agua condensada sabiendo que parte de ellas tienen y otra parte no tiene sacarosa pues las bombas de condensado recogen el de varios aparatos juntos.

Quiero agradecer infinitamente al Sr. Ing. Quím. Luis Carlos Rojas toda la ayuda que me prestó. Sin sus facilidades, sugerencias, orientaciones y consejos este estudio hubiera sido imposible. Debo también mucho al Sr. Ing. Quím. Enrique Galindo A. a quien doy las gracias más cumplidas.



Usos y Ventajas del Agua Condensada
en el Ingenio

Hay, en principio, 10 calentadores de guarapo que trabajan con vapor de escape. El flujo de guarapo va por una misma tubería y de ésta se reparte a los cambiadores. Al salir, una tubería común recoge el jugo caliente para mandarlo a clarificación. El vapor también se distribuye de la misma manera y el condensado se recoge por otra, común, y se bombea al tanque de almacenamiento de condensados. La posibilidad de contaminación depende sólo de la rotura de algún tubo en los calentadores.

En el sistema de evaporación, tres cuádruples efectos, dos preevaporadores y un triple efecto (que hoy trabaja como preevaporador ya que el vapor producido en un cuerpo no actúa como medio de calentamiento en el siguiente, sino que el vapor producido por los tres cuerpos se une y sirve para los calentadores) producen condensado. En los cuádruples, éste se recoge separando el del primer cuerpo y uniendo el de los tres cuerpos restantes.

La posibilidad de contaminación en estos condensados aumenta. Además de una posible rotura en los tubos de las calandrias, si en un cuerpo hay arrastre de guarapo, habrá sacarosa en la calandria del cuerpo siguiente.

El departamento de tachos incluye 10 de ellos y el condensado de sus calandrias se recoge en un domo y de ahí se bombea al tanque. Tanto en estos aparatos como en los del sistema de evaporación, el condensado aprovechable lo constituye sólo el que sale de las calandrias. El de los condensadores se desecha pues utilizan agua de río para efectuar la condensación, y ésta entra en contacto directo con los vapores. La rotura de algún tubo de las calandrias de los tachos es también la única posibilidad de encontrar sacarosa en los condensados.

Todo lo anterior es por lo que respecta al Departamento de Azúcar crudo. En la refinería se encuentran los clarificadores Jacobs. Son 13 de ellos y producen condensado pues la clarificación del licor fundido y sometido al primer tratamiento, se efectúa

en caliente y el calor es suministrado por vapor. Los condensados se recogen juntos y se bombean al tanque.

Los granuladores o secadores de azúcar utilizan aire caliente. El calentamiento del aire se consigue haciéndolo pasar por cambiadores del tipo de sup. extendida que aumentan la superficie de contacto. Trabajan con vapor y producen condensado que se recoge en común de los 5 granuladores que existen en el Ingenio.

Para la cristalización del azúcar refinado, hay 3 tachos. Sus condensados se unen y van al tanque de almacenamiento.

La temperatura a la que salen estos condensadores varía. Por ejemplo, en los cuádruples la del producido en el primer efecto es mayor por recibir vapor de calentamiento de más presión y por estar trabajando a un vacío mucho menor que el de los tres cuerpos restantes.

El agua condensada caliente se usa, como ya se dijo, para alimentación de las calderas. El estar caliente y el no tener sales en solución la hace ideal para el buen funcionamiento de la Planta de Vapor, para la disminución de incrustaciones, para la economía de petróleo en caso de tener que usarse cuando por algún motivo no hay bagazo por estar parados los molinos.

El otro uso que se le da es el lavado de azúcar en las centrifugas. Calientes para bajar la viscosidad de la miel y permitir un lavado mejor y siendo condensada elimina la introducción de sales orgánicas en las mieles que después aparecen como cenizas del azúcar ya que en el crudo, estos lavados se utilizan por separado para subir purezas de templeas.

La mayor parte de las condensaciones irán a las calderas. La otra parte al equipo de enfriamiento. Ya fría, el agua condensada encuentra su principal aplicación en el fundido de azúcar crudo para el primer tratamiento de refinera en donde además de otros compuestos, se le agrega el producto llamado Sucre-Blanc cuyo poder decolorante, debido al desprendimiento de cloro, aumenta en eficiencia mientras más fría esté la solución. Esto trae como consecuencia un menor gasto del producto, que es muy caro, y la eliminación de las sales que se introducen cuando se utiliza para el fundido agua de río.

Otra aplicación es el uso como agua de imbibición en los molinos. Estando fría disuelve menos impurezas y la molienda es más eficiente porque el bagazo se pega menos a las masas; siendo condensada no introduce sales y por lo mismo facilita la clarificación y disminuye las incrustaciones en las calandrias permitiendo que la limpieza periódica de calentadores, sistema de evaporación

y tachos pueda efectuarse con menos NaOH y HCl cuyo gasto es muy grande.

Las balatas de las centrífugas son enfriadas por agua. Usando condensada, se aumenta la duración de las balatas pues hay menos suciedad e incrustaciones sobre los tambores de los frenos. También disminuyen las posibilidades de corrosión en ellos.

Resumiendo, por todas estas ventajas que intervienen en casi todo el proceso de fabricación, la instalación del equipo de enfriamiento de aguas de condensación significa la resolución de los problemas descritos y la disminución del costo de mantenimiento de todo el Ingenio.

Cálculo del Agua de Condensación de que
Dispone el Ingenio para ser Enfriada

Se necesita saber en principio, el total de agua condensada que se produce en la fábrica y después restarle el gasto de agua en las calderas para obtener el flujo de agua que va a ser enfriada.

El total producido está representado por la suma de los condensados en calentadores, sistema de evaporación, clarificadores Jacobs, radiadores de los secadores, y tachos de crudo y de refinado.

AGUA TOTAL CONDENSADA.—

a) EN LOS CALENTADORES.—

Como el flujo de guarapo y el de vapor son comunes a la entrada y a la salida del juego de 10 calentadores, el cálculo se hizo de manera global considerando todo el sistema como un sólo cambiador. El consumo de vapor representa el flujo de la condensación. La fórmula utilizada es:

$$Q/\theta = W_v L_v = W_o C_p (T_s - T_e) \text{ en dónde}$$

Q/θ = Cantidad de calor transmitido del vapor al guarapo,
BTU/hr.

W_v = Flujo de vapor, lb/hr. = W_c , flujo de agua condensada,
lb/hr.

L_v = Calor latente del vapor a la temp. correspondiente a su
presión, BTU/lb.

W_o = Cantidad de guarapo que entra a los calentadores, lb/hr.

C_p = Calor específico del guarapo, BTU/hr-°F.

T_s = Temp. a la que sale el guarapo.

T_e = Temp. de entrada del jugo.

De ésta ecuación se puede despejar $W_v = W_c L_v$ se lee en tablas de vapor; para W_o dispone el Ingenio de un sistema de

básculas de guarapo y el cual está constituido por 4 tanques de los que son 2 para el molino grande y 2 para el chico. Están operados automáticamente por indicadores tipo FOXBORO que trabajan con aire comprimido los cuales miden siempre el mismo peso, independientemente del volumen del jugo. Poseen gráficos y contadores. Las gráficas se cambian cada 8 hrs. y para deducir el valor de W_o , se tomaron promedios del número de pesadas de los dos molinos en una semana. El catálogo de los indicadores especifica cual es el peso de cada medición según su arreglo, y como ya se dijo que el cambio en peso específico no afecta las pesadas, resulta un factor constante para cada molino.

Ellos son: 9670 kg./pesada, para el molino grande y 6250 kg./pesada, para el molino chico.

Cálculo del guarapo que surte el grande:

$$9670 \text{ kg./pesada} \times 442 \text{ pesadas/24 hr.} \times 2.2 \text{ lb/kg.} = 392000 \text{ lb/hr.}$$

El molino chico surtira:

$$6250 \text{ kg./pesada} \times 406 \text{ pesadas/24 hr.} \times 2.2 \text{ lb/kg.} = 233000 \quad "$$

$$W_o = 625000 \text{ lb/hr.}$$

C_p se obtuvo de gráficas en donde se encuentra calor específico vs. grado Bx. La lectura de la temperatura de entrada T_e es el promedio de las tomadas durante una semana en las básculas. Se despreció el calor de solución del SO_2 y $Ca(OH)_2$ que pueden aumentar el valor de T_e . y T_s es también el promedio de las lecturas hechas en otro indicador automático del mismo tipo que el de las básculas y que registra temperatura del guarapo caliente a la salida del sistema. Este aparato controla la entrada de vapor a los calentadores, el cual tiene una presión manométrica promedio de 10 lb/pulg². Siendo entonces $L_v = 976 \text{ BTU/lb.}$; $W_o = 625000 \text{ lb/hr.}$; $C_p = 0.8623 \text{ BTU/lb-}^\circ\text{F}$;

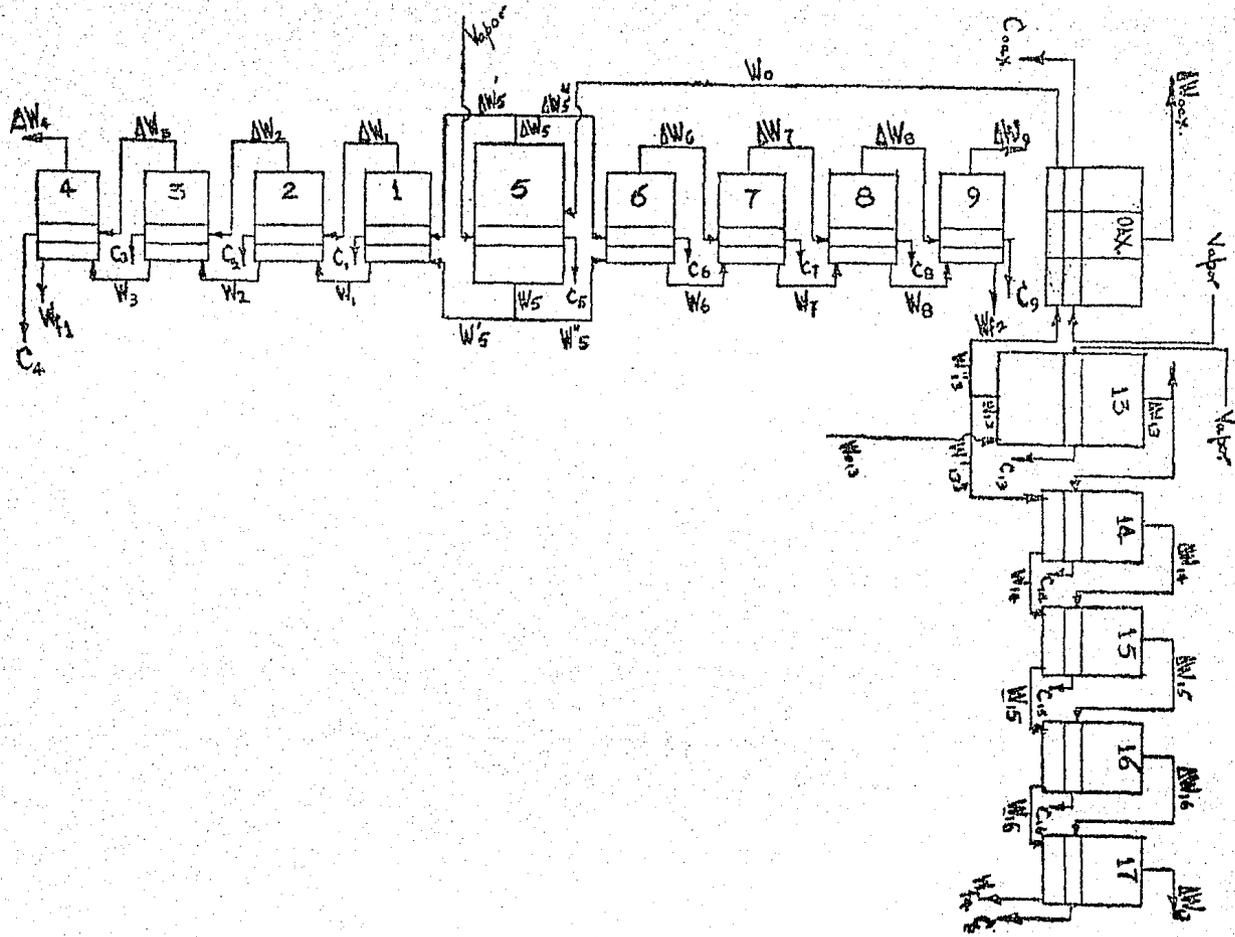
$T_s = 221 \text{ }^\circ\text{F}$; $T_e = 81.5 \text{ }^\circ\text{F}$ sustituyendo se tiene:

$$W_v = W_c = (625000) (0.8623) (139.5) / 976 = 77300 \text{ lb/hr. de agua condensada en los calentadores.}$$

b) EN EL SISTEMA DE EVAPORACION.—

En el sistema de evaporación, cuyo diagrama de flujo va adjunto, el cálculo de las condensaciones representa la suma de los condensados de cada cuerpo. Existe otra manera de obtenerlo más simple, pero se prefirió hacerlo de este modo para saber de que manera estaba trabajando cada aparato.

Para ello se tuvieron que medir los flujos de meladura que



SISTEMA DE EVAPORACION

salen de cada cuádruple. En la tanquería a donde son bombeados por separado, se tomó con un cronómetro el tiempo necesario para llenar el tanque. Por diferencia de profundidades y disponiendo de los datos de cubicación de toda la tanquería, pudo saberse el flujo de meladura de cada uno de los 3 cuádruples. Los datos que a continuación se expresarán, fueron tomados cuando todo el sistema estaba funcionando limpio (a principios de semana), cuando los coeficientes de transmisión de calor son máximos y en días próximos a la limpieza, es decir, cuando se hallaban incrustados y los coefs. son mínimos representando el mayor gasto de vapor y por tanto la mayor producción de condensado.

Los Bx, que representan directamente % de sólidos, fueron tomados a la misma temperatura base (20°C.) y las densidades, cuando eran necesarias, en el momento de tomar la muestra.

Las muestras de los aparatos 1, 5, 6, 10, 11, 12, 13, 14 no fueron problema, pues trabajaban a presión y el guarapo sale fácilmente abriendo la válvula del tubo por donde se introduce el HCl en los días de limpieza.

En los aparatos 4, 9 y 17, tampoco surgió ninguna dificultad, según se indicó antes, ya que de ellos se bombea la meladura a la tanquería por tuberías separadas. El problema se encontró en la toma de muestras correspondientes a los aparatos 2, 3, 7, 8, 15 y 16 que trabajan al vacío.

Para tomarlas, se aprovechó la diferencia de presiones que existe entre cuerpo y cuerpo (el efecto que está más lejos del condensador tiene menos vacío pues la bomba que levanta éste se encuentra conectada con el condensador). Se construyó un pequeño aparato muestrador constituido por un frasco de vidrio con su tapa, a la que estaban soldados 2 niples de $\frac{1}{2}$ ". La tapa tenía empaque de hule a fin de conseguir un cierre hermético. Por medio de mangueras de hule se conectó uno de los niples al cuerpo 2 y el otro al 3. Habiendo más vacío en el 3, el guarapo fluyó del 2 al 3 y pudo recogerse en el frasco. Lo mismo se hizo entre el 3 y 4 para recoger muestra del 3. Se procedió igual para conseguir muestra del 7, 8, 15 y 16.

En los cuádruples, el condensado producido por la calandria de un cuerpo es igual a la cantidad de agua evaporada en el cuerpo anterior, lo que facilita el cálculo pues sólo se necesita saber el flujo de entrada o de salida al cuerpo y los Bx de entrada y de salida para deducir el agua que se evapora en ese efecto. La complicación se encuentra cuando el vapor que llega a la calan-

dria de un cuerpo proviene del preevaporador (primeros efectos de cada cuádruple). Lo mismo acontece para el cálculo de los condensados que salen de los preevaporadores pues reciben vapor de escape de la fábrica. En ambos casos se utilizó la ecuación de transmisión de calor.

$Q/\theta = WvLv = WoCp (teb - Ta) + \Delta WL_{teb}$. Donde Teb Y Ta son las temperaturas de ebullición y alimentación respectivamente en °F, del cuerpo de que se trate, ΔW es la cantidad de agua evaporada y L_{teb} es el calor latente, a la temperatura de ebullición, del vapor que se produce en ese cuerpo. Todos los datos representan promedios de varias experiencias hechas y varias muestras tomadas así como lecturas de los manómetros de los aparatos en que era necesario saber tanto la presión del vapor de calentamiento, como la del que se estaba produciendo.

Experiencias efectuadas para calcular los flujos de meladura a la salida de los cuádruples.—Usando la misma notación que aparece en el diagrama de flujo, se tomaron los siguientes datos:

Cuádruple No. 4.—

Tanque de meladura, doble, de 3.05 x 1.84 x 1.84 m., vacío. con
112.24 lt/cm.liq.

Profundidad al terminar = 1.372 m.

Altura meladura = 1.84 — 1.372 = 0.468 m.

Tiempo transcurrido, $\theta = 42.715$ min.

Densidad, $d = 80$ lb/pie³.

o sea: $(112.24) (46.8) (60) (80)/(42.715) (28.32) = 20800$ lb/hr.;
Bx = 61.68.

Cuádruple No. 2.—

Tanque de meladura, de 3.05 x 1.84 x 1.84 m. con 56.2 lt/cm. de liq.

Altura meladura = 156 cm.

$\theta = 21.2$ min.

$d = 79$ lb/pie³.

o sea: $(56.12) (156) (60) (79)/(21.2) (28.32) = 69500$ lb/hr.

Cuádruple No. 1.—

Tanque de meladura, de 3.64 x 2.97 x 2.14 m. con 108.1 lt/c.n. de líquido.

Altura meladura = 51 cm.

$\theta = 17.5$ min.

$d = 81.3$ lb/pie³.

o sea: $(108.1) (51) (60) (81.3)/(17.5) (28.32) = 54000$ lb/hr.

El sistema de cálculo que se siguió se expresará a continuación, con los datos tomados de experiencias y lecturas. La deducción de las temperaturas de ebullición se hizo sobre la marcha en los casos que fué necesario.

- 1o.— $W_3 = W_1 B_{x1} / B_{x2}$; $\Delta W_4 = W_3 - W_1$
- 2o.— $W_2 = W_3 B_{x3} / B_{x2}$; $\Delta W_3 = W_2 - W_3 = C_4$
- 3o.— $W_1 = W_2 B_{x2} / B_{x1}$; $\Delta W_2 = W_1 - W_2 = C_3$
- 4o.— $W'_5 = W_1 B_{x1} / B_{x5}$; $\Delta W_1 = W_5 - W_1 = C_2$
- 5o.— $\Delta W'_5 = [W'_5 C_{p'5} (T_{eb1} - T_{\alpha1}) + \Delta W_1 L_{1eb1}] / L_5 = C_1$
- 6o.— $W_8 = W_7 B_{x7} / B_{x8}$; $\Delta W_8 = W_7 - W_8 = C_9$
- 7o.— $W_7 = W_6 B_{x6} / B_{x7}$; $\Delta W_7 = W_6 - W_7 = C_8$
- 8o.— $W_6 = W_7 B_{x7} / B_{x6}$; $\Delta W_9 = W_8 - W_6$
- 9o.— $W''_5 = W_6 B_{x6} / B_{x5}$; $\Delta W_6 = W''_5 - W_6 = C_7$
- 10o.— $W_5 = W'_5 + W''_5$; $W_0 = W_5 B_{x5} / B_{x0}$; $\Delta W_5 = W_0 - W_5$
 $\Delta W''_5 = \Delta W_5 - \Delta W'_5 = C_6$
- 11o.— $[W_0 C_{p0} (T_{eb5} - T_{\alpha5}) + \Delta W_5 L_{1eb5}] / L_5 = C_5$
- 12o.— $W_{16} = W_{17} B_{x17} / B_{x16}$; $\Delta W_{17} = W_{16} - W_{17}$
- 13o.— $W_{15} = W_{16} B_{x16} / B_{x15}$; $\Delta W_{16} = W_{15} - W_{16} = C_{17}$
- 14o.— $W_{14} = W_{15} B_{x15} / B_{x14}$; $\Delta W_{15} = W_{14} - W_{15} = C_{16}$
- 15o.— $W'_{13} = W_{14} B_{x14} / B_{x13}$; $\Delta W_{14} = W_{13} - W_{14} = C_{15}$
- 16o.— $[W'_{13} C_{p'13} (T_{eb14} - T_{\alpha14}) + \Delta W_{14} L_{1eb14}] / L_{13} = C_{14}$
- 17o.— $W_{0ax} = W_0$; $W''_{13} = W_{00} = W_0 B_{x0} / B_{x00}$
- 18o.— $W_{13} = W'_{13} + W''_{13}$; $W_{013} = W_{13} B_{x00} / B_{x013}$ con lo
 (que se aplica:
- $[W_{013} C_{p013} (T_{eb13} - T_{\alpha13}) + \Delta W_{13} L_{1eb13}] / L_x = C_{13}$
- 19o.— $[W''_{13} C_{p''13} (T_{eb0ax} - T_{\alpha0ax}) + \Delta W_{0ax} L_{1eb0ax}] / L_{0ax} = C_{0ax}$

C_n representa lb/hr. de agua condensada. La suma de todas estas cantidades es el condensado producido en el sistema de evaporación.

DATOS

$Wf_1 = 54000$ lb/hr meladura	$Bx_{15} = 34.1$
$Wf_2 = 69500$	$Bx_{16} = 43.6$
$Wf_4 = 20800$ " "	$Bx^o = 17.1$
$Bxf_1 = 67.81$	$Bx^{oo} = 16.2$
$Bxf_2 = 59.21$	$Bx^{o_{13}} = 14.91$
$Bxf_4 = 61.68$	$Ta_1 = 96.^\circ C$
$Bx_1 = 28.3$	$Ta_5 = 89$ "
$Bx_2 = 33.54$	$Ta_{oax} = 94$ "
$Bx_3 = 44.37$	$Ta_{13} = 90$ "
$Bx_5 = 21.2$	$Ta_{14} = 94$ "
$Bx_6 = 27.47$	
$Bx_7 = 33.64$	

	Aparato	Presión vapor Calentamiento.	Presión vapor en el vaso.
$Bx_8 = 43.1$			1 pulg. Hg de vacío.
$Bx_{oax} = 17.1$	1	6.5 lb/pulg. ²	
$Bx_{13} = 16.2$	5	14.0 " "	8.5 lb/pulg. ²
$Bx_{14} = 26.9$	Oax.	5.8 " "	4.1 " "
	13	13.8 " "	12.0 " "
	14	3.0 " "	5.8 " "

Sustituyendo los valores numéricos en el sistema de cálculo se tiene:

- 1o.— $W_3 = (54000)(67.81)/(44.47) = 82200$; $\Delta W_4 = 28200$
- 2o.— $W_2 = (82200)(44.47)/(33.54) = 109000$; $\Delta W_3 = 26800 = C_4$
- 3o.— $W_1 = (109000)(33.54)/(28.3) = 128800$; $\Delta W_2 = 19800 = C_3$
- 4o.— $W_5 = (128800)(28.3)/(21.2) = 173000$; $\Delta W_1 = 44200 = C_2$
- 5o.—Cálculo de $T_{eb,1}$:

$P_v = 1$ pulg.Hg vacío; $P_{abs.} = 29.9 - 1 = 28.9$; Corrección por h (Altura hidrostática): $(h)(d)/2(13.6)$ o sea, en el aparato 1, $h = 5$ pies; $d = 69.8$ lb/pie³

$$(5)(69.8)(12)/(2)(13.6)(62.3) = 2.28 \text{ pulg.Hg}$$

$P_{abs. \text{ real}} = 28.9 + 2.28 = 31.18$ pulg.Hg = 15.3 lb/pulg.² que corresponden a 214.13 °F. Hay que sumarle el BPR que es igual a 1.7°F

$T_{eb,1} = 214.13 + 1.7 = 215.83$ °F y a esa temperatura,

$L_{(eb,1)} = 967.8$ BTU/lb. En la calandria el vapor de calentamiento tiene 6.5 lb/pulg.² man. o sean 21.2 abs. y a esta presión corresponde una $L'_5 = 957.4$ BTU/lb/; $C_p = 0.85$ BTU/lb — °F, $Ta_1 = 204.8$ °F

Queda entonces: $[(173000)(0.85)(215.83 - 204.8) + (44200)(967.8)] / 957.4 = 46300 = C_1$

6o.— $W_6 = (69500)(59.21)/(43.1) = 95700$; $\Delta W_6 = 26200$

7o.— $W_7 = (95700)(43.1)/(33.64) = 122500$; $\Delta W_7 = 26800 = C_2$

8o.— $W_8 = (122500)(33.64)/(27.47) = 150000$; $\Delta W_8 = 27500 = C_3$

9o.— $W''_9 = (150000)(27.47)/(21.2) = 195000$; $\Delta W_9 = 45000 = C_4$

10o.— $W_{10} = 173000 + 195000 = 368000$; $W_{10} = (368000)(21.2)/17.1 = 460000$;

$\Delta W_{10} = 92000$;

$\Delta W''_{10} = 92000 - 46300 = 45700 = C_5$

11.—Cálculo de T_{eb5} :

$P_v = 8.5$ lb/pulg.² man. = 23.2 lb/pulg.² abs.; $d = 67.75$ lb/pie³
 $h = 6.25$ pies; Corrección = $(0.00708)(d)(h) = (0.00708)(67.75)(6.25) = 3.0$ in Hg = 1.475 lb/sq.in.

P_v abs. real = 23.2 + 1.475 = 24.675 lb/pulg.² a la que corresponde una T_{eb} de $H_2O = 239.3$ °F; en las condiciones de trabajo, B.P.R. = 1° F y $T_{eb5} = 240.3$ °F; $L_{1eb5} = 952.2$ BTU/lb; L_5 a 14 lb/pulg.² man. = 28.7 abs. = 947.4 BTU/lb; $T_{a5} = 192.2$ °F; $C_{p0} = 0.87$ BTU/lb-°F

$[(460000)(0.87)(240.3 - 192.2) + (92000)(952.2)] / 947.4 = 112500 = C_5$

12o.— $W_{12} = (20800)(61.68)/43.6 = 29500$; $\Delta W_{12} = 8700$

13o.— $W_{13} = (29500)(43.6)/34.1 = 37700$; $\Delta W_{13} = 8200 = C_{17}$

14o.— $W_{14} = (37700)(34.1)/26.9 = 47700$; $\Delta W_{14} = 10000 = C_{16}$

15o.— $W'_{15} = (47700)(26.9)/16.2 = 88000$; $\Delta W_{15} = 40300 = C_{15}$

16o.—Cálculo de T_{eb14} :

$P_v = 5.8$ lb/pulg.² man. = 20.5 abs.; $d = 69.23$ lb/pie³; $h = 3$ pies
Corrección = $(0.00708)(69.23)(3) = 1.59$ pulg. Hg = 0.783 lb/pulg.²
 P_v abs. real = 21.283; T_{eb} agua = 232° F; B.P.R. = 1.5° F;

$T_{eb14} = 233.5$ F; $L_{1eb14} = 956.5$ BTU/lb; L_{13} a 12.0 lb/pulg.² man; 26.7 abs. = 963.7 BTU/lb; $T_{a14} = 201.2$ F; $C_{p13} = 0.88$ BTU/lb-°F
 $[(88000)(0.88)(233.5 - 201.2) + (40300)(956.5)] / 963.7 = 42700 = C_{14}$

17o.— $W''_{17} = W_{10} = (460000)(17.1)/16.2 = 485000$

18o.— $W_{18} = 88000 + 485000 = 573000$; $W_{18} = (573000)(16.2)/14.91 = 621000$

Cálculo de T_{eb18} : $P_v = 12.0$ lb/pulg.² man. = 26.7 abs.; $d = 66.06$; $h = 6$ pies

Corrección = $(0.00708)(66.06)(6) = 2.82$ in. Hg = 1.48 lb/pulg.²

P_v abs real = 26.7 + 1.48 = 27.18 lb/pulg.²; T_{eb} agua = 250° F; B.P.R. = 0.7° F

$$\begin{aligned}
 T_{eb\ 13} &= 250.7\ ^\circ\text{F}; T_{a\ 13} = 194\ ^\circ\text{F}; C_{p\ 013} = 0.88\ \text{BTU/lb}\text{--}^\circ\text{F}; L_{(1\text{eb}13)} \\
 &= 945\ \text{BTU/lb} \\
 &[(621000)(0.88)(250.7 - 194) + (58000)(945)] / 948.2 \\
 &\qquad\qquad\qquad (\text{Lx } \alpha\ 28.5\ \text{lb/pulg.}^3 \\
 &\qquad\qquad\qquad \text{abs.} = 948.2) \\
 &= 90500 = C_{13}
 \end{aligned}$$

190.—Cálculo de $T_{eb\ \text{max}}$:

$$P_v = 4.1\ \text{lb/pulg.}^2\ \text{man.} = 18.8\ \text{abs.}; d = 66.37; h = 3\ \text{pies.}$$

$$\text{Corrección} = (0.00708)(66.37)(3) = 1.415\ \text{pulg. Hg} = 0.69\ \text{lb/pulg.}^2$$

$$P_v\ \text{abs. real} = 19.49\ \text{lb/pulg.}^2$$

$$T_{eb\ \text{agua}} = 228\ ^\circ\text{F}; \text{B.P.R.} = 0.8\ ^\circ\text{F}; T_{eb\ \text{max}} = 228.8\ ^\circ\text{F}; T_{a\ \text{max}} = 201.2\ ^\circ\text{F}$$

$$C_{p''\ 13} = 0.875\ \text{BTU/lb}\text{--}^\circ\text{F}; L_{(1\text{eb}\ \text{max})} = 959.4\ \text{btu/lb}; L_{xx} \alpha\ 5.8\ \text{lb/pulg.}^2\ \text{man.}; 20.5\ \text{abs} = 958.8\ \text{BTU/lb}$$

$$\begin{aligned}
 &[(485000)(0.875)(228.8 - 201.2) + (25000)(959.4)] / 958.8 = 37250 \\
 &= C_{\text{max}}
 \end{aligned}$$

Sumando todos los condensados:

C_1	46 300
C_2	44 200
C_3	19 800
C_4	26 800
C_5	112 500
C_6	45 700
C_7	45 000
C_8	27 500
C_9	26 800
C_{max}	37 250
C_{13}	90 500
C_{14}	42 700
C_{15}	40 300
C_{16}	10 000
C_{17}	8 200

C_t 623 550 lb/hr. de agua condensada en el sistema de evaporación.

c) EN LOS CLARIFICADORES JACOBS.

Las 13 unidades utilizan vapor de la misma tubería y unen los licores de salida para mandarlos a los tanques de segundo tratamiento. Se utilizó para el cálculo la fórmula general de transmisión de calor en cambiadores. La diferencia de temperaturas fué producto del promedio de lecturas hechas, para la temp de

entrada, en los tanques de primer tratamiento y para la de salida, en los indicadores que poseen gráficas localizados en cada clarificador. Las gráficas hacen más fácil la estimación de la temperatura media de salida en todo el sistema. El calor específico se tomó de la misma gráfica (Tromp) que se usó para su cálculo en los calentadores y el sistema de evaporación.

Para encontrar el flujo de licor que entra a los clarificadores, se hicieron experiencias a la salida, en los tanques de 2o. tratamiento. Los datos de cubicación de todos los tanques y el promedio del grado Bx del licor citado que aparece, hasta la fecha, en la corrida semanal, facilitaron la obtención de promedios de varias experiencias. Los datos que aparecen en la tabla, son promedios y el flujo final es el promedio de los obtenidos en los 4 tanques:

θ	Tanque	Lt/min.
12.5 min.	1	970
12.05 "	2	1010
11.66 "	3	1040
11.67 "	4	1065

Prom. 1021

Bx prom. a la fecha = 59.513; $C_p = 0.58$ BTU/lb—°F; $T_s = 180^\circ\text{F}$; $T_e = 81.5^\circ\text{F}$

$d = 80.1$ lb/pie³; P_v calent. = 10.lb/pulg.²; $T_v = 202.5^\circ\text{F}$; $L_{iv} = 976$ BTU/lb

1021 lt/min. x 60 min/hr x 1 pie³/28.32 lts x 80.1 lb/pie³
= 175000 lb/hr

$[(175000)(0.58)(180 - 81.5)] / 976 = 10500$ lb/hr de agua condensada en los clarificadores Jacobs.

d) EN LOS RADIADORES DE LOS GRANULADORES.

Están colocados en la parte opuesta por donde entra el azúcar húmedo que así está en contracorriente con el flujo de aire caliente. La corriente está producida por el ventilador de los precipitadores dinámicos "Roto-clone" habiendo 3 de estos aparatos para los 5 granuladores. Dos de ellos, iguales y más grandes que el tercero, separan el polvillo de azúcar y producen la corriente de aire en 4 granuladores (uno para dos) y el tercero trabaja con el granulador 5.

Los "Roto-clone" combinan dos funciones: son exhaustores y separan el polvillo de azúcar por medio de pulverizadores de

agua que mantienen una película sobre todas las superficies de colección haciendo más efectiva la separación y disminuyendo el poder abrasivo del polvillo sobre las hojas del ventilador. Todo el polvillo se recoge en forma de solución concentrada y se regresa al proceso.

Las catálogos que describen estos aparatos tienen tablas con todas las dimensiones para cada tipo y arreglo con sus respectivas capacidades en función de la presión total de trabajo (diferencia de presiones estáticas entre la entrada y salida del aparato) y de las revoluciones por minuto. La capacidad se da en pies³/min.

Para calcular la cantidad de condensado en las unidades de calentamiento se utilizó otra vez la ecuación de transmisión de calor. Para la diferencia de temperaturas, ante la dificultad mecánica de poner termómetro en el interior del granulador para saber la temperatura de salida del aire de los cambiadores se utilizaron los catálogos de éstos que son tipo Nesbitt, y donde aparecen las temperaturas de salida contra la velocidad de aire standard (α 70°F), temperatura de entrada y presión de vapor de calentamiento. Cada granulador tiene 4 unidades de calentamiento en 2 planos juntos.

La diferencia de presiones estáticas se leyó en un manómetro hecho con un tubo en U y lleno de agua, colocado como indica el Kent en su "Test-code" para exhaustores, y las R.P.M. en un tacómetro.

Granuladores 1 y 2.

Rotoclone, tamaño 27, arreglo "A" con 800 R.P.M. y 5 pulg. H₂O de dif. de Ps, trabaja con una capacidad de 19660 pie³/min. Para convertirlos a std. el catálogo de los radiadores proporciona factores en función de la temp. de entrada del aire.

Para 95°F ese factor es 0.955.

$(19660)(0.955) = 18750$ pie³/min de aire std.

Área de radiadores = área por donde atraviesa el flujo de aire = 31.9 pies²

Capacidad/granulador = $18750/2 = 9375$ pie³/min. std.

Velocidad/granulador = $9375/31.9 = 294$ pie/min.

Pv cal. = 106.5 lb/pulg.²; Tv = 338.5 °F; Lv = 880 BTU/lb

Aumento de temp. (en catálogo) = 147.5 °F; siendo dos secciones del área dicha, el aumento de temp. = $(147.5)(2) = 295$ °F

Condensado = $(1.08)(9375)(295)/880 = 3410$ lb/hr—granulador.

Y para los granuladores 1 y 2 el cond. es
 $(3410)(2) = 6820 \text{ lb/hr}$

El valor 1.08 en la ecuación representa el calor específico del aire std. en BTU por pie³/min y por °F.

Granuladores 3 y 4.

Habiendo encontrado una diferencia de presiones estáticas de 4.82 pulg. H₂O la capacidad del ventilador del Rotoclone se considera la misma y el cálculo es exactamente igual al anterior El condensado es por tanto 6820 lb/hr.

Granulador 5.

Dif. de Ps = 4.02 pulg. H₂O; Te = 95°F con 1050 R.P.M. tiene una capacidad = 10500 pie³/min x 0.955 = 10050 pie³/min std. Velocidad = 10050/31.9 = 315 pie/min.

Dif. de temp. = 144 x 2 = 288°F

Condensados = (1.08)(10050)(288)/880 = 3300 lb/hr.

Sumando los valores encontrados, el Departamento de secado produce:

16940 lb/hr de agua condensada.

e) EN LOS TACHOS.

Existe la imposibilidad de estimar, siquiera aproximadamente, los coeficientes totales de transmisión de calor necesarios para aplicar la ecuación y deducir el flujo de calor y con él la cantidad de agua condensada, en estos aparatos de tipo intermitente.

Sabiendo la cantidad de agua evaporada, es posible, al multiplicarla por un factor que es producto de experiencias, encontrar el consumo de vapor o sea la cantidad de condensado. Hay una gráfica que relaciona los tiempos de templa para distintas clases de ellas (con semilla, A, B, etc.) con las lb de H₂O evap./pie²-hr para tachos cuyas dimensiones son aproximadamente iguales a los del Ingenio.

Cada tacho tiene gráfica de temperaturas contra tiempo que aprovecha el tachero para reportar el tiempo de cada templa. Como todas estas gráficas se archivan, pudo hacerse el promedio del tiempo de templa para cada tacho desde el comienzo de la zafra. Tachos de crudo.

Lo. 1:

Superficie de calentamiento = 2530 pie²

Templa = 3:00 hr.

Agua evap. = 4 lb/pie²-hr x 2530 = 10120 lb/hr

Lo. 2:

Sup. Calent. = 1600 pie²

θ templa = 3:08 hr.

Agua evap. = $3.9 \text{ lb/pie}^2\text{-hr} \times 1600 = 6250 \text{ lb/hr}$

No. 3:

Sup. de calent. = 2310 pie^2

θ /templa = 2:42 hr.

Agua evap. = $4.8 \text{ lb/pie}^2\text{-hr} \times 2310 = 11100 \text{ lb/hr}$

No. 4:

Sup. de calent. = 1428 pie^2

θ /templa = 3:10 hr.

Agua evap. = $4 \text{ lb/pie}^2\text{-hr} \times 1428 = 5712 \text{ lb/hr}$

No. 5:

Sup. de calent. = 2310 pie^2

θ /templa = 3:25 hr.

Agua evap. = $3.7 \text{ lb/pie}^2\text{-hr} \times 2310 = 8550 \text{ lb/hr}$

No. 6:

Sup. de calent. = 2532 pie^2

θ /templa = 2:56 hr.

Agua evap. = $4.2 \text{ lb/pie}^2\text{-hr} \times 2532 = 10650 \text{ lb/hr}$

No. 7:

Sup. de calent. = 2270 pie^2

θ /templa = 3:49 hr.

Agua evap. = $3.8 \text{ lb/pie}^2\text{-hr} \times 2270 = 8630 \text{ lb/hr}$

Estos 7 tachos hacen templas A con semilla. Sumando las lb/hr de agua evap. se tiene: $61012 \text{ lb/hr} \times 1.1 \text{ lb vapor/lb agua evap} = 67200 \text{ lb/hr de cond.}$

No. 8, 9 y 10: Son iguales los tres.

Sup. de calentamiento = $3260 \times 3 = 9780 \text{ pie}^2$

θ /templa = 6:25 hr.

Agua evap. = $3.7 \text{ lb/pie}^2\text{-hr} \times 9780 = 36200 \text{ lb/hr}$

Estos tres tachos hacen templas, B. saliendo de las purgas mie final, pues se sigue el nuevo sistema de 2 templas.

$36200 \text{ lb/hr agua evap.} \times 1.15 \text{ lb vapor/lb agua evap.} = 41600 \text{ lb/hr de cond.}$

Los tachos de crudo producen un total de $108800 \text{ lb/hr de agu cond.}$

Tachos de refinado.

No. 1:

Sup. de calent. = 2520 pie^2

θ /templa = 2:28

Agua evap. = $6 \text{ lb/pie}^2\text{-hr} \times 2520 = 15120 \text{ lb/hr}$

Este hace sólo templas A y los dos restantes hacen A,B,C y

Al No. 1 se le dió el factor 1.1 lb vapor/lb agua evap. y a los siguientes, para seguridad, 1.2 con las mismas unidades.

En el No. 1, $15120 \times 1.1 = 16700$ lb/hr de condensado.

No. 2:

Sup. de calent. $= 2520$ pie²

θ /templa $= 2:26$

Agua evap. $= 4$ lb/pie²-hr $\times 2520 = 10080$ lb/hr

No. 3:

Sup. de calent. $= 2930$ pie²

θ /templa $= 2:25$

Agua evap. $= 3.8$ lb/pie²-hr $\times 2930 = 11150$ lb/hr

Del 2 y 3 salen 21230 lb/hr $\times 1.2 = 25400$ lb/hr de condensado.

Sumando, en los tachos se producen:

150900 lb/hr de agua condensada.

AGUA TOTAL DE CONDENSACION.—Sumando:

Calentadores	77300	lb/hr
Sist. de evap.	623550	"
Jacobs	10500	"
Granuladores	16940	"
Tachos	150900	"

TOTAL	879190	lb/hr
-------	--------	-------

AGUA CONDENSADA DE QUE DISPONE EL INGENIO PARA ENFRIAR.

Restándole a la total la que utilizan las calderas, se obtiene el flujo que irá al equipo de enfriamiento.

La planta de Vapor consta de 12 calderas, una de las cuales la No. 11 es automática y posee indicador de tonelaje efectivo producido de vapor. Ahogando determinada caldera, el aumento en el indicador da el tonelaje efectivo de dicha caldera. De esta manera se obtuvieron los tonelajes de las 12 calderas:

Caldera	Tons. vapor/hr.
1	18
2	12
3	27
4	15
5	15
6	17
7	17
8	17
9	30

10

30

11

40

12

37

Ahora bien, la 1,2,4,5,6 y 12 producen vapor de baja presión saturado a 175 lb/pulg.² man. y la 3,7,8,9,10 y 11 producen vapor de alta, sobre calentado a 580°F con 215 lb/pulg.² man.

Baja presión.—Totalizan 114 tons/hr x 2200 lb/ton = 252000 lb/hr de vapor. Siendo la temp. de alimentación del agua 200°F, se aplica la siguiente fórmula:

Lb/hr de agua alim. = $W_o(H_v - H_i)/970.3$ (es la de evaporación equivalente)

W_o = lb/hr de vapor producido

H_v = Entalpia del vapor a la presión de salida, BTU/lb.

H_i = Entalpia del agua a la temperatura de entrada, BTU/lb

970.3 es el calor latente a 212°F.

En este caso, $W_o = 252000$; $H_v = 1198.4$; $H_i = 168$

y $(252000)(1030.4)/970.3 = 267000$ lb/hr de agua alim.

Alta presión.—En este caso, totalizan 161 tons/hr = 355000 lb/hr con $H_v = 1309.3$; $H_i = 168$

$(355000)(1141.3)/970.3 = 417000$ lb/hr de agua alim.

Sumando, la planta de Vapor utiliza $417000 + 267000 = 684000$ lb/hr de agua.

Entonces el agua disponible para enfriar será:

$879190 - 684000 = 195190$ lb/hr de agua cond.

Convirtiéndolos a G.P.M.:

195190 lb/hr x 1 G.P.M./500 lb/hr = 390.38 gpm para enfriar, c sean:

390.38×3.785 lts/gal = 1490 lts/min.

Diseño, Costos y Selección
del Equipo.

TORRES DE ENFRIAMIENTO DE AGUA.

En estos aparatos, el calor que lleva el agua se transmite al aire de dos maneras: se produce un flujo de calor sensible debido a la diferencia de temperaturas y por otra parte, al producirse una evaporación, hay una pérdida de calor en el agua al ceder la cantidad necesaria para efectuar la evaporación.

Factores que intervienen en su diseño.

Para el diseño de estos aparatos deben tomarse en cuenta los siguientes factores:

1.—La temperatura de bulbo húmedo, T_w , de diseño no excederá en 5% a la más alta registrada en el lugar y el aparato usará no más de la mitad de la velocidad de viento media. La máxima permitida para cualquier cálculo de diseño es 5 mph.

2.—La evaporación será aproximadamente 1% del agua circulada por cada 10 °F de enfriamiento. Además de esta pérdida se tiene la producida por el arrastre del viento; la suma de esas dos cantidades representa el agua que hay que agregar para tener el flujo deseado inicial.

3.—La diferencia entre la T_w y la temp. de salida del agua es un factor muy importante que interviene en el diseño. Puesto que T_w es la más baja a la que puede enfriarse, se requiere un tamaño infinito teórico para conseguir que el agua salga a T_w . Si esta diferencia de temperaturas disminuye para determinada carga, el costo de instalación de la torre aumenta. En la mayoría de los casos, 7 ó 10°F, resulta satisfactorio. La selección arbitraria de esta diferencia puede crear serios problemas desde el punto de vista económico.

Torres Atmosféricas.

También son llamadas de Tiro Natural, de Libre Convección porque las corrientes de aire no son suministradas por medios mecánicos sino por la acción de los vientos o por las corrientes de aire producidas por la diferencia de densidades presentes durante su operación. El agua es distribuida en la parte de arriba y fluye por gravedad hasta el fondo de la torre. Hay sistemas de dis-

tribucion de baja presión que la dejan caer simplemente o, bien se utilizan pulverizadores. En ambos casos, los orificios de salida se ponen hacia arriba. Cuando se utilizan pulverizadores, si el sistema está encerrado por paredes sólidas, disminuye mucho la eficiencia de los pulverizadores y se obtienen mejores resultados poniendolos hacia abajo y dotando a la cámara de pulverización de aberturas con mamparas.

Durante el flujo por gravedad a través de la torre, el agua cubre las superficies "guía" de las tablillas y las partes de la estructura estableciéndose el área de transmisión de película de agua. La caída y salpicaduras ofrece mayor superficie y mayor acción agitante.

Con un suministro de aire constante, a través del sistema de mamparas de la torre, con un peso determinado, una torre corta y ancha intercepta mucho menos aire que una angosta y larga. Para una carga de calor, altura y flujo de agua dados, la T_w media de la torre corta es mayor que en la torre larga y el enfriamiento es menor en la torre corta. El balance económico entre las corrientes de aire disponibles y el tamaño de la estructura en una torre atmosférica determina el arreglo de la superficie activa. Sin embargo, la capacidad de una torre puede aumentarse instalando pulverizadores en el sistema de distribución o añadiendo más entablillados, apropiadamente distribuidos.

Si las superficies de los entablillados son combas, no producirán enteramente películas de agua y las corrientes se concentran disminuyendo la superficie de contacto con el aire. El resultado equivale a tener cierto número de pequeñas torres con un ancho relativamente grande y una reducida superficie de película por galón enfriado. Se reduce también el flujo de calor y las tablillas de sección combada determinan un enfriamiento mucho menor y el costo de operación es mucho menos económico.

Generalmente las torres, de distribución a baja o alta presión, operan con las superficies de las gotas que se producen. Si el aparato no tiene entablillados, el enfriamiento puede hacerse pulverizando el agua hacia abajo. La operación está controlada por las características de los pulverizadores pues si se producen gotitas finísimas, son completamente vaporizadas no contribuyendo en modo alguno al enfriamiento. El calor pasa del centro de las gotas a su superficie por conducción y convección y el mayor enfriamiento ocurre cuando el líquido acaba de ser pulverizado de-

bido al alto valor del coef. total de trans. de calor que se produce por la alta velocidad de proyección.

Una parte de la corriente de aire es producida por la acción aspirante de los pulverizadores y por lo mismo estas torres son menos sensibles a las variaciones del viento.

Si se requieren grandes enfriamientos y aproximaciones cercanas a T_w , se debe usar torre con entablillados por su mayor área por unidad de volumen. Las de pulverizadores resultan satisfactorias en sistemas de aire acondicionado.

Otro tipo de torre es la que tiene los entablillados en forma de malla. Se usa donde las pérdidas por arrastre no afectan a la planta desde el punto de vista económico. En plantas de refrigeración encuentran aplicación y están construidas de manera similar a las atmosféricas de entablillado horizontal, es decir, con mamparas en sus cuatro lados y las mallas hechas de alambre de acero. El agua se distribuye por medio de un tubo perforado o por pulverizadores de baja presión. En ambos casos, el agua cae primero en una sección donde salpice a las mallas. Estas están colocadas a 18 pulgadas de distancia vertical entre sus centros; torres con más de 15 mallas, tienen pérdidas en la base con velocidades moderadas de viento. Si ésta excede de 10 mph, las pérdidas son excesivas y no teniendo alta velocidad de distribución como la torre de pulverización, los cambios en la velocidad del viento la afectan más.

Estanques de pulverización (Spray-Ponds).

Tienen mucha mayor área por GPM circulado que las torres de pulverizadores. Se dotan de mamparas con una altura no mayor a la que llega el agua pulverizada. Los pulverizadores trabajan satisfactoriamente a una presión de 7 lb/pulg.² y la altura del agua es de 7 pies sobre el sistema distribuidor.

Torres de tiro mecánico.

Se usan en muchas instalaciones y son independientes de las variaciones del viento. Las hay de tiro inducido y tiro forzado. Estas últimas tienen instalado un ventilador cerca de la base que forza al aire a pasar por la torre de abajo hacia arriba. Las de tiro inducido tienen el ventilador en la parte de arriba y extraen el aire de la torre. La entrada de aire está en la parte inferior y está dotada con mamparas inclinadas. El aire entra horizontalmente a la torre y adentro de ella asciende verticalmente. Antes de llegar al ventilador pasa por una sección de separadores en los que se queda el agua y pasa el aire.

Cuando se usan sistemas de distribución de baja presión 2 secciones de separadores son suficientes. Si la distribución es de alta, se necesitan 3 secciones; los ventiladores son del tipo de hélice y en tamaños pequeños el motor se une directamente con el ventilador, en tamaños medios, la unión es por medio de banda con poleas en V y en tamaños grandes (más de 16 pies de diámetro) la unión es por engrane reductor quedando el motor en ángulo recto con respecto al ventilador. Los de tipo de hélice se usan porque mueven grandes cantidades de aire a bajas presiones estáticas con altas eficiencias.

El arreglo de los entablillados y todas las partes de la estructura destinadas a producir películas y gotas de agua es similar al de las de tipo atmosférico. La cantidad de aire por lb. de agua circulada es menor en estas torres que las atmosféricas ya que un viento de 5 mph. que llega a 1 pie de longitud de una torre de 12 pies de ancho por 30 pies de alto, pasa por las mamparas con una velocidad de aproximadamente 340 pies/min. o sea 10200 pies³/min por pie de long. Ordinariamente, la carga específica en una torre atmosférica es de 1.0 a 2.0 GPM/pie² con valor medio de 1.5; con esto, para la sección de torre considerada por 1 x 12 x 30 pies el flujo sería de 18 GPM cambiando calor con 10200 pies³/min que son más o menos 150 lb de agua/750 lb de aire relación cuyo valor es 0.2 lb. agua/lb. aire.

En las torres de tiro mecánico estas relaciones varían de 0.75 a 1.3 y operan con fuerzas (driving forces) más reducidas debido al aumento de T_w media producido por la restricción económica del flujo de aire suministrado mecánicamente. Esta reducción de las fuerzas citadas en comparación con las torres atmosféricas debe ser compensada por mayores áreas de contacto y mayores coeficientes de transmisión. Resultan compactas y trabaja con cargas de 2.0 a 6.0 gpm/pie². En general se dice que la torre está bajo buen funcionamiento cuando la velocidad del aire es 100 veces el valor de la carga específica en gpm/pie² y si esta velocidad aumenta, las pérdidas de presión por turbulencias aumentan en la misma relación que los cuadrados de las velocidades del aire.

Selección del equipo.

La elección debe hacerse entre una Torre Atmosférica de Entablillados, una de Tiro Inducido y un Estanque de Pulverizadores:

a) El estanque se descarta porque su enfriamiento es limitado, pues la producción de gotas es hecha sólo una vez

El volver a pulverizar el agua significaría doble espacio y doble bombeo para llegar al enfriamiento deseado.

b) Tratándose ya de torres, el enfriamiento deseado es muy grande (73.5°F) Usando una torre para enfriar directamente el agua a 173.5°F, la cantidad de pérdidas por evaporación en la parte superior sería excesiva. Resultaría una torre demasiado grande en el caso de usarla atmosférica. El uso de una de tiro inducido estaría indicado para esos límites, pero su costo inicial y su costo de mantenimiento (potencia consumida por el ventilador) son mucho mayores que el inicial y de mantenimiento de una atmosférica.

Para disminuir ese enfriamiento tan grande, se puede hacer el siguiente arreglo: el agua caliente proveniente de las condensaciones de las calandrias de los 3 últimos vasos de los cuádruples con una temperatura de 173.5°F es mandada a un tanque que recibe por derrame el agua fría a 100°F de otro tanque a donde llega de la torre. Con esto, la temperatura media del tanque citado es de 136°F y de aquí se manda a enfriar a la torre, cuyo enfriamiento ahora es de 36°F.

Para éste y para la T_w de 75°F existente en Sn. Cristóbal, con un flujo de 490 gpm. que representa el calculado más un 25% para seguridad se necesita usar una torre que dé 1000 gpm. de agua a 100°F para que 510 pasen, al segundo tanque por derrame, se junten con los 490 que vienen del proceso y ya vayan 1000 gpm. a la torre.

En estas condiciones, la Binks Manufacturing Co., de Chicago, Ill., especifica para tiro inducido una torre de 18'2" de lado en la base y 19'6" de altura equipada con ventilador de 120 pulg. y motor de 15 HP y un peso igual a 22800 lb. El costo L.A.B. Chicago es de \$ 72500 y agréguese a esto el costo de la tubería y bombas necesarias así como de los tanques.

DISEÑO DEL EQUIPO.

Se va a diseñar una torre atmosférica, con entablillados, bombas, tubería, válvulas y tanques necesarios. Se estimará el costo total, instalado, de todo el equipo y se comparará con la torre de tiro inducido que recomienda la Binks Manufacturing Co.

NOMENCLATURA.

B = presión barométrica, pulg. Hg.

b = ancho activo de torre, pies.

c = longitud activa de torre, entre los centros de los postes finales, pies.

GPM_b = carga específica, gpm. = $0.120L_2/bc$.

H = distancia vertical entre los centros de entablillados, pulg

L_2 = Flujo de agua inicial, lb/min.

m = factor de carga, pie^2/gpm -entablillado.

N = número de entablillados.

r = factor de entablillado, pie^2/gpm -ent.

S = Abscisa de la gráfica No. 1, entablillados.

ΔS = diferencia entre dos valores de S para t_1 y t_2 en gráf. No. 1, entablillados.

t_1 = Temperatura final del agua, F.

t_2 = Temperatura inicial del agua, F.

T_w = Temperatura de bulbo húmedo; W = factor de velocidad de viento.

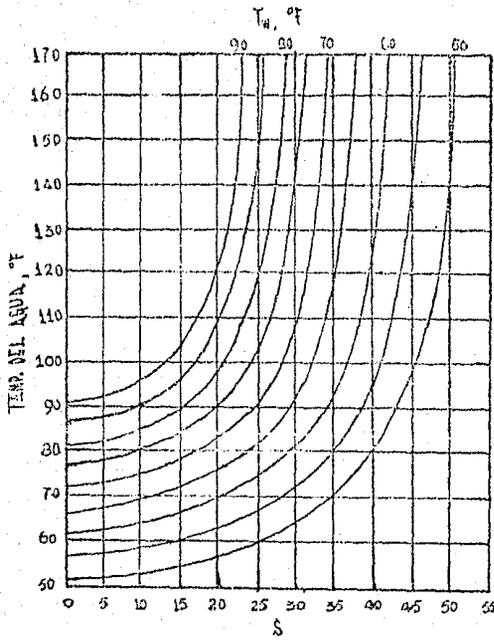
La gráfica No. 1 relaciona el tamaño de la torre con la temperatura del agua para varias T_w del aire. La escala de tamaños S está calculada para una torre tipo con $H = 2.5$ pie, una $GPM_b = 1.5$ gpm/pie, velocidad de viento igual a 5 mph y mamparas inclinadas a 52° con $b = 12$ pies. Estas relaciones entre la escala de temperaturas y la de tamaños fueron determinadas por cierto número de cálculos aritméticos representados por las curvas. Las relaciones para otros espacios entre entablillados, anchos, cargas específicas y velocidades de viento son producto de experiencias.

El uso de esta gráfica determina ΔS para las temps. de entrada y salida del agua en la torre; ΔS es proporcional al tamaño. Considerando un valor medio razonable de 2.7 pie^2 de superficie humedecida por entablillado y por sq. pies de área horizontal activa con una inclinación media para las mamparas de 55° sobre la horizontal, el número de entablillados se calcula de la fórmula:

$$N = \frac{r(S)W(30/E)}{m}^{1/2}$$

m

Los factores r y m se determinan en los nomogramas, fig. 1 y 2. W se lee en la siguiente Tabla: I



GRÁFICA 1

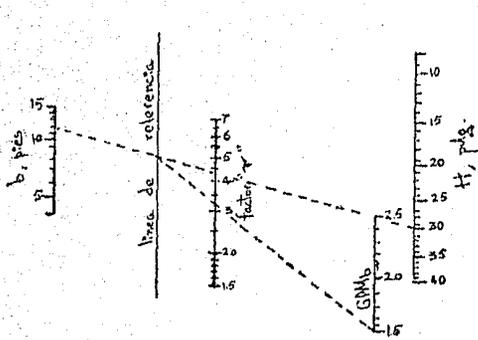


Fig. 1

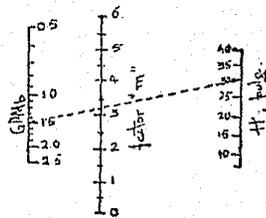


Fig. 2

Velocidad de viento mph.	W
0	2.10
1	1.70
2	1.44
3	1.26
4	1.11
5	1.00
6	0.93

H está relacionado con anchos activos máximos permisibles, Tabla II:

H, pulg.	b, pies.
12	6
18	8
24	10
30	12

Para 1000 gpm. vel. viento 3 mph. $T_w = 75^\circ\text{F}$ y un espacio disponible en la azotea de la Casa de Bombas, a la orilla del río de 82 x 23.75 pies. y $t_1 = 100^\circ\text{F}$; $t_2 = 136^\circ\text{F}$.

La carga específica recomendada es de 1.5 gpm/pies². para la producción de gotas sin que el tamaño de torre resulte excesivo.

El área que ocupa la torre es $1000/1.5 = 666$ pies².

En tabla II, $H = 30$ pulg. y $b = 12$ pies.

El largo c es $666/12 = 55$ pies.

En gráf. No. 1 $\Delta S = 30 - 24 = 6$.

En fig. 1, $r = 2.9$

En fig. 2, $m = 3.1$

En tabla I, $W = 1.26$

$B = 30$ pulg. Hg (al nivel del mar).

Sustituyendo en la fórmula: $N = 2.9 \times 6 \times 1.26/3.1 = 7.1$ entablillados.

Como $H = 30/12$ pie; $7.1 \times 30/12 = 18$ pies de altura

se le agregan 5 pies por el sistema de distribución y por el tanque colocado en la base. Por tanto $18 + 5 = 23$ pie de altura real.

Las dimensiones de la torre resultan 55 x 12 x 33 pies o sean 16.5 x 3.6 x 7 m.

TUBERIA.—

La casa de bombas dista 460 pies del Ingenio. Como lo indica la figura adjunta, se necesitan 930 pies de tubo para 490 gpm.

cuyo diámetro más económicos es 6 pulg. con un mínimo de 10 accesorios (codos, etc.) y 125 pies de tubo para 1000 gpm. cuyo diámetro más económico es 8 pulg. y con 15 accesorios (incluyendo los del sistema de distribución en lo alto de la torre).

BOMBAS.—

Del Ingenio al tanque de agua 136°F., tomando en cuenta todas las pérdidas por fricción, se necesita una bomba de 11 pies de presión total con 3 HP, manejando 490 gpm.

Para subir el agua a 136°F. a la torre, tomando las fricciones del tubo y accesorios de la distribución, la bomba indicada tiene 70.0 pies de presión total y 30 HP., manejando 1000 gpm.

En la línea de retorno al Ingenio, calculando de la misma manera, la presión total es 92.3 pies y la potencia 20 HP, manejando 490 gpm.

VALVULAS.—

Son necesarias 3. Una a la entrada del tanque a 136°F para regular el flujo a 490 gpm., otra en la parte inferior de la torre, después de la bomba, para regular 1000 gpm. y una última a la entrada del retorno al Ingenio para regular 490 o menos gpm. de agua a 100°F.

TANQUES.—

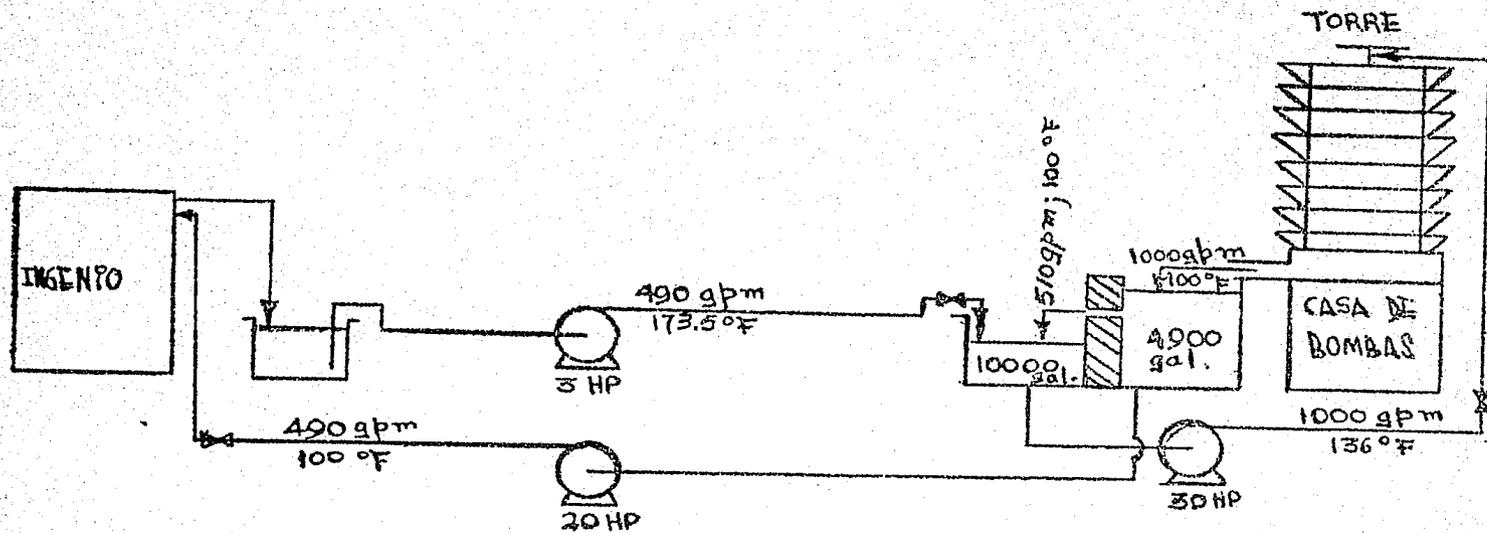
Dos, uno en la base de la torre con una capacidad de 490 gpm. x 10 min. = 4900 gal. (los 10 min. son un margen por si alguna bomba falla se tiene la seguridad de la existencia de agua fría por 10 min. más) y otro de 1000 gpm. x 10 min. = 10000 gal. para poder seguir enfriando agua por 10 min. más en caso de que falte agua condensada.

COSTO DEL EQUIPO COMPLETO INSTALADO

TORRE.—

W_5
38 tablillas/ent. x 7 ent. = 266 tablillas.
Dimensiones: 3/4" x 3,5/8" x 55 pies.

DIAGRAMA DE FLUJO



Costo por tablillas: \$ 12.60; Costo total: $12.6 \times 266 = \$ 3,350.00$.

36 postes de sostén.

Dimensiones: $3,3/4'' \times 3,3/4'' \times 23$ pies.

Costo por poste: \$ 28.00; Costo total: $28.00 \times 36 = \$ 1,010$

28 uniones longitudinales (4 por ent.)

Dimensiones: $1,3/4'' \times 2,3/4'' \times 55$ pies.

Costo/unión: \$ 17.70; Costo total: $17.7 \times 28 = \$ 470.00$.

24 refuerzos en cruz.

Dimensiones: $1,3/4'' \times 3,1/2'' \times 26$ pies.

Costo/refuerzos: \$ 34.30; Costo total: $34.3 \times 24 = \$ 820.00$.

84 uniones transversales.

Dimensiones: $1,3/4'' \times 3,1/2'' \times 12$ pies.

Costo por unión: \$ 14.70; Costo total: $14.7 \times 84 = \$ 1,230.00$.

36 refuerzos longitudinales.

Dimensiones: $2,3/4'' \times 3,3/4'' \times 9.2$ pies.

Costo/ref.: \$ 11.20; Costo total: $11.2 \times 36 = \$ 404.00$.

32 Mamparas.

Dimensiones: 16 de $1/2'' \times 40'' \times 55$ pies.

16 de $1/2'' \times 40'' \times 12$ pies.

Costo/mampara larga: \$ 42.00; Costo tot. largas $42 \times 16 = \$ 670.00$

Costo/mampara corta: \$ 9.20; Costo tot. cortas $9.2 \times 16 = \$ 147.00$

Costo total: \$ 817.00.

Tablillas	\$ 3,350.00
Postes	1,010.00
Uniones long.	470.00
Refuerzos cruz	820.00
Uniones transv.	1,230.00
Refuerzos long.	404.00
Mamparas	817.00

TOTAL: \$ 8,101.00

Esta cantidad representa el costo de material. Multiplicándola por un factor igual a 1.43 donde se incluye la construcción e instalación: $\$ 8,101.00 \times 1.43 = \$ 11,600.00$ instalada.

TUBERIA.—

930 pies de tubo de 611 a \$ 10.00/pie $\times 930 = 17,400.00$

125 pies de tubo de 8" a \$ 25.50/pie $\times 125 = \$ 3,200.00$

TOTAL: \$ 20,600.00

Multiplicando por 1.13 para obtener el costo instaladas:
2060 x 1.13 = \$ 23,300.00.

BOMBAS.—

1 de 3 HP, centrífuga, 490 gpm.	\$ 1,375.00
1 de 20 HP, centrífuga, 490 gpm.	\$ 1,876.00
1 de 30 HP, centrífuga, 1000 gpm.	\$ 2,300.00
TOTAL:	\$ 5,551.00

Motores de las bombas:

1 de 3 HP, 60 ciclos, 220 V.	\$ 1,060.00
1 de 20 HP, 60 ciclos, 220 V.	\$ 3,250.00
1 de 30 HP, 60 ciclos, 220 V.	\$ 4,200.00
TOTAL:	\$ 8,510.00

Costo total de bombas y motores	\$ 14,061.00
Costo instaladas; \$ 14,061.00 x 1.20	\$ 17,000.00

VALVULAS.—

2 válvulas de compuerta de 6" (crane No. 465 1/2)	\$ 1,160.00
1 válvula de compuerta de 8"	\$ 685.00
TOTAL:	\$ 1,845.00

Costo total instaladas, 1845 x 1.20	\$ 2,220.00
---	-------------

Sumando todos los costos de las partes que integran el equipo:

Torre	\$ 11,600.00
Tubería	23,300.00
Bombas y motores	17,000.00
Válvulas	2,220.00

TOTAL:..... \$ 54,120.00, instalado.

Agregando el costo de los dos Tanques, de

4900 gal.	\$ 5,800.00
10000 gal.	\$ 11,700.00

TOTAL: \$ 17,500.00

El costo de todo el equipo, instalado es de: \$ 71,620.00

Como la torre de tiro inducido recomendada por la Casa Binks Manufacturing Co. de Chicago, Ill., citada anteriormente, cuesta L.A.B. Chicago \$ 72,500.00 sin sus accesorios necesarios, bombas, tuberías, tanques, etc., y el costo de mantenimiento del ventilador 120 " y el motor con engranaje de 15 HP. más el costo de transporte e instalación, no puede competir con la atmosférica propuesta en este estudio que tiene, la torre, un costo de mantenimiento muy bajo y una vida media de 10 años.

CONCLUSIONES

- 1.—Si por medio de un sistema de tubería, el agua a enfriar incluyera siempre cualquier contaminación de azúcar que se presentara, se aprovecharía el agua que hoy se desperdicia y que no puede mandarse a las calderas.
- 2.—Uno de los problemas que se presentan en las torres es la suciedad y contenido de sales del agua con que trabajan. En este caso, tratándose de agua condensada, desaparece esa posibilidad y el costo de mantenimiento (reparaciones) es más bajo.
- 3.—La estructura de madera de la torre es de considerables proporciones y los pesos netos totales difieren de los pesos en operación por la cantidad de agua que absorbe la madera. Al instalar la torre, debe tomarse en cuenta lo anterior.
- 4.—Las torres exponen una gran superficie a la presión producida por los vientos y las cargas laterales se vuelven considerables. En el caso particular de San Cristóbal donde existen vientos fuertes (Nortes) se tendrá muy en cuenta lo expuesto para reforzar la estructura o poner "vientos" a modo de prevenir fallas y roturas.
- 5.—Si el lugar donde se va a instalar la torre presenta problemas en lo que respecta a los cimientos que la soporten, deberá determinarse la altura y espacio entre entablillados para un peso mínimo, trabajando con el enfriamiento deseado.
- 6.—En el diseño de las torres de enfriamiento, el error más frecuente se presenta en la selección de la T_w apropiada y en la velocidad de viento más adecuada. Observando la gráf. No. 1 se puede notar que si a 70°F . de T_w hay una caída de 25 grados en el agua desde 105°F y luego otra de 25 también pero desde 104, la relación de los valores leídos en la escala de tamaños da 7.2 %. Esto quiere decir que para un grado más de aproximación de la temperatura de salida del agua a T_w se requiere 7.2 % más en la superficie efectiva de enfriamiento. Observando también la tabla I se ve que si la vel. de viento varía de 5 a 4 mph. el factor W aumenta de 1.00 a 1.11 y en la misma relación se tendría que aumentar la superficie efectiva para lograr el mismo enfriamiento. Se vuelve a concluir aquí que las torres atmosféricas son muy sensibles a los cambios del viento. Sin embargo, en San Cristóbal, se observan pocos momentos (en el medio día) en que las chimeneas de las calderas indican cero mph. en el viento (el humo asciende verticalmente) y lo más normal y frecuente es que el humo se incline un poco en la dirección del viento lo que indica una velocidad de 3 mph. aproximadamente. Como el máximo de diseño es 5 mph., la de 3 mph. da bastante seguridad en los cálculos.

BIBLIOGRAFIA

- 1.—Baker, R., Make Cooling Tower Specs Accurate for Best Output, Long Life. Power, November 1952.
- 2.—Brown, G., Unit. Operations. John Wiley & Sons, Inc. Nueva York, 1950.
- 3.—Clarke, L., Manual for Process Engineering Calculations. Mc Graw Hill Book Co. Inc. Nueva York y Londres, 1947.
- 4.—Crocker, S., Piping Handbook. Mc Graw Hill Book Co Inc. Nueva York y Londres, 1945.
- 5.—Degler, H. E., Why Right Cooling Towers Care Pays Off. Power, November 1951.
- 6.—Degler, H. E., Tools for Saving Cooling Water. Power, May 1950.
- 7.—Degler, H. E., Evaporative Cooling. Potent Weapon for Water Conservation. Power, April 1950.
- 8.—Farmer, A. E., The Why and How of England's Big New Cooling Towers. Power, July 1952.
- 9.—Keenan, J. H. & Keys, F. G., Thermodynamic Properties of Steam. John Wiley & Sons Inc. Nueva York.
- 10.—Lyle, O., The Efficient Use of Steam. His Majesty's Office. Londres, 1947.
- 11.—Kent, W., Kent's Mechanical Engineer's Handbook. John Wiley & Sons, Inc. Nueva York.
- 12.—Marks, L. S., Mechanical Engineer's Handbook. Mc Graw Hill Book Co. Inc. Nueva York, Londres 1941.
- 13.—Perry, J. H., Chemical Engineer's Handbook. McGraw Hill Book Co. Inc. Nueva York, Londres y Toronto 1950.
- 14.—Pfeiffer, E. L. What Size Cooling Towers? Chem. Eng. April 1949.
- 15.—Simons, E., Water Cooling Tower Fundamentals. Chem. and Met. Eng. Feb. 1939.

- 16.—Simons, E., Atmospheric Cooling Tower Design. Chem. and Met. Eng., March 1939.
- 17.—Simons, E., Cooling Tower Psychrometry. Chem. and Met. Eng., April, May and June 1942.
- 18.—Simons, E., Capacity Control for Atmospheric Cooling Towers. Chem. and Met. Eng., June 1945.
- 19.—Spencer, G. L., & Meade G. P., Cane Sugar Handbook. John Wiley & Sons, Inc. Nueva York.
- 20.—Tromp, L. A., Machinery and Equipment of the Cane Sugar Factory. Norman Rodger 788 Idol Lane. Londres.
- 21.—Aries, R. S., & Newton, R. D., Chemical Engineering Cost Estimation. Chemonomics, Inc. Publishers. Nueva York.