

Consideraciones para el técnico de refrigeración



RESTAURACIÓN DE TORRES DE ENFRIAMIENTO DE FLUJO CRUZADO UTILIZANDO RELLENOS CONTEMPORÁ- NEOS DE TIPO CELULAR.

Ing. Martin Balestie, B.A.B.M./UMUC

ENUNCIADO DEL PROBLEMA ILUSTRATIVO:

restaurar, mediante la instalación de relleno de alta eficiencia, tipo celular, una torre de enfriamiento de flujo cruzado, reutilizando la estructura existente dada y enmarcar el nuevo equipamiento en condiciones de funcionamiento/operación de referencia.

RESOLUCION: De acuerdo a información extraída del catálogo original del fabricante (1), las condiciones de funcionamiento publicadas para la torre en cuestión son:

- calor Q a disipar 1:714608 kcal/h 6:750000 btu/h
- caudal de agua a enfriar 306180 l/h 1350.0GPM (U.S)
- temperatura del agua caliente 35.0° Celsius 95.0°F

- temperatura del agua fría 29.4° Celsius 85.0° F
- temperatura bulbo húmedo 25.5° Celsius 78.0° F
- chiller tons 450 T.R . 450 T.R.

Podemos reconocer inmediatamente la fórmula clásica de disipación de calor, en sus expresiones IP/SI:

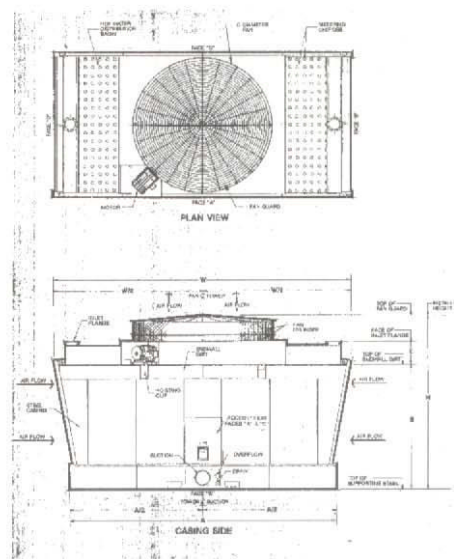
calor a disipar Q (btu/h) = caudal (gpm's) * salto térmico (° F) * 500

calor a disipar Q (kcal/h) = caudal (l/h) * salto térmico (° C)

nota: El lector podrá advertir que los factores de conversión entre las distintas unidades introducen pequeños, y a veces no tan pequeños, errores. Si bien se reconoce desde ya la relativa precariedad de este análisis, los resultados finales obtenidos son afortunadamente bastante definitivos. Adicionalmente, a lo largo de este desarrollo se utilizan temperaturas en grados Fahrenheit y luego se convierten a Celsius. Al ser el Fahrenheit una unidad más "chica", el error de redondeo (habitual) en la décima de Fahrenheit influirá menos que el redondeo en Celsius.

Utilizando bibliografía especializada e información de diseño (2), iniciaremos nuestro análisis a partir de las dimensiones de la estructura existente, aplicando recomendaciones de diseño y finalmente contrastan-

do los resultados obtenidos con la información publicada. De acuerdo a información del catálogo (1), el largo L de la torre en la dirección de las persianas, y B, la altura del relleno están aproximadamente





dados por las magnitudes:

L = largo en dirección de persianas = louver side length = $9' 4.5''$ = $9.375'$ = ca. $9.5'$ = ca. 2.90 m

B = altura disponible para relleno = approximate height = $7' 9''$ = $7.75'$ = ca. 2.36 m

Fuentes mejor informadas (3a) nos proporcionan información más precisa y concreta de las dimensiones interiores. Por tanto, debemos considerar a los efectos de cálculo, las siguientes dimensiones (interiores):

L = louver side length = packed fill length = $9'$

B = approximate height = packed fill height = $7'$

La siguiente figura nos ofrece una vista del equipo en cuestión, donde aparecen rotuladas las principales dimensiones, las ya mencionadas L , el largo en dirección de las persianas de aire; B , la altura aproximadamente disponible para apilar relleno y finalmente A y $A/2$ que nos dan una idea del "espesor" de la pared formada por los módulos de relleno.

Si bien puede haber pequeñas variaciones de fabricación en las distintas unidades, ya sea por leves alteraciones introducidas por cada licenciario en particular, en este caso concreto podemos pensar en que la superficie de entrada de aire a la torre (doble lado) esté dada por: $2 * 9' * 7' = 126$ sq.ft. louver area (i.e. area de entrada de aire)

De acuerdo a Kelly, en su ya referido manual de diseño de torres de enfriamiento de flujo cruzado, este tipo de torre está típicamente diseñado para G' ("air mass velocity") de aire seco entre las siguientes cotas:

1600 lb/hr per sq.ft. DRY AIR minimum

2600 lb/hr per sq.ft. DRY AIR maximum

Utilizando el área de entrada de aire calculada más arriba, podemos acotar los posibles valores de caudal de aire. Recuérdese que muchas veces, no es

frecuente disponer de información de catálogos o datos de la instalación en general. De ahí, la necesidad de ir llevando cálculos paralelos, al menos inicialmente, como a continuación:

126 sq.ft. * 1600 lb/hr sq.ft. = $201,600$ lb/hr dry air (mínimo)

126 sq.ft. * 2000 lb/hr sq.ft. = $252,000$ lb/hr dry air ("típico")

126 sq.ft. * 2600 lb/hr sq.ft. = $327,600$ lb/hr dry air (máximo)

Para poder cotejar estos números con los valores impresos en los catálogos, supongamos un volumen específico del aire de aproximadamente 15 cu.ft./lb $\rightarrow$ obtenemos entonces la estimación del flujo de aire expresado en CFMs: $126 * 1600 = 201,600 * 15 / 60 = 50,400$ CFM (mínimo)

$126 * 2000 = 252,000 * 15 / 60 = 63,000$ CFM ("típico")

$126 * 2600 = 327,600 * 15 / 60 = 81,900$ CFM (máximo)

las correspondientes velocidades de entrada de aire serían:

$50,400$ CFM / $126' = 400$ fpm

$63,000$ CFM 500 fpm

$81,900$ CFM 650 fpm

Estos resultados, números enteros, coinciden con los puntos principales utilizados en las gráficas de selección habituales (4,5) en rellenos de tipo celular para torres de enfriamiento, ya sea flujo cruzado ("crossflow") o contracorriente ("counterflow"). nota: Se podrá ver, por simple aritmética, que la elección del volumen específico del aire no afectará los resultados "globales". Bastará replicar el cálculo utilizando otro valor, e.g. $\pm 5\%$.

Lamentablemente, vemos que aún el caudal máximo $81,900$ CFM, calculado según las recomendaciones de Kelly, está por debajo de los $94,645$ CFMs del catálogo del fabricante (1), presentada como capaz de atender 1350 GPM (450 chiller tons) en condiciones $95/85/78$. Siendo que Kelly ya no está para defender su tesis, admitamos, seguir adelante con el caudal

Avisos AGRUPADOS ROSARIO



**HORACIO
PALLO**
REFRIGERACION

**Distribuidora
Mayorista de
Repuestos
Equipamientos
integrales**

Entre Ríos 3425 (2000) Rosario
Tel./Fax: (041) 613813
tel. (041) 651383



*Venta de
equipos para
refrigeración
y aire
acondicionado.
Central individual.
Repuestos
nacionales e
importados.*

HORARIO
CORRIDO

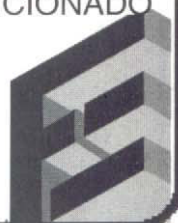
ENVIOS AL INTERIOR

**CORRIENTES 4051
(2000) ROSARIO - SANTA FE
TEL./FAX: (041) 63-4219 / 65-2080**

Frigofé

**MATERIALES Y
EQUIPOS PARA
REFRIGERACION Y
AIRE ACONDICIONADO**

Bv. 27 de Febrero 2919
2000 Rosario
Tel. (041) 332067
Fax: (041) 331330



Consideraciones para el técnico de refrigeración



propuesto por el catálogo expresado en lb/hr: $94645 \text{ cfm} = 94645 \times 60 / 15 = 378,580 \text{ lb/hr}$ aire seco
Siendo que la superficie de entrada de aire es $126 \text{ sq.ft.} \rightarrow \text{el } G' \text{ de esta torre: } G' = 378,580 \text{ lb/hr} / 126 \text{ sq.ft.} = 3005 \text{ lb/hr per sq.ft. DRY AIR}$ vs. valor máx. $2,600 \text{ lb/hr sq.ft.}$ (Kelly) !!

Debemos ahora calcular el cociente L/G ("líquido / gas") de diseño de la torre. Convirtiendo el caudal de agua en gpm a lb/hr obtenemos:

$1350 \text{ gpm} = 1350 \times 8.33 \times 60 \text{ lb/hr water} = 674,730 \text{ lbs/hr agua.}$

Una razonable estimación de dicho cociente estará dada entonces por:

$L/G = 674,730 \text{ lbs/hr agua} / 378,580 \text{ lb/hr aire seco} = 1.78 = \text{c. } 1.8$

A partir de este momento, cambia el punto de vista. Hasta ahora nos hemos manejado con información relativamente popular, accesible "a todo el mundo". De ahora en más, comentaremos información usualmente sólo procesada por el diseñador profesional, el proveedor O.E.M. o el fabricante original de la torre.

Del punto de vista del fabricante de relleno debemos resolver el problema 95/t2/78 utilizando L/G = ca. 1.8 en una configuración de flujo cruzado (i.e. crossflow). Utilizando un programa de cálculo de KAY/L basado en los lineamientos de Kelly (6) - integración doble por método iterativo de Gauss Seidel, en nuestro caso sin refinar con Richardson - obtenemos la primera matriz presentada en el apéndice A.

Vemos que aún cuando hiciésemos la concesión temporaria de admitir temperaturas de salida de agua de 86°F (y no los 85°F que nos prometieron), al mirar la columna de los KaY/Ls debemos pensar

en valores de KAY/L (el "servicio que hay que atender") cercanos a 1.65 o más. La cautela de análisis numérico y las limitaciones propias nos indican aceptar en seguir la negociación en las siguientes condiciones:

95/86/78 L/G = c. 1.8 lo que nos demandará satisfacer un nivel de KAY/L = ca. 1.65
Para lograr los 86.0°F del cuadro (en el extremo abajo a la derecha) debemos tener un relleno que entregue, en las condiciones indicadas, 1.65 o más. Para auxiliar a realizar con seguridad la correcta lectura de dicha tabla, si nos hubiesen pedido por ejemplo, 86.9°F de temperatura de agua fría, nos alcanzaría con poner un relleno que nos entregue 1.15 como mínimo. Utilizamos, en principio, sólo los números de la diagonal.

nota: la matriz fué calculada con los siguientes espaciamientos (el programa presenta los resultados redondeando para simplificar un poco la lectura) $\Delta X = 0.297$

$\Delta Y = 0.165 \rightarrow l/g = \Delta X / \Delta Y = 0.297 / 0.165 = 1.8$ para todos los elementos de la diagonal

Aún admitiendo pequeñas oscilaciones de la mezcla L/G, centradas alrededor de 1.8, en cualquier caso estamos hablando de KaY/L requeridos en la vecindad de 1.6 o más, en el contexto concedido 95/86/78.

Prestamos ahora atención al proceso de selección de la cantidad de relleno que deberemos instalar para poder cumplir con el servicio requerido. Afortunadamente, la peor parte, en cuanto a complejidad numérica, ya pasó. A partir de este momento es consultar gráficas de rendimiento de relleno o evaluación de las fórmulas analíticas de los mismos. En nuestro caso, optaremos por esto último



controles maco®

FABRICANTE DE CONTROLES
AUTOMATICOS PARA REFRIGERACIÓN
Y AIRE ACONDICIONADO, COM. E IND.

**PRESOSTATOS- TERMOSTATOS-VACUOSTATOS-
MICROPRESOSTATOS
CONTROLES DE FLUJO
PRESOSTATOS DIFERENCIALES**

ALFREDO GUIDO 3457 (1605) CARAPACHAY - BS. AS.
REPUBLICA ARGENTINA - TELEFAX (054 - 1) 766-2101



por dos razones: minimizar errores y posibilitar un análisis más sofisticado. De acuerdo a información de fábrica, el relleno apropiado para este tipo de torres, flujo cruzado (crossflow) el rendimiento (3b) está dado por la siguiente expresión:

$KaY/L = .2454 * (G'^{.465}) * (L'^{.535}) * Y / L'$
donde, en nuestro caso, incluyendo la probable excomuni3n por recomendaci3n de Kelly, tenemos $G' = 3005 \text{ lb/hr per sq.ft.}$ (calculado m3s arriba)
 $Y = 7'$ (espacio altura disponible para instalar relleno)

y nos falta calcular el L' (i.e. el "crossflow water loading" o "water mass velocity" en lb/hr per sq.ft.)-

>

siendo que: $1350 \text{ gpm} = 1350 * 8.33 * 60 \text{ lb/h} = 674,730 \text{ lb/hr}$ de agua. Para tener el L' podr3amos dividir este valor por la superficie de las bandejas de entrada de agua o en forma equivalente, estimar la "profundidad" horizontal (i.e. "air travel depth") del relleno mirando el cat3logo de la torre -> podemos pensar en una "profundidad" de relleno (i.e. "air travel depth") de aproximadamente un cuarto de lo que el cat3logo denomina dimensi3n A ->
 $A / 4 = 18' / 4 = \text{ca. } 4.5'$

Conociendo antecedentes anteriores, podemos tomar un valor 4' para dicha magnitud (i.e. "air travel fill depth"), una suposici3n bastante sensata y luego confirmada (3). El agua entonces caer3 por gravedad en la siguiente superficie horizontal:
 $2 * 4' * 9' = 72 \text{ sq.ft.}$

L' ser3 entonces: $L' = 674,730 / 72 = 9372 \text{ lb/hr sq.ft.}$

Podemos ahora proceder a evaluar el rendimiento t3rmico posible de instalar 4' (48") de relleno realmente "state of the art" en la estructura existente. Debemos simplemente evaluar la f3rmula ya presentada:

$KaY/L = .2454 * (G'^{.465}) * (L'^{.535}) * Y / L'$
para los valores de G' , L' e Y dados:

$G' = 3005 \text{ lb/hr per sq.ft.}$

$L' = 9372 \text{ lb/hr per sq.ft.}$

$Y = 7'$ (espacio altura disponible para instalar relleno)

Poniendo entonces estos valores en la f3rmula resulta un KaY/L entregable por el relleno de: $KaY/L = 0.2454 * (3005^{.465}) * (9372^{.535}) * 7 / 9372 = 1.012 !!!$

Estamos enormemente lejos del valor necesario para cumplir con el servicio que se nos pidi3, a3n con las concesiones ya hechas. Hemos llegado a un callej3n sin salida genuino. No podemos aumentar la cantidad de aire (el G' ya estaba por dem3s en infracci3n), no podemos aumentar el Y ni poner m3s profundidad de relleno (4') dado que debemos respetar las dimensiones de la estructura existente. Como consuelo, dentro de lo "horrible" de la f3rmula del relleno, al menos los exponentes suman 1 =

.465 + .535.

La pregunta que naturalmente surge inmediatamente es, siendo que el cliente acept3 empacar la torre todo lo posible, con un relleno contempor3neo de alt3sima eficiencia, cu3l ser3 el servicio esperable, al menos el ideal, dado que en ning3n momento de este desarrollo se plantearon ajustes por mala fabricaci3n (e.g. ventilador deficiente o desconocido), mala ubicaci3n (efecto de recirculaci3n), mal armado (ventilador mal colocado, paneles rotos), mal tratamiento qu3mico (flora en piletas, rellenos sucios), mal mantenimiento (orificios obturados, cerramientos rotos)?

A efectos de completar r3pidamente la presentaci3n y con ello la respuesta a dicha pregunta, aceptamos recalcular todo pero simplemente con el 3nimo de confirmar un resultado y repasar el proceso num3rico, para reafirmar su consistencia y efectividad.

Decimos que la capacidad de esta torre, as3 equipada y suponiendo el ventilador entregando el caudal de aire estipulado en el cat3logo, corresponde al especificado para un proyecto de aproximadamente 300 chiller tons, circuito de fre3n, en condiciones 95/85/78, prescribiendo tradicionalmente 3 gpm por

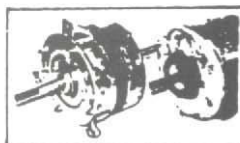
ATLAS

electromec3nica

AV. LA PLATA 2109 - CAPITAL -

Tel3fonos 921-0223 923-4838 y 921-0396

Forzadores para aire
acondicionado y c3maras
frigor3ficas
RECAMBIOS Y REPARACIONES



Motores para bochas de aire
acondicionado comerciales y
familiares, todas las potencias
en 1400 y 2800 r.p.m.
RECAMBIOS Y REPARACIONES

Motores para equipos
semiherm3ticos de 1 HP a
60 HP
RECAMBIOS Y REPARACION



Bombas Industriales -
centrales - Industriales
RECAMBIOS Y REPARACIONES

BOBINADOS - RECAMBIOS
VENTAS - REPARACIONES

Consideraciones para el técnico de refrigeración



tonelada de refrigeración. De ahora en más, lo que sigue es aritmética.

A partir de 300 chiller tons obtenemos el caudal de agua:

$$300 * 3 = 900 \text{ gpm}$$

convirtiendo el caudal a lb/hr:

$$900 \text{ gpm} = 900 * 8.33 * 60 \text{ lb/hr water} = 449,820 \text{ lbs/hr agua.}$$

Utilizando el caudal de aire aceptado ya anteriormente, una estimación razonable del cociente L/G está dada entonces por $L/G = 449,820 \text{ lbs/hr agua} / 378,580 \text{ lb/hr aire seco} = 1.193 = c. 1.2$

Nuevamente calculando aplicando Gauss Seidel para 95/t2/78 y $L/G = c. 1.2$, resultan cuadros similares a la segunda matriz presentada en el apéndice. Inspeccionando el cuadro vemos que para lograr temperaturas cercanas a 85.2°F debemos pensar en poder entregar KaY/L de relleno cercanos a 1.3.

En esta "reestructura" el L' será : $L' = 449,820 / 72 = 6248 \text{ lb/hr sq.ft.}$

Debemos evaluar la fórmula ya presentada:

$$KaY/L = .2454 * (G'^{.465}) * (L'^{.535}) * Y / L'$$

para los valores de G', L' e Y dados:

$$G' = 3005 \text{ lb/hr per sq.ft.}$$

$$L' = 6248 \text{ lb/hr per sq.ft.}$$

$Y = 7'$ (espacio altura aproximadamente disponible para instalar relleno)

Poniendo entonces estos valores en la fórmula

resulta un KaY/L entregable por el relleno de:

$$KaY/L = 0.2454 * (3005^{.465}) * (6248^{.535}) * 7 / 6248 = 1.22$$

Estamos bastante cerca. Si admitimos compensar la precariedad de nuestros cálculos, con un poquito más de relleno, nuestro esquema por demás encuadra bastante bien, máxime teniendo en

cuenta los obstáculos que tuvimos que sortear.

Llegamos con este compromiso local bastante cerca (85.2°F) del objetivo ($t_2=85.0^\circ\text{F}$):

$$.2454 * (3005^{.465}) * (6248^{.535}) * 7.5 / 6248 = 1.3095 = c. 1.31$$

Lamentablemente, el déficit, superior al 30%

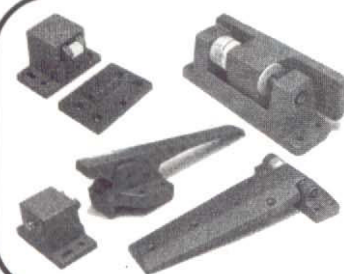
($= (450-300) * 100 / 450$), permanecerá en la planta.

Afortunadamente, la disponibilidad de verdaderos sistemas especializados nos permiten cuantificar las condiciones de funcionamiento finales de una manera aún más precisa, como se comprueba en el apéndice y evitar situaciones como la expuesta. De todas maneras, el desarrollo presentado nos permite adelantar de forma bastante efectiva, y con pocos recursos, el potencial térmico de una instalación dada, así como compartir la lógica de cálculo utilizada, esencial para el profesional responsable de área, en cuanto a correcta evaluación de propuestas y selección de proveedores.

nota final y reconocimientos

La confección de esta guía introductoria ha sido lograda en gran medida gracias a la corroboración numérica de los resultados por el Ing. Richard Aull, de Brentwood Industries, Pennsylvania, y el Ing. Manuel Balestíe, de Compañía Técnico Industrial S.A., quienes compartieron información de relevancia de un proyecto de enfriamiento evaporativo concreto.

El responsable de área debe consultar las innumerables publicaciones especializadas y monografías específicas tanto en referencia a tipo de torre, e.g. flujo cruzado, contracorriente, como tipo de relleno a utilizar: celular, de barras, random. Estas notas, han sido preparadas simplemente como una guía orientativa en la tarea de facilitar la cuantificación



METALURGICA CA-DE-CIN INDUSTRIAL

**HERRAJES PARA HELADERAS COMERCIALES
INYECCION ZAMAC Y COQUILLA - REPUESTOS CAMARAS
FRIGORIFICAS - BURLETES - PATAS**

**Monseñor Bufano 3977 (1754) San Justo. Pcia. Bs. As.
TEL./Fax. 691-3478 / 691-1800**

de un diseño preliminar frente a una situación concreta, en este la restauración de una torre de enfriamiento de flujo cruzado. Es importante el acceso a catálogos de ingeniería de las compañías proveedoras, aún con su precariedad, dado que es el primer paso a determinar el contexto térmico posible de operación de una unidad dada. Afortunadamente, prácticamente todo fabricante de componentes o unidades completas cuenta con un proceso de diseño y dimensionamiento/selección de equipo automatizado, al menos en forma parcial.

Notas bibliográficas/fuentes de consulta mencionadas

1. Marley Catalog NC-8800-P-78A, Mission, Kansas. 1978.
2. Neil W. Kelly, Crossflow Cooling Tower Performance. Kansas City, Missouri: Kelly and Associates, 1976.
- 3a/3b. Richard Aull, P.E. Correspondencia interna CTI/Brentwood
4. Carl Munters & Co. Calculation Charts, Sollentuna, Sweden.
5. Robert Burger, Cooling Tower Technology: Maintenance, Upgrading and Rebuilding. p.48, 2nd. ed. Fairmont Press, Inc., Georgia. 1990.
6. Neil W. Kelly, "Blueprint for the preparation of crossflow cooling tower characteristic curves," Neil W. Kelly & Associates, Kansas City 1976. Presented as TP-146 A at CTI Annual Meeting January 1976.

Bibliografía básica sobre torres de enfriamiento en general

1. McKelvey, K.K. and Maxey Brooke, The Industrial Cooling Tower. Amsterdam: Elsevier Publishing Co., 1959.
2. Cooling Tower Institute, Cooling Tower Performance Curves. Forth Worth, Texas: Millican Press, 1967.
3. Kelly, Neil. W., Crossflow Cooling Tower Performance. Kansas City, Missouri: Kelly and Associates, 1976.
4. Jackson, J., Cooling Towers. Imperial Chemical Industries Limited, London. 1951.
5. Hensley, John C., Cooling Tower Fundamentals. 2nd. ed. MCT Company. Kansas. 1985.
6. Burger, Robert, Cooling Tower Technology: Maintenance, Upgrading and Rebuilding. 2nd. ed. Fairmont Press, Inc., Georgia. 1990.

literatura adicional/ monografías de interés

1. Rule, David L., "Evaporative Cooling Maintenance to Improve System Efficiency." ASHRAE Journal April 1994.
2. McBurney, Kevin, "Maintenance Suggestions for Cooling Towers and Accessories." ASHRAE Journal June 1990.
3. Meitz, Amanda K., "Cooling Tower Water Treatment in the 1990s." ASHRAE Journal June 1990.
4. Joyce, Charles T. and Shelton, Sam V., "Cooling Tower Optimization for Centrifugal Chillers." ASHRAE Journal, June 1991.
5. Murphy, Dan. "Cooling Towers used for Free Cooling." ASHRAE Journal, June 1991.
6. Fulkerson, Robert D., "Comparative Evaluation of Counterflow Cooling Tower Fills," Journal of the



Compañía Técnico Industrial S.A.

TORRES DE ENFRIAMIENTO DE AGUA
TRATAMIENTO DE EFLUENTES

Ing. Martín Balestie

AVELINO MIRANDA 2471 - ESC.1102
MONTEVIDEO - 11.600
TEL.FAX.: (598 2) 480 04 27
URUGUAY
e-mail: cti@adinet.com.uy

C. LARRALDE 2352 E. 17
CAP. FEDERAL (1429)
TEL.FAX.: (5411) 4701-4745
ARGENTINA
e-mail: balestie@arnet.com.ar

Consideraciones para el técnico de refrigeración



Cooling Tower Institute, Vol. 9 No. 2.

7. Lefevre, Marcel R., "Eliminating the Merkel Theory Approximations - Can It Replace the Empirical Temperature Correction Factor?" Journal of the CTI, Vol. 8, No. 1.

8. Lefevre, Marcel R., "Influence of air and water temperature on fill characteristics curve", TP-85-8. Presented at the CTI Annual Meeting. January 1985.

9. Feltzin, Allen E. and Benton, Dudley, "A more nearly exact representation of cooling tower theory," Journal of the CTI. Vol. 12, No. 2.

10. ASHRAE Handbook: Fundamentals. ASHRAE, New York. 1985.

Software auxiliatorio/ fuentes adicionales de información

1. Chittom Fan Rating Program v. 07.24.91. Tulsa, Oklahoma. 1991.

2. King Sun Industry Equipment Selection KST-N Series

3. King Sun Industry Equipment Selection KFT Series

4. "Tower Internals Guide Program," Norton Chemical Process, 1994.

5. Cualquier planilla de cálculo o lenguaje de fácil acceso.

6. Marcel Lefevre, programa IDXf. Marcel Lefevre Corporation.

7. cti@adinet.com.uy

APENDICE A

matriz de temperaturas promedio

KaY/L	KaX/G		t1/t2/twb		95.0/t2/78.0	
0.00	0.29	0.59	0.89	1.18	1.48	1.78
0.00	0.29	0.59	0.89	1.18	1.48	1.78
0.16	91.7	92.2	92.5	92.7	93.0	93.2
0.33	89.2	89.9	90.4	90.9	91.2	91.5
0.49	87.2	88.0	88.7	89.2	89.7	90.2
0.66	85.7	86.5	87.2	87.7	88.4	88.9
0.82	84.4	85.2	86.0	86.5	87.2	87.7
0.99	83.2	84.0	84.9	85.5	86.2	86.7
1.15	82.5	83.2	84.0	84.7	85.2	85.9
1.32	81.7	82.5	83.2	83.9	84.5	85.0
1.48	81.0	81.7	82.5	83.2	83.7	84.2
1.65	80.5	81.2	81.9	82.5	83.0	83.7

las temperaturas de la diagonal corresponden a $l/g = 1.80$, luego vemos que para lograr 95/86/78°F con dicho cociente líquido/gas debemos igualar o superar un KaY/L de 1.65.

nota: si pretendiésemos resolver, por ejemplo 95/87.2/78°F con ese mismo cociente líquido/gas, nos alcanzaría cumplir un KaY/L = 0.99.

$$\begin{aligned} \text{delta } X &= 0.290 & L/G &= \text{delta } X / \text{delta } Y = .290 / .165 = 1.8 \\ \text{delta } Y &= 0.165 & \text{KaY/L} &= i * \text{delta } Y = i * .165 \end{aligned}$$

matriz de temperaturas promedio

KaY/L	KaX/G		t1/t2/twb		95.0/t2/78.0	
0.00	0.15	0.31	0.46	0.62	0.78	0.93
0.00	0.15	0.31	0.46	0.62	0.78	0.93
0.13	92.4	92.5	92.7	92.9	93.0	93.2
0.26	90.2	90.5	90.9	91.0	91.2	91.5
0.39	88.5	88.9	89.2	89.5	89.7	90.0
0.52	87.0	87.5	87.7	88.2	88.5	88.7
0.65	85.7	86.2	86.5	87.0	87.4	87.7
0.78	84.7	85.2	85.5	86.0	86.4	86.7
0.91	83.7	84.2	84.7	85.0	85.5	85.7
1.04	83.0	83.5	83.9	84.2	84.7	85.0
1.17	82.4	82.7	83.2	83.5	84.0	84.4
1.30	81.7	82.2	82.5	83.0	83.4	83.7

$$\begin{aligned} \text{delta } X &= 0.156 & L/G &= \text{delta } X / \text{delta } Y = .156 / .130 = 1.2 \\ \text{delta } Y &= 0.130 & \text{KaY/L} &= i * \text{delta } Y = i * .130 \end{aligned}$$

las temperaturas de la diagonal corresponden a $l/g = 1.20$, luego vemos que para lograr 95/85.2/78°F con dicho cociente líquido/gas debemos igualar o superar un KaY/L de 1.30.

síntesis: en ambos casos estamos lejos de los valores que podemos lograr (ca. 1+) con tal vez el relleno de torres más sofisticado del mundo (Accu Pac 1900).