



Manual de operaciones y prácticas

TC-IC-001 / PE
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y
TUBOS A PEQUEÑA ESCALA.

Número de serie: _____

MANUAL DE OPERACIONES Y PRÁCTICAS

INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS A PEQUEÑA ESCALA

TC-IC-001 / PE



CONTENIDO:

1. Fundamentos Teóricos	3
2. Aplicaciones Experimentales	48
3. Prácticas propuestas	50
4. Especificaciones Técnicas	53
5. Seguridad e higiene	59
6. Operación del equipo	62
6.1. Alineación y energizado	62
6.2. Puesta en marcha	65
6.3. Equipo en operación	66
6.4. Paro del equipo	68
7. Guion Experimental	69
8. Mantenimiento y limpieza	97
9. Apéndice	99

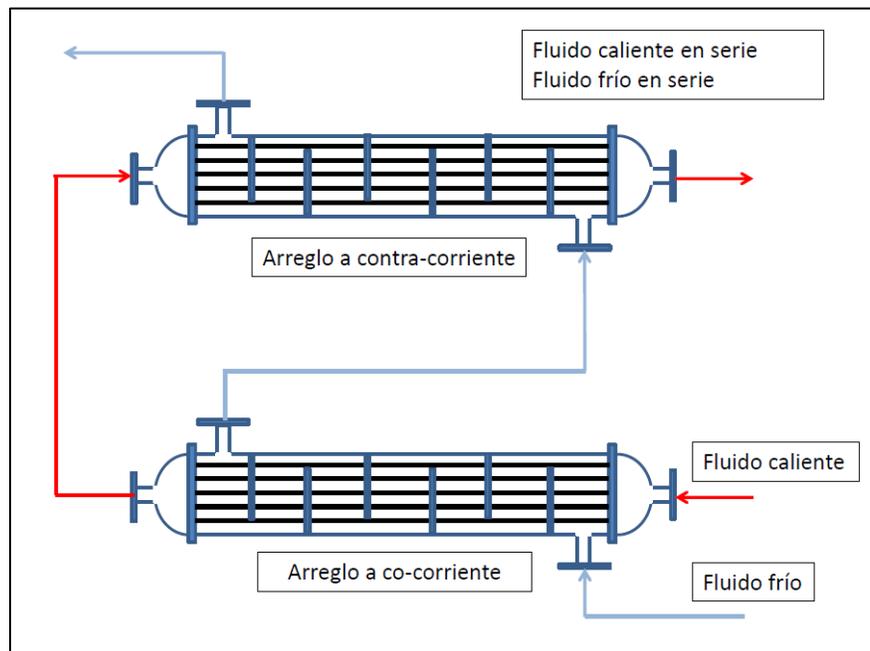
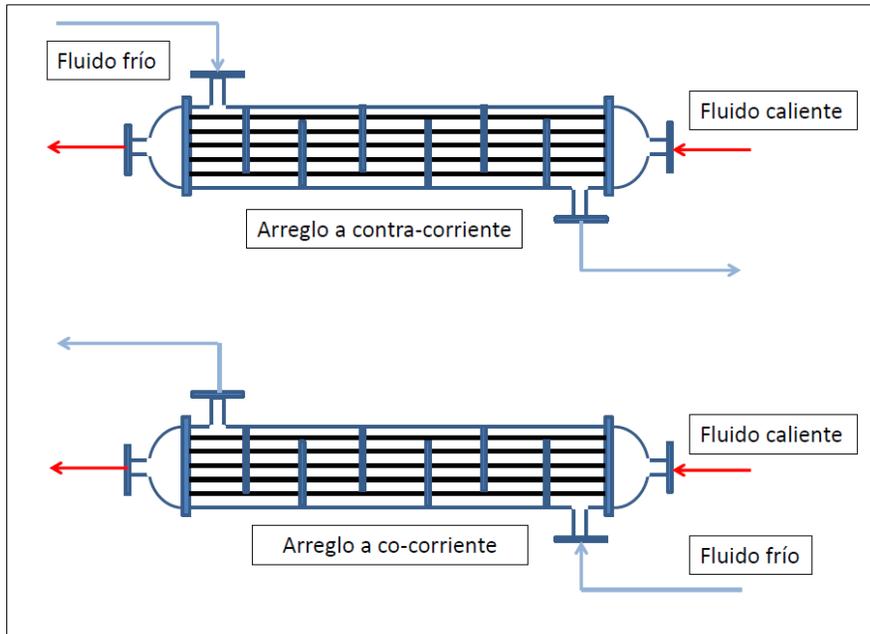
1. Fundamentos Teóricos.

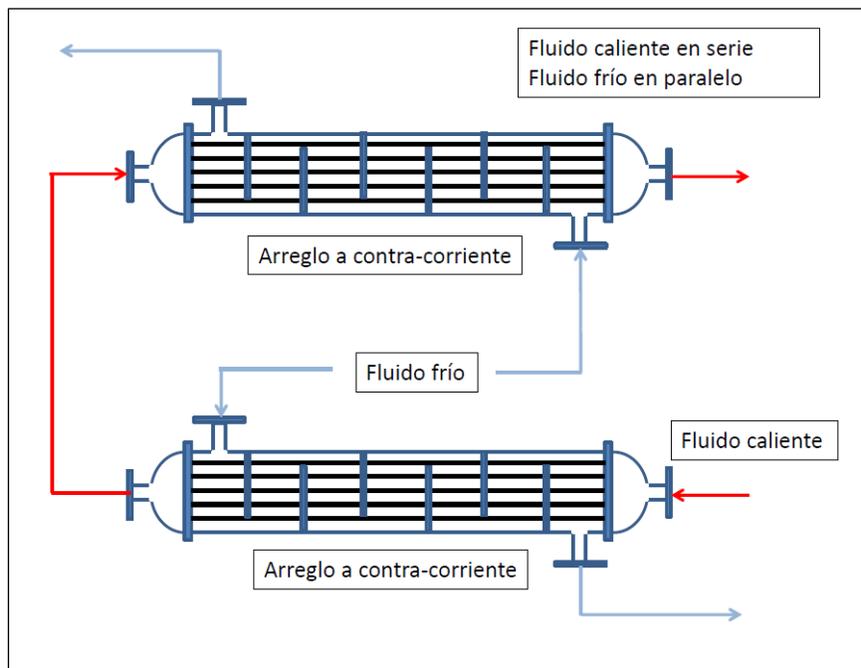
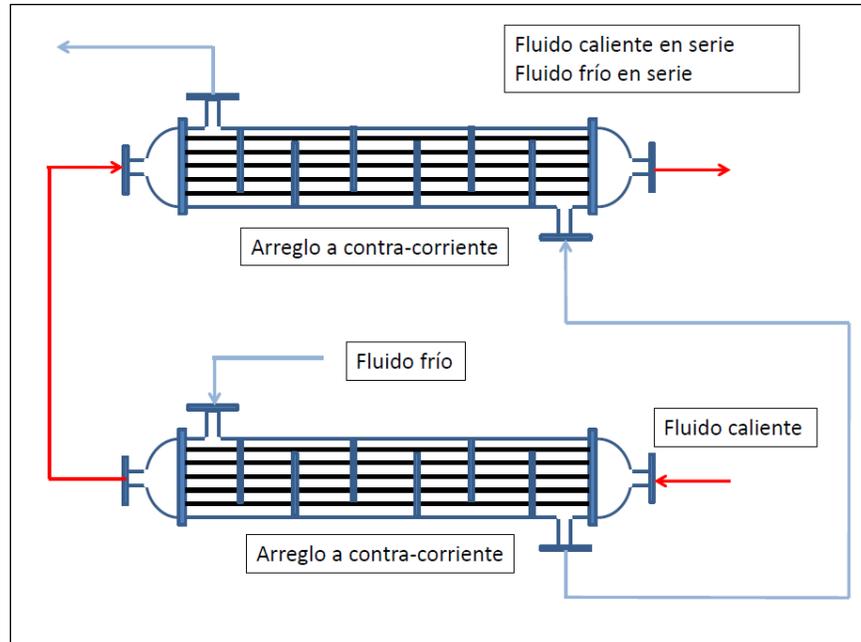
Intercambiadores de calor.

Si bien se describe a la transferencia de calor como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y recibidores, los procesos de transferencia de calor están relacionados con las razones de intercambio térmico, mismas que ocurren en los equipos de transferencia de calor, siendo de gran importancia, las diferencias de temperatura entre la fuente y el recibidor. Dado que el fenómeno de transferencia de calor considera un intercambio en un sistema, la pérdida de calor por un cuerpo, deberá ser igual al calor absorbido por otro, dentro de los confines del mismo sistema.¹

Existe una gran variedad de intercambiadores de calor, los podemos encontrar en su forma más simple del tipo tubos concéntricos, también llamados de doble tubo, también los hay de tipo serpentín para inmersión en un recipiente contenedor de un líquido, o bien de superficie extendida, intercambiadores de placas, o de tipo coraza y tubos, siendo éstos últimos los más comunes. El modo de operación de un intercambiador de calor está definido por el arreglo de las corrientes de fluido frío y fluido caliente que circulan en el mismo, asimismo, la eficiencia de intercambio de calor está determinada por el arreglo, por el flujo de las corrientes, y por las temperaturas de entrada de cada uno de los fluidos. En la literatura encontramos a los diferentes arreglos como arreglo a contra-corriente y arreglo en paralelo, con respecto a éste último, es más adecuado llamarlo arreglo a co-corriente, con el objeto de no confundir un sistema con arreglos de varios cambiadores en donde podemos operar cada uno de los fluidos en serie o en paralelo.

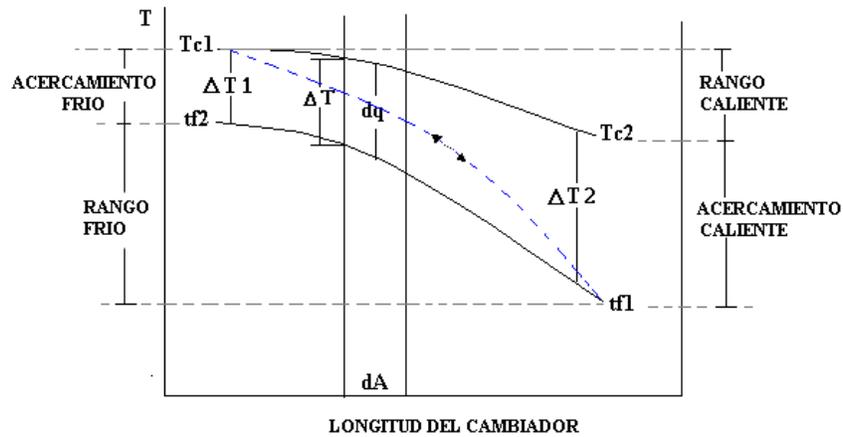
¹ Kern, Donald Q. *Procesos de Transferencia de Calor*. México, CECSA, 1991.



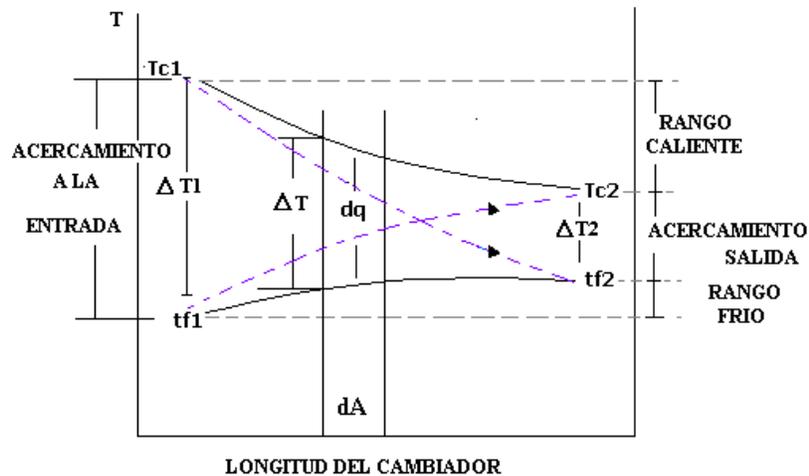


De manera general, las diferencias entre los arreglos a contra-corriente y a co-corriente se pueden visualizar en las siguientes gráficas.

Contra-corriente



Co-Corriente



Carga térmica.

El calor intercambiado o carga térmica es igual al calor cedido por el fluido caliente, o bien, el absorbido por el fluido frío, Para calcular este calor cuando no hay cambio de fase usamos :

$$Q = W_c C_{p_c} (T_1 - T_2) = w_f C_{p_f} (t_2 - t_1)$$

- W_c Gasto másico del fluido caliente
 w_f Gasto másico del fluido frío
 C_{p_c} Calor específico del fluido caliente
 C_{p_f} Calor específico del fluido frío
 T_1, T_2 Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente
 t_1, t_2 Temperaturas de entrada y salida del fluido frío
 Q Calor total intercambiado

Para el arreglo a contra-corriente:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1} \right]}$$

Para el arreglo a co-corriente:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \left[\frac{T_1 - t_1}{T_2 - t_2} \right]}$$

Coefficientes de transferencia de calor.

El coeficiente de transferencia de calor cuya medición experimental es más fácil, es el coeficiente total. Por lo general es posible medir la diferencia total de temperaturas y la transferencia total de calor en forma directa, para un intercambiador de calor de área conocida.

Es posible calcular el coeficiente total (U), mediante la relación:

$$q = -UA(\Delta T)_{ml}$$

Con frecuencia, los intercambiadores de calor se diseñan cuando usando coeficientes totales en vez de coeficientes individuales. La determinación de éstos es más difícil debido a la incertidumbre relacionada con la medición de temperatura de superficie.

Wilson propuso un método para calcular los coeficientes de película para valores condensados.

Se basa en la resistencia total $\frac{1}{UA}$ que es igual a la suma de las resistencias individuales.

$$\Sigma R = \frac{1}{UA} = R_c + R_w + R_d + R_L$$

Donde:

R_c : Es la resistencia del condensado.

R_w : Es la resistencia de la pared.

R_d : Es la resistencia de la incrustación o suciedad.

R_L : Es la resistencia del lado del líquido.

Coefficientes totales de transferencia de calor.

En el caso de tubos concéntricos, siendo el interior muy delgado, las resistencias encontradas son la resistencia de la película del fluido en el tubo, la resistencia de la pared del tubo $\frac{L_m}{k_m}$, y la resistencia de la película del fluido en el ánulo.

Puesto que Q es igual a $\frac{\Delta t}{\Sigma R}$ como antes:

$$\Sigma R = \frac{1}{h_i} + \frac{L_m}{k_m} + \frac{1}{h_o}$$

Donde ΣR es la resistencia total. Es costumbre sustituir $\frac{1}{U}$ por ΣR donde U se le llama coeficiente total de transferencia, obteniendo así:

$$Q = UA\Delta t$$

Donde:

Q: Calor transferido.

A: Superficie exterior de la tubería (ft²).

Δt : Diferencia de temperatura media logarítmica.

Usando una simplificación que la resistencia de la pared del tubo es despreciable, U se puede definir como:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \frac{A_i}{A}} + \frac{1}{h_o}$$

Donde:

A_i : Es la superficie exterior del tubo inferior (ft^2)

h_o : Es el coeficiente de transferencia de calor del tubo exterior

Haciendo un balance de calor y reordenando:

$$\frac{UA}{wc} = \frac{1}{\frac{wc}{WC} - 1} LMTD$$

Donde:

$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}}$$

Si relacionamos la ecuación de carga térmica con la del coeficiente, tenemos

$$Q = mCp(\Delta T) = UA(LMTD)$$

INTERCAMBIADORES DE CALOR DE TIPO CORAZA Y TUBOS.

Flujo 1-2 contracorriente-paralelo (co-corriente).

El elemento tubular. La satisfacción de muchas demandas industriales requiere el uso de un gran número de horquillas de doble tubo. Estas consumen considerable área superficial así como presentan un número considerable de puntos en los cuales puede haber fugas. Cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor, pueden ser mejor obtenidas por medio de equipo de tubo y coraza.

El equipo de tubo y coraza involucra la expansión de un tubo en un espejo y la formación de un sello que no fuga bajo condiciones razonables de operación. Un ejemplo simple y común de tubo expandido se muestra en la Fig. 7.1.

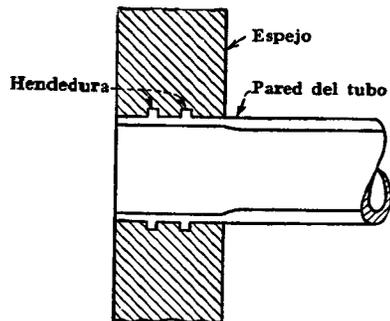


FIG. 7.1. Tubo roiado

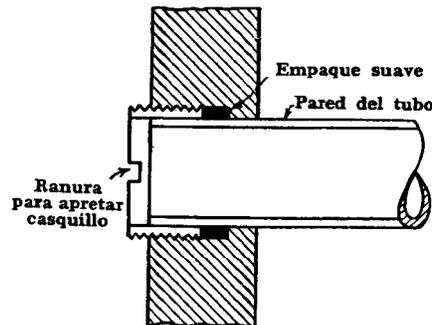


FIG. 7.2. Casquillo

En el espejo se perfora un orificio cuyo diámetro es apenas mayor que el diámetro exterior del tubo, además se cortan dos o más hendiduras en la pared de este orificio. Se coloca el tubo dentro del orificio, y se inserta un roliador en el final del tubo.

El rolador es un mandril rotatorio que tiene conicidad pequeña. Es capaz de exceder el límite elástico del metal del tubo y transformarlo a una condición semi plástica, de manera que se escurra hasta las hendeduras y forme así un sello perfecto. El rolado de los tubos es un arte, ya que el tubo puede dañarse si se rola hasta adelgazarlo demasiado, de manera que el sello tiene poca resistencia estructural.

En algunos usos industriales es deseable instalar tubos en el espejo, de manera que puedan ser fácilmente removidos, como se muestra en la Fig. 7.2. En la práctica, los tubos se empaquetan en el espejo mediante casquillos, y usando anillos de metal suave como empaques.

Tubos para intercambiadores de calor. Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas.

Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidables. Se pueden obtener en diferentes grosores de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo.

Espaciado de los tubos. Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura, y éstos a la fecha, son casi estándar. Los tubos se colocan en arreglos ya sea triangulares o cuadrados, como se muestra en las Figs. 7.3a y b. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Fig. 7.3a. El *espaciado de los tubos PT* es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de 3/4 plg DE en un espaciado cuadrado de 1 plg y de 1 plg DE en un espaciado en cuadro de 1 1/2 plg. Para arreglos triangulares éstos son, de 3/4 plg DE en espaciado triangular de 1 1/2 plg, 3/4 plg de en un arreglo triangular de 1 plg, y 1 plg DE en un arreglo triangular 1 1/2 plg. En la Fig. 7.3c el arreglo en cuadro ha sido rotado 45°, y permanece esencialmente lo mismo que en la Fig. 7.3a. En la Fig. 7.3d se muestra una modificación del espaciado triangular que permite una limpieza mecánica. Si los tubos se separan suficientemente, es posible dejar los pasajes indicados para limpieza.

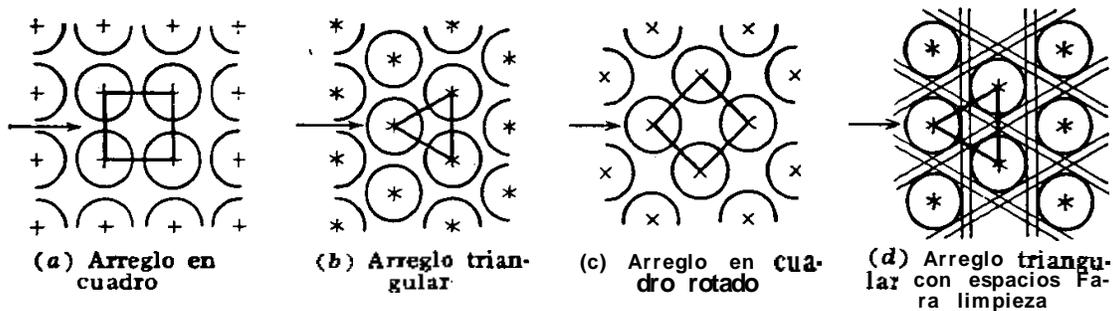


Fig. 7.3. Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores

Corazas. Las corazas hasta de 12 plg de diámetro IPS se fabrican de tubo de acero. Sobre 12 e incluyendo 24 plg el diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos. El grueso estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24 plg inclusive, es de 3/8 plg, lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de 300 lb/plg². Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las corazas mayores de 24 plg de diámetro se fabrican rolando placa de acero.

Intercambiadores con cabezal de tubos estacionario. El tipo más simple de intercambiador es el *tipo fijo o intercambiador con cabezal de tubo estacionario*, de los cuales el mostrado en la Fig. 7.4 es un ejemplo. Las partes esenciales son la coraza (1), equipada con dos entradas y que tiene dos cabezales de tubos o espejos (2) a ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4). Los tubos se expanden en ambos espejos y están equipados con deflectores transversales (5) en el lado de la coraza. El cálculo de la superficie efectiva frecuentemente se basa en la distancia entre las caras interiores de los espejos en lugar de la longitud total de los tubos.

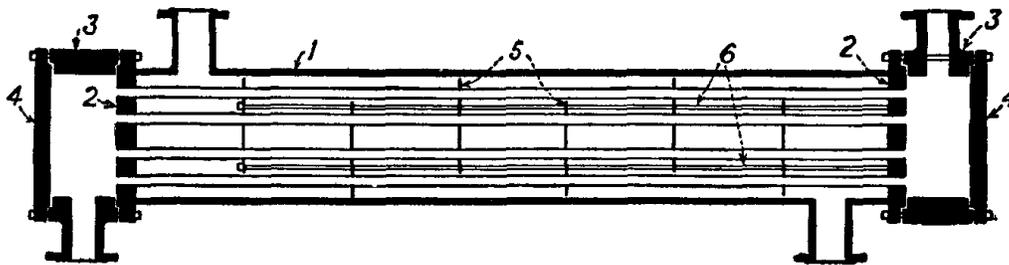


FIG. 7.4. Intercambiador tubular de cabezal fijo

Deflectores. Es claro que se logran coeficientes de transferencia de calor más altos cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores que hacen que el líquido fluya a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Esto causa considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya una cantidad pequeña de líquido. La distancia centro a centro entre los deflectores se llama espaciado de deflectores. Puesto que los deflectores pueden espaciarse ya sea muy junto o muy separado, la masa velocidad no depende enteramente del diámetro de la coraza. Usualmente el espaciado de los deflectores no es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza, o menor que una distancia igual a un quinto del diámetro interior de la coraza. Los deflectores se mantienen firmemente mediante espaciadores (6) como se muestra en la Fig. 7.4, que consisten de un pasador atornillado en el cabezal de tubos o espejo y un cierto número de trozos de tubo que forman hombreras entre deflectores adyacentes. Un detalle amplificado se muestra en la Fig. 7.5.

Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son los deflectores segmentados que es muestran en la Fig. 7.6. Los deflectores segmentados son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75% del diámetro interior de la coraza. Estos se conocen como deflectores con 25% de corte y serán usados a través de este libro, aun cuando otros deflectores fraccionales se empleen también en la industria. Una recopilación excelente de la influencia del corte de los deflectores en el coeficiente de transferencia de calor ha sido presentada por Donohue.¹ Pueden ser arreglados, como se muestra: para flujo “arriba y abajo” o pueden ser rotados 90° para un flujo ‘lado con lado’, este último es deseable cuando a través de la coraza fluye una mezcla de líquido y gas.

Es el espaciado del deflector y no el 25% de su corte, el que determina, como se mostrará después, la velocidad efectiva del fluido en la coraza.

Otros tipos de deflectores son el de *disco* y *corma* de la Fig. 7.7 y el deflector de orificio en la Fig. 7.8. Aun cuando algunas veces se emplean otros tipos, no son de importancia general.

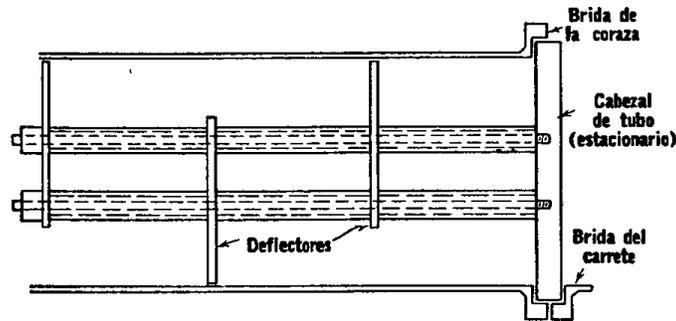


FIG. 7.5. Espaciador de deflector (aumentado)

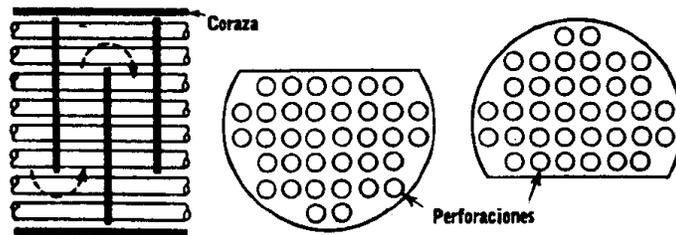


FIG. 7.6. Detalle de deflector segmentado

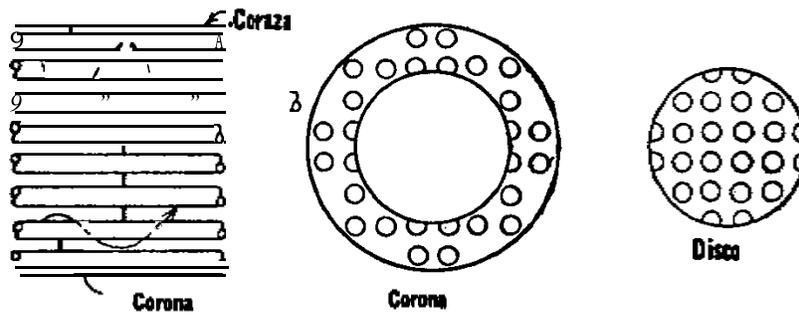


FIG. 7.7. Deflector de disco y corona

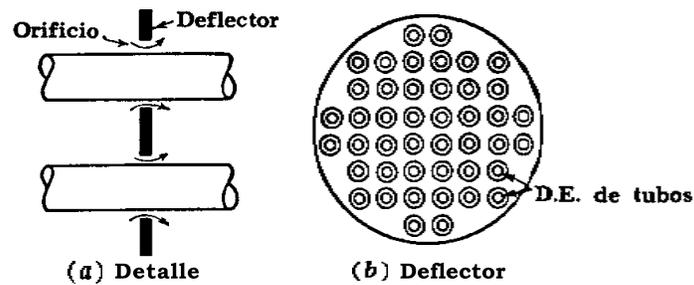


FIG. 7.8. Deflector de orificio

Cálculo de los intercambiadores de tubo y coraza.

Coefficientes de película del lado de la coraza. Los coeficientes de transferencia de calor fuera del haz de tubos se refieren como coeficientes del lado de la coraza. Cuando el haz de tubos emplea deflectores para dirigir el flujo del fluido de la coraza a través de los tubos, desde la parte superior a la parte inferior, los coeficientes de transferencia de calor son mayores que para el flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. Los mayores coeficientes de transferencia se originan por un aumento en la turbulencia. En un arreglo cuadrado, como se ve en la Fig. 7.18, la velocidad del fluido está sometida a continuas fluctuaciones debido a la reducción en área entre los tubos adyacentes comparada con el área de flujo entre las hileras sucesivas. En los arreglos triangulares hay todavía mayor turbulencia debido a que el fluido que fluye entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente en la hilera siguiente. Esto indicaría que, cuando la caída de presión y limpieza son de pocas consecuencias, el arreglo triangular es superior para alcanzar valores altos del coeficiente de película en el lado de la coraza. Este es actualmente el caso, y bajo condiciones comparables de flujo y tamaño de tubos, los arreglos triangulares dan coeficientes cercanos al 25% mayor que el arreglo en cuadro.

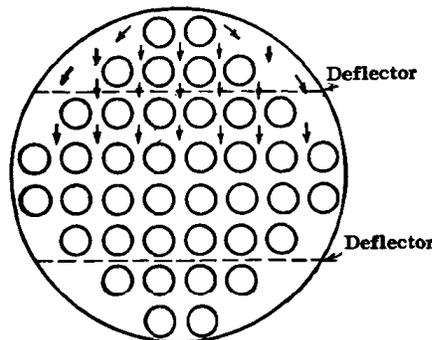


FIG. 7.18. Flujo a través de un haz de tubos

Algunos factores no tratados en los capítulos precedentes tienen influencia en la razón de transferencia de calor en el lado de la coraza. Suponga que la longitud del haz está dividida por seis deflectores. Todo el fluido viaja a través del haz siete veces. Si se instalaran diez deflectores en la misma longitud del haz, se requeriría que el haz fuera cruzado un total de once, veces, los espaciados más cerrados causan mayor turbulencia. Además de los efectos del espaciado de los deflectores, los coeficientes del lado de la coraza son también afectados por el espaciado de los tubos, tamaño de ellos, tolerancias y características del flujo del fluido. Aún más, no hay verdadera área de flujo mediante la cual la masa velocidad pueda ser computada puesto que el área de flujo varía a través del diámetro del haz de tubos con las diferentes tolerancias para los tubos en cada hilera longitudinal de ellos. La correlación obtenida para los fluidos que fluyen dentro de los tubos obviamente no es aplicable a los fluidos fluyendo sobre un banco de tubos con deflectores segmentados, de hecho, esto se comprueba por experimentos. Sin embargo, al establecer un método de correlación se retuvo el factor de transferencia de calor de acuerdo con la sugerencia de McAdams, pero usando valores ficticios para el diámetro equivalente D , y la masa velocidad G .

$$jh = (hD/k) (c\mu/k)^{-1/3} (\mu/\mu_w)^{-0.14} \text{ vs. } DG/\mu$$

Masa-velocidad lado de la coraza. La velocidad lineal y de masa del fluido cambia continuamente a través del haz de tubos, ya que el ancho de la coraza y el número de tubos varía de cero en la parte superior y en el fondo a un máximo en el centro de la coraza. La amplitud del área de flujo en la correlación representada por la Fig. 28, se tomó en la hilera hipotética de tubos que poseen la máxima área de flujo y que corresponde al centro de la coraza.

La longitud del área de flujo se tomó igual al espaciado de los deflectores B. El paso de los tubos es la suma del diámetro del tubo y el claro C'. Si el diámetro interior de la coraza se divide por el paso del tubo, se obtiene un número ficticio, pero **no** necesariamente entero de tubos que debe suponerse existen en el centro de la coraza. Actualmente en muchas distribuciones no hay hileras de tubos en el centro de la coraza, sino que en su lugar existen dos hileras con máximas en ambos lados de la línea media y que tienen algunos tubos más que los computados para el centro. Estas desviaciones se desprecian. Para cada tubo o fracción se considera que hay C' X 1 plg² de área transversal de flujo por pulgada de espacio de deflector. El área transversal de flujo para el lado de la coraza está dada por:

$$a_s = \frac{DI \times C' B}{PT \times 144} \quad \text{pies}$$

y como antes, la masa velocidad es

$$G_s = \frac{W}{a_s} \quad \text{lb}/(h)(\text{pie}^2)$$

Diámetro equivalente lado de la coraza. Por definición, el radio hidráulico corresponde al área de un círculo equivalente al área de un canal no circular y consecuentemente en un plano a ángulos rectos a la dirección del flujo. El radio hidráulico empleado para correlacionar los coeficientes de la coraza para un haz que tiene deflectores, no es el verdadero radio hidráulico. La dirección del flujo en la coraza es en parte a lo largo y en parte a ángulo recto al eje mayor de los tubos del haz. El área de flujo a ángulos rectos respecto al eje mayor es variable de hilera a hilera.

Un radio hidráulico basado en el área de flujo a través de cualquier hilera, no podría distinguir entre un arreglo en cuadro o un arreglo triangular. Para poder obtener correlaciones simples combinando tanto el tamaño como la cercanía de los tubos y su tipo de arreglo, se logra una excelente correlación si el radio hidráulico se calcula a lo largo en lugar de a través del eje mayor de los tubos. El diámetro equivalente para la coraza se toma entonces, como cuatro veces el radio hidráulico obtenido por el arreglo dispuesto en el cabezal de tubos. Refiriéndonos a la Fig. 7.19, donde el achurado cubre el área T libre, para arreglo en cuadro

$$D_e = \frac{4 \times \text{área libre}}{\text{perímetro húmedo}} \quad \text{pies}$$

$$d_e = \frac{4 \times (P_T^2 - \pi d_0^2 / 4)}{\pi d_0}$$

donde P_T es el espaciado de los tubos, d_0 es el diámetro exterior del tubo, ambos en pulgadas. Para el arreglo en triángulo mostrado en la Fig. 7.19 el perímetro húmedo del elemento corresponde a medio tubo.

$$d_e = \frac{4 \times \left(\frac{1}{2} P_T \times 0.86 P_T - \frac{1}{2} \frac{\pi d_0^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \pi d_0}$$

Podría aparecer que este método de evaluar el radio hidráulico y el diámetro equivalente, no distingue entre los porcentajes relativos de flujo a ángulo recto al flujo axial, esta apreciación es correcta.

Es posible, usando la misma coraza, tener igual masa velocidad, diámetros equivalentes, y números de Reynolds, usando una cantidad de fluido mayor y un espaciado también mayor de los deflectores o una cantidad pequeña de fluido y menor espaciado en los deflectores, aun cuando las proporciones de flujo a ángulo recto a flujo axial difieran. Aparentemente, donde el rango de espaciado de los deflectores está restringido entre el diámetro interior y un quinto del diámetro interior de la coraza, la importancia del error no es tan grande que permita su correlación.

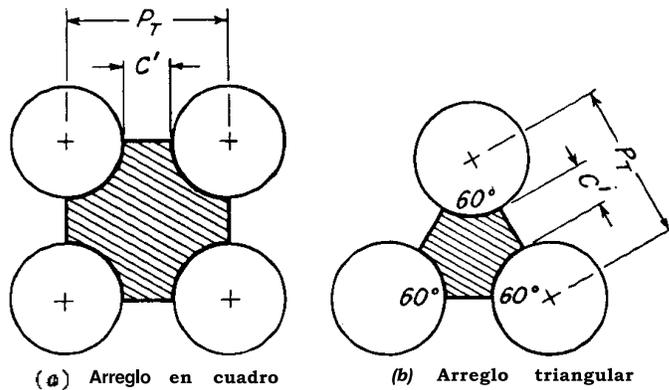


FIG. 7.19. Diámetro equivalente

Análisis del rendimiento de un intercambiador 1-2 existente.

Cuando todas las ecuaciones pertinentes se usan para calcular la adaptabilidad de un intercambiador existente para ciertas condiciones de proceso, esta investigación se llama apreciación de un intercambiador. Hay tres puntos de significación en la apreciación de la adaptabilidad de un intercambiador existente para un nuevo uso.

1. Qué coeficiente U , puede “lograrse” por los dos fluidos como resultado de su flujo y sus coeficientes de película individuales h_{i0} y h_o
2. Del balance de calor $Q = WC(T_1 - T_2) = wc(t_2 - t_1)$, del área conocida A , y de la diferencia verdadera de temperatura para las temperaturas de proceso, se obtiene un valor de diseño o coeficiente de obstrucción UD . U , debe exceder a U_o suficientemente, de manera que el factor de obstrucción, que es una medida del exceso de superficie, permita la operación del intercambiador por un periodo de servicio razonable.
3. La caída de presión permitida para las dos corrientes no debe excederse. Cuando estas condiciones han sido alcanzadas, el intercambiador en existencia es apropiado para condiciones de proceso, para las que ha sido apreciado. Al iniciar los cálculos el primer punto a atacar es determinar si el flujo caliente o frío deberá pasar por la coraza. No hay una regla rápida para esto. Una corriente puede ser grande y la otra pequeña, el espaciado de los deflectores puede ser tal que en cierta vez el área de flujo del lado de la coraza a , sea grande. Afortunadamente cualquier selección se puede corroborar intercambiando las dos corrientes y viendo qué arreglo da los mayores valores de U , sin exceder la caída de presión permitida. Particularmente y en preparación para métodos posteriores hay alguna ventaja, sin embargo, de empezar los cálculos por el lado de los tubos, y será conveniente establecer este hábito. Los suscritos s y t se usan para distinguir entre coraza y tubos, y para este bosquejo se supone que el flujo caliente está en la coraza. Colocando como siempre el flujo caliente a la izquierda, se retiene el método común de calcular la LMTD.

Torres de enfriamiento.

La torre de enfriamiento es un equipo con el cual el reducir la temperatura de una cantidad de agua es un proceso económico y rápido, esta reducción es causada por el fenómeno de vaporización en el cual la interfase entre el líquido y el aire fomenta un intercambio de materia. La energía necesaria para cambiar de estado líquido a gaseoso es tomada del seno del agua y este fenómeno hace que la temperatura sea reducida.

A gran escala el agua necesita tener la mayor área de contacto posible para que el proceso de enfriamiento sea eficiente por lo que usualmente se instalan empaques en el interior de la columna para que el flujo de agua sea en forma de goteo y el aire seco fluya en contracorriente generando un contacto completo entre los dos flujos. El Dr. Frederick Merkel desarrollo una teoría para la transferencia de masa y calor en una torre de enfriamiento a contracorriente. La teoría considera el flujo de masa y energía del agua a la interfase y de la interfase a la masa gaseosa. Cuando el flujo cruza estas dos fronteras, cada una ofrece una resistencia a la transferencia de materia y energía, que resulta en gradientes de temperatura, entalpía y de humedades.

Merkel demostró que la transferencia total de calor es directamente proporcional a la diferencia entre la entalpía del aire saturado a la temperatura del agua y la entalpía del aire en el punto de contacto con el agua:

$$Q = K * S(hw - ha); S = a * V$$

Donde:

Q: Calor total transferido (Btu/h)

K: Coeficiente total de transferencia (lb/h pie²)

S: Área de transferencia (pie²).

A: Área interfacial

V: Volumen efectivo de la torre

h_w : Entalpía de la mezcla gaseosa a la temperatura del agua

h_a : Entalpía de la mezcla gaseosa a la temperatura de bulbo húmedo

Como la entalpía y temperatura del aire y el agua cambian a lo largo de la torre se tiene:

$$dQ = d[K * S * (h_w - h_a)] = K * (h_w - h_a) * dS$$

La transferencia de calor del lado del agua:

$$dQ = C_w * L * dt_w$$

La transferencia del lado del aire:

$$dQ = G * dh_a$$

Luego el calor total es:

$$K * (h_w - h_a) * dS = G * dh_a \quad \text{O} \quad K * (h_w - h_a) * dS = C_w * L dt_w$$

Esto puede describirse como:

$$K * dS = G * \frac{dh_a}{h_w - h_a} \quad \text{O} \quad \frac{K * dS}{L} = \frac{C_w dt_w}{h_w - h_a}$$

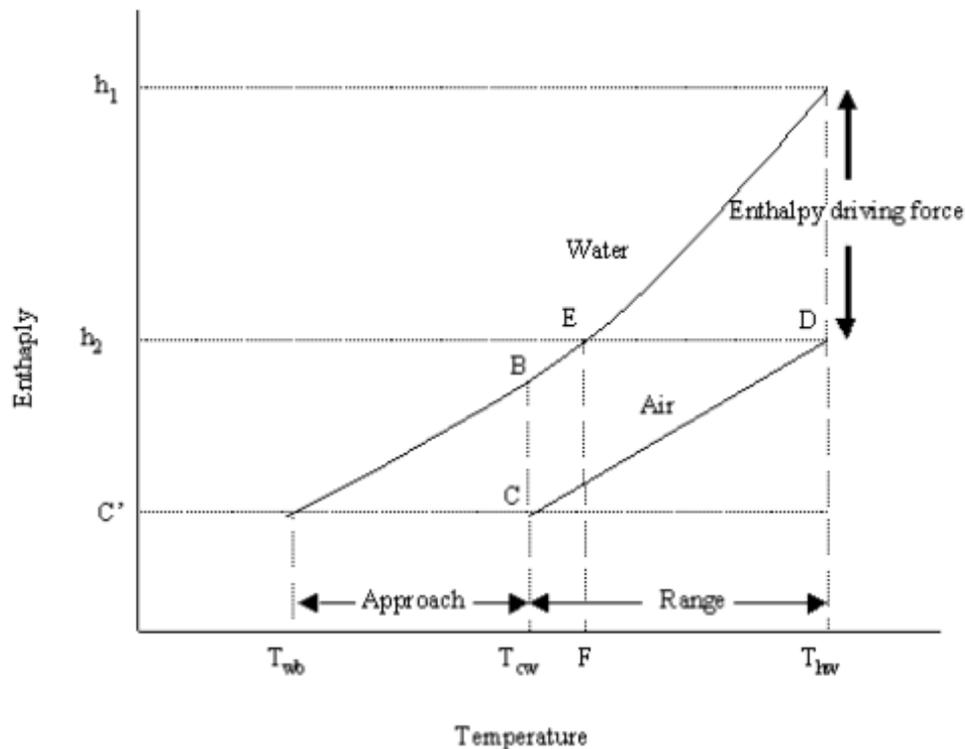
Al integrar:

$$\frac{KS}{L} = \frac{KaV}{L} = \frac{G}{L} \int_{tw1}^{tw2} \frac{dh}{hw - ha}$$

Al término KaV/L se le llama la característica de la torre:

$$\frac{KS}{L} = \frac{KaV}{L} = C_w \int_{tw1}^{tw2} \frac{dtw}{hw - ha}$$

Grafica de la característica de la torre:



Donde:

$$Rango = Thw - Tcw$$

$$Alcance (Aproach) = Tcw - Twb$$

Tambi3n llamado diferencia 3til de temperatura

Como ejemplo supongamos que se tiene una torre que opera con un intervalo de 20 °F temperatura del agua fr3a de 80°F y temperatura de bulbo h3medo de 70°F. Con L/G = 1.

Se puede ver a continuaci3n en el nomograma.

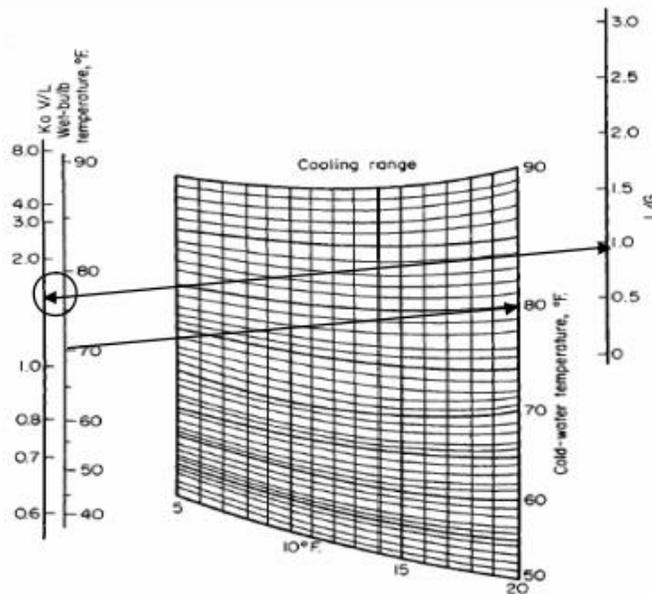


FIG. 12-13 Nomograph of cooling-tower characteristics. [Wood and Betts, Engineer, 189(4912), 337 (1950).]

Las curvas caracter3sticas sirven como una medida de la capacidad de enfriamiento de la torre a la cual aplica.

Estas relacionan el término KaV/L y la relación L/G de la forma:

$$\frac{KaV}{L} = C \left(\frac{L}{G} \right)^m$$

Donde C y m son constantes para una torre dada y se determinan por las características del empaque

1.1 Humidificación.²

Cuando se aumenta la cantidad de vapor presente en una corriente gaseosa, se le llama proceso de humidificación. En humidificación el contenido del vapor puede aumentar pasando el gas a través de un líquido que se evapora en el gas. Esta transferencia hacia el interior de la corriente gaseosa tiene lugar por difusión, y en la interfase tiene lugar una transferencia simultánea de calor y materia.

Con el fin de que el agua caliente de los condensadores pueda retornar a la planta, normalmente se enfría por contacto con una corriente de aire. El equipo habitualmente utilizado toma la forma de una torre en la cual el agua caliente se introduce por la parte superior y fluye hacia abajo sobre el relleno en contracorriente con aire que entra por la parte inferior de la torre de enfriamiento.

En las torres de enfriamiento, la temperatura del líquido disminuye mientras que la temperatura y la humedad del aire aumentan.

² Coulson J.M. y Richardson J.F. Ingeniería Química 3ª Edición. Pergamon Press Vol. 1, 1977 pp 523-524.

La temperatura límite a la cual se puede enfriar el agua es la temperatura húmeda correspondiente a las condiciones del aire de entrada. La entalpía de la corriente de aire no permanece constante puesto que la temperatura del líquido varía rápidamente en la parte superior de la torre. Sin embargo, hacia el fondo la temperatura del líquido varía menos rápidamente debido a que las diferencias de temperatura son menores.

En la parte superior de la torre la temperatura cae desde la masa global del líquido hasta la interfase y después también desde la interfase hasta la masa global del gas. Por consiguiente, el líquido se enfría por transferencia de calor sensible y por evaporación en la superficie. En el fondo de una torre, el gradiente de temperatura en el líquido, aunque menor, es del mismo sentido, pero el gradiente de temperatura en el gas es de sentido contrario. Por tanto, tiene lugar transferencia de calor sensible hacia la interfase desde la masa global del líquido y desde la masa global del gas, y todo el enfriamiento se produce por evaporación en la interfase.

1.2 Conceptos de Humidificación.³

A continuación se definen los términos más importantes en relación con la humidificación:

Normalmente al hablar de humidificación se hace referencia al estudio de mezclas de aire y vapor de agua. Suponiendo que el comportamiento de esta mezcla cumple con las leyes de los gases ideales, la presión total ejercida por la mezcla será igual a la suma de la presión parcial del gas y de la presión parcial del vapor:

$$P = p_v + p_g$$

³ Ocon, J., Tojo, G. (1967), Problemas de Ingeniería Química, Tomo I. Ed. Wiley-VCH. (1998) Capítulo 4. Humidificación.

En estas condiciones la fracción molar del vapor es:

$$y = \frac{n_v}{n_t} = \frac{p_v}{P}$$

es decir, la fracción molar es igual a la composición en volumen.

Humedad molar o saturación molar: Es la relación entre los números de moles de vapor y de gas contenidos en una determinada masa gaseosa.

$$Y_m = \frac{n_v}{n_g} = \frac{p_v}{p_g} = \frac{p_v}{P - p_v}$$

Humedad absoluta o saturación absoluta: Es la relación entre el peso de vapor y el peso de gas contenido en una masa gaseosa.

$$Y = \frac{M_v}{M_g} Y_m = \frac{M_v}{M_g} \frac{p_v}{P - p_v}$$

donde $M_v + M_g$, son las masas moleculares del vapor y el gas.

Para el caso de una mezcla aire-agua y considerando un peso molecular de 29 para el aire, la ecuación anterior queda:

$$Y = 0.62 \frac{p_v}{P - p_v}$$

En el caso de que se tratara de un gas saturado con vapor, se pueden emplear las mismas ecuaciones sustituyendo la presión de vapor por la tensión de vapor. Los datos de las tensiones de vapor se encuentran en tablas o graficas en función de la temperatura.

Humedad relativa o saturación relativa: Es el cociente entre la presión parcial del vapor y la tensión de vapor a la misma temperatura.

$$\varphi = \frac{p_v}{p_v^*}$$

Humedad porcentual o saturación porcentual: Es la relación entre la humedad existente en la masa gaseosa y la que existiría si estuviera saturada.

$$\varphi_p = \frac{Y}{Y^*} = \frac{p_v}{p_v^*} \left(\frac{P - p_v^*}{P - p_v} \right)$$

Punto de rocío: Es la temperatura a la cual una mezcla de vapor-agua se satura cuando se enfría a presión total constante. Por ejemplo si una mezcla no saturada se enfría a presión constante sin contacto con un líquido la mezcla se va acercando más a la saturación conforme disminuye la temperatura y se satura completamente al llegar a temperatura de rocío. Si la temperatura se reduce sólo una cantidad infinitesimal debajo de la temperatura de rocío, el vapor se condensará en la forma de un rocío líquido. Si la mezcla se enfría a una temperatura inferior continuará precipitando líquido de la mezcla de vapor-agua y permanecerá siempre saturada. ⁴

⁴ Treybal, R. Operaciones de Transferencia de Masa, 2ª. Edición McGraw-Hill. Pp 254-255

Volumen específico del gas húmedo: Es el volumen ocupado por la mezcla que contiene 1 Kg de gas.

$$V = \left(\frac{1}{M_g} + \frac{Y}{M_v} \right) \frac{RT}{P}$$

Para el caso de una mezcla aire-vapor de agua, expresando la presión en atmosferas y la temperatura en °K, el volumen específico (metros cúbicos por kilogramo de aire seco) está dado por:

$$V = \left(\frac{1}{29} + \frac{Y}{18} \right) \frac{0.082 T}{P}$$

Calor específico del gas húmedo: Es el calor que hay que suministrar a 1 Kg de gas y al vapor que contiene para elevar 1 °C su temperatura, manteniendo constante la presión.

$$C = (C_p)_g + (C_p)_v Y$$

Para el caso de aire-vapor de agua:

$$C = 0.24 + 0.46Y$$

Entalpía específica: Es la suma del calor sensible de 1 Kg de gas, y el calor latente de vaporización del vapor que contiene a la temperatura a la que se refieran las entalpías.

$$i = c(t - t_0) + \lambda_0 Y$$

Para el caso de aire-agua, tomando como entalpía de referencia la del agua líquida a 0 °C, la entalpía específica queda:

$$i = (0.24 + 0.46Y)t + 597.2Y$$

Temperatura húmeda o bulbo húmedo: Es la temperatura límite de enfriamiento alcanzada por una pequeña masa de líquido en contacto con una masa mucho mayor de gas húmedo. Para determinarla se pueden usar las siguientes relaciones:

$$p_w^* - p_v = \frac{h_c}{k_G M_v \lambda_w} (t - t_w)$$

$$Y_w - Y = \frac{h_c / k_Y}{\lambda_w} (t - t_w)$$

Donde:

p_w^* = *tension del vapor del liquido a la temperatura húmeda*

p_v = *presión parcial del vapor en el gas*

h_c = *coeficiente de convección líquido – gas*

k_G = *coeficiente de transporte de materia, tomando como potencial de difusión
la presión de vapor*

k_Y = *coeficiente de transporte de materia, tomando como potencial de difusión
la saturación absoluta*

M_v = *masa molecular del vapor*

λ_w = *calor latente de vaporización del líquido a la temperatura húmeda*

t = *temperatura de la masa gaseosa*

t_w = *temperatura húmeda*

Y_w = *húmedad absoluta de saturación a temperatura húmeda*

Y = *húmedad absoluta de la masa gaseosa*

Para el caso de la mezcla aire-agua el coeficiente $\frac{h_c}{k_G M_v \lambda_w}$ vale aproximadamente 0.5, por lo tanto la ecuación anterior queda expresada de la manera siguiente, a esta ecuación se le conoce como ecuación psicrométrica.

$$p_w^* - p_v = 0.5(t - t_w)$$

El coeficiente h_c/k_y se denomina coeficiente psicrométrico y puede determinarse por la expresión:

$$\frac{h_c}{k_y} = c (S_c/P_r)^{0.56}$$

Temperatura de saturación adiabática.⁵

Para un sistema aire-agua, si el gas se pasa sobre el líquido con una velocidad tal que el tiempo de contacto es suficiente para que se establezca el equilibrio, el gas se saturará y ambos gases alcanzarán la misma temperatura. En un sistema térmicamente aislado el calor sensible total disminuye en una cantidad igual al calor latente del líquido evaporado. Como consecuencia del paso continuo del gas, la temperatura del líquido se acerca gradualmente a un valor de equilibrio que se conoce como temperatura de saturación adiabática.

$$(Y_s - Y) = \frac{c}{\lambda_s} (t - t_s)$$

Donde

Y_s = *húmedad de saturación a la temperatura de saturación adiabática*

t_s = *temperatura de saturación adiabática*

λ_s = *calor latente de vaporización del líquido a temperatura de saturación adiabática*

c = *calor específico de la masa húmeda*

⁵ Coulson J.M. y Richardson J.F. Ingeniería Química 3ª Edición. Pergamon Press Vol. 1, 1977 pp 529-523

Esta ecuación indica una relación aproximadamente lineal entre la humedad y la temperatura para todas las mezclas de gas y vapor que tienen la misma temperatura de saturación adiabática. Una curva de humedad frente a temperatura para gases con una temperatura de saturación adiabática dada se conoce con el nombre de línea de enfriamiento adiabático. Debe observarse que la ecuación de temperatura de bulbo húmedo es casi igual a la de temperatura de saturación adiabática. Estas son casi iguales para aire-vapor de agua a humedades moderadas.

1.3 Datos de humedad para sistemas aire-agua.

Diagrama psicrométrico (carta temperatura-humedad).

El diagrama psicrométrico es una representación gráfica de las ecuaciones anteriores. En el diagrama se representa la humedad absoluta en ordenadas frente a su temperatura en abscisas. Esta limitado por la curva de humedad relativa del 100% o curva de saturación, la cual da la humedad del aire saturado en función de su temperatura.⁶

El cálculo de los distintos puntos de esta curva se realiza determinando las humedades absolutas para distintas temperatura. Los puntos situados a la izquierda de la curva de saturación representan mezclas de aire saturado y agua líquida que originan la formación de nieblas, y corresponden a condiciones inestables de aire-vapor de agua. Los puntos situados a la derecha de esta curva representan una mezcla definida de aire y vapor de agua que corresponden a condiciones de recalentamiento.⁷

⁶ Ocon, J., Tojo, G. (1967), Problemas de Ingeniería Química, Tomo I. Ed. Wiley-VCH. (1998) pp. 229-230.

⁷ Coulson J.M. y Richardson J.F. Ingeniería Química 3ª Edición. Pergamon Press Vol. 1, 1977 pp 534-537

Como puede observarse en la figura 1 se representan, frente a la temperatura, las siguientes magnitudes:

- i) La humedad para distintos valores del porcentaje de humedad relativa.
- ii) El volumen específico del gas seco. Es una función lineal de la temperatura.
- iii) El volumen saturado. Aumenta más rápidamente con la temperatura que el volumen específico del gas seco debido a que tanto la cantidad como el volumen específico del vapor aumentan con la temperatura. Para una temperatura determinada el volumen húmedo varía linealmente con la humedad.
- iv) El calor latente de vaporización.

En la figura 1 también se representa el calor húmedo como abscisa y la humedad como ordenada.

En el diagrama se incluyen las líneas de enfriamiento adiabático que tienen una pendiente de $(-s/\lambda)$ y están ligeramente curvadas puesto que s es una función de la humedad. Sin embargo, sobre la carta aparecen como líneas rectas, puesto que la dirección del eje se ha ajustado convenientemente. Cada línea de enfriamiento adiabático representa la composición de todos los gases cuya temperatura de saturación adiabática está dada por su punto de intersección con la curva de humedad relativa 100%. Para el sistema aire-agua las líneas de enfriamiento adiabático representan condiciones de temperatura húmeda constante. Las curvas situadas entre el eje de abscisas y la curva de saturación son las isóneas correspondientes a las distintas humedades relativas, y el cálculo de sus distintos puntos para cada una se efectúa determinando las humedades absolutas para diferentes temperaturas.

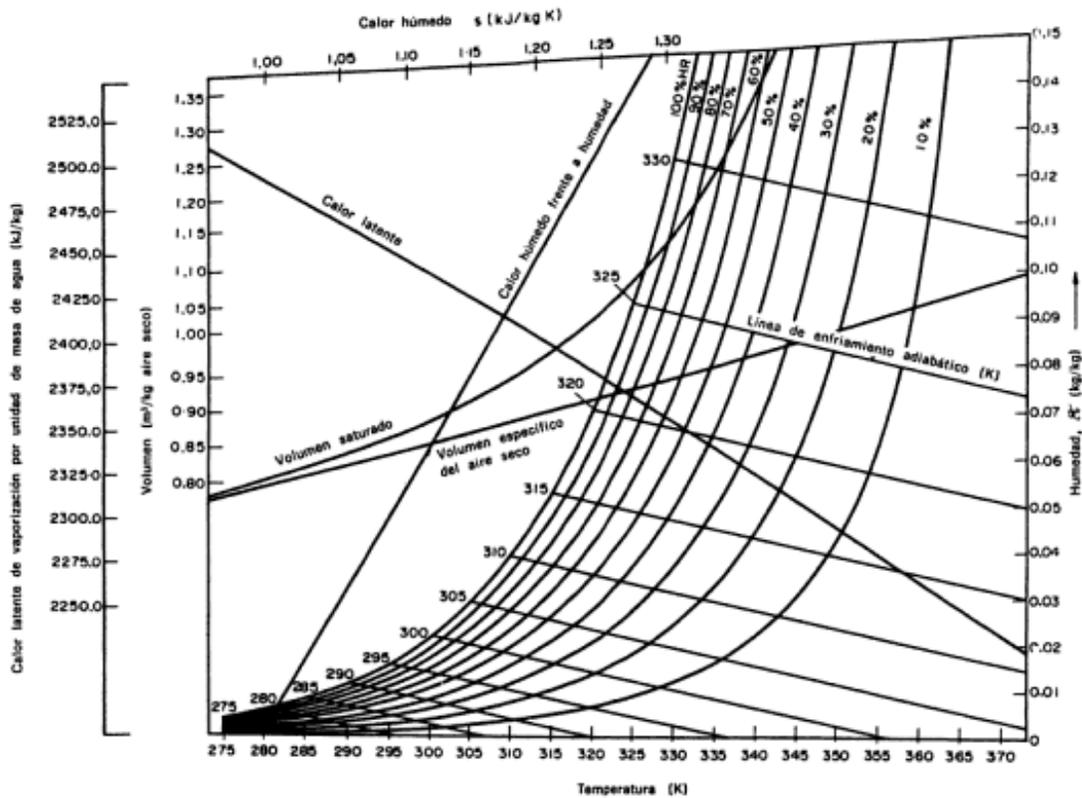


Figura 1. Diagrama humedad-temperatura para el sistema aire-vapor de agua a la presión atmosférica.⁸

⁸ Coulson J.M. y Richardson J.F. Ingeniería Química 3ª Edición. Pergamon Press Vol. 1, 1977 pp 534

1.4 Métodos de humidificación.

La práctica industrial de la humidificación del aire se realiza casi exclusivamente en las columnas de humidificación adiabáticas. Aunque existan otros métodos de humidificación aquí se verán los cálculos para enfriamiento de agua con aire. El agua entibiada por el paso a través de intercambiadores de calor, condensadores y similares, se enfría por contacto con el aire atmosférico para ser utilizada nuevamente. El calor latente del agua es tan grande que una cantidad pequeña de evaporación produce grandes efectos de enfriamiento.

Cálculo de humidificadores adiabáticos.⁹

Los cálculos relativos a los humidificadores adiabáticos pueden efectuarse atendiendo el mecanismo del transporte de materia entre el agua y el aire o al de transmisión de calor entre el aire y el agua. En ambos casos la altura necesaria de humidificador viene dada por el producto del número de elementos de transmisión, llegándose en ambos casos al mismo resultado.

- a) Con base en el transporte de materia llegamos a lo siguiente.

Número de elementos de transmisión:

$$N_Y = \int_{Y_1}^{Y_2} \frac{dY}{Y_w - Y} = \ln \frac{Y_w - Y_1}{Y_w - Y_2}$$

⁹ Ocon, J., Tojo, G. (1967), Problemas de Ingeniería Química, Tomo I. Ed. Wiley-VCH. (1998) pp. 251-255.

Altura del elemento de transmisión:

$$H_Y = \frac{G}{k_y a}$$

Altura de torre:

$$z = N_Y \frac{G}{k_y a}$$

Volumen de torre:

$$V = N_Y \frac{W_G}{k_y a}$$

Dónde:

Y_w = humedad del aire si saliera saturado del humidificador.

Y_1 = humedad del aire a la entrada del humidificador.

Y_2 = humedad del aire a la salida del humidificador.

G = velocidad másica del aire.

W_G = flujo de masa de aire.

k_y = coeficiente de transporte de materia.

a = área de contacto por unidad de volumen de humidificador.

b) Con base en la transmisión de calor llegamos a lo siguiente.

Número de elementos de transmisión:

$$N_Y = \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{t - t_w} = \ln \frac{t_1 - t_w}{t_2 - t_w}$$

Altura del elemento de transmisión:

$$H_t = \frac{G_c}{h_c a}$$

Altura de torre:

$$z = N_t \frac{G_c}{h_c a}$$

Volumen de torre:

$$V = N_t \frac{W_G c}{h_c a}$$

Dónde:

t_w = temperatura húmeda del aire a la salida.

t_1 y t_2 = temperatura de entrada y salida del aire.

c = calor específico del aire en las condiciones medias entre las de entrada y salida del humidificador.

h_c = coeficiente de convección aire – agua.

Los valores de los coeficientes k_{ya} y h_{ca} se han de determinar experimentalmente o emplear relaciones conocidas.

Enfriamiento del agua por evaporación.

Se lleva a cabo poniendo el agua en contacto con una corriente de aire cuya temperatura húmeda sea inferior a la del agua. En estas condiciones el agua se enfría por evaporación y también por transmisión de calor sensible al aire si la temperatura de esta es inferior. A medida que asciende la humedad del aire aumenta su humedad y desciende la temperatura del agua. La temperatura límite de enfriamiento del agua es la temperatura húmeda del aire.

Los cálculos necesarios referentes a las torres de enfriamiento de agua aplicada a un elemento de torre de altura d_z nos llevan a las siguientes ecuaciones:

- 1) Por aplicación de un balance de materia.

$$d_L = GdY$$

- 2) Por aplicación de un balance entálpico.

$$Gdi = Lc_L dt_L$$

- 3) Por aplicación de la ecuación general de transmisión del calor desde el líquido a la interfase.

$$\frac{dt_L}{t_L - t_i} = \frac{h_L a}{Lc_L} dz$$

- 4) Por aplicación de la ecuación general de transmisión del calor desde la interfase del gas.

$$\frac{dt_G}{t_i - t_G} = \frac{h_G a}{G c_G} dz$$

- 5) Por aplicación de la ecuación general de transporte de materia desde la interfase al gas.

$$\frac{dY}{Y_i - Y} = \frac{k_Y a}{G} dz$$

Combinando todas las anteriores se llega a:

$$\frac{di}{i_i - i} = \frac{k_Y a}{G} dz$$

Por integración de esta expresión y suponiendo que k_Y permanece constante, se puede determinar la altura necesaria de la torre:

$$z = \frac{G}{k_Y a} \int_{i_1}^{i_2} \frac{di}{i_i - i}$$

Para el número de elementos de transmisión:

$$N_i = \int_{i_1}^{i_2} \frac{di}{i_i - i}$$

Y para la altura del elemento de transmisión:

$$H_i = \frac{G}{k_Y a}$$

En la práctica suele sustituirse la entalpía del gas en la interfase, i_i , por la entalpía del aire saturado a la temperatura del líquido y el coeficiente de transporte k_Y , se sustituye por el coeficiente global K_Y . Por lo que las expresiones anteriores quedan:

$$N_{oi} = \int_{i_1}^{i_2} \frac{di}{i^* - i}$$

$$H_{oi} = \frac{G}{K_Y a}$$

$$z = N_{oi} H_{oi}$$

Métodos de Carey-Williamson.¹⁰

Considerando una gotita de agua que cae por gravedad, a través de una corriente de aire que se mueve lentamente puede suponerse que la capa límite que rodea a la gotita está saturada y a la misma temperatura del aire, las ecuaciones que se derivan de un análisis de esta consideración y de balances de materia en un equipo son:

$$\frac{Ka}{G} \int dV = \frac{C_{PL} dT_1}{H^* - H_G}$$

¹⁰ Prácticas de Laboratorio Procesos de Separación II, Lab. Ingeniería Química, Facultad de Química, UNAM (2002) pp 15-16

$$\frac{Ka}{G} \int dV = \frac{dH_G}{H^* - H_G}$$

Dónde:

Ka = Coeficiente global de transferencia de masa.

L = Flujo másico del agua por unidad de superficie.

G = Flujo másico del aire por unidad de superficie.

dV = Diferencial de volumen.

C_{PL} = Calor específico del agua.

dT_i = Diferencial de temperatura de saturación.

H^* = Entalpía de interfase.

H_G = Entalpía del gas.

$H^* - H_G$ Representa la fuerza impulsora, que es la diferencia de entalpía necesaria para que se efectúe la transferencia, y que, en un diagrama H_G vs t_L está representada por la separación entre la línea de saturación y la de operación. Integrando las ecuaciones anteriores nos queda:

$$\frac{KaV}{L} = C_{PL} \int_{t_2}^{t_1} = \frac{dt_i}{H_i^* - H_G}$$

$$\frac{KaV}{G} = C_{PL} \int_{H_1}^{H_2} = \frac{dH_G}{H^* - H_G}$$

El uso de una fuerza impulsora de entalpía, fue sugerida por primera vez por Merkel. Carey y Williamson desarrollaron un método para la evaluación de la integral, suponen que la diferencia de entalpía $H^* - H_G = \Delta H$ varía en forma parabólica. Los tres puntos fijos que definen la parábola son el fondo y el domo de la torre, ΔH_1 y ΔH_2 , así como la parte intermedia de la torre ΔH_m la fuerza impulsora media eficaz es $f \Delta H_m$. Simplificando la ecuación:

$$\frac{KaV}{L} = \frac{(t_2 - t_1)C_{PL}}{f \Delta H_m}$$

Donde f es el factor de corrección que se obtiene a partir del conocimiento de las fuerzas impulsoras en los extremos de la torre, la fuerza impulsora media aritmética y la grafica $\Delta H_m / \Delta H_1$ vs $\Delta H_m / \Delta H_2$ que aparece a continuación.

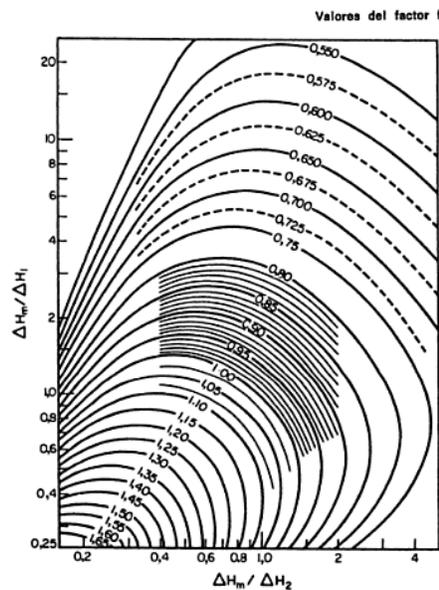


Figura 2. Factor de corrección f para obtener la fuerza impulsora media eficaz en la columna.¹¹

¹¹ Coulson J.M. y Richardson J.F. Ingeniería Química 3ª Edición. Pergamon Press Vol. 1, 1977 pp 557.

BIBLIOGRAFÍA.

- Coulson J.M. y Richardson J.F. Ingeniería Química 3ª Edición. Pergamon Press Vol. 1, 1977 Capitulo 11. Humidificación y torres de enfriamiento.
- Foust, Alan S. y Leonard A. Wenzel, *et.al.* Principios de operaciones unitarias. 2ª ed. México, CECSA, 1990.
- Kern, Donald Q. *Procesos de Transferencia de Calor.* México, CECSA, 1991.
- McCabe Warren L., Smith Julian C. Harriot, Peter. *Operaciones unitarias en ingeniería química.* 7ª ed. México, McGraw-Hill, Capítulo 15, Equipo para transferencia de calor, pp. 480-482.
- Ocon, J., Tojo, G. (1967), Problemas de Ingeniería Química, Tomo I. Ed. Wiley-VCH. (1998).
- Prácticas de Laboratorio Procesos de Separación II, Laboratorio Ingeniería Química, Facultad de Química, UNAM (2002).
- Smith, J.M. y H.C. Van Ness. *Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química.* 4ª ed. México, McGraw Hill, 1990.
- Treybal, R. Operaciones de Transferencia de Masa, 2ª. Edición McGraw-Hill.

2. Aplicaciones Experimentales.

- Estudio de los principales equipos de proceso utilizados en la industria en los que intervienen materias de estudio relacionadas con termodinámica y transferencia de calor.
- El equipo consta de una torre de enfriamiento y un intercambiador de calor de coraza y tubos.
- Estudio de fenómenos combinados de transferencia de masa y transferencia de calor.
- Operación y estudio de un intercambiador de tipo coraza y tubos a contra-corriente.
- Operación y estudio de un intercambiador de tipo coraza y tubos a co-corriente (paralelo).
- Estudio de balances de energía en un equipo de intercambio de calor.
- Régimen laminar y Régimen Turbulento.
- Manipulación del flujo de ambos fluidos, para realizar prácticas sobre el efecto en el intercambio de calor.
- Estudio de las curvas características de transferencia de calor en intercambiadores.
- Fluido caliente por los tubos, fluido frío por la coraza.
- Estudio de números adimensionales y correlaciones de transferencia de calor con fluidos de diferentes viscosidades.
- Determinación del coeficiente total de transferencia de calor para un intercambiador de calor.

- Estudio de un proceso de enfriamiento de agua por medio de una torre de enfriamiento de tiro inducido. Estudio de un sistema de transferencia de masa aire-agua.
- Utilización de cartas de humedad.
- Estudio de temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo.
- Construcción de diagramas de humedad específicos a diferentes condiciones de operación.
- Manipulación del flujo de los diferentes equipos, para realizar prácticas sobre el efecto en el intercambio de calor y parámetros termodinámicos.
- Estudio de operaciones unitarias.
- Estudio de balances de materia y energía en todo el proceso.

3. Prácticas propuestas.

- 3.1 Operación de un intercambiador de calor de tipo coraza y tubos en arreglo a contra-corriente, dejando fijos el flujo de fluido frío y el flujo de fluido caliente, variando la temperatura de entrada de fluido caliente. Observar el efecto de la temperatura de entrada de fluido caliente.
- 3.2 Operación de un intercambiador de calor de tipo coraza y tubos en arreglo a contra-corriente, dejando fijos la temperatura de entrada y el flujo de fluido caliente, variando el flujo de fluido frío. Observar el efecto del flujo de fluido frío.
- 3.3 Operación de un intercambiador de calor de tipo coraza y tubos en arreglo a contra-corriente, dejando fijos la temperatura de entrada de fluido caliente y el flujo de fluido frío, variando el flujo de fluido caliente. Observar el efecto del flujo de fluido caliente.
- 3.4 Operación de un intercambiador de calor de tipo coraza y tubos en arreglo a co-corriente, dejando fijos el flujo de fluido frío y el flujo de fluido caliente, variando la temperatura de entrada de fluido caliente. Observar el efecto de la temperatura de entrada de fluido caliente.
- 3.5 Operación de un intercambiador de calor de tipo coraza y tubos en arreglo a co-corriente, dejando fijos la temperatura de entrada y el flujo de fluido caliente, variando el flujo de fluido frío. Observar el efecto del flujo de fluido frío.
- 3.6 Operación de un intercambiador de calor de tipo coraza y tubos en arreglo a co-corriente, dejando fijos la temperatura de entrada de fluido caliente y el flujo de fluido frío, variando el flujo de fluido caliente. Observar el efecto del flujo de fluido caliente.

Comparativo de las prácticas 3.1, 3.2 y 3.3 en arreglo a contra-corriente, con las prácticas 3.4, 3.5 y 3.6 en arreglo a co-corriente.

- 3.7 Operación de una torre, de enfriamiento proponiendo un flujo de agua, L constante y un porcentaje de flujo de aire, G constante a diferentes temperatura de agua de entrada, T . y determinar el número de unidades de transferencia, NUT y altura de la unidad de transferencia, HUT por integración de la ecuación de diseño, así como el coeficiente global de transferencia de masa, Ka usando el método de Carey-Williamson.
- 3.8 Operación de una torre de enfriamiento proponiendo una temperatura de agua de entrada, T constante y un porcentaje de flujo de aire, G constante a diferentes flujos de agua de entrada, L y determinar el número de unidades de transferencia, NUT y altura de la unidad de transferencia, HUT por integración de la ecuación de diseño, así como el coeficiente global de transferencia de masa, Ka usando el método de Carey-Williamson.
- 3.9 Operación de una torre de enfriamiento proponiendo una temperatura de agua de entrada, T constante y un flujo de agua, L constante a diferentes porcentajes de flujo de aire de entrada, G y determinar el número de unidades de transferencia, NUT y altura de la unidad de transferencia, HUT por integración de la ecuación de diseño, así como el coeficiente global de transferencia de masa, Ka usando el método de Carey-Williamson.

Para las prácticas propuestas en 3.7, 3.8 y 3.9 se puede determinar lo siguiente:

- Calcular el rango de la torre de enfriamiento, R ($^{\circ}\text{C}$).
- Calcular el acercamiento de la torre de enfriamiento, A ($^{\circ}\text{C}$).
- Calcular la humedad absoluta a la entrada y salida de la torre.
- Calcular el calor húmedo a la entrada y salida.
- Calcular las entalpías del aire a los extremos de la torre.
- Calcular la capacidad térmica de la torre.

4. Especificaciones Técnicas.

- Unidad piloto completamente instrumentada pequeña escala para laboratorio. Montada sobre estructura en perfil de aluminio reforzado tipo industrial con ruedas. Compuesta de una unidad de proceso y un gabinete de control, ambas unidades están interconectadas entre sí formando una sola instalación.
- El fluido caliente para el intercambiador de calor es provisto por un sistema de calentamiento que funciona con aceite térmico. El fluido frío para el intercambiador de calor es provisto por medio de agua fría proveniente de la torre de enfriamiento.
- Fluido caliente para intercambiador de calor; aceite térmico de calentamiento con rango de temperatura de -25 a 290 grados centígrados, color amarillo pálido, viscosidad entre 20.5 y 34.1 cSt, densidad de 877 kg/m³ y gravedad específica de 0.88 a 0.91.
- Tanque de recirculación de fluido térmico (Aceite térmico) para alimentación de fluido caliente a intercambiador de calor, fabricado en acero inoxidable, con capacidad de 25 litros.
- Bomba tipo turbina para alimentación de fluido caliente (Aceite térmico) a intercambiador de calor con puertos de succión 1", fabricada en hierro, con sello mecánico de VITON, acoplada por medio de cople flexible a motor eléctrico de 1 HP, 1750 RPM, 230 VAC, 60 Hz, 3 fases.
- Tanque fabricado en acero inoxidable con resistencia de calentamiento para aceite de recirculación. Potencia 6,000 Watt. 240 VAC.

- Tanque de alimentación y recirculación de fluido frío a sistema de intercambiadores de calor fabricado material transparente con capacidad de 35 litros. El fluido frío se calienta en los cambiadores de calor y es alimentado a la torre de enfriamiento para su recirculación. Funcionamiento en circuito cerrado.
- Bomba centrífuga de alimentación de agua fría a intercambiador de calor, potencia 0.5 HP, caudal máximo 2800 l/h. By-pass fabricado en tubería de PVC cédula 80 tipo industrial para bomba de alimentación.
- Válvula de regulación de flujo de agua hacia sistema de intercambiadores de calor fabricada en PVC tipo industrial, cedula 80.
- Intercambiador de calor tipo coraza y tubos, con coraza de vidrio, diámetro nominal DN cuatro pulgadas, fabricada en vidrio borosilicato, longitud 50 cm. Tubos fabricados en acero inoxidable diámetro nominal DN media pulgada. Cantidad de tubos para intercambiador de calor: 19, longitud de tubos 53 cm. Cinco deflectores para intercambiador de calor, fabricados en acero inoxidable. Espejos para tubos fabricados en acero inoxidable. Cabezales para entrada de fluido caliente a los tubos, fabricados en vidrio borosilicato. Área total de transferencia para cambiador de calor de tipo coraza y tubos: 4000 cm².
- Tubería, válvulas y accesorios para circulación de fluido frío en intercambiador de calor, fabricados en PVC cedula 80 tipo industrial. Tubería, válvulas y accesorios para circulación de fluido caliente en intercambiadores de calor, fabricados en acero inoxidable.
- Cuatro mangueras de alta temperatura con conectores rápidos tipo válvula para realizar diferentes arreglos en el intercambiador de calor de tipo coraza y tubos.

- Torre de enfriamiento de tiro inducido, empacada con operación a contra flujo. Paredes fabricadas en material transparente para visualización del proceso, altura: 100 cm. Empaque para torre de enfriamiento, compuesto por láminas de PVC termoformado en arreglo diagonal. Dimensiones por bloque: 26 x 26 cm, altura: 15 cm., Numero de bloques: 4.
- Sistema de eliminador de rocío, compuesto por láminas de PVC termoformado en arreglo sinusoidal. Dimensiones por bloque: 26 x 26 cm, altura: 13 cm., Numero de bloques: uno.
- Filtro de retención de impurezas a la entrada de la torre de agua de enfriamiento.
- Cabezal de distribución de agua en torre de enfriamiento, fabricado en PVC cedula 80 tipo industrial con esprea de aspersion.
- Ventilador para torre de enfriamiento con motor de 1/4 de HP, 3450 RPM, 90 VCD con tarjeta electrónica de velocidad variable, y perilla para variación de velocidad.
- Tanque de recuperación de agua de enfriamiento a la salida de la torre, fabricado en material transparente con capacidad de 35 litros.
- Bomba centrífuga de recirculación de agua fría de torre de enfriamiento hacia tanque de alimentación de intercambiadores de calor, potencia 0.5 HP, caudal máximo 2800 l/h. By-pass fabricado en tubería de PVC cédula 80 tipo industrial para bomba de recirculación.
- Rotámetro de flotador para medición de flujo en sistema de recirculación de agua de torre de enfriamiento a tanque de alimentación de intercambiadores. Cuerpo de acrílico con conexiones de proceso 1/2 inch. NPT, rango 2 - 20 LPM.
- Válvula de regulación de flujo de recirculación, fabricada en PVC tipo industrial, cedula 80. Tubería, válvulas y accesorios para circulación en torre de enfriamiento, fabricados en PVC cedula 80 tipo industrial.

- Interruptor de nivel para control de nivel adecuado en tanque de calentamiento de aceite.
- Sensor de Temperatura en el circuito de aceite después de la resistencia de calentamiento, mismo que funciona como alimentación de fluido caliente y está asociado a un controlador digital de temperatura montado sobre gabinete de control, Tipo Pt-100 de tres hilos. Sensor de 6 mm de diámetro, conexión a proceso NPT.
- Sensor de Temperatura de retorno de fluido caliente de intercambiador de calor, Tipo Pt-100 de tres hilos. Sensor de 6 mm de diámetro, conexión a proceso NPT.
- Sensor de Temperatura de alimentación de fluido frío al intercambiador de calor, Tipo Pt-100 de tres hilos. Sensor de 6 mm de diámetro, conexión a proceso NPT.
- Sensor de temperatura a la entrada de la torre de enfriamiento, mismo que funciona como salida de intercambiador de calor. Tipo Pt-100 de tres hilos. Sensor de 6 mm de diámetro, conexión a proceso NPT.
- Sensor de temperatura a la salida de la torre de enfriamiento, Tipo Pt-100 de tres hilos. Sensor de 6 mm de diámetro, conexión a proceso NPT.
- Sensor electrónico para medición de flujo de aceite hacia intercambiadores de calor, de 0 a 50 LPM, señal de salida 4-20 mA.
- Sensor digital para la medición de humedad relativa a la salida del aire de la torre de enfriamiento, señal 4-20 mA.
- Anemómetro digital para la medición de la velocidad del aire que fluye por la torre de enfriamiento, señal 0-10 V.
- Siete Indicadores digitales para medición de temperatura, velocidad del aire y humedad relativa, tipo 48 x 48 DIN montados sobre gabinete de control.
- Un controlador digital de temperatura 48 x 48 DIN montado sobre gabinete de control.

GABINETE DE CONTROL

- Tipo industrial NEMA 4X
- Foco indicador luminoso de tablero energizado
- Botones de marcha y paro de motores y bombas con indicador luminoso
- Contactores de protección y arranque para motores y bombas.
- Protector Magnetotérmico para motores.
- Protector Termomagnético para resistencias.
- Portafusibles de protección.
- Botón de paro de emergencia tipo hongo de media vuelta.
- Cableado por medio de canaleta y con números de identificación.
- Componentes eléctricos montados sobre riel.

DIMENSIONES APROXIMADAS

Largo: 1.85 metros

Profundidad: 0.80 metros

Altura: 1.95 metros

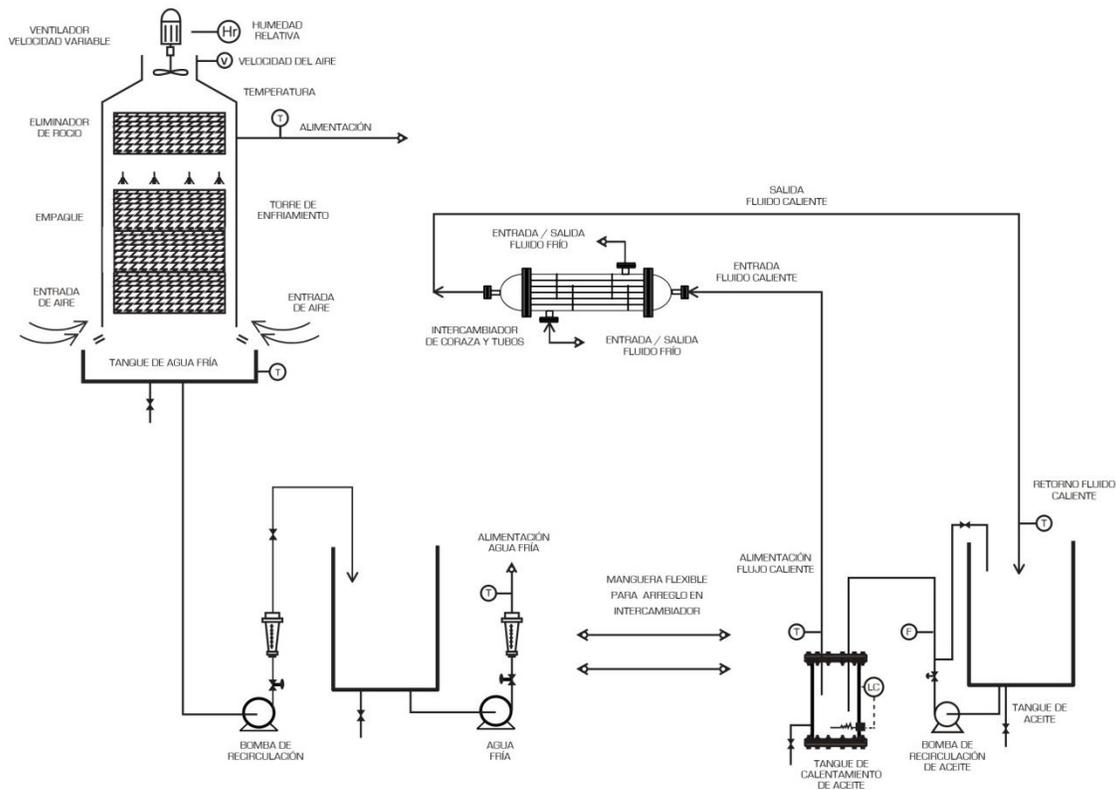
SERVICIOS NECESARIOS

- Alimentación eléctrica: 220 VAC, 60 Hz. Tres fases + Neutro +Tierra (5 hilos)
- Protección: 63 Ampere.
- Alimentación de agua de red.
- Drenaje.

INCLUYE:

- Instalación, Puesta en Marcha y Capacitación.
- Manual de operaciones y prácticas en español.

TC - IC - 001 / PE



5. Seguridad e higiene.

Seguridad e higiene son los procedimientos, técnicas y elementos que se aplican en los centros de trabajo y laboratorios, para el reconocimiento, evaluación y control de los agentes nocivos que intervienen en los procesos y actividades, con el objeto de establecer medidas y acciones para la prevención de accidentes o enfermedades, a fin de conservar la vida, salud e integridad física de las personas, así como evitar cualquier posible deterioro al lugar.

A continuación se enumeran algunas normas que se deben de acatar dentro del laboratorio cuando se esté manejando el equipo.

- Todas las actividades que se realicen con este equipo deberán estar supervisadas por el personal responsable.
- Siempre que el equipo opere es necesario revisar que la puerta del gabinete de control se encuentre cerrada. Si hay necesidad de abrirla, el gabinete debe estar desenergizado.
- Es obligatorio que todos los operadores sigan las normas de seguridad e higiene, indicadas en el reglamento interno del laboratorio.
- Debe revisarse que la estructura del equipo esté fija con los frenos puestos colocados en las llantas.
- Si no se tiene conocimiento de algún componente interno del gabinete, consultar el *Manual Técnico* en el apartado correspondiente y notificar a Generatoris.

- Verifique la alineación de válvulas antes de operar el equipo, consulte la sección de *Operación del equipo* en este manual.
- Es muy importante verificar que los tanques de alimentación siempre tengan un nivel de líquido adecuado, esto es por arriba del 60% de su capacidad para evitar que las bombas llegaran a trabajar en seco.
- Solamente utilice las mangueras flexibles necesarias cuando se esté trabajando con el intercambiador de calor de coraza y tubos. Cada conector funciona como una válvula abierta cuando se conecta a la tubería.
- El aceite térmico puede alcanzar temperaturas muy altas y causar lesiones en la piel y los órganos expuestos. Oídos, boca, nariz y ojos. Evite su contacto directo y utilice equipo de seguridad durante la operación.
- Durante la operación de intercambiadores de calor, la coraza y tubería se encontrarán calientes, evitar por tanto, colocar las manos sobre tales superficies.
- Es muy importante no alimentar a la torre de enfriamiento agua con una temperatura mayor a 60°C debido a que el relleno de la torre no soporta más temperatura.
- El sistema de calentamiento para el intercambiador de calor está configurado para una operación máxima de calentamiento a 80 °C, esta es la temperatura máxima recomendable para el calentamiento con aceite térmico.
- Si bien la unidad de calentamiento funciona con aceite térmico, es importante señalar que no se debe poner a funcionar con aceite automotriz, pues debido a la viscosidad del fluido, es posible dañar el aparato.



- Asegurarse que los servicios auxiliares del equipo estén debidamente instalados para evitar riesgos al usuario durante la operación del equipo.
- Es obligatorio que todos los operadores usen: Bata, lentes de seguridad guantes de carnaza y cubre boca durante la operación y limpieza de este equipo. Se recomienda asimismo utilizar calzado de seguridad.
- Al finalizar la experimentación el equipo debe dejarse perfectamente limpio para usos posteriores.

6. Operación del equipo.

El intercambiador de calor de coraza y tubos a pequeña escala ha sido fabricado con el objeto de estudiar el balance general de energía en una torre de enfriamiento y en intercambiador de calor, siendo determinante en los fenómenos de transferencia, las diferencias en las temperaturas y los flujos de las diferentes corrientes.

El equipo cuenta con un intercambiador de calor de coraza y una torre de enfriamiento.

6.1 Alineación y energizado.

Alineación de tuberías antes de poner en marcha el equipo.

1. Cerrar las válvulas de drenado de los tanques transparentes de alimentación y recirculación de la torre de enfriamiento.
2. Cerrar la válvula de drenado de los tanques de acero de recirculación y de calentamiento de aceite térmico.
3. Cerrar la válvula de conexión de entrada de la torre de enfriamiento.
4. Cerrar la válvula de conexión de salida de la torre de enfriamiento.
5. Cerrar todas las válvulas de drenado del intercambiador de calor.
6. Cerrar las válvulas en las líneas de by pass de las bombas de alimentación y de recirculación.

Alineación de válvulas para operar el intercambiador de calor y la torre de enfriamiento.

7. Abrir las válvulas de regulación de alimentación de agua fría y de recirculación a la torre de enfriamiento.
8. Las mangueras flexibles de color azul se utilizarán para el circuito de agua (fluido frío) y las mangueras color rojo se utilizarán para el circuito de aceite (fluido caliente).
9. Unir una manguera flexible azul del conector que se encuentre en la parte superior de un rotámetro a la entrada deseada del intercambiador de calor.
10. Unir la otra manguera azul de la salida deseada del intercambiador a la tubería de entrada a la torre de enfriamiento.
11. Unir una manguera flexible roja del conector que se encuentre a la descarga del tanque de calentamiento a la entrada deseada del intercambiador de calor.
12. Unir la otra manguera roja de la salida deseada del intercambiador a la tubería de entrada al tanque de recirculación de aceite térmico.
13. Abrir la válvula de regulación de aceite de calentamiento.

Energizado.

14. Verificar que el disyuntor diferencial así como el protector termomagnético se encuentre presionado en la posición ON.
15. Verificar que la puerta del gabinete de control se encuentre cerrada.
16. Verificar que la protección de corriente del equipo sea superior a 63 Amperes.
17. Verificar que el equipo se encuentre debidamente conectado en el tomacorriente.
18. Asegurarse que el botón tipo hongo de paro de emergencia de media vuelta, esté en la posición adecuada, no presionado. De lo contrario, dar media vuelta para liberarlo.
19. Colocar el interruptor general en la posición ON. Deberán estar iluminados el indicador luminoso de tablero energizado (blanco), el panel de visualización deberá de estar encendido, así como los botones rojos de paro de los diferentes componentes y los indicadores de temperatura, flujo velocidad de aire y humedad relativa.
20. La lámpara piloto amarilla correspondiente a “resistencia prendida” debe estar apagada, en caso de estar encendida verifique que el indicador de temperatura de agua tenga el “set point” en cero.
21. La lámpara piloto roja de “tanque sin nivel” debe estar encendida, en caso de estar apagada, esto indica que el tanque de calentamiento se encuentra con aceite, es recomendable verificar que no este contaminado o sucio.

6.2 Puesta en marcha.

23. Verificar la alimentación de agua de la red para alimentación del tanque de recuperación de la torre de enfriamiento.
24. Llenar el tanque con al menos 60% de la capacidad total.
25. Verificar la disposición de drenaje.
26. Llenar el tanque de alimentación de aceite térmico de acero inoxidable.
27. El sistema de calentamiento del intercambiador de calor está configurado para una operación máxima de calentamiento a 85 °C, esta es la temperatura máxima recomendable para el calentamiento con aceite térmico.
28. Definir la experimentación, y seleccionar; en primera instancia, bombas y tuberías, para con ello llevar a cabo la alineación de válvulas correspondientes.
29. Se debe verificar que la conexión de las mangueras flexibles sea correcta con base en el tipo de arreglo e intercambiador con el que se quiere trabajar.
30. Habiendo revisado los puntos anteriores el equipo está listo para ponerse en marcha.

6.3 Equipo en operación.

31. Para poner en funcionamiento del circuito de agua (Fluido frío), es necesario poner en marcha las dos bombas centrífugas, tanto la de recirculación, como la de alimentación. Presionar para tal efecto, los botones verdes correspondientes ubicados en el gabinete de control. Al momento de hacer cualquier tipo de ensayo, habrá que energizar las dos bombas e igualar sus flujos por medio de las válvulas de regulación que se encuentran en la descarga de cada una de ellas.
32. El objeto de trabajar con los mismos flujos en la alimentación y en la recirculación de la torre de enfriamiento es para mantener los niveles constantes en los tanques correspondientes, mismos que a su vez funcionan como tanques de balance.
33. Una vez igualados los flujos de fluido frío habrá que energizar la bomba de alimentación de aceite y ajustar el flujo deseado mediante la válvula de regulación que se encuentra a la descarga de la bomba de aceite.
34. Después de fijar el flujo de aceite a alimentar a los intercambiadores habrá que establecer una temperatura de entrada a los intercambiadores. Esto se hace oprimiendo las flechas que se encuentran en el controlador de temperatura ubicado en el gabinete de control.
35. No está de más recomendar que los valores de los datos experimentales deben ser tomados una vez que se ha alcanzado el régimen estacionario, y que toda vez que realizamos variaciones en las variables de proceso, es necesario esperar que éste se ha estabilizado.
36. A continuación se presenta el menú para establecer el Set-point en el controlador de temperatura de calentamiento de aceite.

Configuración de control ON-OFF.

Oprima  y  en el indicador de Temperatura de agua caliente.

Aparece Optr (display alto); Slct (display bajo).

Oprima  una vez.

Aparece Setp (display alto); Slct (display bajo).

Oprima  una vez.

Aparece 0 (display alto); U Loc (display bajo).

Oprima  hasta poner 10.

Oprima  cuatro veces.

Aparece 10.0 (display alto) alto; Pb_P (display bajo).

Oprima  hasta poner 0.0

Oprima  una vez.

Aparece 0.5 (display alto); diFP (display bajo)

Oprima  hasta poner 0.1

Oprima  y 

Aparece SEtP (display alto); SLct (display bajo).

Oprima  cuatro veces.

Aparece OPtr (display alto); SLct (display bajo).

Oprima  una vez, con esto regresa al indicador a la lectura del proceso y queda configurado el control "ON- OFF".

6.4 Paro del equipo.

35. Para detener la operación se deben presionar el o los botones rojos correspondientes a las bombas que se encuentran localizados en el gabinete de control.
36. También se deberá presionar el botón rojo correspondiente al motor de velocidad variable asociado al ventilador de la torre de enfriamiento. Es conveniente reducir la velocidad al valor mínimo por medio de la perilla de regulación.
37. El paso anterior aplica de igual manera en caso de haber utilizado el intercambiador de calor tipo serpentín, se debe reducir la velocidad de agitación y posteriormente presionar el botón de paro del motor.
38. De la misma forma se deberá detener la bomba de aceite de calentamiento por medio del botón rojo de paro asociado a esta.
39. Es muy importante bajar hasta cero el punto de consigna “set point” del sistema de calentamiento de aceite por medio de los botones mencionados en los puntos anteriores.
40. Si por alguna razón se tiene que detener la experimentación de emergencia debe presionarse el botón tipo hongo de paro de emergencia y automáticamente todos los componentes que estén funcionando dejaran de hacerlo.
41. Una vez terminada la experimentación, y los componentes hayan sido apagados se debe colocar el interruptor general en la posición OFF. Con esto deben quedar apagados tanto los indicadores como los botones del gabinete.
42. De manera opcional se puede desconectar el equipo del tomacorriente.

7. Guion (es) Experimental (es).

Práctica (1 de 2).

Operación de una torre de enfriamiento proponiendo una temperatura de agua de entrada, T constante y un flujo de agua, L constante a diferentes porcentajes de flujo de aire de entrada y determinan el número de unidades de transferencia, NUT y altura de la unidad de transferencia, HUT por integración de la ecuación de diseño, así como el coeficiente global de transferencia de masa, Ka usando el método de Carey-Williamson.

1. Objetivos

- Proponer condiciones de operación para el experimento (G_1 , L_2 , T_2).
- Verificar el flujo del agua que entra a la torre, L_2 (mL/min).
- Calcular el rango de la torre de enfriamiento, R ($^{\circ}$ C).
- Calcular el acercamiento de la torre de enfriamiento, A ($^{\circ}$ C).
- Calcular la humedad absoluta a la entrada y salida de la torre.
- Calcular el calor húmedo a la entrada y salida.
- Calcular las entalpías del aire a los extremos de la torre.
- Calcular la capacidad térmica de la torre.
- Calcular el coeficiente global de transferencia de masa usando el método de Carey-Williamson, Ka ($\text{Kg}/\text{m}^3\text{h}$).
- Calcular la altura de la unidad de transferencia, H_{og} (m).
- Calcular el número de unidades de transferencia, N_{og} .

2 Materiales, equipos y servicios auxiliares

Materiales.

- Agua.

Servicios auxiliares.

- Agua de red.
- Drenaje.
- Alimentación eléctrica 220 VAC,60 Hz.

3 Desarrollo experimental

- Alinear el suministro de agua hasta la entrada de la torre.
- Alimente agua al tanque y verifique que está lleno, por el flujo del tubo de control de nivel.
- Purgue la línea de alimentación de agua para eliminar burbujas de aire que puedan causar variación de flujo.
- Alimente agua a la torre hasta que el rotámetro marque la lectura deseada.
- Encienda la resistencia del calentador eléctrico de agua.
- Accione el arrancador del soplador centrífugo de aire y controle el flujo, hasta obtener el deseado.
- Permita dejar que la torre alcance una condición estable, lo que se logra en 20 min aproximadamente.

- Registre los datos siguientes:
 - a) Temperatura del aire a la entrada de la torre.
 - b) Temperatura del aire a la salida de la torre.
 - c) Flujo de agua.
 - d) Flujo de aire.
 - e) Temperatura de entrada del agua y de salida de la torre.
- Una vez terminadas las corridas, apague la resistencia del calentador de agua.
- Apague el soplador centrífugo de aire.
- Espere a que la temperatura del agua disminuya hasta la ambiente y entonces suspenda el suministro de agua a la torre.
- Descargue la torre

4 Obtención de datos experimentales

Corrida 1.

Tiempo (min)	TL entrada (°C)	TL Salida (°C)	TG Salida (°C)	G (%)	L (LPM)	Y (%)
1	50.4	21.4	23	50	2	67.9
2	50.7	23.4	23.4	50	2	72.8
3	50.6	25.5	23.7	50	2	74.3
4	50.5	25.9	23.8	50	2	71.3
5	53.1	26	24	50	2	72.5
6	54.2	26.2	24.2	50	2	72.3
7	54.1	26.6	24.3	50	2	71.2

Corrida 2.

Tiempo (min)	TL entrada (°C)	TL Salida (°C)	TG Salida (°C)	G (%)	L (LPM)	Y (%)
1	50.5	21.1	24	80	2	60.8
2	50.8	22.3	24.1	80	2	64.2
3	50.7	23.8	24.3	80	2	63
4	50.8	24.1	24.3	80	2	63
5	52	24.2	24.5	80	2	63.1
6	53.3	24.1	24.6	80	2	65.1
7	53.8	24	24.6	80	2	63.9

Corrida 3.

Tiempo (min)	TL entrada (°C)	TL Salida (°C)	TG Salida (°C)	G (%)	L (LPM)	Y (%)
1	50.6	18.5	23.1	100	2	76
2	50.8	18.3	23	100	2	76
3	50.7	20.6	23	100	2	80.2
4	50.8	21	24.1	100	2	79.7
5	51.7	21	24.8	100	2	79.6
6	52.6	21.1	24.3	100	2	80.4
7	53.2	21	24.4	100	2	80



Dónde:

T_G = Temperatura del aire.

T_L = Temperatura del agua.

G = Flujo del aire.

L = Gasto másico del agua.

Y = Humedad relativa.

5 Desarrollo de datos experimentales

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de masa, es necesario calcular lo siguiente, tomando los datos de una medición aun tiempo, t como ejemplo:

- Velocidad: 50%.
- Flujo de agua: 2 LPM.
- Corrida 1.
- Tiempo: 7 min.

La humedad relativa a la entrada de la torre es de 56.5% y la temperatura de bulbo húmedo es de 17 °C.

1. El rango de la torre de enfriamiento.

$$\text{Rango} = (\text{Temperatura entrada agua}) - (\text{Temperatura salida agua})$$

$$\text{Rango} = 54.1^{\circ}\text{C} - 26.6^{\circ}\text{C} = 27.5^{\circ}\text{C}$$

2. Acercamiento de la torre.

$$\text{Acercamiento} = (\text{Temperatura salida agua}) - (\text{Temperatura bulbo húmedo})$$

$$\text{Acercamiento} = 24.3^{\circ}\text{C} - 17^{\circ}\text{C} = 7.3^{\circ}\text{C}$$

3. Condiciones del aire a la entrada y salida de la torre.

a) Humedad a la entrada: humedad relativa y absoluta.

T entrada aire = 22.8 °C.

Humedad relativa entrada, $\phi = 56.5\%$

Presión total, $P = 585$ mm Hg.

La ecuación para calcular la humedad relativa es:

$$\varphi = \frac{p_v}{p_v^*} 100$$

p_v = presión parcial.

p_v^* = presión de vapor.

La humedad absoluta:

$$Y = \frac{PM_v}{PM_g} Y_m = \frac{PM_v}{PM_g} \frac{p_v}{P - p_v} = 0.62 \frac{p_v}{P - p_v}$$

Donde:

$$p_v = \frac{\varphi * p_v^*}{100}$$

$$p_{v_{22.8^\circ C}}^* = 20.815 \text{ mmHg}^{12}$$

$$p_v = \frac{56.5 \% - 20.815 \text{ mmHg}}{100 \%} = 11.76 \text{ mmHg}$$

$$Y = 0.62 \frac{\text{Kg } H_2O}{\text{Kg aire seco}} \frac{11.76 \text{ mmHg}}{585 \text{ mmHg} - 11.76 \text{ mmHg}} = 0.0127 \frac{\text{Kg } H_2O}{\text{Kg aire seco}}$$

¹² Tomado de "Perry, Manual del Ingeniero Químico. Sexta Edición" capítulo 3-58.

b) Humedad a la salida.

T salida aire =24.3 °C

Humedad relativa salida, φ =71.2 %

Presi3n total, P =585 mmHg.

La ecuaci3n para calcular la humedad relativa es:

$$\varphi = \frac{p_v}{p_v^*} 100$$

p_v = presi3n parcial.

p_v^* = presi3n de vapor.

La humedad absoluta:

$$Y = \frac{PM_v}{PM_g} Y_m = \frac{PM_v}{PM_g} \frac{p_v}{P - p_v} = 0.62 \frac{p_v}{P - p_v}$$

Donde

$$p_v = \frac{\varphi * p_v^*}{100}$$

$p_{v_{24.3^\circ C}} = 22.785 \text{ mmHg}$

$$p_v = \frac{71.2 \% - 22.785 \text{ mmHg}}{100 \%} = 16.22 \text{ mmHg}$$

$$Y = 0.62 \frac{\text{Kg } H_2O}{\text{Kg aire seco}} \frac{16.22 \text{ mmHg}}{585 \text{ mmHg} - 16.22 \text{ mmHg}} = 0.0177 \frac{\text{Kg } H_2O}{\text{Kg aire seco}}$$

c) Calor húmedo a la entrada.

$$C = (C_p)_g + (C_p)_v Y$$

Para el caso de aire-vapor de agua.

$$C = 0.24 + 0.46Y$$

$$C = 0.24 + 0.46(0.0127) = 0.2458 \frac{Kcal}{Kg^{\circ}C}$$

d) Calor húmedo a la salida.

$$C = 0.24 + 0.46Y$$

$$C = 0.24 + 0.46(0.0177) = 0.2481 \frac{Kcal}{Kg^{\circ}C}$$

4. Entalpías del aire en los extremos de la torre.

$$H = C_H(T_g - T_0) + \lambda_0 Y, \text{ donde } \lambda_0 = \text{calor de vaporización del agua}$$

a) Entalpía a la entrada:

$$\lambda_0 \text{ a } 24.3^{\circ}C = 580.5 \frac{Kcal}{Kg}$$

$$H = C_H(T_g - T_0) + \lambda_0 Y$$

$$H = 0.2458 \frac{Kcal}{Kg} (22.8 - 0) + 584 \frac{Kcal}{Kg} (0.0127) = 13.02 \frac{Kcal}{Kg}$$

b) Entalpía a la salida:

$$\lambda_0 \text{ a } 22.8^\circ\text{C} = 584 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

$$H = C_H(T_g - T_0) + \lambda_0 Y$$

$$H = 0.2481 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} (24.3 - 0) + 580.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} (0.0177) = 16.30 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

5. Capacidad térmica de la torre.

$$H_2 - H_1 = 16.30 - 13.02 = 3.28 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

6. Representar la línea de equilibrio y la línea de operación en un diagrama entalpía vs temperatura para el sistema aire-agua.

7. Obtener la fuerza impulsora en los extremos de la torre, como lo indica el diagrama para el método de Carey-Williamson.

$$\text{a) } \Delta H_1 = H_1^* - H_1 = 20 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} - 13.02 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}} = 6.9 \frac{\text{Kcal}}{\text{kg}}$$

$$\text{b) } \Delta H_2 = H_2^* - H_2 = 21.8 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} - 16.30 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}} = 5.5 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg}}$$

c) Con la temperatura media del agua se obtiene H_m y H_m^* donde:

$$T_{m_{aire}} = 23.55^\circ C$$

$$H_m^* = 21 \frac{Kcal}{Kg}$$

$$H_m = 14 \frac{Kcal}{Kg}$$

d) $\Delta H = H_m^* - H_m = 21 - 14 = 7 \text{ Kcal/Kg}$

8. Determinar K_a .

a) Obtener el factor f a partir de la gráfica para determinar la fuerza impulsora media.

$$\frac{\Delta H_m}{\Delta H_1} \text{ vs } \frac{\Delta H_m}{\Delta H_2} = \frac{7 \text{ Kcal/Kg}}{6.98 \text{ Kcal/Kg}} \text{ vs } \frac{7 \text{ Kcal/Kg}}{5.5 \text{ Kcal/Kg}}$$

$$f=0.97$$

b) Despejar K_a de la ecuación propuesta por Carey-Williamson.

$$\frac{K_a V}{L/A} = \frac{(T_2 - T_1)}{f \Delta H_m}$$

Donde:

$A = \text{área transversal de la torre} = 0.07453 \text{ m}^2.$

$L = \text{flujo masico del agua} = 2 \text{ L/min.}$

$V = \text{volumen ocupado por el relleno por unidad de superficie} = 0.0447 \text{ m}^3.$

$$\frac{K_a V}{L/A} = \frac{(327.25 \text{ K} - 299.75 \text{ K})}{(.97)(7 \frac{\text{kcal}}{\text{Kg}})} = 4.050$$

$$K_a V = 4.050 \left(\frac{.0000333 \text{ m}^3/\text{seg}}{.07453 \text{ m}^2} \right) = .001811$$

$$K_a = .0405 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3 \text{ seg}}$$

9. Calcular altura de unidades de trasferencia, HUT y número de unidades de trasferencia, NUT.

$$NTU = \int \frac{dH}{H^* - H}$$

$$HTU = \frac{G_s A}{K_a}$$

$$Z = HTU * NTU$$

Donde:

$$G_s = \text{flujo másico del aire seco} = .0298 \frac{m^3}{seg}$$

Donde se necesita pasar el flujo másico del aire seco a Kg de agua transferida, pues tiene cierta humedad.

$$V_H = \left(\frac{1}{29} + \frac{Y}{18} \right) \frac{RT}{P}$$

$$V_H = \left(\frac{1}{29} + \frac{0.0177}{18} \right) \frac{0.082 \frac{atm \cdot L}{mol \cdot K} (297.45K)}{0.77 atm}$$

$$V_H = 1.1237 \frac{m^3}{Kg}$$

$$G_{AS} = \frac{G}{V_H} = \frac{.0298 m^3/seg}{1.1237 m^3/Kg} = 0.0265 Kg/seg$$

Entonces calculamos:

$$HTU = \frac{G_s}{K_a A} = \frac{.0265 Kg/seg}{0.0405 \frac{Kg}{m^3 seg} (0.07453 m^2)} = 8.77 m$$

$$Z = HTU \cdot NUT$$

$$NUT = \frac{Z}{HTU} = \frac{0.975 m}{8.77 m} = 0.11$$

Donde Z = altura de la torre.

Práctica (2 de 2).

Operación de un intercambiador de calor de tipo coraza y tubos en arreglo a contra-corriente, dejando fijos el flujo de fluido frío y el flujo de fluido caliente, variando la temperatura de entrada de fluido caliente. Observar el efecto de la temperatura de entrada de fluido caliente.

1. Objetivos.

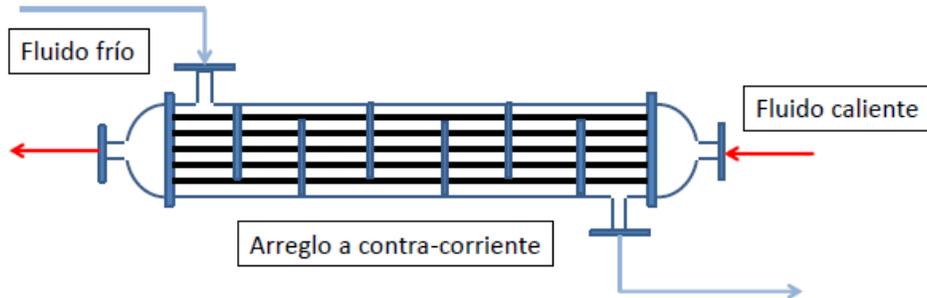
- Elaboración de la distribución de temperaturas para el arreglo de un intercambiador de coraza y tubos de un paso por la coraza y un paso por los tubos.
- Determinación experimental del calor transferido en el intercambiador de calor de coraza y tubos de un paso por la coraza y un paso por los tubos.
- Determinación experimental de la temperatura media logarítmica para el arreglo de un intercambiador de coraza y tubos de un paso de un paso por la coraza y un paso por los tubos con flujo a contra corriente.
- Determinación experimental del coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador de calor de coraza y tubos de un paso por la coraza y un paso por los tubos.

2. Desarrollo experimental.

- Fijar un valor de flujo para el fluido caliente y mantenerlo constante. (7.5 LPM).
- Fijar un valor para el flujo del fluido frío y mantenerlo constante. (8 LPM).
- La temperatura de entrada del fluido estará determinada por la torre de enfriamiento, motivo por el cual permanecerá “constante”.
- La variable en las condiciones de operación será la temperatura de entrada del fluido caliente.

La operación del equipo se encuentra en la sección 6 del Manual de Operaciones y prácticas. Aquí se presentan las consideraciones particulares para la realización de esta práctica.

- Asegurarse de que la alineación de las tuberías sea la adecuada.
- La medición del flujo de fluido frío se llevará a cabo por medio del rotámetro correspondiente al intercambiador de coraza y tubos en operación. La regulación del flujo será por medio de la válvula de diafragma de 1”.
- La medición del flujo de fluido caliente se llevará a cabo por medio de la curva de la bomba del sistema de calentamiento ubicada en los anexos del manual. Es necesario tomar la lectura del manómetro ubicado a la salida de la descarga del sistema de calentamiento y verificar en cuál de las etapas se encuentra trabajando la bomba. Estos dos datos son suficientes para ubicar el flujo en la curva antes mencionada.
- Las lecturas de la temperatura se llevarán a cabo por medio de los sensores de temperatura indicadas en el tablero de control.



3. Obtención de datos experimentales.

Para la realización de los cálculos es necesario llenar con datos experimentales las siguientes tablas:

Para un flujo de fluido caliente de 7.5 LPM y un flujo de fluido frío de 8 LPM tenemos la siguiente distribución de temperaturas:

Corrida 1.

Tiempo [minutos]	Temperatura entrada fluido caliente [°C]	Temperatura salida fluido caliente [°C]	Temperatura entrada fluido frío [°C]	Temperatura salida fluido frío [°C]
1	47.4	36.5	17.3	23.3
2	45.5	35.1	17.2	22.8
3	43.9	34.3	17.1	22.3
Prom.	45.6	35.3	17.2	22.8

Corrida 2.

Tiempo [minutos]	Temperatura entrada fluido caliente [°C]	Temperatura salida fluido caliente [°C]	Temperatura entrada fluido frio [°C]	Temperatura salida fluido frio [°C]
1	36.7	29.4	16.3	19.9
2	36.1	28.9	16.2	19.7
3	35.4	28.3	16	19.5
Prom.	36.1	28.9	16.2	19.7

Corrida 3.

Tiempo [minutos]	Temperatura entrada fluido caliente [°C]	Temperatura salida fluido caliente [°C]	Temperatura entrada fluido frio [°C]	Temperatura salida fluido frio [°C]
1	34.9	28.2	15.9	19.2
2	34.4	26.7	15.8	19.1
3	33.9	27.5	15.7	18.9
4	33.5	27.3	15.6	18.7
Prom.	34.2	27.7	15.8	19

4. Desarrollo de datos experimentales.

Para la realización del balance global de energía, la transferencia de calor por el lado de los tubos en el intercambiador es:

$$q = \dot{m}_c C p_c \Delta T_c$$

En donde:

\dot{m}_c : Es el flujo másico del fluido caliente que pasa por los tubos.

$C p_c$: Es el calor específico del fluido caliente (agua).

ΔT_c : Es la diferencia de temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

$$\dot{m}_c = 7.5 \frac{\text{litros}}{\text{min.}} \left(\frac{1 \text{ kg}}{1 \text{ litro}} \right) = 7.5 \frac{\text{kg}}{\text{min.}}$$

$$\dot{m}_f = 8 \frac{\text{kg}}{\text{min.}}$$

$$C p = 4.184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Por el lado de los tubos, corrida 1:

$$Q_c = 7.5 \frac{\text{kg}}{\text{min.}} \times 4.184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (308.45 - 318.45 \text{ } ^\circ\text{K})$$

$$Q_c = -323.214 \frac{\text{kJ}}{\text{min.}} \times \frac{1 \text{ min.}}{60 \text{ seg.}} \times \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} = -5,386.9 \text{ Watt}$$

Por el lado de la coraza, corrida 1:

$$Q_f = 8 \frac{\text{kg}}{\text{min.}} \times 4.184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times (295.95 - 290.35 \text{ } ^\circ\text{K})$$

$$Q_f = 187.44 \frac{\text{kJ}}{\text{min.}} \times \frac{1 \text{ min.}}{60 \text{ seg.}} \times \frac{1000 \text{ J}}{1 \text{ kJ}} = 3,124.05 \text{ Watt}$$

$$\text{Balance general: } -Q_c = Q_f - Q_{\text{perdidas}}$$

$$Q_{\text{perdidas}} = 2,262.84 \text{ Watt}$$

Por el lado de los tubos, corrida 2:

$$Q_c = 7.5 \frac{kg}{min.} \times 4.184 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K} \times (302.05 - 309.25 \text{ } ^\circ K)$$

$$Q_c = -225.94 \frac{kJ}{min.} \times \frac{1 min.}{60 seg.} \times \frac{1000 J}{1 kJ} = -3,765.6 \text{ Watt}$$

Por el lado de la coraza, corrida 2:

$$Q_f = 8 \frac{kg}{min.} \times 4.184 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K} \times (292.85 - 289.35 \text{ } ^\circ K)$$

$$Q_f = 117.15 \frac{kJ}{min.} \times \frac{1 min.}{60 seg.} \times \frac{1000 J}{1 kJ} = 1,952.53 \text{ Watt}$$

$$\text{Balance general: } -Q_c = Q_f - Q_{perdidas}$$

$$Q_{perdidas} = 1,804.07 \text{ Watt}$$

Por el lado de los tubos, corrida 3:

$$Q_c = 7.5 \frac{kg}{min.} \times 4.184 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K} \times (300.85 - 307.35 \text{ } ^\circ K)$$

$$Q_c = -203.97 \frac{kJ}{min.} \times \frac{1 min.}{60 seg.} \times \frac{1000 J}{1 kJ} = -3,399.5 \text{ Watt}$$

Por el lado de la coraza, corrida 3:

$$Q_f = 8 \frac{kg}{min.} \times 4.184 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ K} \times (292.15 - 288.95 \text{ } ^\circ K)$$

$$Q_f = 107.11 \frac{kJ}{min.} \times \frac{1 min.}{60 seg.} \times \frac{1000 J}{1 kJ} = 1,785.17 \text{ Watt}$$

$$\text{Balance general: } -Q_c = Q_f - Q_{perdidas}$$

$$Q_{perdidas} = 1,614.33 \text{ Watt}$$

Para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor se tiene la siguiente expresión:

$$q = UA\Delta T_{ml}$$

En donde:

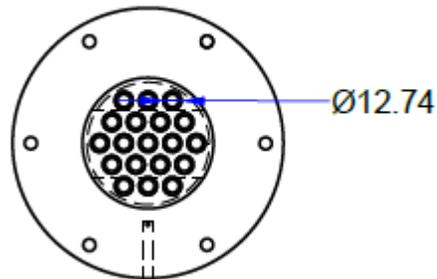
U : Es el coeficiente global de transferencia de calor

A : Es el área de intercambio de calor por los tubos

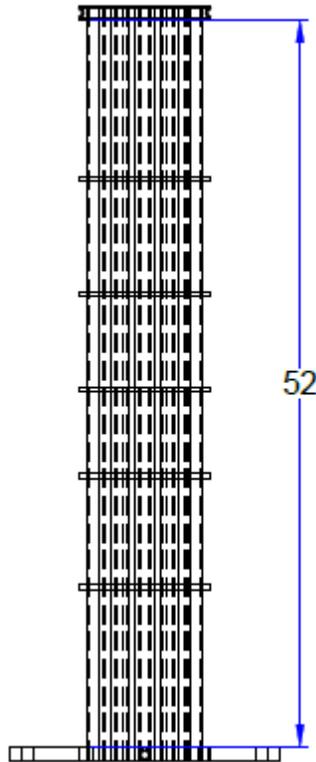
ΔT_{ml} : Es la temperatura media logarítmica

Para el cálculo del área de transferencia de calor por los tubos contamos con la información que se encuentra en los anexos técnicos.

El diámetro exterior de los tubos es de 12.74 mm y el número de tubos es de 19.



El largo de los tubos es de 52 cm.



El área de transferencia de calor por los tubos está entonces dada por:

$$A = \pi DLN$$

En donde

D es en diámetro exterior de los tubos

L es la longitud del tubo

N es el número total de tubos

Así entonces

$$A = \pi \times 0.01274 \times 0.52 \times 19 = 0.3954 \text{ m}^2$$

Por otra parte para el cálculo de la temperatura media logarítmica para un arreglo a contra corriente se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]}$$

T_1, T_2 Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

t_1, t_2 Temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

Corrida experimental 1:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(45.6 - 22.8) - (35.3 - 17.2)}{\ln \left[\frac{(45.6 - 22.8)}{(35.3 - 17.2)} \right]} = 20.36^\circ\text{C}$$

Despejando U de la siguiente ecuación

$$q = UA\Delta T_{ml}$$

$$U = \frac{q}{A \Delta T_{ml}}$$

$$U_1 = \frac{5,386.9 \text{ Watt}}{0.3954 \text{ m}^2 \times 20.36^\circ\text{C}} = 669.15 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Corrida experimental 2:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(36.1 - 19.7) - (28.9 - 16.2)}{\ln \left[\frac{(36.1 - 19.7)}{(28.9 - 16.2)} \right]} = 14.47^{\circ}\text{C}$$

Despejando U de la siguiente ecuación

$$q = UA\Delta T_{ml}$$

$$U = \frac{q}{A \Delta T_{ml}}$$

$$U_2 = \frac{3,765.6 \text{ Watt}}{0.3954 \text{ m}^2 \times 14.47^{\circ}\text{C}} = 658.15 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Corrida experimental 3:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(34.2 - 19.0) - (27.7 - 15.8)}{\ln \left[\frac{(34.2 - 19.0)}{(27.7 - 15.8)} \right]} = 13.48^{\circ}\text{C}$$

Despejando U de la siguiente ecuación

$$q = UA\Delta T_{ml}$$

$$U = \frac{q}{A \Delta T_{ml}}$$

$$U_3 = \frac{3,399.5 \text{ Watt}}{0.3954 \text{ m}^2 \times 13.48^{\circ}\text{C}} = 637.81 \frac{\text{Watt}}{\text{m}^2\text{C}}$$

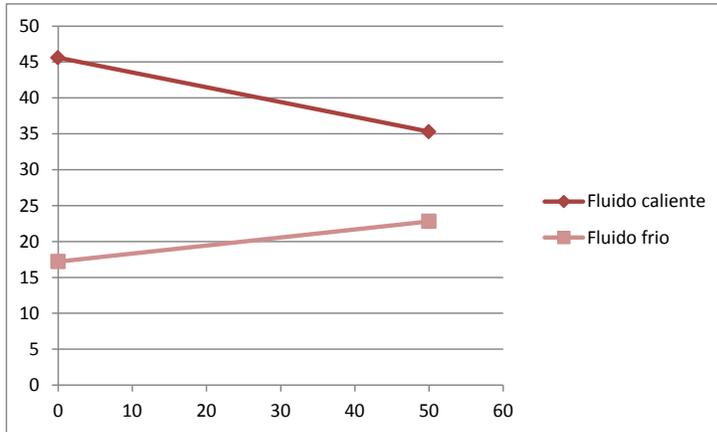
5. Conclusiones

Un elemento esencial y a menudo de los más inciertos es la determinación del coeficiente global de transferencia de calor en un intercambiador de calor. Este coeficiente se define en términos de las resistencias térmicas para la transferencia de calor de dos fluidos. En esta práctica, la determinación del coeficiente se logró a partir de la información experimental (temperaturas y flujos) y geometría de construcción del intercambiador.

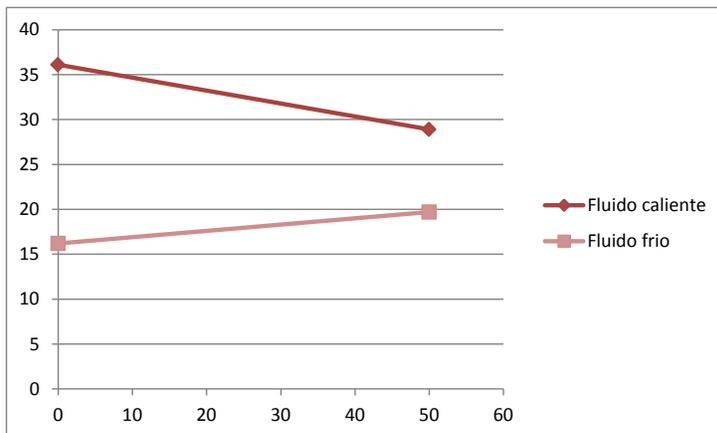
De acuerdo a la literatura, existen tablas con valores representativos del coeficiente global de transferencia de calor. Para la combinación de fluidos agua – agua los valores de diseño varían entre $250 - 500 \frac{Watt}{m^2\text{°C}}$. Para nuestro caso, el valor es entre 630 y $670 \frac{Watt}{m^2\text{°C}}$ el cual está ligeramente por arriba los límites superiores de ese rango, sin embargo, los resultados son aceptables.

El efecto de la temperatura de entrada de fluido caliente en las condiciones de operación del cambiador, se pueden apreciar si graficamos los valores de temperaturas con respecto a la longitud del intercambiador.

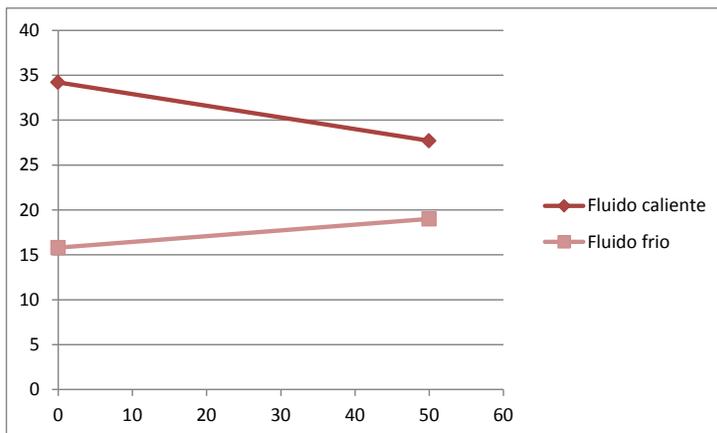
Es importante señalar que los intercambiadores de coraza y tubos no están enchaquetados, motivo por el cual las pérdidas de calor por radiación son muy grandes.



Corrida 1

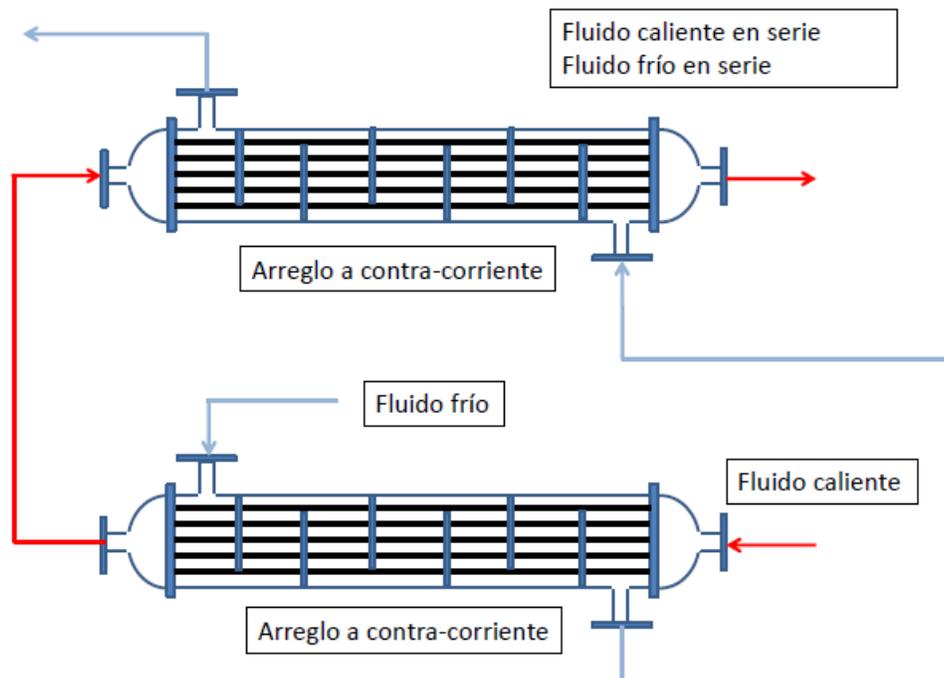


Corrida 2



Corrida 3

Resulta interesante observar la aproximación en las temperaturas de salida de ambos fluidos con respecto a la longitud del intercambiador, es posible proponer entonces, la operación de los dos cambiadores de calor bajo el siguiente arreglo.



Graficar los datos de temperaturas obtenidas, tomando como longitudes los valores de 0, 50 y 100 cm y utilizando como los valores de salida del primer cambiador como los valores de entrada al segundo, tendremos así valores intermedios.

6. Fuentes de consulta

Incropera, *Fundamentos de transferencia de calor*. 4ª Edición. México, Prentice Hall, 1999 pp 582-619.

8. Mantenimiento y limpieza.

El programa o plan de mantenimiento preventivo se trata de la descripción detallada de las tareas de mantenimiento preventivo asociadas a un equipo o máquina, explicando las acciones, plazos y recambios a utilizar; en general, hablamos de tareas de limpieza, comprobación, ajuste, lubricación y sustitución de piezas.

- El Intercambiador de calor coraza y tubos a pequeña escala requiere poco mantenimiento y la limpieza es realmente fácil.
- Si la unidad o alguna de sus secciones no fuera utilizada por un periodo de tiempo superior a una semana, es recomendable realizar una limpieza y asegurarse de dejar los tanques y las tuberías vacíos.
- La limpieza interior de los tanques puede hacerse con agua y jabón.
- Se recomienda remover el polvo acumulado semanalmente, si es que el equipo permanece sin actividad. Para ello es suficiente el uso de un lienzo húmedo.
- **No debe usarse solvente para la limpieza del equipo y especialmente para el gabinete de control pues se corre el riesgo de daño. Se recomienda el uso de ceras de pulimento para automóviles (polish). Para los ductos de acrílico se deberá utilizar solamente un paño húmedo.**
- En general los componentes de la unidad son de tipo industrial y no requieren de mantenimiento. En caso de falla consultar con los anexos técnicos de este manual.

- GABINETE DE CONTROL: Cada vez que sea necesaria una revisión eléctrica, es indispensable estar seguros que el cuadro de control se encuentra NO ENERGIZADO. Colocar todos los interruptores generales en OFF. Bajar la pastilla de alimentación principal localizada en el tablero de distribución eléctrica del laboratorio.
- IMPORTANTE: Tener cuidado de mantener siempre el cableado eléctrico en el interior de las canaletas, dejar siempre las tapas.
- Para la limpieza de los rotámetros es necesario drenar todo el equipo y desmontarlos de la red de tuberías. Para esto es necesario girar las tuercas unión que se encuentran en la parte superior e inferior del cuerpo del rotámetro. Tome el cuerpo del rotámetro y retírelo. Verifique que los empaques o-ring se encuentren en su lugar. Una vez retirado el cuerpo desmonte las partes que sostienen al flotador y retire el flotador. Una vez retirado el flotador limpie el interior del rotámetro con un trapo y una solución con agua y jabón y vuelva a ensamblar todas las partes. Inserte el cuerpo del rotámetro y apriete ambas tuercas unión.
- Generatoris S.A. de C. V. realizará visitas anuales a las instalaciones de sus equipos ante su solicitud escrita en menos de una semana. En caso de requerir algún servicio extraordinario antes de lo pactado por favor, no dude en contactarnos.

9. Apéndice.

- 9.1 Carta psicométrica para sistema aire-agua.
- 9.2 Diagrama Entalpía-temperatura para sistema aire-agua.
- 9.3 Gráfico para determinar la fuerza impulsora media para el método de Carey-Williamson.
- 9.4 Ficha técnica de empaque y eliminador de rocío para torre de enfriamiento.
- 9.5 Nomograma para viscosidades de líquidos.
- 9.6 Datos para intercambiadores de calor y coeficientes de transferencia.
- 9.7 Ficha técnica haz de tubos para intercambiador de calor de coraza y tubos.

APÉNDICE 4

carta psicrométrica

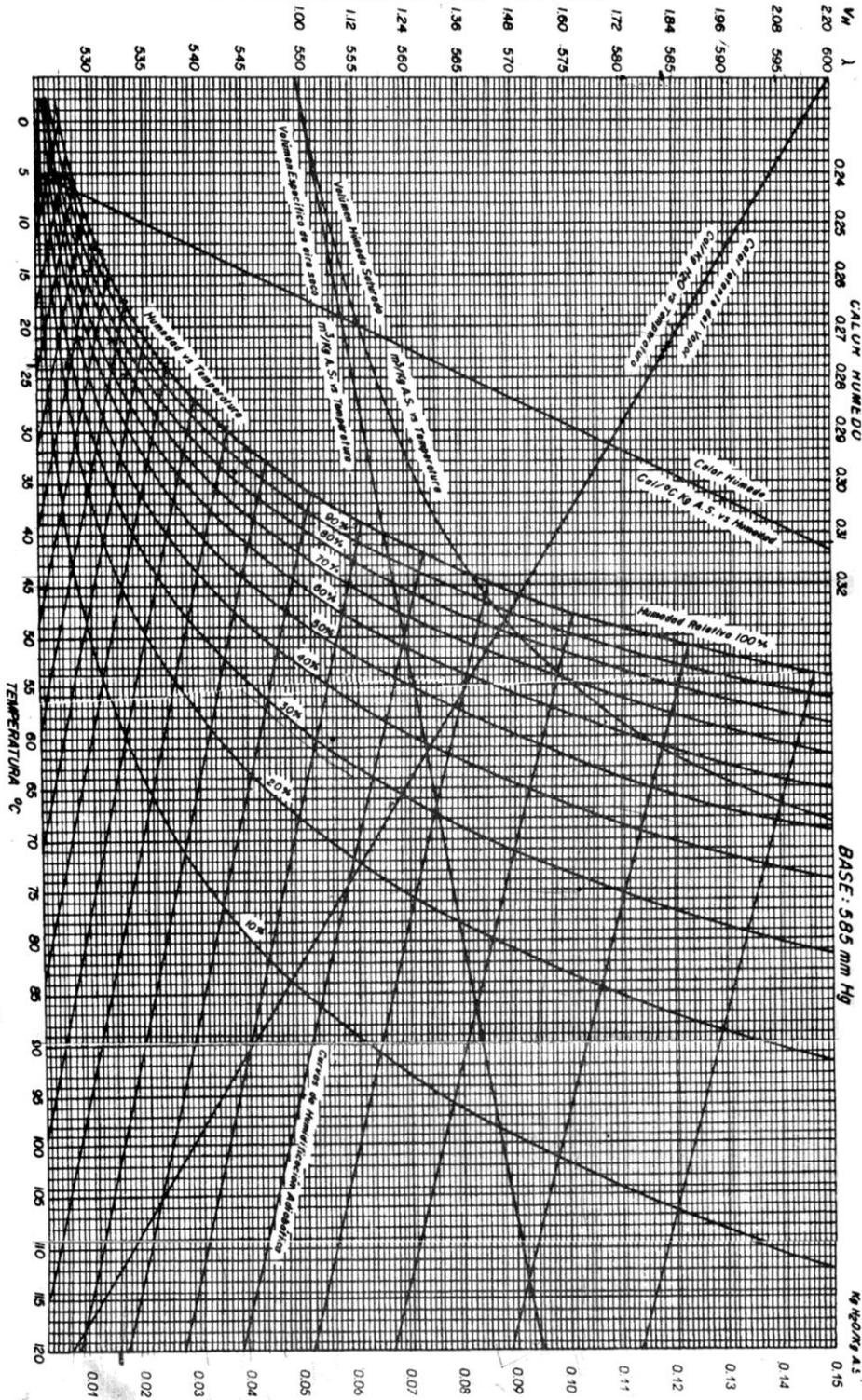


DIAGRAMA DE ENTALPÍA-TEMPERATURA

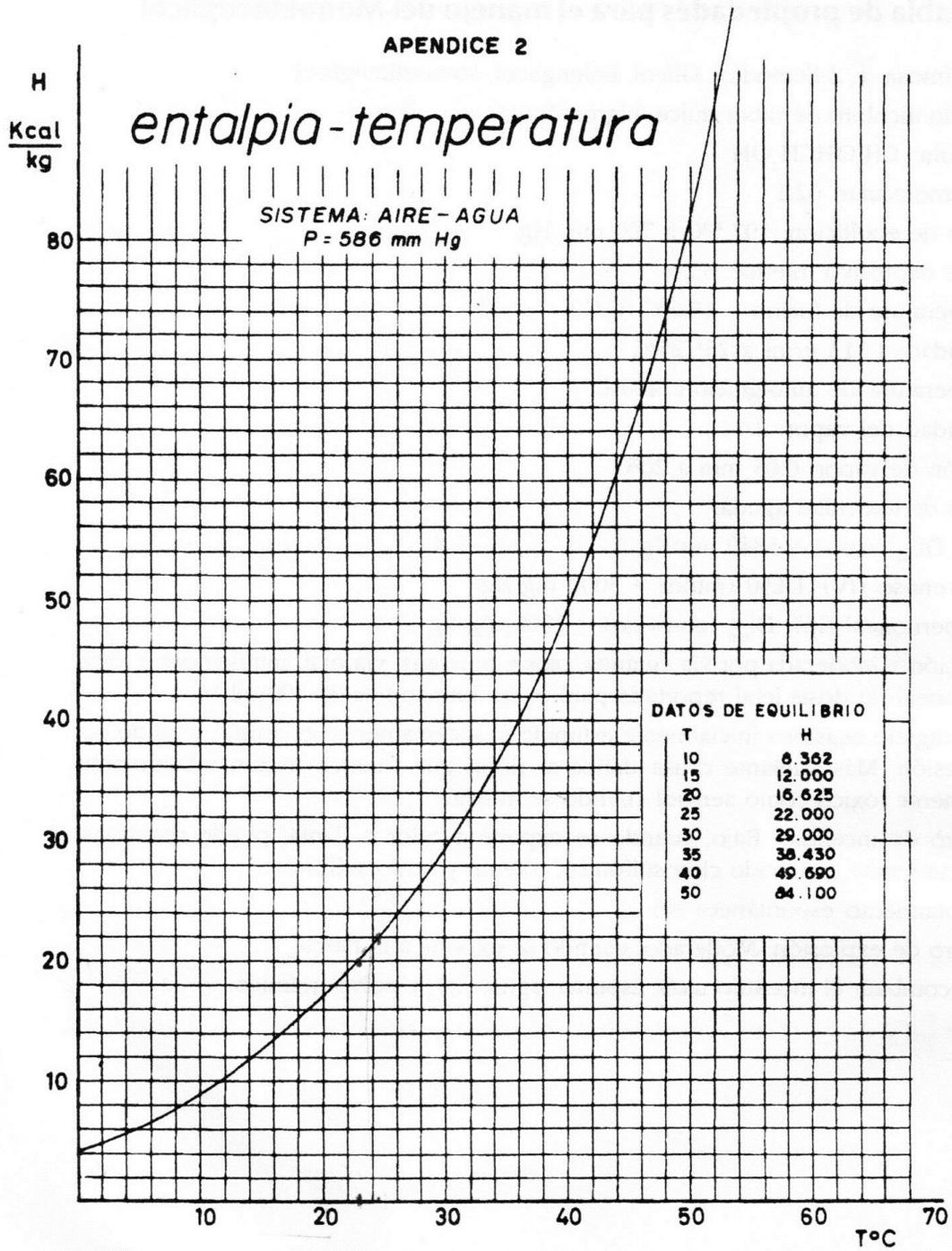
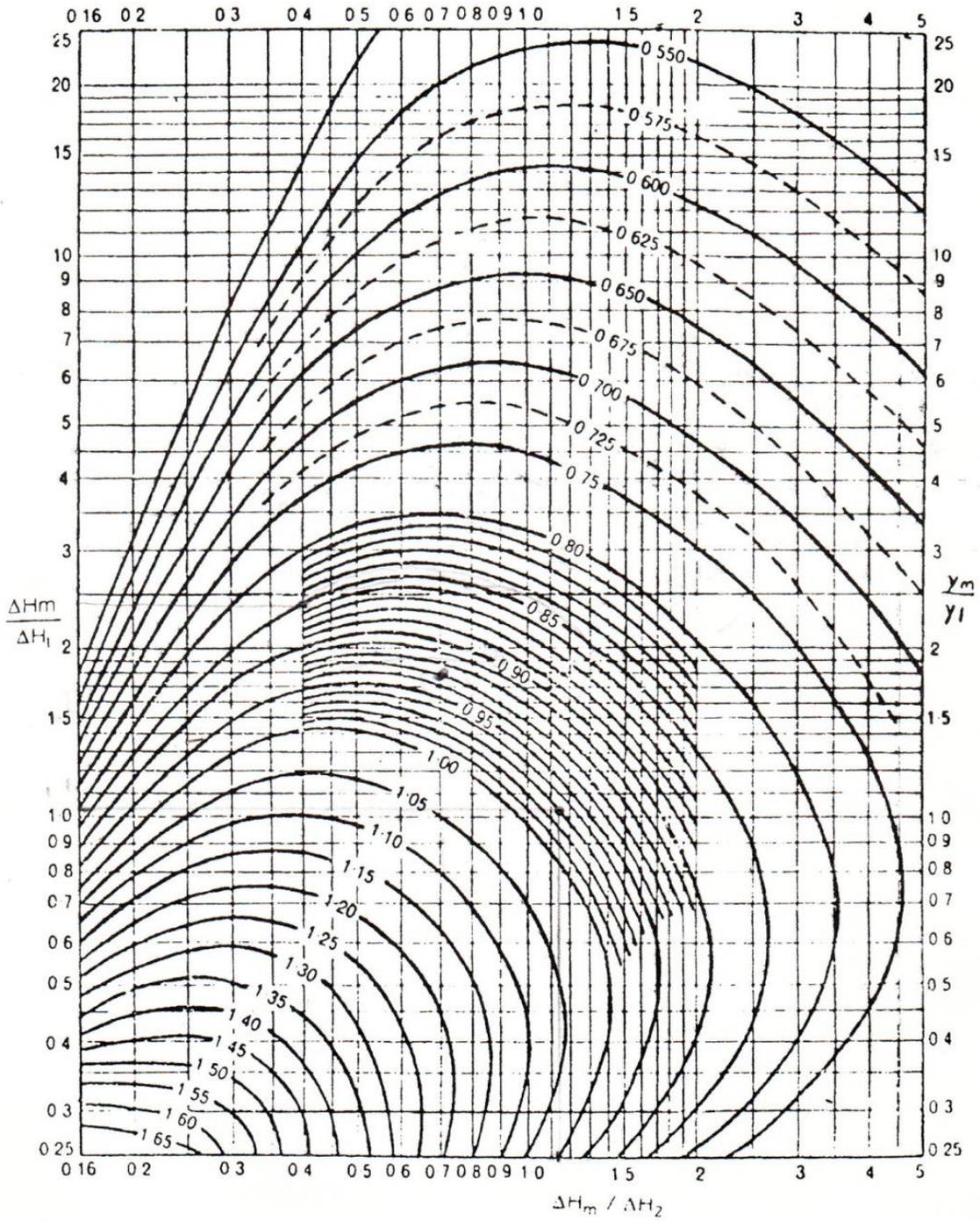


Gráfico para determinar la fuerza impulsora media para el método de Carey-Williamson



CF1200 max



CF1200MA

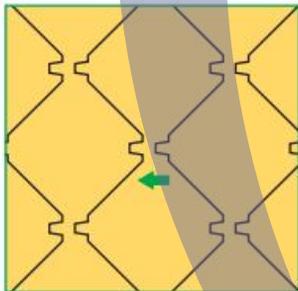
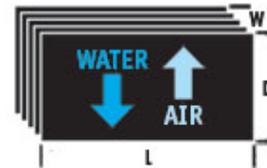
Fills improve water distribution by splitting the water stream as it descends through the fill pack. The CF1200 splits the water stream ten times in an 11.8-inch (300 mm) vertical path. High thermal performance (high KaV/L) and low pressure drop are balanced by utilizing the engineered microstructure design and maintaining the highest manufacturing standards

PRODUCT DIMENSIONS

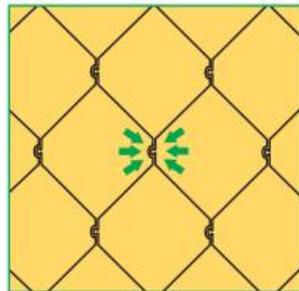
Surface Area	Sheet Spacing	Flute Angle	Sheets Per Ft.	Media Pack Sizes: Depth(D), Width(W), Length(L)		
				Minimum	Maximum	Standard
69 ft ² / ft ³ (226 m ² / m ³)	0.46 in (11.7 mm)	30°	26	D: 3.9 in (100 mm) W: 6 in (153 mm) L: 1 ft (305 mm)	D: 11.8 in (300 mm) W: 12 in (305 mm) L: 10 ft (3048 mm)	D: 11.8 in (300 mm) W: 12 in (305 mm) L: 4 ft (1220 mm), 6 ft (1829 mm), 8 ft (2439 mm) or 10 ft (3048 mm)

PRODUCT WEIGHTS

Nominal		Dry Weight	
mils	mm	lbs / ft ³	kg / m ³
8	0.20	2.4	38.4
10	0.25	2.8	44.9



Male/female attachment tabs align with the adjoining sheet's tabs



Attachment tabs are pressure-sealed to create a strong, permanent bond ... without glue, solvents, or adhesives!



heet thicknesses are quoted in final gauge (as measured in field) of 0.008" (0.203 mm), 0.010" (0.254 mm), or your specific requirement. All Brentwood fill products are available in PVC and are UV stabilized. The PVC compounds used in Brentwood fills have outstanding resistance to weather exposure and are nearly impervious to chemical degradation by alkali, acids, greases, fats, oils, and biological attack. Brentwood PVC has an excellent fire rating due to its self-extinguishing characteristics, and meets or exceeds Cooling Technology Institute Standard 136. HPVC (high temperatures), PP (polypropylene), and ABS plastics are also available for special applications.

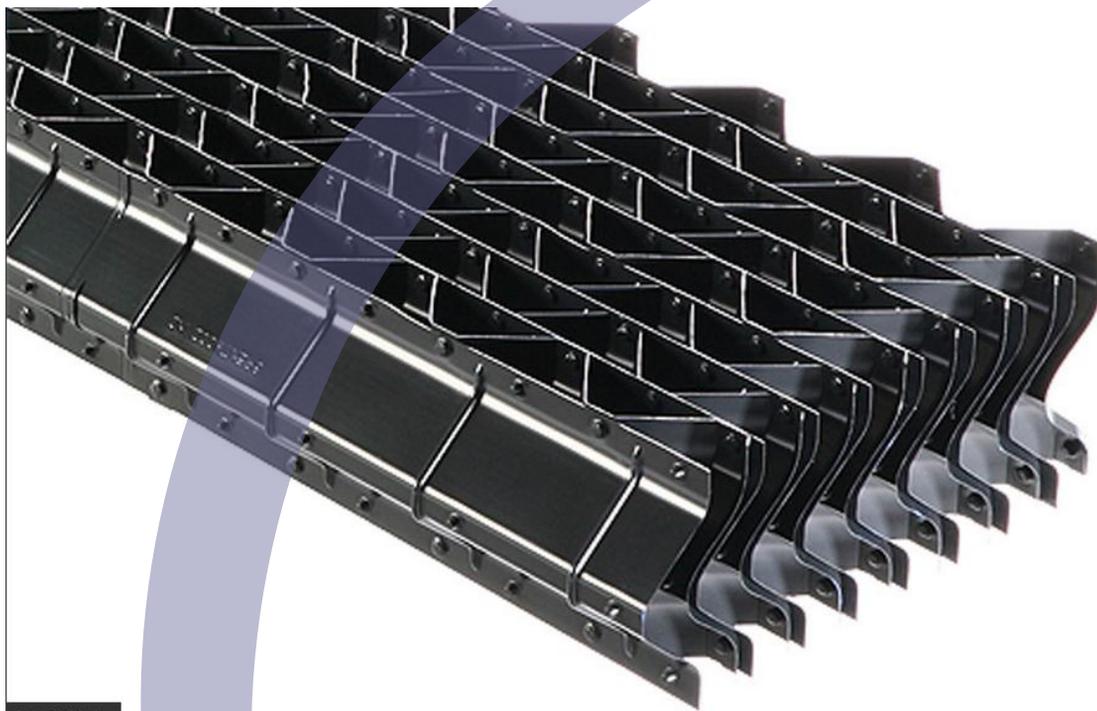
CF1200 max

The following guidelines will help guide the choice of which fill to use as a function of total suspended solids, biological control, oil & grease content and whether waterborne fibers are present. For specific projects please contact Brentwood's cooling tower sales department for recommendations.

- **Use CF1200 when:**
 - TSS is less than 25 PPM with good microbiological control (less than 1 PPM where microbiological control is poor)
 - Make-up from potable or filtered water sources
 - Water treatment using oxidizing biocides & scale inhibitors
 - Low cycles of concentration
 - Minimal airborne dust
 - No potential for oil or grease contamination
- **Use CF1900 when:**
 - TSS is less than 100 PPM with good microbiological control (less than 25 PPM where microbiological control is poor)
 - Make-up from uncontaminated sources
 - Water treatment using oxidizing biocides & scale inhibitors
 - Low cycles of concentration
 - Minimal airborne dust
 - No potential for oil or grease contamination
- **Use OF21ma when:**
 - TSS is less than 200 PPM with good microbiological control (less than 50 PPM where microbiological control is poor)
- Minimal oils or grease (no more than 1 ppm)
- **Use VF19Plus or AFVF19 when:**
 - TSS is less than 500 ppm with good microbiological control (less than 200 ppm if oil or grease, or where microbiological control is poor)
 - Make-up from surface waters
 - Good scale control
 - Oils or grease in system up to 5 ppm
- **Use HTP25 when:**
 - TSS is less than 1000 ppm with good microbiological control (500 ppm limit if oil or grease or where microbiological control is poor)
 - Make-up from surface waters
 - Poor biological or scale control
 - Oils or grease up to 50 ppm
- **Use VF3800 when:**
 - TSS greater than 500 ppm and no upper limit with good microbiological control (1000 ppm limit if oil or grease or no biological control)
 - Make-up from surface waters
 - Poor biological or scale control
 - Oils or grease up to 25 ppm
- **Use TURBOsplash PAC when:**
 - TSS is greater than 500 ppm (no upper limit)

Drift Eliminators

CF150 max



CF150MAX

CF150MAX Counterflow Cellular Drift Eliminators are a cost-effective, high efficiency drift eliminator specifically designed to maximize drift removal. The modules are constructed of a series of sinusoidal-shaped, corrugated PVC sheets that are mechanically assembled to mating sinusoidal structural waves, forming closed cells. These cells force the drift droplets being carried in the leaving airstream to make three distinct changes in direction. These forced changes to the air flow create centrifugal forces on the droplets that remove them from the air stream by causing them to impact the module walls, collect, and drain back to the wet section of the cooling tower.



Nesting



Flow



CF150 max

PRODUCT DIMENSIONS

Cell Size	Module Dimensions		
	Depth	Width	Standard Lengths
1.50 in (38.1 mm)	5.25 in (133 mm)	12 in (305 mm) or 18 in (457 mm)	2 ft (610 mm), 3 ft (914 mm), 4 ft (1219 mm), 5 ft (1524 mm), 6 ft (1829 mm), 8 ft (2438 mm), 10 ft (3048 mm), 12 ft (3658 mm)

PRODUCT WEIGHTS & SPAN CAPABILITIES

Nominal Sheet Thickness (After Forming)	Dry Weight		Maximum Span*
	lbs/ft ²	kg/m ²	
Standard: 15 mils (0.38 mm)	1.0	4.9	4 ft (1.2 m)
Heavy Duty: 20 mils (0.51 mm)	1.4	6.8	5 ft (1.5 m)

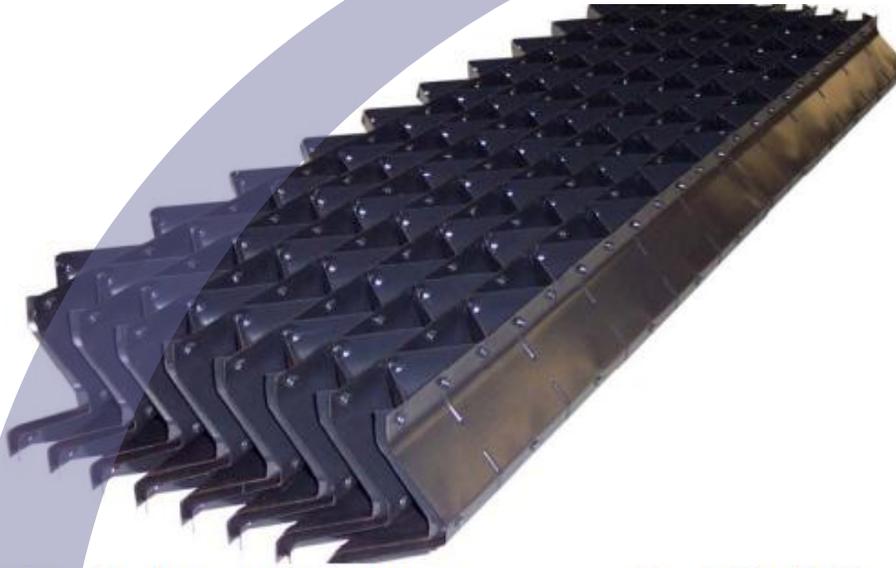
*Tested at a maximum air temperature of 115°F (46°C) on 2-in (51 mm) supports.

Materials.

Cellular Drift Eliminators are made from PVC material that meets Cooling Technology Institute Standard 136 and are UV-protected. These PVC compounds have outstanding resistance to weather exposure and are nearly impervious to chemical degradation by alkalis, acids, greases, fats, oils, and biological attacks. PVC has an excellent fire rating due to its self-extinguishing characteristics.

- high surface area provides maximum performance at minimum pressure drop.
- Patented Mechanical Assembly (MA) technology for environmentally friendly, glue-free packs that can be assembled on-site.
- Strong enough to span 6 feet, requiring a small number of support beams and reducing air blockage.
- Can be field-cut for a tight fit around columns and other structures without sacrificing structural integrity ([Dri-Seals](#) are recommended for maximum performance).
- Nests with adjacent modules to provide seamless drift removal by eliminating gaps between packs that can allow drift droplet bypass.
- Drift loss of 0.001% circulating water flow (Test Method CTI-HBIK Standard 140; with proper installation and use of [Dri-Seals](#)).
- Material meets CTI Standard 136.

CF150 max



Brentwood Industries is pleased to introduce the CF-150MAX high-efficiency drift eliminator **designed exclusively for counterflow cooling towers**. The new MA (mechanical assembly) technology provides a number of benefits, including environmental. With its fully nesting design, Brentwood's Dri Seals, and careful installation, any new counterflow cooling tower, properly designed can achieve 0.001% drift emissions per the CTI STD-140 test method. This new design offers efficient drift reduction while keeping pressure drop significantly lower than competitive cellular designs meant for crossflow cooling towers. (See CTI Paper TP06-11 showing comparative pressure drop tests of competing designs). In retrofit projects, older cooling towers will see a vast improvement of drift emissions also. Made from rigid, UV protected PVC that meets CTI STD-136 for PVC material used in cooling tower service,

Sample Specification

Drift eliminators shall be of the cellular type, Brentwood CF-150MAX or approved equal. The modules shall be made from rigid PVC that meets CTI STD-136 with UV protection and be assembled without adhesives or solvents. It shall have a flame spread rating of 15 or less (per ASTM E-84) and be designed to nest to prevent drift-bypass between modules. The air passageways shall cause the air to make at least three changes in direction.

In counterflow configuration, the modules shall be able to be supported on 48" centers (72" with optional heavy duty material) with minimal deflection. The drift eliminator modules shall measure 5.25" deep, up to 18" wide, and up to 144" long.

Nomograma para viscosidades de líquidos¹

VISCOSIDADES DE LIQUIDOS*
Para usarse como Coordenadas con la Fig. 14

Líquido	x	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído	15.2	4.8	Cloruro Estánico	13.5	12.8
Acetato de Amilo	11.8	12.5	Cresol meta	2.5	20.8
Acetato de Butilo	12.3	11.0	Dibromoetano	12.7	15.8
Acetato de Etilo	13.7	9.1	Dicloroetano	13.2	12.2
Acetato de Metilo	14.2	8.2	Diclorometano	14.6	8.9
Acetato de Vinilo	14.0	8.8	Difenilo	12.0	18.3
Acetona 100%	14.5	7.2	Eter Etilico	14.5	5.3
Acetona 35 %	7.9	15.0	Etilbenceno	13.2	11.5
Agua	10.2	13.0	Etilenglicol	6.0	23.6
Acido Acético 100%	12.1	14.2	Fenol	6.9	20.8
Acido Acético 70%	9.5	17.0	Formiato de Etilo	14.2	8.4
Acido Butírico	12.1	15.3	Freon 11	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico	11.2	18.1	Freon 12	16.8	5.6
Acido Fórmico	10.7	15.8	Freon 21	15.7	7.5
Acido Isobutírico	12.2	14.4	Freon 22	17.2	4.7
Acido Nítrico 95%	12.8	13.8	Freon 113	12.5	11.4
Acido Nítrico 60%	10.8	17.0	Freon 114	14.6	8.3
Acido Propiónico	12.8	13.8	Glicerina 100%	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110 %	7.2	27.4	Glicerina 50%	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98%	7.0	24.8	Heptano	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60%	10.2	21.3	Hexano	14.7	7.0
Alcohol Alílico	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50%	3.2	25.8
Alcohol Amílico	7.5	18.4	Yoduro de Etilo	14.7	10.3
Alcohol Butílico	8.6	17.2	Yoduro de Propilo	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100%	10.5	13.8	Isobutano	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95%	9.8	14.3	Mercurio	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40%	6.5	16.6	Metanol 100%	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5%	13.0	16.6	Metanol 90%	12.3	11.8
Alcohol Isobutilico	7.1	18.0	Metanol 40%	7.8	15.5
Alcohol Isopropilico	8.2	16.0	Metiletilcetona	13.9	8.6
Alcohol Octílico	6.2	21.1	Naftaleno	7.9	18.1
Alcohol Propilico	9.1	16.5	Nitrobenceno	10.6	116.2
Amoniaco 100%	12.6	2.0	Nitrotolueno	11.0	17.0
Amoniaco 26 %	10.1	13.9	Octano	13.7	10.0
Anhidrido Acético	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo	11.0	16.4
Anilina	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo	12.3	15.8
Anisol	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo	10.3	17.7
Benceno	12.5	10.9	Pentacloroetano	10.9	17.3
Broxido de Azufre	15.2	7.1	Pentano	14.9	5.2
Bióxido de Carbono	11.6	0.3	Propano	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono	16.1	7.5	Salmuera CaCl ₂ 25%	6.6	15.9
Bromo	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25%	10.2	16.6
Bromotolueno	20.0	15.9	Sodio	16.4	13.9
Bromuro de Etilo	14.5	8.1	Tetracloroetano	11.9	15.7
Bromuro de Propilo	14.5	9.6	Tetracloroetileno	14.2	12.7
n-Butano	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono	12.7	13.1
Ciclohexanol	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio	14.4	12.3
Clorobenceno	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo	13.8	16.7
Cloroformo	4.4	10.2	Tricloruro de Arsénico	13.9	14.5
Clorotolueno, orto	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo	16.2	16.9
Clorotolueno, meta	13.3	12.5	Tricloroetileno	14.8	10.5
Clorotolueno, para	13.3	12.5	Tolueno	13.7	10.4
Cloruro de Etilo	14.8	6.0	Turpentina	11.5	14.9
Cloruro de Metilo	15.0	3.8	Xileno, orto	13.5	12.1
Cloruro de Propilo	14.4	7.5	Xileno, meta	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo	15.2	12.4	Xileno, para	13.9	10.9

* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook 3d. ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

¹ Donald Q. Kern. "Procesos de transferencia de calor" Editorial CECSA, 1965, Sección apéndices, páginas 927 y 928

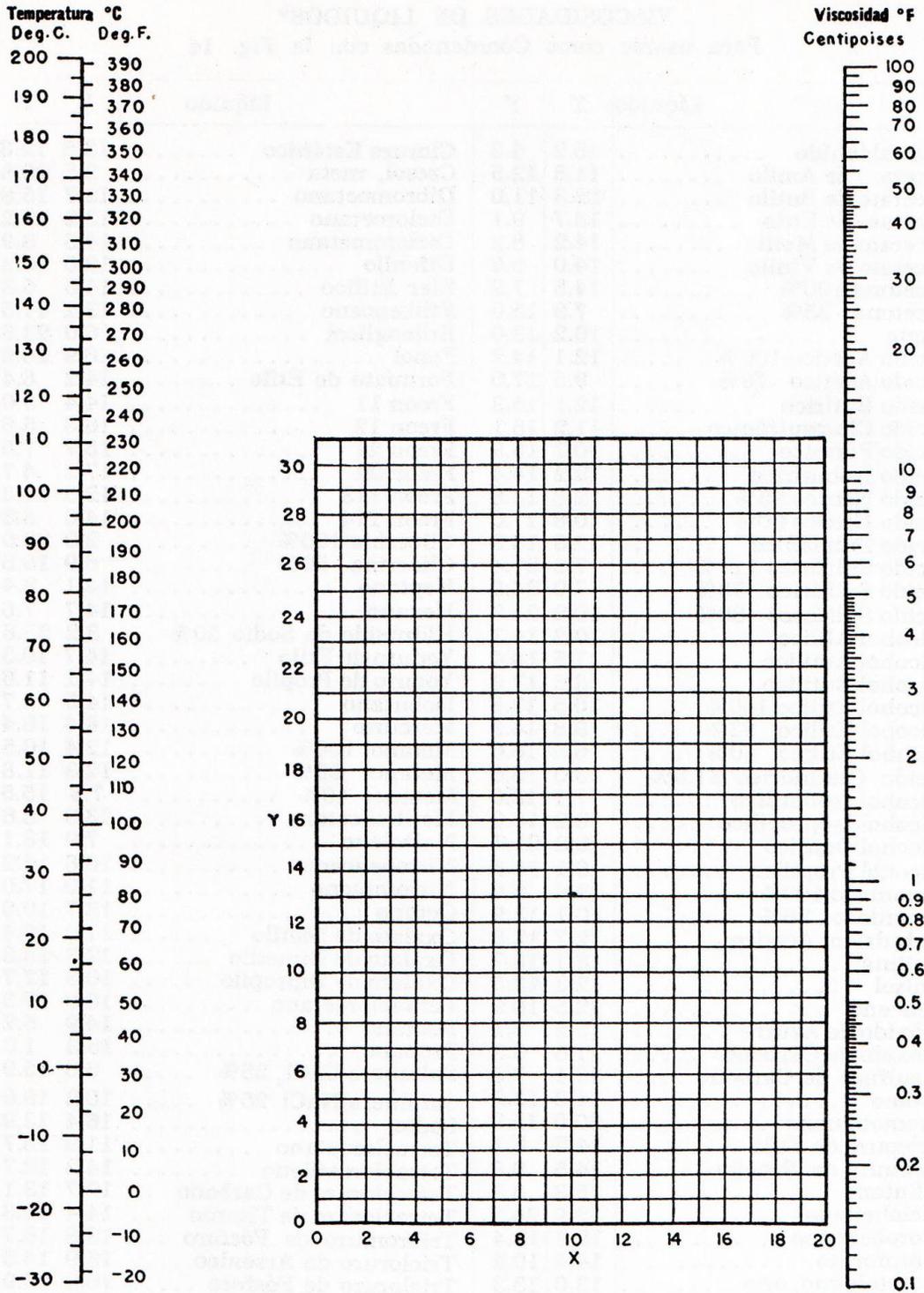


FIG. 14. Viscosidades de líquidos. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3a. ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950)

Coeficientes totales de diseño en intercambiadores¹

TABLA 8. VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. MS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB/PLG² EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE

Enfriadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U _D total
Agua	Agua	250-500 ⁴
Metanol	Agua	250-500⁴
Amoniaco	Agua	250-500 ⁴
Soluciones acuosas	Agua	250-500⁴
Sustancias orgánicas ligeras ¹	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias ²	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas ³	Agua	5-75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100

Calentadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U _D total
Vapor de agua	Agua	200-700⁴
Vapor de agua	Metanol	200-700⁴
Vapor de agua	Amoniaco	200-700⁴
Vapor de agua	Soluciones acuosas :	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500⁴
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	S-50
Vapor de agua	Gases	5-50⁶

Intercambiadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U _D total
Agua	Agua	250-500⁴
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500⁴
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas\	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas/	10-40

¹ Las **sustancias orgánicas** ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, **metil-etil-cetona**, gasolina, **kerosén** y nafta.

² Las **sustancias orgánicas** medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 centipoises e incluyen **kerosén**, **strawoil**, **gasoil** caliente, aceite de **absorbedor** caliente y algunos crudos.

³ **Sustancias orgánicas pesadas** tienen viscosidades mayores de 1.0 centipoises e incluyen **gasoil** frío, aceites lubricantes, **petróleo** combustible, **petróleo** crudo reducido, breas y asfaltos.

⁴ Factor de **obstrucción** 0.001.

⁵ **Caída** de presión de 20 a 30 lb/plg².

⁶ Estas tasas **están** influenciadas grandemente por la presión de **operación**.

Datos de tubos para intercambiadores²

**TABLA 10. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR**

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
17	0.058	0.884	0.613	0.2314	0.639		
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
17	0.058	1.13	1.01	0.2969	0.808		
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
17	0.058	1.38	1.50	0.3623	0.978		
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

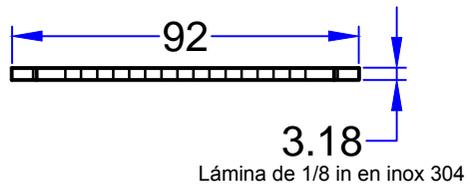
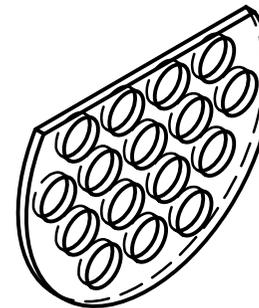
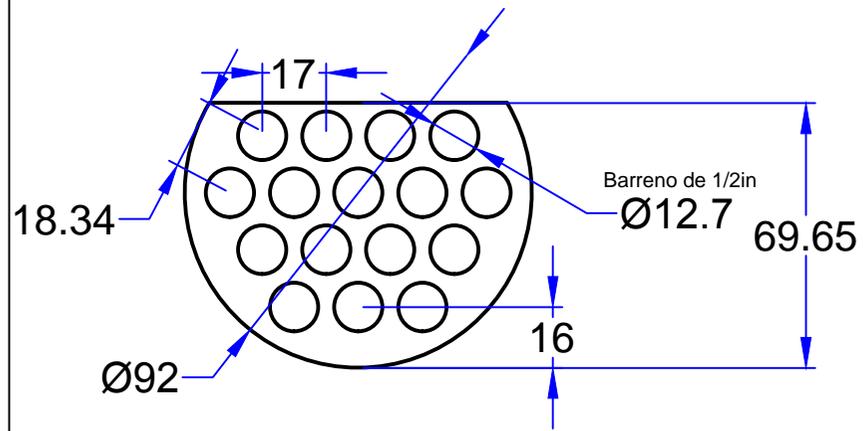
² Donald Q. Kern. "Procesos de transferencia de calor" Editorial CECSA, 1965, Sección apéndices, página 948

Propiedades físicas del agua³

Tabla A-S Propiedades del agua (líquido saturado)*

°F	°C	$c_p,$ kJ/kg·°C	$\rho,$ kg/m ³	$\mu,$ kg/m·s	$k,$ W/m °C	Pr	$\frac{g\beta\rho^2c_p}{\mu k},$ 1/m ³ °C
32	0	4.225	999.8	1.79×10^{-3}	0.566	13.25	1.91×10^9
40	4.44	4.208	999.8	1.55	0.575	11.35	6.34×10^9
50	10	4.195	999.2	1.31	0.585	9.40	1.08×10^{10}
60	15.56	4.186	998.6	1.12	0.595	7.88	1.46×10^{10}
70	21.11	4.179	997.4	9.8×10^{-4}	0.604	6.78	1.91×10^{10}
80	26.67	4.179	995.8	8.6	0.614	5.85	2.48×10^{10}
so	32.22	4.174	994.9	7.65	0.623	5.12	3.3×10^{10}
100	37.78	4.174	993.0	6.82	0.630	4.53	4.19×10^{10}
110	43.33	4.174	990.6	6.16	0.637	4.04	4.89×10^{10}
120	48.89	4.174	988.8	5.62	0.644	3.64	5.66×10^{10}
130	54.44	4.179	985.7	5.13	0.649	3.30	6.48×10^{10}
140	60	4.179	983.3	4.71	0.654	3.01	7.62×10^{10}
150	65.55	4.183	980.3	4.3	0.659	2.73	8.84×10^{10}
160	71.11	4.186	977.3	4.01	0.665	2.53	9.85×10^{10}
170	76.67	4.191	973.7	3.72	0.668	2.33	1.09×10^{11}
180	82.22	4.195	970.2	3.47	0.673	2.16	
190	87.78	4.199	966.7	3.27	0.675	2.03	
200	93.33	4.204	963.2	3.06	0.678	1.90	
220	104.4	4.216	955.1	2.67	0.684	1.66	
240	115.6	4.229	946.7	2.44	0.685	1.51	
260	126.7	4.250	937.2	2.19	0.685	1.36	
280	137.8	4.271	928.1	1.98	0.685	1.24	
300	148.9	4.296	918.0	1.86	0.684	1.17	
350	176.7	4.371	890.4	1.57	0.677	1.02	
400	204.4	4.467	859.4	1.36	0.665	1.00	
450	232.2	4.585	825.7	1.20	0.646	0.85	
500	260	4.731	785.2	1.07	0.616	0.83	
550	287.7	5.024	735.5	9.51×10^{-3}			
600	315.6	5.703	678.7	8.68			

* Adaptado de A. I. Brown y S. M. Marco, "Introduction to Heat Transfer," 3a. Ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1958.



Deflector para intercambiador de calor de coraza y tubos con lámina de 1/8in en acero inoxidable 304 para arreglo de 19 tubos de 1/2in calibre 20 con diámetro de 92 mm		MATERIAL:		Acero inoxidable 304							
MODELO:	N/A-Haz de tubos-Intercambiador	NO. DE PIEZAS:	5	UNIDAD DE MEDIDA:	mm	PROVEEDOR:	José Luis Olvera				
		MARCA:	N/A	ELABORÓ:	ECR	FECHA:	DICIEMBRE 2013	REVISIÓN:	02	FOLIO:	1/4

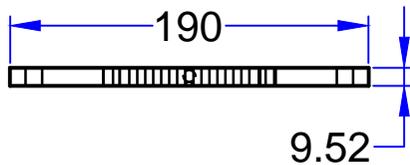
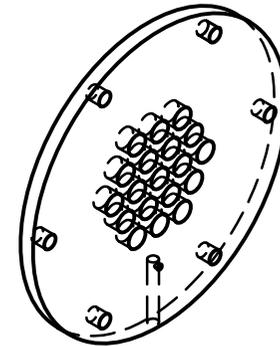
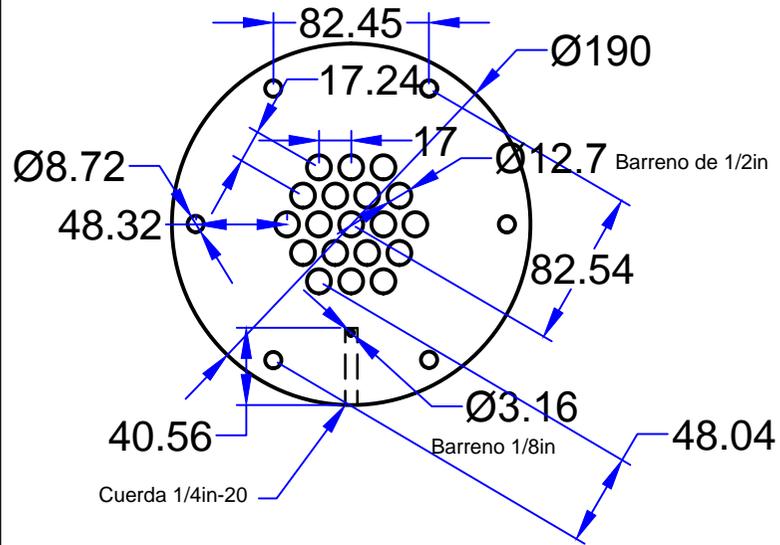
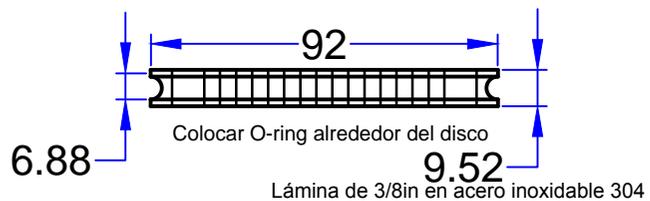
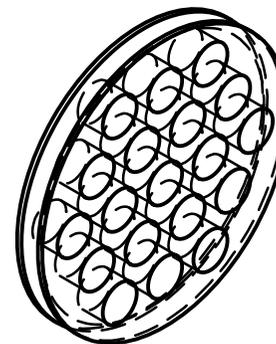
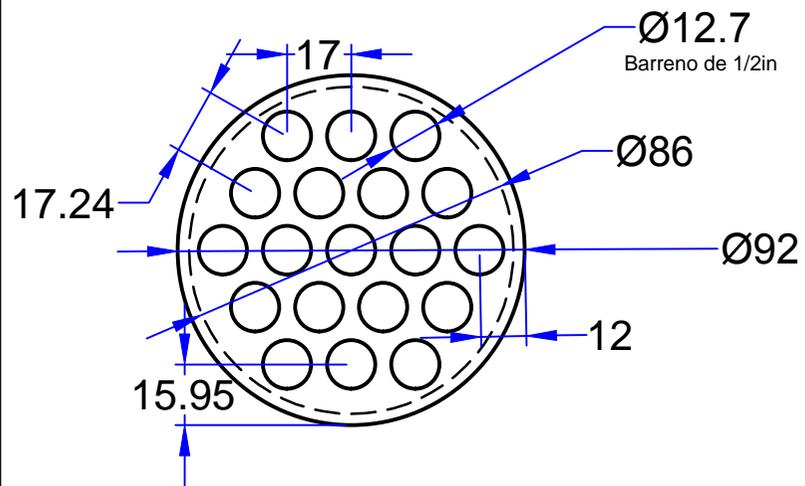


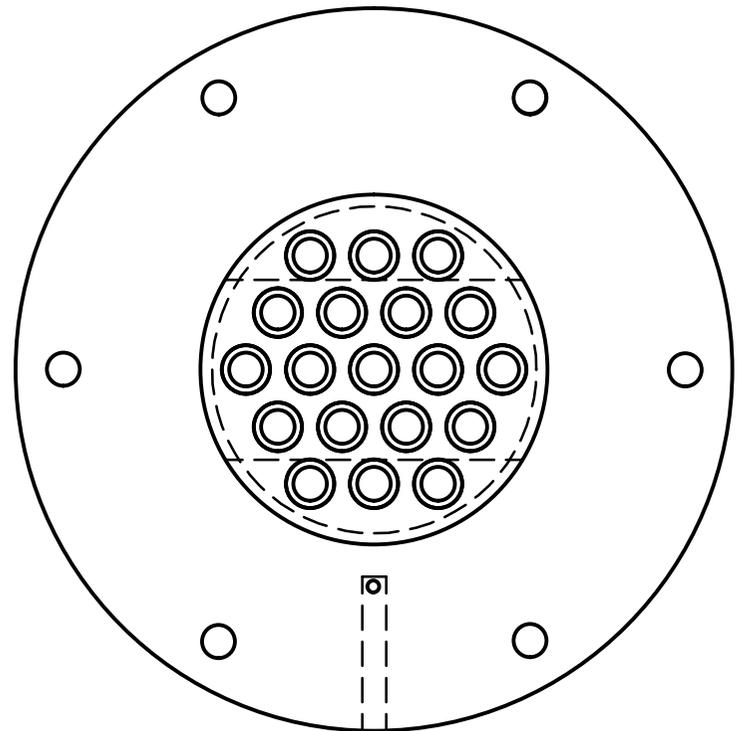
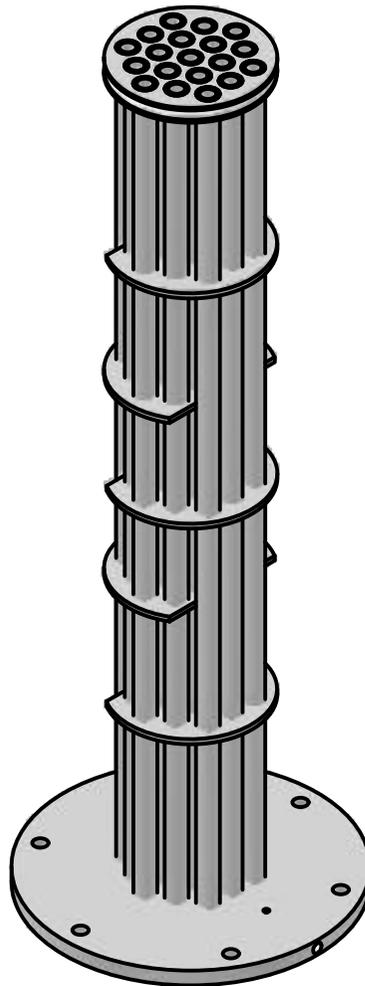
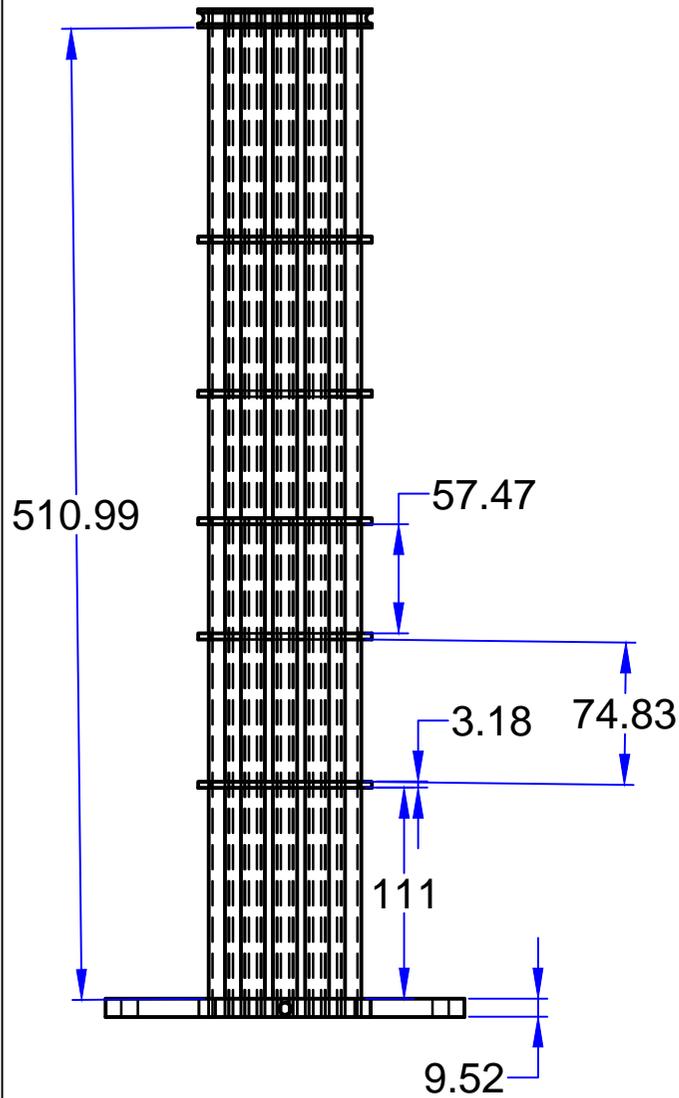
Lámina de 3/8in en acero inoxidable 304



Espejo para intercambiador de calor de coraza y tubos con lámina de 3/8in en acero inoxidable 304 para arreglo de 19 tubos de 1/2in calibre 20 con diámetro de 190 mm y descarga periférica de 1/4in-20		MATERIAL:		Acero inoxidable 304							
NO. DE PIEZAS:	1	UNIDAD DE MEDIDA:	mm	PROVEEDOR:	José Luis Olvera						
MODELO:	N/A -Haz de tubos-Intercambiador	MARCA:	N/A	ELABORÓ:	ECR	FECHA:	DICIEMBRE 2013	REVISIÓN:	02	FOLIO:	2/4



Tapa concéntrica del espejo del intercambiador de calor de coraza y tubos con lámina de 3/8in en acero inoxidable 304 para arreglo de 19 tubos de 1/2in calibre 20 con diámetro de 92 mm		MATERIAL:		Acero inoxidable 304							
NO. DE PIEZAS:	1	UNIDAD DE MEDIDA:	mm	PROVEEDOR:	José Luis Olvera						
MODELO:	N/A -Haz de tubos-Intercambiador	MARCA:	N/A	ELABORÓ:	ECR	FECHA:	DICIEMBRE 2013	REVISIÓN:	02	FOLIO:	3/4



Intercambiador de calor de coraza y tubos con arreglo de 19 tubos de 1/2in calibre 20 en acero inoxidable 316, cinco deflectores y un espejo en acero inoxidable 304 de 530 mm de longitud, área de transferencia de 4000 cm ²		MATERIAL:	Acero inoxidable 304 y 316								
NO. DE PIEZAS:	1	UNIDAD DE MEDIDA:	mm	PROVEEDOR:	José Luis Olvera						
MODELO:	N/A -Haz de tubos-Intercambiador	MARCA:	N/A	ELABORÓ:	ECR	FECHA:	DICIEMBRE 2013	REVISIÓN:	02	FOLIO:	4/4