

24
31



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

SELECCION DEL EQUIPO DE CONDENSACION DE VAPOR EN
PLANTAS DE POTENCIA

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE

INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A :

ALBERTO AGUILAR PATIÑO



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

I N D I C E

I.	INTRODUCCION.....	1
II.	DESCRIPCION DE LOS EQUIPOS.....	5
II.1	CONDENSADOR DE SUPERFICIE.....	10
II.2	AERO-ENFRIADOR.....	22
III.	CRITERIOS DE DISEÑO Y METODOLOGIAS DE CALCULO....	50
III.1	CONDENSADOR DE SUPERFICIE	
1.1	Criterios de Diseño.....	53
1.2	Metodología de Calculo	61
1.3	Diagrama de Bloques	68
1.4	Ejemplo Numerico	69
III.2	AERO-ENFRIADORES	
2.1	Criterios de Diseño.....	74
2.2	Metodología de Calculo	76
2.3	Diagrama de Bloques	85
2.4	Ejemplo Numérico	86
III.3	HOJAS DE DATOS:	95
IV.	EVALUACION ECONOMICA	101
IV.1	ESTIMACION DE COSTOS	102
IV.2	METODOS PARA LA ESTIMACION DE COSTOS	108

IV.3	CRITERIOS PARA LA EVALUACION DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO	116
IV.4	PROCEDIMIENTO PARA LA ESTIMACION DE LOS COSTOS TOTALES ANUALES	123
4.1	Condensador de Superficie	123
4.2	Aero-enfriador	128
IV.5	EJEMPLOS ESTIMACION DE LOS COSTOS TOTALES ANUALES.	131
5.1	Condensador de Superficie	131
5.2	Aero-enfriador	137
V.	CONCLUSIONES	149
	APENDICE A	155
	NOMENCLATURA	166
	BIBLIOGRAFIA	169

CAPITULO I

INTRODUCCION

En las plantas termoeléctricas, como en muchas otras industrias donde se utiliza vapor como medio motriz, el adecuado manejo de este fluido es de gran importancia y repercute directamente en la economía del proceso.

Por ejemplo en una planta termoeléctrica, la generación de potencia se efectúa de acuerdo al siguiente diagrama esquemático (Fig. I.1).

Si se quisiera obtener la máxima conversión de energía térmica en energía mecánica, cada una de las etapas del ciclo de generación de potencia tendría que ocurrir de manera reversible, lo anterior no solo es impráctico, también es imposible.

En la práctica, el agua recorre un ciclo en el cual se pretende aprovechar el máximo de energía, sin que con ello se perjudique al equipo involucrado.

Si se representa la trayectoria del agua en un diagrama de temperatura contra entropía (Fig. I.2). Tenemos lo siguiente:

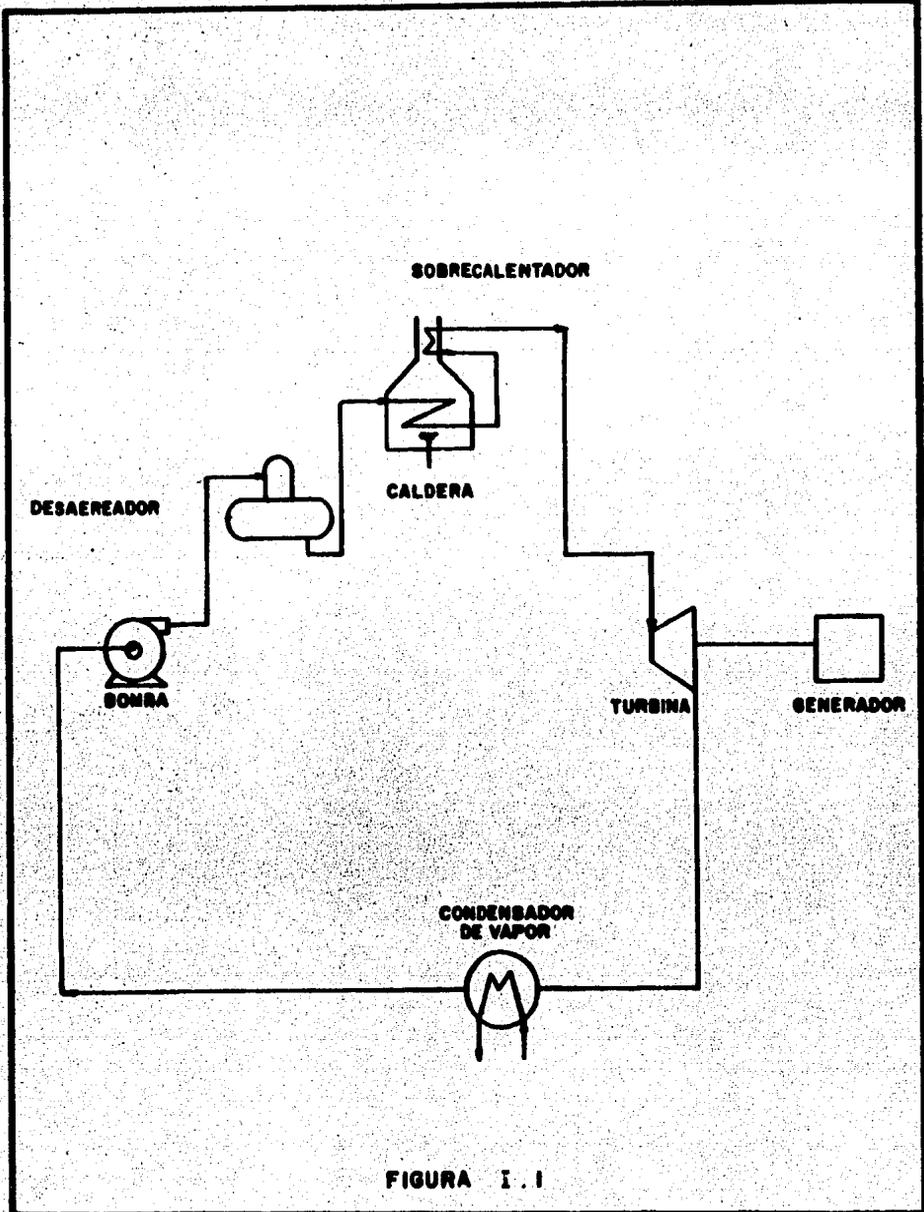


FIGURA I.1

CICLO RANKINE

TESIS PROFESIONAL 1986

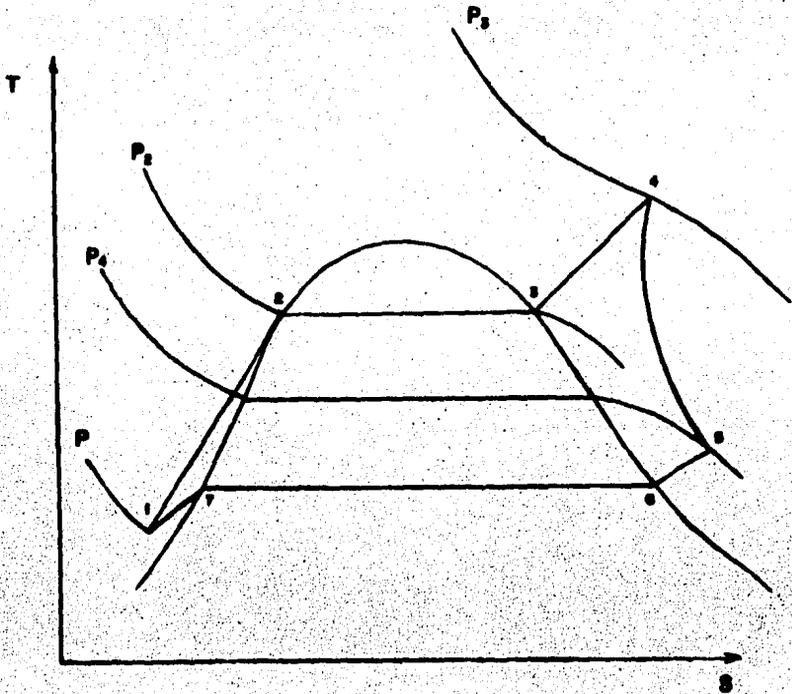
UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

Originalmente se tiene agua líquida (1), se lleva a la condición del punto de burbuja a la vez que aumenta la presión por medio de una bomba (2). En este punto se introduce a la caldera, en una primera etapa se vaporiza el agua (3), posteriormente y aprovechando los gases de combustión, se sobrecalienta el vapor al mismo tiempo que aumenta la presión de operación (4). La siguiente etapa es muy importante pues la expansión que se efectúa en la turbina, debe concluir en un punto tal que no haya mezcla líquido-vapor, esto ocasionaría erosión en las partes internas de la turbina (5).

Del punto (5) al punto (1), se efectúa un enfriamiento. Esta operación es clave dentro de la economía del proceso. Por un lado, a la salida de la turbina, el vapor debe estar lo más cerca de la zona de dos fases, sin tocarla, por las razones ya mencionadas. Por otro lado, en el punto (1), el agua debe estar en estado líquido, para que el costo del bombeo y compresión sea bajo. Al mismo tiempo se tiende hacia la zona de dos fases a fin de que el costo del precalentado no sea excesivo, de hecho esta operación es prácticamente solo una condensación.

En la gran mayoría de las plantas termoeléctricas, el equipo utilizado para la condensación de vapor, es el conocido como "Condensador de Superficie". Sin embargo, debido a-



$$P_3 > P_2 > P_1$$

FIGURA 1.2

CICLO RANKINE

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

que estos equipos presentan o pueden presentar problemas de diversa índole, tales como suministro y tratamiento del agua que se utiliza como medio de enfriamiento, etc., se ha planteado como alternativa el uso del aire ambiente como medio para efectuar la condensación, estos equipos (al igual que todas las alternativas dentro de la ingeniería) presentan ventajas y desventajas frente a los condensadores de superficie. Ambos equipos son los utilizados dentro de la industria para realizar la operación de condensación.

El objeto de este trabajo es seleccionar el equipo más adecuado para esta operación, desde el punto de vista económico. Para esto se desarrollan programas de diseño para ambos equipos, que nos proporcionen, más que un diseño final, una muy buena estimación del tamaño del equipo para un mismo servicio. Estos diseños se evaluarán mediante otro programa que contemple entre otros factores, los costos de materiales, accesorios, de inversión fija, mantenimiento y operación.

CAPITULO II

DESCRIPCION DE LOS EQUIPOS

DESCRIPCION DE LOS EQUIPOS

En este capítulo se analizan las principales partes que constituyen a los equipos de condensación de vapor más -- utilizados.

El funcionamiento de los equipos es muy parecido, - tanto el condensador de superficie como el condensador aero-enfriado presentan bancos de tubos a través de los cuales y en forma de flujo cruzado, se hace pasar el fluido con el cual - se intercambiará calor.

La gran diferencia entre ellos es el medio de remoción de calor.

El condensador de superficie utiliza agua como medio de enfriamiento, esto le concede al equipo la siguiente - ventaja sobre el aerofriador; su tamaño es relativamente pequeño, a consecuencia de esto, su costo inicial es menor; pero, el agua también le ocasiona problemas, el principal es su costo. Los condensadores de superficie en plantas de potencia consumen una cantidad de agua muy grande, su disponibilidad, - tratamiento y reutilización pueden ser factores decisivos en la selección del equipo. De la misma manera, es la naturaleza

del agua la que determina el material de tubos y esto influye directamente en el costo del equipo.

Por otra parte, el condensador aero-enfriador debe al aire sus ventajas y desventajas sobre el condensador de superficie, su disponibilidad es inmediata, no es necesario hacerle algún tratamiento previo a su utilización. Si el clima de la región es frío, es ésta una razón muy poderosa en favor de la utilización de este equipo, pues nos reduce el tamaño en forma considerable.

El pequeño coeficiente de transferencia de calor del aire, hace necesario la utilización de muy elevadas áreas de transferencia, este problema es atacado en parte con la utilización de tubos aletados, pero no es suficiente. Esto, aunado al arreglo propio del equipo, hacen que el costo inicial y la disponibilidad de terreno sean los principales puntos en contra de su utilización.

a. CONDENSADOR DE SUPERFICIE

Un condensador de superficie es un equipo de tubos y coraza que opera al vacío, se emplea en la condensación del vapor de agua utilizado en las turbinas y máquinas de vapor - que accionan sistemas de compresión, manejo de gases o turbo-generadores. Utiliza como medio de remoción de calor, el agua procedente de una torre de enfriamiento, en ocasiones el agua de mar, cuando no se dispone de otro medio de enfriamiento en la localidad.

Debido a que en las turbinas se pretende aprovechar al máximo la presión del vapor durante la conversión del calor en trabajo, éstos se diseñan de tal forma que se obtengan bajas presiones a la salida, por esta razón, los condensadores de vapor trabajan a vacío por el lado del vapor. Para especificar adecuadamente esta condición de operación del sistema, se debe tomar en cuenta que la temperatura del vapor proveniente de la turbina y la temperatura de salida del agua de enfriamiento empleada para la condensación, no tenga un acercamiento inferior a 3°C .

En el condensador de superficie, la condensación -- del vapor ocurre en la superficie externa de los tubos, por -

lo tanto, el agua de enfriamiento nunca entra en contacto con el condensado.

PARTES DE UN CONDENSADOR DE SUPERFICIE

El condensador de superficie está conectado a la -- descarga de la turbina por una boquilla colocada sobre el do-- mo de vapor, el domo de vapor es una cubierta que se encuen-- tra sobre la coraza del condensador y tiene por función dis-- tribuir el vapor sobre toda la longitud de los tubos en forma uniforme.

Los tubos son componentes básicos del condensador - de superficie, son ellos los que proveen la superficie de --- transferencia de calor. El factor decisivo en la selección -- del material de los tubos, es la corrosión producida por el - agua de enfriamiento, los materiales más usados, son aleacio-- nes de cobre y en casos especiales, aceros inoxidable. Las - longitudes más utilizadas son: 6,8, 10, 12, 16, 18, 20, 24, - 30, 32, 40, y 48 pies.

El arreglo de los tubos, varía de acuerdo con la - ingeniería de diseño, en general se tiene un mayor espacia--- miento en los tubos superiores, que va disminuyendo uniformemente hacia la parte inferior, se cuenta con arreglos especia-- les en la entrada de vapor que permitan una distribución efie-- ciente de este y una rápida evacuación del condensado.

El vapor que se maneja en el condensador, es de alta calidad, por lo que no se prevén problemas de ensuciamiento por la parte externa de los tubos, debido a lo anterior, el equipo se especifica con espejos fijos, con una junta de expansión que absorba las dilataciones térmicas de los tubos. Los tubos son rolados a los espejos en sus extremos y sostenidos a lo largo por mamparas de soporte. El equipo cuenta con una sección de subenfriamiento de aire e incondensables, su finalidad es reducir el volumen de incondensables introducidos al sistema por las conexiones de las tuberías, empaques de equipo mecánico, etc., y quitarle la humedad, mejorando así el coeficiente de condensación. Dado que el equipo opera a presión inferior a la atmosférica, los incondensables deben eliminarse mediante un sistema de eyectores.

El condensado se recibe en el pozo caliente ubicado en la parte inferior del condensador de superficie, este se diseña para acumular el condensado de un minuto de carga máxima de vapor, de aquí se envía como agua de enfriamiento a los condensadores del sistema de vacío, a la sección de tratamiento de agua, al desaerador y por último a la caldera o bien, directamente a ésta, pasando por un sistema de precalentamiento. (fig. II.1., II.2., II.3.)

LISTA DE PARTES

- 1.- CONEXION DE ENTRADA DE VAPOR.
CON JUNTA DE EXPANSION.
- 2.- CONEXION DE VAPOR (de la cámara de
Nesbee)
- 3.- BOMO DE VAPOR.
- 4.- TUBERIA DE EXTRACCION DE AIRE.
- 5.- CONEXION DEL MEDIDOR DE NIVEL
DE AGUA.
- 6.- BILLETAS DEL CONDENSADOR.
- 7.- CONEXION DEL MEDIDOR DE NIVEL
DE AGUA.
- 8.- CONEXION DEL CONDENSADO (de la
cámara de flashco)
- 9.- TUBERIA DE SALIDA DEL CONDENSADO
- 10.- POCO CALIENTE
- 11.- NAZ DE TURBO
- 12.- ENVOLVENTE
- 13.- SECCION DE ENFRIAMIENTO
- 14.- MANERAS DIVISORIAS
- 15.- MANERAS DE SOPORTE
- 16.- CONEXION DE LA VALVULA DE
SEGURIDAD
- 17.- CONEXION PARA EL AGUA DE ENFRIAMIENTO
- 18.- JUNTA DE EXPANSION

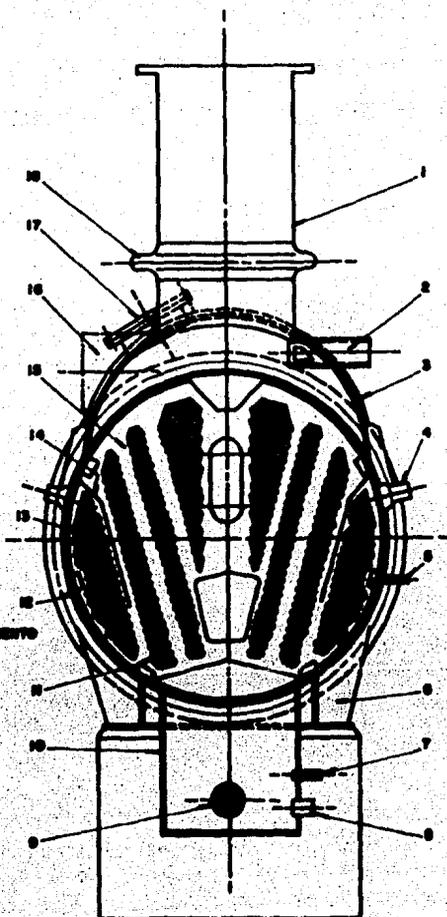
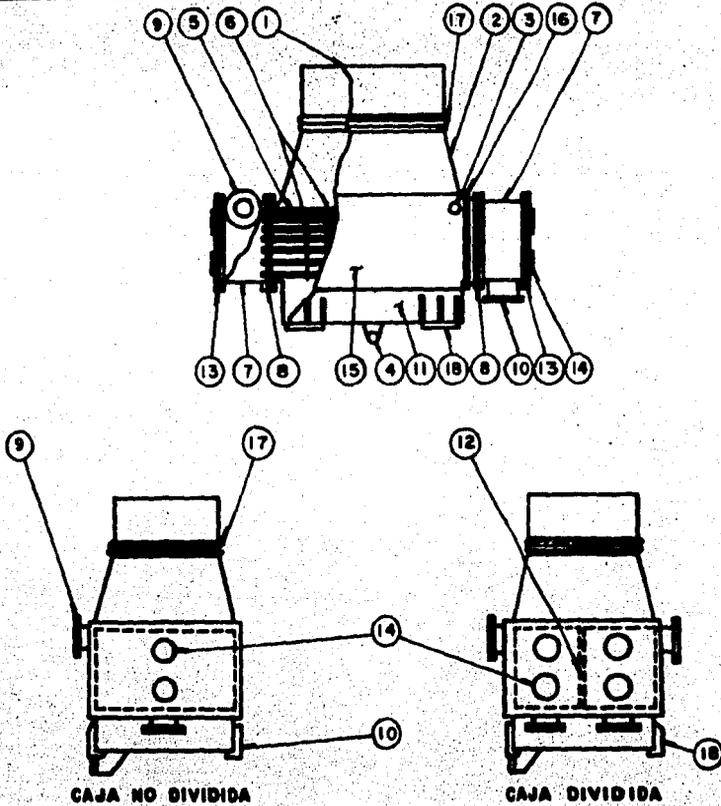


FIGURA II.1

(12)

PARTES DE UN CONDENSADOR
DE SUPERFICIE

TESIS PROFESIONAL 1986
UNAM FAC. DE QUIMICA
ALBERTO AGUILAR PATIÑO



- 1.- ENTRADA DE VAPOR
- 2.- DOMO DE VAPOR
- 3.- EXTRACCION DE AIRE-VAPOR
- 4.- SALIDA DE CONDENSADO
- 5.- TUBOS DE TRANSFERENCIA
- 6.- PLACAS DE SOPORTE
- 7.- CAJAS DE AGUA
- 8.- ESPEJOS
- 9.- SALIDA DE AGUA

- 10.- ENTRADA DE AGUA
- 11.- POZO CALIENTE
- 12.- PLACA DIVISORA DE CAJA DE AGUA
(para cajas divididas)
- 13.- TAPA DE CAJA DE AGUA
- 14.- ORIFICIO DE MANO O DE HOMBRE
- 15.- ENVOLVENTE O CARCAZA
- 16.- JUNTA DE EXPANSION DE ENVOLVENTE
- 17.- JUNTA DE EXPANSION DE LA CONEXION
- 18.- PIES DE SOPORTE

FIGURA 11.2

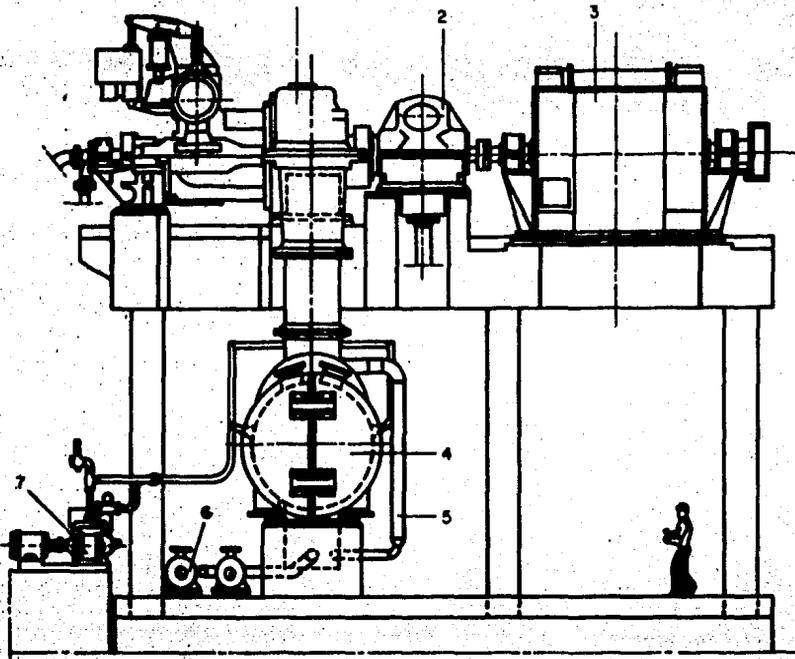
(12)

CONDENSADOR DE SUPERFICIE DE UN PASO
INDICANDO SUS PARTES

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO



- 1 .- TURBINA
- 2 .- REDUCTOR DE VELOCIDAD
- 3 .- TURBOGENERADOR
- 4 .- CONDENSADOR
- 5 .- CAMARA DE FLASHEO
- 6 .- BOMBA DE CONDENSADO
- 7 .- BOMBA DE VACIO

FIGURA II-3

(12)

ARREGLO DE UN CONDENSADOR DE SUPERFICIE
EN EL CUARTO DE TURBINAS DE UNA ESTACION
INDUSTRIAL DE POTENCIA

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

TIPOS Y CARACTERISTICAS

Existen básicamente tres tipos de condensadores de superficie dependiendo de su capacidad y de los requerimientos del proceso, estos son:

- a) **Tipo Industrial:** Tienen una capacidad de transferencia de calor hasta 30 MW (102,4 E6 BTU/H), con una área de 9,24 a 2126 m², son condensadores para plantas industriales o auxiliares para plantas de generación de potencia. Este tipo es cilíndrico y puede ser de cajas de agua sencilla o dividida. (fig.II.4)
- b) **Pequeña planta de potencia:** Su capacidad de transferencia de calor es de 10 a 100 MW (34 E6 a 340 E6 BTU/H) con una área de hasta 11,000 m², son condensadores principales para pequeñas plantas de potencia. La envolvente es rectangular y la caja de agua es dividida (fig. II.5.)
- c) **Planta de potencia:** Este tipo se utiliza en grandes plantas de potencia, tienen una capacidad de remoción de calor arriba de 80 MW ó 274 E6 BTU/H, su área de transferencia es superior a 40,660 m² y se pueden emplear arreglos en paralelo para capacidades mayores. (fig. II.6)

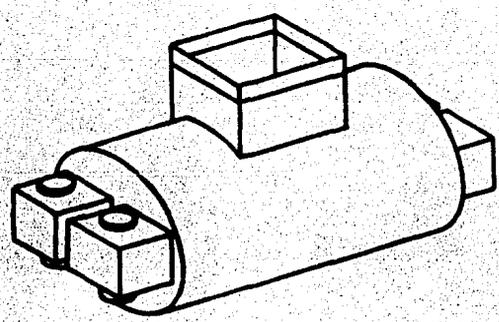
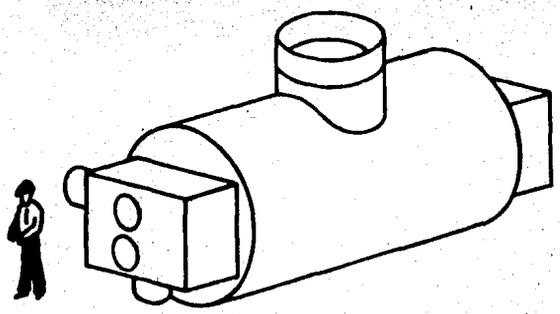


FIGURA 11.4

(12)

CONDENSADORES DE SUPERFICIE TIPO INDUSTRIAL

TESIS PROFESIONAL 1986
UNAM. FAC. DE QUIMICA
ALBERTO AGUILAR PATIÑO

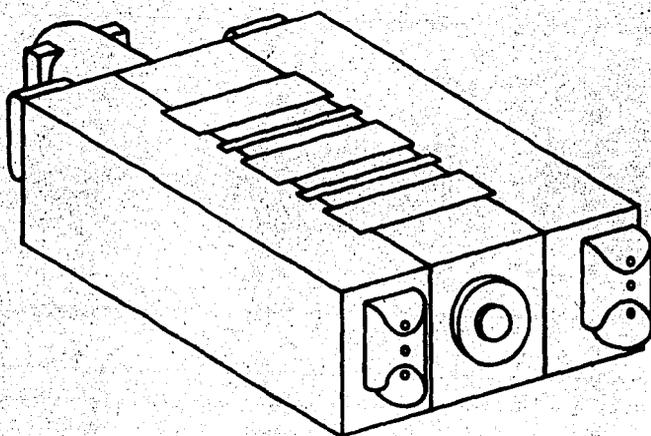
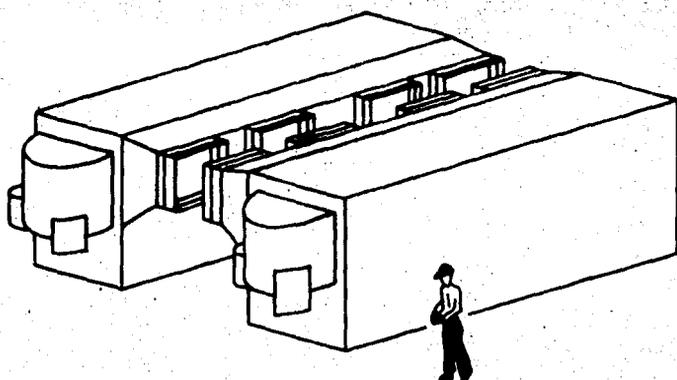


FIGURA II. 5

(12)

CONDENSADORES DE SUPERFICIE PARA
PEQUEÑAS PLANTAS DE POTENCIA

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

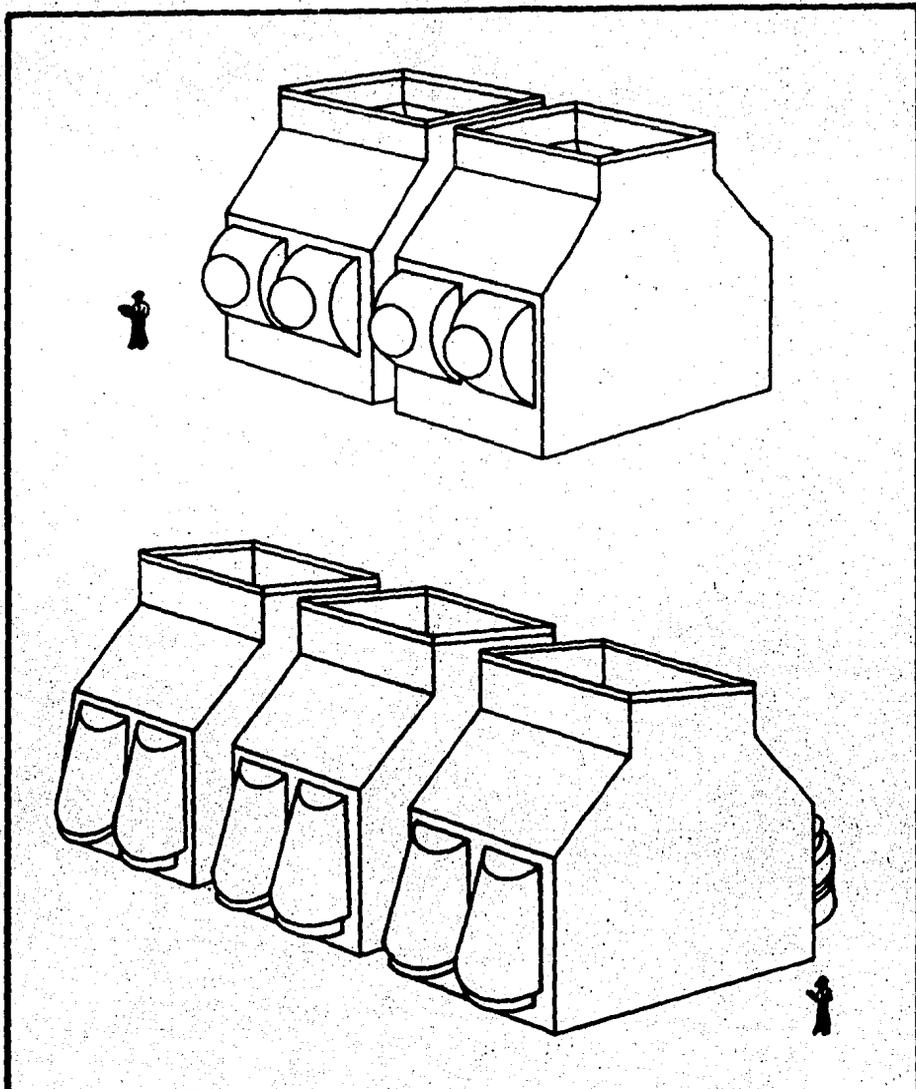


FIGURA II. 6

(12)

CONDENSADORES DE SUPERFICIE PARA
PLANTAS DE POTENCIA

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

La velocidad del agua de enfriamiento en los tubos - del condensador tiene límites, para prevenir la corrosión producida por los depósitos y la erosión. Cuando se utilizan tubos de aleaciones de cobre, los límites de velocidad del agua de enfriamiento recomendados, fluctúan entre 1.0 y 2.6 m/s.

Cuando se usen condensadores de superficie con cajas de agua divididas, el flujo de agua debe dividirse en dos partes iguales con idéntico número de tubos y pasos por el lado del agua.

b. INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE

Se ha utilizado el aire atmosférico durante muchos años para enfriar fluidos de proceso en las regiones que escasea el agua. En los lugares en donde las variaciones de temperatura durante el año son mínimas, se usan enfriadores de aire para la mayor parte del proceso de enfriamiento.

Un cambiador de calor enfriado por aire, aroenfriador, consiste de un banco de tubos, en general aletados, por dentro del cual se hace pasar un fluido de proceso que se desea enfriar. Por fuera de dicho banco, mediante un ventilador, se hace pasar una corriente de aire, reduciendo la temperatura del fluido de proceso hasta algún punto cercano a la del bulbo seco del aire.

PARTES DE UN AERO-ENFRIADOR:

Los aero-enfriadores están constituidos por un conjunto diverso de partes que pueden agruparse de la siguiente manera:

1) Partes mecánicas

- 2) Partes estructurales
- 3) Superficies de intercambio de calor
- 4) Equipo para el suministro de energía
- 5) Aditamentos especiales de protección y control.

1) Partes Mecánicas:

Son aquellos accesorios que forman parte del equipo mismo que están en relación directa con el fluido del proceso y su especificación está afectada por las condiciones del proceso y las limitaciones del diseño. Entre --- otros se pueden mencionar:

- a) Cabezales de distribución y retorno
- b) Ventiladores
- c) Boquilla de alimentación, de venteo y de des-
carga.
- d) Cajas de distribución de aire
- e) Soporte de tubos
- f) Tiras de sellos y tornillería.

2) Partes Estructurales:

Se refieren a diversos elementos cuyo fin es el de soportar a los elementos constitutivos del intercambiador y además proporcionar acceso adecuado al equipo. Se pueden mencionar:

- a) Columnas de soporte, verticales y horizontales.
- b) Soporte de motor y ventilador
- c) Escaleras de acceso
- d) Soportes menores y tirantes
- e) Rieles movibles.

3) Superficies de intercambio de calor:

Son las superficies relacionadas con el intercambio de calor al fluido de proceso.

- a) Tubos
- b) Aletas

4) Equipos para el suministro de energía: (Equipo mecánico)

La función de este equipo es transmitir movimiento o energía para mover el aire a través del banco de tubos; - dependiendo del tipo de ventilación que sea necesario, se pueden presentar:

- a) Reductores de velocidad
- b) Motores eléctricos
- c) Motores hidráulicos de velocidad variable
- d) Turbinas de vapor
- e) Motores de combustión interna

5) Aditamentos especiales de protección y control:

Incluye una serie de accesorios cuyas funciones son: mejorar el rendimiento de la unidad, proporcionar protección sobre los efectos climáticos y ambientales, facilitar el control de las condiciones de operación y de flujo de aire. Un ejemplo son:

- a) Persianas y sistemas de control
- b) Anillos de protección
- c) Colectores de agua de lluvia
- d) Mallas protectoras
- e) Sistemas de control del ángulo de aspas
- f) Sistemas de control de suministro de energía

SELECCION DE LOS PARAMETROS INVOLUCRADOS EN EL DISEÑO DE UN AERO - ENFRIADOR

TEMPERATURA DE DISEÑO Y ACERCAMIENTO DE TEMPERATURA

En la selección de la temperatura de entrada del aire para el diseño, se debe tomar en cuenta la localización geográfica de la planta, al igual que las condiciones climatológicas del lugar.

Uno de los factores mas importantes para seleccionar la temperatura de diseño de aire, es la temperatura de bulbo seco. En general, la temperatura de diseño deberá ser de 6 a 11 °C (dependiendo de la localización y las condiciones de proceso) menor que la máxima temperatura ambiente del aire.

Para la selección de la temperatura de diseño del aire, es de gran utilidad basarse en las curvas anuales de temperatura, ya que proporcionan el número de horas que igualan o exceden de 1 a 5% del total de horas anuales, más 3 °C para considerar posibles recirculaciones de aire. Las temperaturas de diseño mas usadas oscilan entre 26 y 36 °C.

A medida que la temperatura de salida del fluido de proceso se acerca a la temperatura de entrada del aire, menor será la LMTD, en consecuencia, el enfriador será más sensible a cambios en las condiciones climatológicas, a la localización del enfriador, a la recirculación del aire, a los cambios en las condiciones de proceso, etc.

Es recomendable para un aerofriador, un acercamiento mínimo de alrededor de 20 °C (temperatura de salida del fluido de proceso, menos la de entrada del aire), con esto se logra un balance adecuado entre la eficiencia, economía y operación. Sin embargo, en ocasiones un acercamiento de más o menos 10 °C, pudiera ser económico.

TIPO DE TUBO ALETADO

Los enfriadores con aire utilizan (en general), tubos aletados, éstos proporcionan una mayor superficie que compensa la baja capacidad del aire para transferir calor.

En la evaluación de los tubos aletados, se debe considerar, además de la capacidad para transmitir calor o su funcionamiento por largos periodos de operación con repetidos choques térmicos, lo siguiente:

a) El espesor promedio de la aleta, ya que influye en el flujo de calor que pasa a través de ella y en su rigidez estructural relativa.

b) La sección transversal de la aleta, determina su eficiencia y fuerza estructural. La forma parabólica es ideal, la triangular es ligeramente menos efectiva, pues para una misma altura presenta menos superficie de transferencia. Se usa la triangular porque es mas facil de fabricar y mas barata.

c) El método de unión de la aleta, lo cual determina la superficie de la aleta en contacto con la superficie externa del tubo y a la vez, el flujo de calor entre el tubo y el material de la aleta.

d) La textura de la superficie de la aleta, ésta controla la resistencia al flujo del aire.

Térmicamente se considera aleta óptima a aquella que dá los coeficientes más altos con la mínima cantidad de metal, el comportamiento del diseño de la aleta con respecto a su eficiencia y al coeficiente del aire es:

1) El coeficiente de transferencia de calor del

aire, es inversamente proporcional a la eficiencia de la aleta.

ii) La eficiencia de la aleta es directamente proporcional a la conductividad térmica del material de la aleta.

iii) La eficiencia de la aleta es directamente proporcional a su espesor e inversamente proporcional a su altura.

iv) La eficiencia de la aleta es inversamente proporcional al número de aletas por pulgada.

Del correcto balance de estos factores, depende el buen diseño de las aletas.

Los tubos aletados proporcionan una relación de área extendida a área del tubo desnudo de 7 a 25, siendo el óptimo económico cuando la relación área extendida/ área tubo desnudo, es similar a la relación de las resistencias térmicas aire - fluido. (Bajo una misma área de transferencia).

El diámetro externo de los tubos puede ser de 15.8 mm a 152.4 mm, siendo el de 25.4 mm, el más utilizado. Las aletas, en general, tienen forma de espiral con una frecuencia de 276 a 552 aletas por metro, con una altura de entre 7.94 mm a -

25.4 mm y espesores de 0.25 a 0.89 mm. Los bancos de tubos son rectangulares y cuentan con 3 a 8 camas de tubos aletados con un arreglo triangular y espaciamiento de aproximadamente 2.5 veces el diámetro del tubo. El material de las aletas puede ser: acero, cobre y aluminio siendo este último el más utilizado por su buena conductividad térmica y fabricación económica.

TIPOS DE ALETA

ACOPLADA Y TENSIONADA. Esta aleta es adecuada para elevadas temperaturas del fluido de proceso, del orden de 400-°C. Una arista de esta aleta se enrolla en una ranura helicoidal con una determinada profundidad (0.21 a 0.30 mm).

BIMETALICA EXTRUIDA. Esta aleta se obtiene extruida a partir de un tubo de aluminio que cubre o forra al tubo principal. Esta aleta es excelente porque proporciona la mayor presión promedio de contacto (73.4 kg/cm^2). Se recomienda para atmósferas corrosivas, períodos largos de vida útil y temperaturas del fluido de proceso de hasta 315 °C.

ENROLLADA EN L. Son aletas en espiral con un doblez sobre la base, igual en ancho al espaciamiento entre aletas. La presión de contacto es de 17.58 kg/cm^2 en promedio, se

usa para temperatura máxima de 232 °C.

ENROLLADA DOBLE L. Es muy parecida a la anterior - solo que la base del tubo está protegida con dos capas del material de la aleta. Se recomienda en atmósferas corrosivas y temperaturas del fluido de hasta 232 °C.

TENSIONADA. Este tipo de aleta se enrolla en espiral, por una de sus aristas, sobre el tubo principal. Se recomienda para temperaturas del fluido de proceso de hasta 150 °C. (Fig. II.8).

La temperatura de operación de las aletas depende básicamente de la naturaleza bimetalica del tubo aletado. Lo más común es que el tubo sea de acero al carbón y la aleta de aluminio, estos tienen diferentes coeficientes de dilatación. Si se trabaja a altas temperaturas, las diferencias en dilatación son tales que puede haber desprendimiento de la aleta.

DISTRIBUCIÓN DE PASOS POR TUBOS

En aero-enfriadores es posible tener uno o más pasos por tubos. Cuando se tienen más de dos pasos, la distribu-

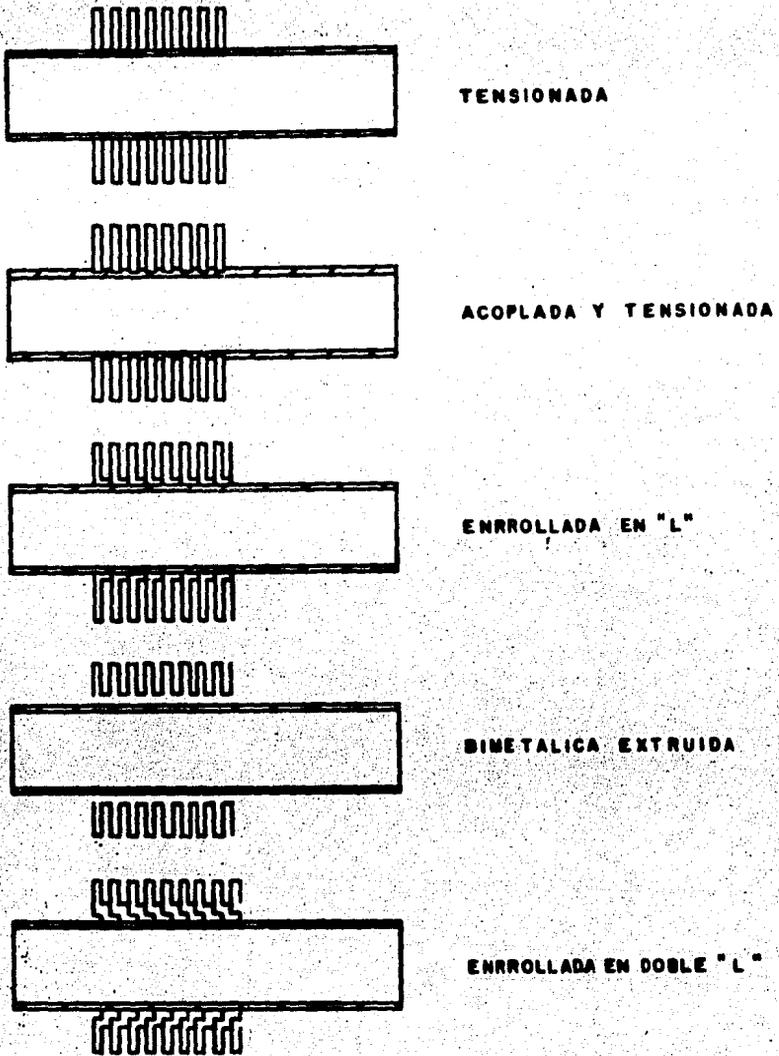


FIGURA 11.8

(7)

TIPOS DE ALETAS

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

ción de los tubos por paso puede ser en dos direcciones: de "arriba - abajo" y de "lado a lado".

En la distribución de "arriba - abajo" el primer paso por tubos corresponde a la hilera superior y el último paso a la hilera inferior del banco de tubos. En la distribución "lado a lado", se divide el haz de tubos en segmentos verticales, distribuyéndose los tubos de cada paso entre todas las hileras del haz de tubos.

La distribución "arriba - abajo", se aproxima a un arreglo a contracorriente, mientras que en términos del factor de corrección " F_T " de la LMTD, la distribución "lado a lado" es idéntica a un solo paso por tubos, dado que la temperatura de entrada del aire es la misma para todos los pasos.

Si la distribución de los tubos en todos los pasos (camas) es igual y se tiene el mismo número (o casi) de tubos por paso, se dice que es un arreglo simétrico. De lo contrario se tiene un arreglo asimétrico. Los arreglos asimétricos requieren del cálculo específico de la LMTD, F_T , coeficiente y caída de presión para cada paso de acuerdo a su configuración particular, estos arreglos resultan convenientes en servicios con sobrecalentamiento-condensación-subenfriamiento o en fluf-

dos sin cambio de fase, donde se requiera mantener constante la velocidad de flujo. Vgr. flujos viscosos.

C A B E Z A L E S

Los aero-enfriadores presentan básicamente cuatro tipos de cabezales:

1. CABEZAL DE CAJA O PLUG HEADER. Consiste de un espejo y tres placas más para conformar una caja. Este tipo de cabezal se recomienda para servicios moderadamente limpios con presiones de operación inferiores a 10.55 kg/cm^2 , servicios pequeños y mantenimiento poco frecuente.

2. CABEZAL DE TAPA PLANA REMOVIBLE. Corresponde al cabezal tipo "N" de la clasificación del tema. Este tipo de cabezal se aplica únicamente a intercambiadores de espejos fijos. Se recomienda para servicios moderadamente limpios con temperaturas y presiones moderadas.

3. BONETE REMOVIBLE. Corresponden al cabezal tipo "B" de la clasificación del tema. Consiste de una sola pieza formada por un carrete, una tapa hemisférica y una brida para-

la unión bonetecoraz. Es la opción más económica, la única desventaja de este cabezal, radica en la necesidad de remover todo el canal y sus líneas de conexión para poder inspeccionar y dar mantenimiento al equipo.

4. CABEZAL DISTRIBUIDOR. Es un diseño constituido por un tubo distribuidor que alimenta a un conjunto de tubos en "U". Este cabezal se recomienda para servicios a altas presiones, mayores de 70.3 kg/cm^2 , relativamente limpios.

Para servicios con rangos de temperatura altos, mayores de $110 \text{ }^\circ\text{C}$ y varios pasos por lado de tubos, es necesario dividir el cabezal en dos o más partes independientes, esto permite la expansión térmica diferencial de los tubos (FIG. II.9).

POSICION DEL HAZ DE TUBOS

Un aero-enfriador convencional, tiene el banco de tubos en forma horizontal, esta es su principal desventaja ya que ocupa una área considerable. En promedio requiere de entre 4 a 10 veces mas área que su equivalente intercambiador de tubos y envolvente que utiliza agua como medio enfriante. Con

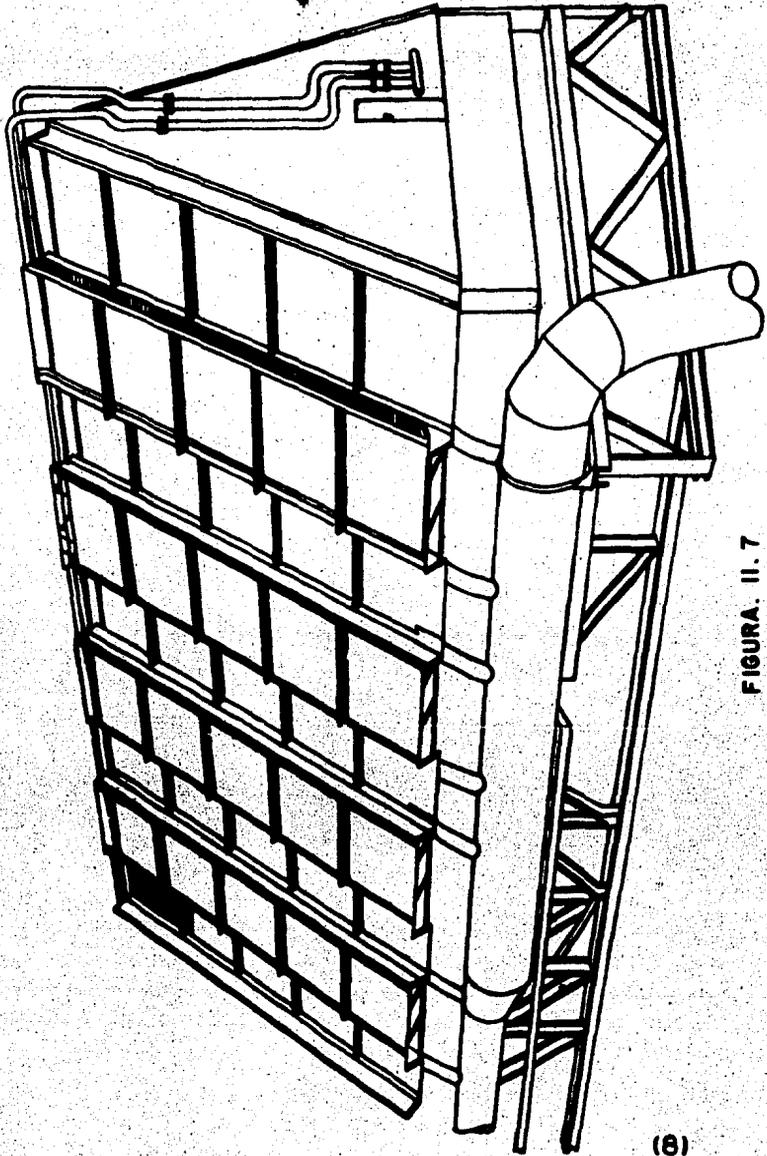


FIGURA. II. 7

(8)

CONDENSADOR AERO - ENFRIADO

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

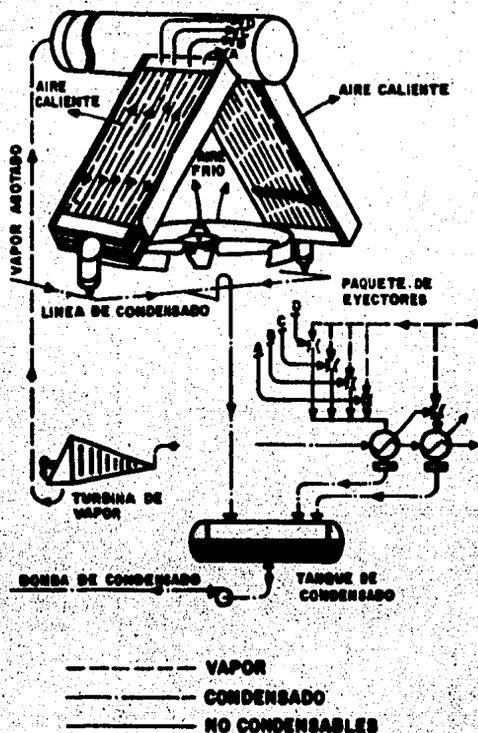


FIGURA II.9

(8)

DIAGRAMA DE FLUJO DE VAPOR

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

objeto de minimizar esta desventaja, se han desarrollado aerofriadores con banco de tubos inclinados, en forma de "A" para unidades de tiro forzado y en forma de "V" para unidades de tiro inducido.

Estas formas, "A" y "V", tienen las siguientes ventajas:

1. Ocupan 50% menos espacio que el de tubos horizontales.

2. Se reduce considerablemente la radiación solar sobre el haz de tubos.

3. Se reduce la construcción de la cámara de aire.

Las desventajas son:

1. Estos diseños son adecuados solo para tubos cortos, esto es para asegurar un área adecuada de tubos sobre el ventilador.

2. Los ventiladores requieren mayor potencia.

3. Se requiere mayor número de elementos estructurales.

por lo tanto es más caro.

4. Dado que los tubos están más expuestos a la dirección del viento, el equipo se hace más sensible a los cambios de éste.

TIPO DE TIRO

TIRO INDUCIDO. Es cuando el ventilador está colocado sobre los tubos e induce el aire a través de ellos.

VENTAJAS:

1. Mejor distribución del aire a través del haz de tubos.
2. Menor posibilidad de recirculación de aire caliente, ya que la velocidad de descarga es de 2 a 3 veces la de entrada.
3. El ruido es menor que en el de tiro forzado.
4. Mejor control y estabilidad en la temperatura de salida del fluido de proceso ya que el 60% del área expuesta del

banco de tubos está cubierta por el plenum, lo cual reduce los efectos del clima.

5. Es más fácil detectar fugas en la unión tubo-espejo.

6. Mayor capacidad de enfriamiento durante el paso del ventilador dado el efecto de tiro natural.

Limitaciones y Desventajas.

1. Requiere mayor potencia para el ventilador si el incremento de temperatura del aire es alto.

2. Para prevenir el daño potencial al ventilador, engranes, impulsor, etc., la temperatura de salida del aire debe ser: 94 °C máximo. Esta temperatura no está bien definida en el estándar API 660. A temperaturas mayores a ésta, el material de aspas debe ser de acero inoxidable o monel, lo cual resulta más caro, por otro lado, si bien es cierto esta temperatura es alta en cuanto a razones de seguridad, la "Dilución" del aire caliente es casi instantánea.

3. El mantenimiento al ventilador es más difícil.

4. Es mas difícil remover los bancos de tubos para el mantenimiento, ya que se requiere mover la cámara de aire, el ventilador y su equipo mecánico.

TIRO FORZADO: Es cuando el ventilador está colocado - abajo de los tubos para forzar al aire a pasar a través de - ellos.

Ventajas:

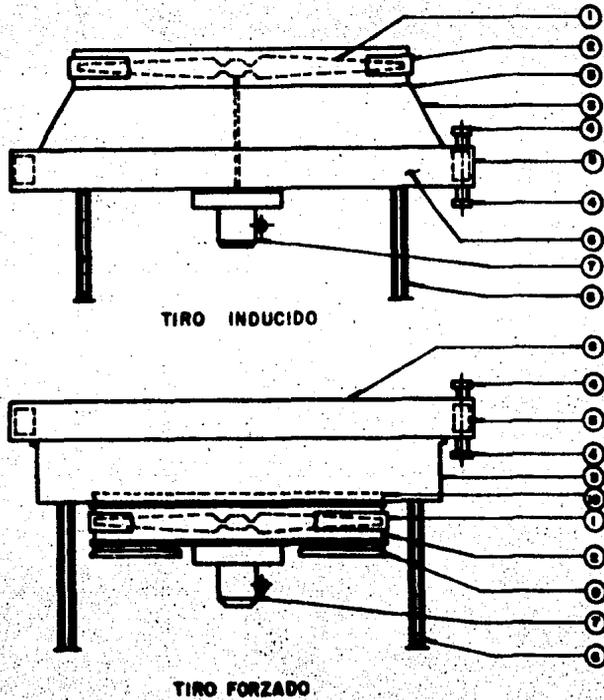
1. Requiere menor potencia para el ventilador cuando - el incremento de temperatura del aire es elevada.

2. Mayor accesibilidad para el mantenimiento de los - componentes mecánicos y mantenimiento o reemplazo del banco de tubos, sin remover el ventilador y su equipo mecánico.

Desventajas:

1. Mala distribución del aire a través del banco de tu bos.

2. Mayor posibilidad de recirculación de aire caliente dada su baja velocidad de descarga.



- | | |
|-------------------------|----------------------|
| 1 VENTILADOR | 6 HAZ DE TUBOS |
| 2 ANILLO DEL VENTILADOR | 7 MOTOR |
| 3 CAMARA | 8 SOPORTE |
| 4 BOQUILLA | 9 CAMPANA DE ENTRADA |
| 5 CABEZAL | 10 CAMPANA DE SALIDA |

FIGURA II. 10

(7)

TIPOS DE TIRO EN UN AEROENFRIADOR

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

3. Para cuando falla el ventilador, el efecto de tiro natural es menor.

4. Total exposición del banco de tubos a los efectos climatológicos (Fig. II.10).

TIPO DE CAMARA DE AIRE

La cámara de aire es el espacio existente entre el ventilador y el haz de tubos, su función es distribuir el aire en forma uniforme a través del haz de tubos y cambiar la velocidad del aire. Existen dos tipos de cámaras de aire: De caja y de transición.

La cámara de aire de transición proporciona mejor distribución de aire. En general, por problemas estructurales no se usa en unidades de tiro forzado.

Las cámaras de aire tipo caja con construcción de panel, se deben diseñar de tal manera que forme parte integral de la estructura del enfriador. Este tipo de cámara se usa en unidades de tiro forzado. En los dos tipos de cámara de aire, se deberá tener un terminado tipo campana en ambos extremos del anillo del ventilador. Cada ventilador deberá tener su ca

para de aire para prevenir la recirculación del aire.

La distancia entre ventilador y banco de tubos que proporciona una distribución satisfactoria es de entre medio a un diámetro del ventilador.

Si bien la configuración de la cámara de aire es importante para una buena distribución de aire, se debe considerar que una baja caída de presión en el haz de tubos favorece una mala distribución de aire. En unidades de tiro forzado se recomienda tener una caída de presión a través del haz de tubos igual o mayor a tres veces la cabeza de velocidad desarrollada por el ventilador, de lo contrario se deberá incrementar a más de 45% la cobertura del ventilador, para asegurar que el aire pasará uniformemente a través de todo el largo de los tubos.

TIPO DE ACCIONADOR

El accionador del ventilador puede ser: motor eléctrico, turbina de vapor, motor de combustión interna o motor hidráulico. De éstos el motor eléctrico es la opción más atractiva por su respuesta inmediata y menor mantenimiento. En general, se utilizan las turbinas de vapor en paralelo con los motores eléctricos como relevo a falla de energía eléctrica o

para permitir un control de velocidad variable en el ventilador.

TIPO DE REDUCTOR DE VELOCIDAD

A excepción de los ventiladores muy pequeños, es necesario el uso de reductores de velocidad, ya que los ventiladores grandes deben girar a una velocidad inferior a la de los motores, ésto con el fin de reducir el nivel y las posibilidades de vibración.

Si el diámetro del ventilador es 5 pies o menos, y la potencia del motor es menor a 7.5 HP, el ventilador puede estar acoplado directamente al motor. En este tipo de arreglo, la velocidad del ventilador se deberá limitar a 16 RPM.

El reductor de velocidad más común es la banda de transmisión, ya que su adquisición, instalación y operación son baratas. Se puede utilizar con motores eléctricos de hasta 30 HP y ventiladores con diámetro de 4.9 m.

VENTILADOR

Un elemento crítico en el diseño de los enfriadores -

por aire es la especificación del ventilador, su funcionamiento está vinculado con la caída de presión a través del haz de tubos y de este punto depende en un alto porcentaje la buena o mala operación del enfriador.

Los aero-enfriadores utilizan ventiladores de flujo axial, tipo propela, con aspas aerodinámicas, pues requieren desplazar un gran volumen de aire a presiones estáticas de 6.35 a 25.4 mm de agua. Las aspas no aerodinámicas, lados rectos, funcionan bien a bajas presiones estáticas; pero no son adecuadas para el rango medio o alto de presión estática que normalmente requieren los aero-enfriadores.

El diámetro del ventilador puede variar de 0.75 a 9.1 m y con 4 hasta 10 aspas cada uno. El material de las aspas puede ser: aluminio (extruido, moldeado o laminado), acero al carbón, acero inoxidable, monel, plástico (moldeado o laminado) y de fibra de vidrio.

Las aspas de aluminio o aleaciones de aluminio, son ligeras y resistentes a la corrosión, tienen una temperatura máxima de operación de 148 °C. Las aspas de materiales o aleaciones especiales como el acero inoxidable o el monel, se utilizan para temperaturas elevadas y/o ambientes altamente corrosi

VOS.

La fibra de vidrio es muy resistente a los efectos corrosivos de la mayoría de los ácidos, gases y materiales orgánicos, su construcción es tan fuerte como la metálica pero más flexible, ligera y económica, la temperatura máxima de operación es de 94 °C, por regla, debe evitarse el uso de aspas de plástico y fibra de vidrio en unidades de tiro inducido.

Si bien, el costo inicial de la unidad es menor si se utiliza un solo ventilador por bay, se recomienda utilizar dos o más por bay; con esto se logra mejor distribución del aire, ahorros de energía y mayor flexibilidad de operación y control.

El ángulo de las aspas puede ser fijo o variable, se usa el ángulo variable en ventiladores de más de 1.5 metros. Estos se construyen con ajuste manual o automático. Los primeros son más económicos; pero, se requiere detener el ventilador para hacer el ajuste necesario. La opción más atractiva consiste en instalar dos ventiladores por bay, uno con ajuste manual y otro con ajuste automático.

Normalmente el ángulo del ventilador tiene un ángulo de desplazamiento de hasta 45° , hasta la descarga de aire y la potencia del ventilador, son relación directa del ángulo de las aspas. En general, para la operación normal se fija de 15° a 20° positivos y se deja un margen positivo hasta de 30° para absorber los HP de diseño del ventilador, y un margen negativo de 10 a 15° para contrarrestar las corrientes de convección natural a través del haz de tubos cuando se tengan temperaturas ambientales muy bajas y no se pueda tolerar un sobreenfriamiento del fluido del proceso. En todo caso, el ventilador deberá tener un exceso mínimo de capacidad equivalente a un ángulo adicional de 2° de 2.5 mm de presión sobre el punto de operación de diseño y antes de alcanzar la "Condición Límite".

El ventilador de un aero-enfriador, se debe especificar con especial atención a su punto máximo de operación, stall point, que se desarrolla cuando el ventilador no puede desplazar más aire aún cuando se incremente la potencia. En servicios críticos se recomienda instalar ventiladores con 6 ó más aspas ya que tienen un mayor "Punto Límite".

El nivel de ruido está directamente relacionado con la velocidad lineal de las aspas del ventilador, para manejar un mismo volumen de aire con menor velocidad, se requiere un ma -

por número de aspas o aspas más anchas. En cualquier caso, la velocidad no debe exceder de 400 RPM ó 12,000 pies/seg de velocidad en el extremo de las aspas, tanto por razones mecánicas como para limitar el nivel de ruido.

Con objeto de favorecer una buena distribución del aire a través del haz de tubos, la superficie del anillo debe ser, por lo menos, un 40% de la superficie expuesta del haz de tubos.

(Nota) velocidad lineal = $3.1416 \cdot D \cdot \text{RPM}$.

CAPITULO III

CRITERIOS DE DISEÑO Y METODOLOGIAS

DE CALCULO DE LOS EQUIPOS

SELECCION DE PARAMETROS DE DISEÑO

Parámetros de diseño son todas aquellas variables -- del equipo, que el diseñador debe especificar para definir a este. De estas variables se tienen múltiples alternativas que satisfacen los requerimientos de operación y mantenimiento -- propias del equipo, como ayuda para la selección de la alternativa adecuada, existe un conjunto de reglas generales o criterios de selección que se han establecido como prácticas de diseño.

Los criterios de selección de los parámetros de diseño son numerosos y cualitativos, teniendo como objetivo central el costo-mantenimiento del equipo, sin embargo, la decisión final puede estar afectada por otros factores tales como: la utilización de materiales especiales, problemas estructurales, corrosión, altas temperaturas, altas presiones o incluso por tradición, intuición o preferencias personales del usuario.

En frecuentes ocasiones, el conjunto de criterios de diseño y los requerimientos del equipo presentan situaciones contradictorias y conflictivas, esto hace necesario tener definido un orden de prioridades de los requerimientos del ser-

vicio.

A partir de los requerimientos de proceso, el diseñador tiene la libertad de seleccionar los parámetros geométricos del equipo e investigar su efecto, como podemos observar, todo diseño de equipo tiene múltiples soluciones, la mejor de estas dependerá de la forma en que se conjuguen los diversos parámetros geométricos.

En este capítulo se mencionan los criterios de diseño que se utilizan en la práctica de diseño tanto de condensadores de superficie como de aero-enfriadores. Así mismo, se enuncian metodologías y procedimientos para el dimensionamiento de estos equipos.

CONDENSADOR DE SUPERFICIE

CRITERIOS DE DISEÑO:

1. Carga de Vapor :

Es la cantidad de vapor por unidad de superficie de transferencia que el equipo es capaz de condensar. Se expresa en:

$$\frac{\text{lb vapor}}{\text{h pie}^2}$$

En este trabajo se seleccionó el método de cálculo para condensadores de superficie incluido en el libro ---- "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR", de Donald K. Kern, - en este texto se toma como valor base para la carga de vapor 8 lb/h pie² y en función a éste existe un factor de corrección por carga y se calcula de la siguiente forma:

$$F_c = \frac{L_v}{8} 1/4$$

F_c = Factor de corrección por carga de vapor

L_v = Carga de vapor a condensar, lb/h pie²

Algunos equipos diseñados por diversas compañías --- (IMP, MEKANO, SWECOMEX) utilizan cargas de vapor de entre 9 y 10 lb/h pie². En este trabajo se emplea una carga de -

vapor para diseño de 9 lb/h pie².

2.- Factor de Limpieza :

Es un factor expresado como porcentaje del coeficiente de transferencia de calor cuando los tubos están nuevos y limpios, previendo las posibles incrustaciones.

La tabla III.1 nos ayuda a determinar el factor de limpieza en base al material de tubos usado para servicio de agua de torres de enfriamiento.

<u>MATERIAL DE TUBOS</u>	<u>FACTOR DE LIMPIEZA (%)</u>
Admiralty	75
Cu - As	70
Cu-Fe-194	75
Al-Bronce/Al-Latón	70
Cu-Ni 90-10 70-30	70
Acero al Carbón	60
Acero Inox. 304/316	80
Titanio	85

TABLA III.1 FACTORES DE LIMPIEZA

3.- Velocidad del agua de enfriamiento:

Su valor nunca debe ser menor a 0.92 m/seg. los valores máximos recomendables de diseño son de 2.4 m/seg. y 3.0 m/seg., si se usan tubos de Cu-Ni ó de acero inoxidable.

Se recomienda obtener la velocidad más cercana a la máxima siempre y cuando la caída de presión no exceda a la permisible, de esta manera se obtiene mayor coeficiente de transferencia de calor y por lo tanto, menor área.

4.- Longitud de Tubos :

Cuando no hay limitación de espacio, es recomendable dar longitudes nominales de tubos de 6.7 a 7.9 metros ó mayores. En la siguiente tabla se dan recomendaciones en función del diámetro del tubo y del área de transferencia requerida.

LONGITUD DE TUBOS (NOMINAL)

AREA (ft ²)	Do 3/4	Do 1"
100	6-8 ft	---
200	6-8	---
300	"	---
400	"	---
500	6-8-12	---
600	"	---
700	"	---
800	"	---
900	"	---
1000	8-12	---
1100	"	---
1200	"	---
1300	"	---
1400	"	---
1500	"	---
1750	"	---
2000	12-16	---
2250	"	---
2500	"	---
2750	"	---
3000	"	---
3250	"	---
3500	"	---
3750	"	---
4000	"	---
4250	"	---
4500	"	---

AREA (ft ²)	Do 3/4	Do 1"
4750	12-16	---
5000	16-20	16-20
5250	"	"
5500	"	"
5750	"	"
6000	"	"
6250	"	"
6500	"	"
6750	"	"
7000	"	"
7250	"	"
7500	"	"
7750	"	"
8000	"	"
8500	"	"
9000	"	"
9500	"	"
10000	"	"
11000	"	"
12000	"	"
13000	"	"
14000	"	"
15000	---	20-24
16000	---	"
17000	---	"
18000	---	"
19000	---	"

AREA (ft ²)	Do 3/4	Do 1"
20000	---	20-24
22500	---	"
25000	---	"
27500	---	"
30000	---	"
32500	---	"
35000	---	"
37500	---	"
40000	---	"
42500	---	"
45000	---	"
47500	---	"
50000	---	"
52500	---	"
55000	---	"
57500	---	"
60000	---	"
65000	---	"
70000	---	"
75000	---	"
80000	---	"
85000	---	"
90000	---	"
95000	---	"
100000	---	"
100000	32 6 más	32 6 más.

5.- Material de los Tubos :

Su material depende del origen y las características del agua de enfriamiento, se recomienda lo siguiente:

TIPO DE AGUA	MATERIAL
Agua dulce	Admiralty (70% Al, 29%Zn, 1%Sb)
Aguas salobres	Latón Aluminio (Al-Brass)
Aguas saladas	Latón Aluminio (Al-Brass)
Aguas ácidas	Cobre Níquel
Agua c/sólidos disueltos	Aceros inoxidable

TABLA III.2 SELECCION DE MATERIAL DE TUBOS

6.- Número de Pasos :

En general, es conveniente instalar dos pasos por tubos. Si la cantidad de agua es muy grande o la longitud de tubos es mayor a 20 pies, se diseña para un paso. La disposición de flujo más adecuado es de la parte inferior a la superior.

7.- Diámetro de Flujos :

Este se selecciona de acuerdo a la magnitud del flujo a manejar. En condensadores con área hasta de 1486 m²-

se utilizan tubos con diámetros de 12.7 mm ó 19 mm. y para condensadores más grandes se pueden utilizar tubos con diámetros de 19 mm. 22 mm. y 25.4 , el calibre varía de - 14 a 18 BWG siendo el de 18 BWG el más usado.

8.- Factores de Corrección :

Son factores que corrigen al coeficiente global de transferencia de calor, este ajuste es necesario debido a que el método de cálculo para condensadores de superficie se desarrollo con parámetros fijos de temperatura de entrada de agua de enfriamiento, diámetro de tubos y carga de vapor a condensar. Estos factores se obtienen de la siguiente forma:

FACTOR DE CORRECCION POR DIAMETRO DE TUBOS F_{tu} :

do (pulgadas)	F_{tu}
3/4	270
7/8	263
1	251

TABLA III.3

FACTOR DE CORRECCION POR CARGA DE VAPOR F_c :

$$F_c = \frac{L_v}{8} \quad 0.25$$

L_v = Carga de vapor a condensar en lb/h pie²

FACTOR DE CORRECCION POR TEMPERATURA DE ENTRADA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO. F_{TE}

VER FIGURA III.1)

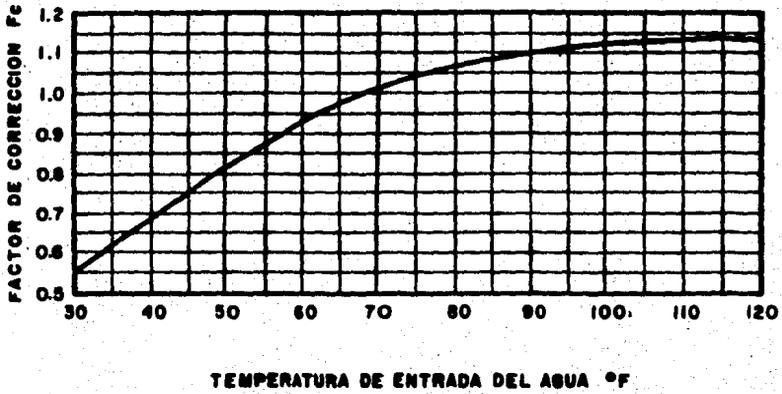


FIGURA III.1

(4)

FACTOR DE CORRECCION POR TEMPERATURA
DE ENTRADA DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

METODOLOGIA DE CALCULO

Para el predimensionamiento de un condensador de superficie, el diseñador debe contar con la siguiente información de proceso:

- Wv = Flujo de vapor a condensar
- Pa = Presión absoluta
- Ts = Temperatura del vapor
- T₁ = Temperatura de entrada del agua
- i_s = Calor latente

Por otro lado debe considerar una geometría preliminar que incluya:

- Do = Diámetro externo del tubo
- BWG = Calibre del tubo
- a'' = Área externa del tubo por unidad de longitud
- a' = Área del flujo del tubo
- L = Longitud de tubos
- Npt = Número de pasos

En función al tipo de tubo y al agua de enfriamiento se obtienen los siguientes datos:

- Fc1 = Factor de limpieza
- FL = Factor de carga
- FT = Factor de temperatura
- F_T = Factor de tubos

Finalmente el diseñador debe suponer :

L_v = Carga de vapor, por lo general la mayoría de -- condensadores de superficie están diseñados a carga máxima de vapor igual a 9 lb/hr ft^2 .

V_a = Velocidad del agua de enfriamiento, en estos -- equipos, esta velocidad es cercana a los 8 ft/seg .

El método de cálculo que emplearemos aquí se basa en la convergencia de la velocidad supuesta por tubos y la calculada.

1.- Calcular la carga térmica del condensador

$$Q = Wv * 1$$

2.- Obtener:

F_L = Factor de limpieza Tabla III.1

F_{TE} = Factor de tubos Tabla III.5

F_{tu} = Factor de temperatura Figura III.1

F_C = Factor de carga

$$F_C = \frac{Lv^{1/4}}{8}$$

3.- Calcular U, coeficiente global de transferencia de calor

$$U = F_L * F_{TE} * F_{tu} * F_C * Va^{1/2}$$

4.- Calcular A, área total de transferencia requerida

$$A = \frac{Wv}{Lv}$$

5.- Calcular t2, temperatura de salida del agua de enfriamiento:

$$t_2 = Ts - \frac{Ts - t_1}{\exp \frac{6.424 * 10^{-4} * U * L * Np * a''}{Va * a'}}$$

Si: $Ts - t_2$ es menor a 5°F, regresar al inciso 3, suponiendo una Va menor a la anterior.

6.- Calcular N_t ; número de tubos requerido:

$$N_t = \frac{A}{a'' * L}$$

7.- Calcular W_a , cantidad de agua necesaria para el servicio:

$$W_a = \frac{Q}{C_p (t_2 - t_1)}$$

8.- Calcular V_{ac} , velocidad del agua de enfriamiento calculada:

$$V_{ac} = \frac{W_a * N_p}{R_o * a' * N_t}$$

Si V_{ac} es igual (o casi igual) a V_a continuar con el siguiente punto, si no, suponer una V_a igual a V_{ac} y regresar al inciso 3.

9.- Obtener Re_T , número de Reynolds por tubos:

$$Re_T = \frac{d_o * v_a * r_o}{\mu}$$

10.- Calcular el factor de fricción f

$$f = 0.0056 * \frac{0.5}{Re_T^{0.32}}$$

11.- Calcular D_{Pt} , caída de presión por tubos:

$$D_{Pt} = \frac{f * V_a^2 * L * N_p * r_o}{2 g_c * d_i}$$

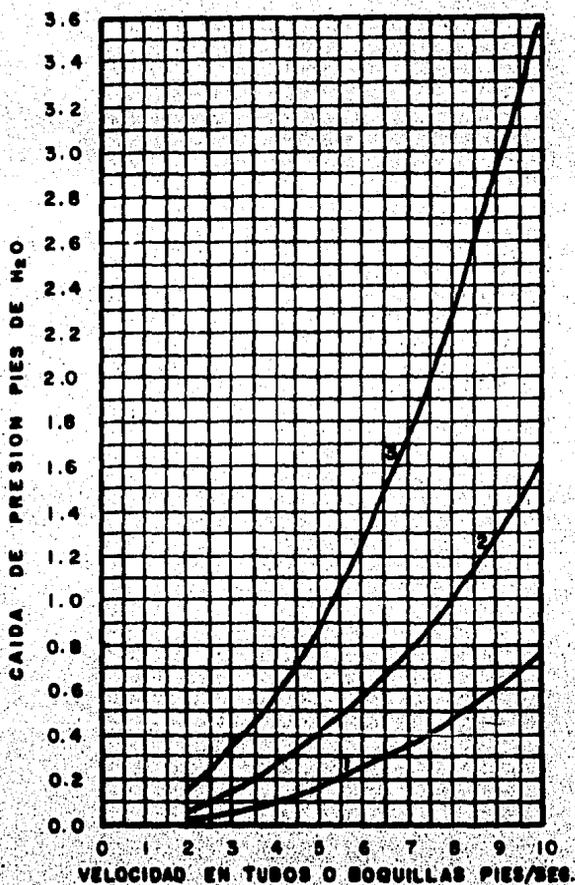
12.- Calcular D_{Pw1} y D_{Pw2} , caída de presión en las cajas de-

agua a la entrada y a la salida, Fig. III.2 y fig. III.3

13.- Obtener la D P, caída de presión total por tubos:

$$D P = D P_T + D P_{w1} + D P_{w2}$$

Si D P es menor o igual a la D P permisible, se termina nuestro diseño, si no, variar parámetros geométricos tales como: do(aumentar), L(disminuir) y Np (disminuir), de éstos, la longitud L es el factor más sencillo de variar pues los otros están prácticamente fijos. Una vez hecha la variación, regresar al inciso 3.- y repetir la secuencia.



- 1.- PERDIDAS EN CAJA DE AGUA SALIDA
- 2.- PERDIDAS EN CAJA DE AGUA ENTRADA
- 3.- PERDIDA COMBINADA (ENTRADA-SALIDA)

FIGURA III-2

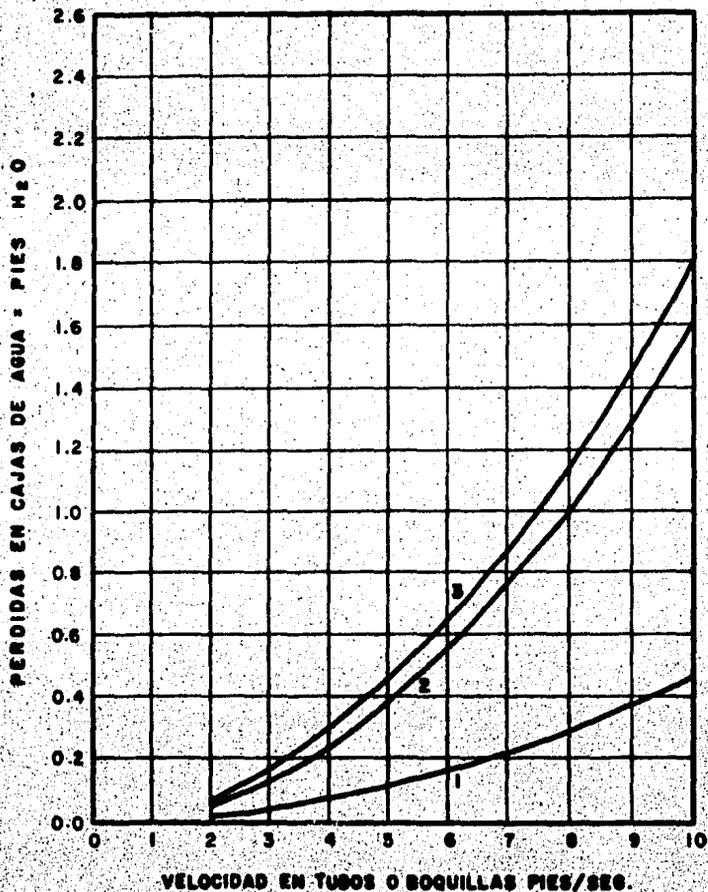
(12)

CAIDA DE PRESION EN CAJA DE AGUA Y SALIDA DE TUBOS PARA UN CONDENSADOR DE DOS PASOS.

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO



- 1 - PERDIDA EN CAJA DE AGUA SALIDA
- 2 - PERDIDA EN CAJA DE AGUA ENTRADA
- 3 - PERDIDAS COMBINADAS (ENTRADA Y SALIDA)

FIGURA III.3

(12)

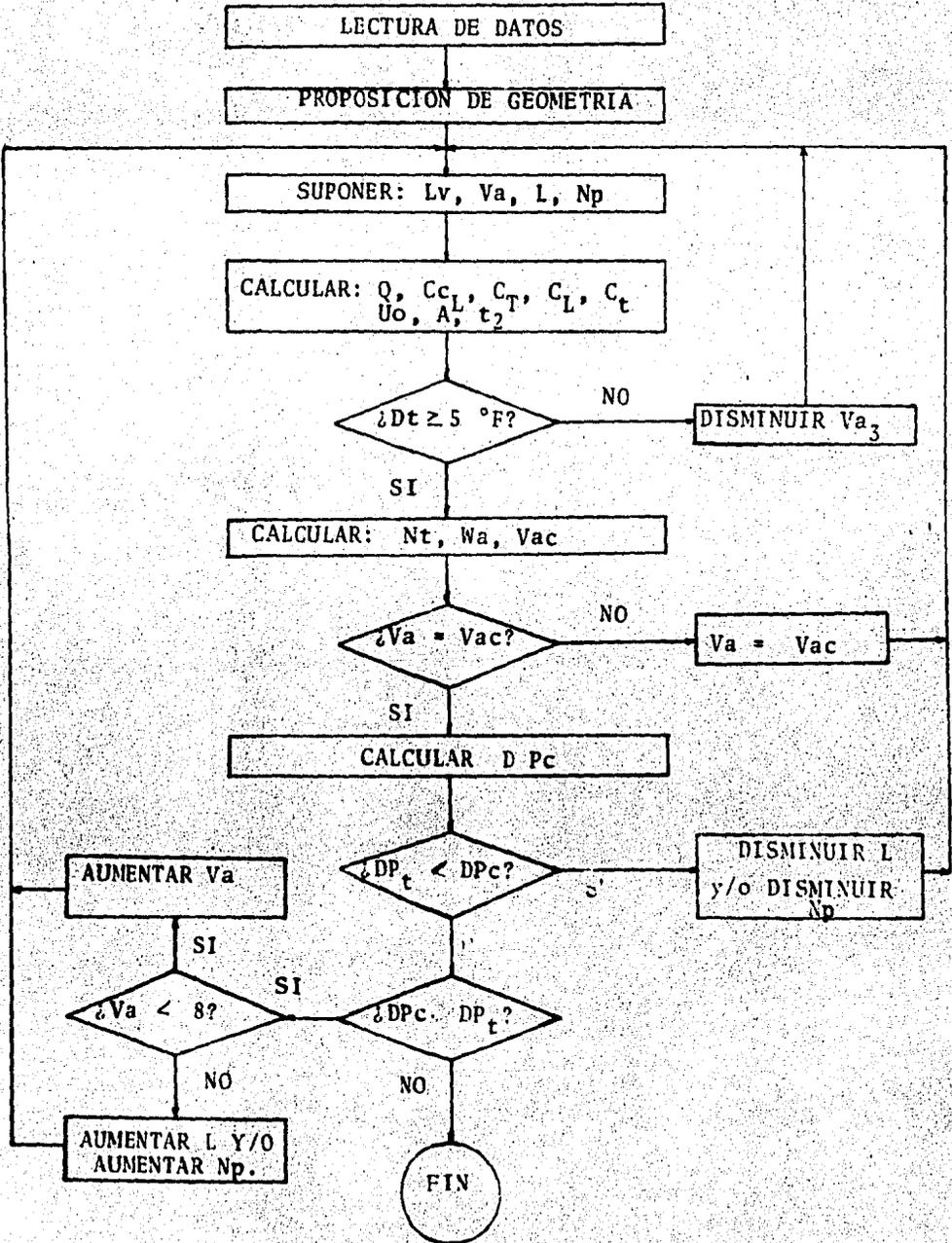
CAIDA DE PRESION EN CAJA DE AGUA Y SALIDA DE TUBOS PARA UN CONDENSADOR DE UN PASO

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

DIAGRAMA DE BLOQUES



EJEMPLO NUMERICO

69

Se requiere condensar 250000 lb/hr de vapor saturado, La presión absoluta es de 2.9 pulgadas de mercurio, se dispone de agua de enfriamiento a 70°F. Dimensionar el condensador de superficie requerido.

D A T O S

VAPOR

$$W_v = 250\ 000\ \text{lb/h}$$

$$P_a = 2.9\ \text{pulg Hg}$$

$$T_s = 114\ ^\circ\text{F} \quad (\text{Tabla C -1 REF. 2})$$

$$l = 1028.6\ \text{BTU/lb} \quad (\text{Tabla C -1 REF. 2})$$

AGUA DE ENFRIAMIENTO

$$t_1 = 70\ ^\circ\text{F}$$

$$\mu = 0.96\ \text{cp} \quad \text{REF. 3}$$

$$C = 1\ \text{BTU/lb } ^\circ\text{F} \quad \text{REF. 3}$$

$$\rho = 62.37\ \text{lb/ pie}^3$$

$$\text{DP perm.} = 10.0\ \text{psi}$$

TUBERIA

$$d_o = 1\ \text{pulgada}$$

$$\text{BWG} = 18$$

$$d_i = 0.902\ \text{pulg.} \quad (\text{Tabla 10 REF. 4})$$

$$a'' = 0.2618\ \text{pie}^2/\text{pie} \quad (\text{Tabla 10 REF. 4})$$

$$a' = 0.639\ \text{pulg}^2 \quad (\text{Tabla 10 REF. 4})$$

SUPONER:

$$L_v = 9\ \text{lb/h pie}^2$$

$$V_a = 7\ \text{pies/seg.}$$

$$L = 36\ \text{pies}$$

$$N_p = 2$$

1.- CALCULO DE LA CARGA TERMICA

$$Q = Wv * 1$$

$$Q = 250000 \text{ lb/h} * 1028.6 \text{ BTU/lb} = 257 \ 150 \ 000 \text{ BTU/h}$$

$$Q = 257 \ 150 \ 000 \text{ BTU/h}$$

2.- OBTENER:

$$F_L = 0.75 \text{ (Admiralty)} \quad \text{Tabla III.2}$$

$$F_{tv} = 251 \text{ (do = 1 pulg)} \quad \text{Tabla III.3}$$

$$F_{te} = 1.0 \text{ (t1 = 70°F)} \quad \text{FIG. III.1}$$

$$F_c = \left(\frac{Lv}{8} \right)^{1/4} = \left(\frac{9}{8} \right)^{1/4} = 1.03$$

$$F_c = 1.03$$

3.- CALCULO DE U

$$U = F_L * F_{tu} * F_{TE} * F_c * Va^{1/2}$$

$$U = .75 * 251 * 1 * 1.03 * 7^{1/2} = 513$$

$$U = 513 \text{ BTU/h pie}^2 \cdot \text{F}$$

4.- CALCULO DE A

$$A = \frac{Wv}{Lv} = \frac{250000 \text{ lb/h}}{9 \text{ lb/h pie}^2} = 27778 \text{ pies}^2$$

$$A = 27 \ 778 \text{ pies}^2$$

5.- Calculo de t2

$$72 = t_s - \frac{T_s - t_1}{\frac{\exp 6.424 * 10^{-4} * U * L * N_p * a''}{Va * a'}}$$

$$= 114 - \frac{114 - 70}{\frac{\exp 6.424 * 10^{-4} * 513 * 36 * 2 * .2618}{7 * .639}} = 103$$

$$t_2 = 103 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_s - t_2 = (114 - 103)^\circ\text{F} = 11^\circ\text{F} \text{ mayor que } 5 \text{ R } 0. \text{k}$$

6.- Cálculo de Nt

$$N_t = \frac{A}{a'' * L} = \frac{27\,778 \text{ pie}^2}{.2618 \frac{\text{pie}^2}{\text{pie}} * 36 \text{ pies}} = 2948$$

$$N_t = 2948 \text{ tubos}$$

7.- Cálculo de Wa

$$W_a = \frac{Q}{C (t_s - t_l)} = \frac{257\,150\,000 \text{ BTU/H}}{1 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F}(103-70)^\circ\text{F}} = 7792424$$

$$W_a = 7\,792\,424 \text{ lb/h} = 15\,585 \text{ GPM}$$

8.- Cálculo de Vac

$$V_{ac} = \frac{W_a * N_p}{r * a * a'' * N_t} = \frac{7792424 \text{ lb/h} * 2 * 144 \text{ pulg}^2/\text{pie}^2}{62.37 \text{ lb/pie}^3 * .639 \text{ pulg.}^2 * 2948 * 3600}$$

$$V_{ac} = 5.3 \text{ pie/seg.}$$

$$\frac{V_a - V_{ac}}{V_a} = \frac{7-5.3}{7} = 0.243$$

La desviación entre la velocidad supuesta y la calculada es muy grande, del 24.3%. Ahora suponemos una V_a igual a V_{ac} y regresamos al punto 3.

$$V_a = 5.3 \text{ pies/seg.}$$

$$V_a = 4 \text{ pies/seg.}$$

$$U = 446.4 \text{ BTU/H pies}^2 \cdot \text{F}$$

$$U = 433.6 \text{ BTU/H pies}^2 \cdot \text{F}$$

$$t_2 = 105$$

$$t_2 = 105.5^\circ\text{F}$$

$$T_s - t_2 = 9$$

$$T_s - t_2 = 8,5 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$W_a = 7347 \text{ } 143 \text{ lb/h}$$

$$W_a = 7 \text{ } 243 \text{ } 662 \text{ lb/h}$$

$$V_{ac} = 5 \text{ pies/seg.}$$

$$V_{ac} = 4.93 \text{ pies/seg.}$$

$$\text{Desv.} = 5.6\%$$

$$\text{Desv.} = 1.4\% \quad 0''\text{K}''$$

La desviación entre V_a y V_{ac} es del 1.4% consideramos $V_a = 5$ pies/seg. correcta y continuamos con el siguiente punto.

9.- Obtener el número de Reynolds por tubos

$$\text{Ret} = \frac{d_i \cdot V_a \cdot \rho_o}{\mu_i} = \frac{.902/12 \text{ pie} \cdot 5 \text{ pie/seg} \cdot 62.37 \text{ lb/ft}^3}{.96 \text{ cp} \cdot 6.72 \cdot 10^{-4}}$$

$$\text{Ret} = 36 \text{ } 336$$

10.- Cálculo del factor de fricción

$$f = 0.0056 + \frac{0.5}{\text{Re}^{0.32}} = 0.0056 + \frac{0.5}{36336^{0.32}} = 0.0229$$

$$F = 0.0229$$

11.- Cálculo de la caída de presión por tubos.

$$\begin{aligned} D \text{ Pt} &= \frac{f \cdot V_a^2 \cdot L \cdot N_p \cdot \rho_o}{2 \text{ gc} \cdot d_i^{144}} = \frac{.0229 \cdot 5^2 \cdot 36 \cdot 2 \cdot 62 \cdot 37}{2 \cdot 32.2 \cdot .902 \cdot 144} \\ &= \frac{0.0229 \cdot 5^2 \text{ pie}^2/\text{seg}^2 \cdot 2 \cdot 62.37 \text{ lb pie}^3 \cdot 36 \text{ pie}}{2 \cdot 32.2 \text{ lb pie/lb seg}^2 \cdot .902 \text{ pie}^{144} \text{ pulg}^2/\text{pie}^2} \end{aligned}$$

$$D \text{ Pt} = 3.69 \text{ psi}$$

12.- Cálculo de D_{pw1} , D_{pw2} y $D_{p_{caja}}$ FIG. III

Para $V_a = 5$ pies/seg. $D_{Pw1} = 0.19$ pies de agua

$D_{Pw2} = 0.40$ pies de agua

$D_{Pw_{caja}} = 0.9$ pies de agua

$D_{Pw} = 1.49$ pies de agua

$D_{Pw} = 3.43$ psi

13.- Cálculo de la caída de presión total.

$DP = D_{pt} + D_{Pw} = 3.69 \text{ psi} + 3.43 \text{ psi} = 7.12 \text{ psi}$

$DP = 7.12 \text{ psi}$

DISEÑO FINAL

$W_v = 250\ 000 \text{ lb/h}$

$W_{agua} = 7243662 \text{ lb/h}$

$P_a = 2.9 \text{ pulg. Hg}$

$T_1 = 70 \text{ }^\circ\text{F}$

$T_{vapor} = 114 \text{ }^\circ\text{F}$

$T_2 = 105.5 \text{ }^\circ\text{F}$

$l = 1028.6 \text{ BTU/lb}$

$V_a = 5 \text{ pies/seg}$

$Q = 257150000 \text{ BTU/lb}$

$L_v = 9 \text{ lb/h pie}^2$

$U = 433.6 \text{ BTU/h pie}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{F}$

$N_p = 2$

$D_{pt} = 7.12 \text{ psi}$

T U B O S

Material: Admiralty

$a' = 0.639 \text{ pulg}^2$

$L = 36 \text{ pies}$

$a'' = 0.2618$

$d_o = 1 \text{ pulgada}$

AREA DE TRANSFERENCIA = 27778 ft^2

BWG = 18

No. = 2948

AEROENFRIADORES

CRITERIOS DE DISEÑO:

- 1.- El coeficiente global de transferencia de calor, en base al área extendida, U_x , tendrá un valor de entre 3 y 9 --- $\text{BTU}/\text{ft}^2/\text{h}^\circ\text{F}$.
- 2.- La temperatura de diseño del aire será de 6 a 12°C menor a la máxima temperatura registrada en la localidad durante el año. Esta oscilará entre 23 y 36°C .
- 3.- El acercamiento mínimo de temperatura (T_2-t_1) será de --- 12°C .
- 4.- Temperatura mínima de condensación de 35 a 38 mm. de mercurio de presión absoluta.
- 5.- Factor de corrección para diferencia de temperatura, ---- $F_t=0.9$ a 1.05 (un paso por tubos).
- 6.- Presión estática de entre 7.0 X 15.0 mm. de agua.
- 7.- Se usará un paso por tubos.

- 8.- La velocidad máxima del ventilador de 600 RPM.
- 9.- El diámetro del ventilador será de entre 3.5 y 4.5 Mts.
- 10.- Se recomienda usar dos ventiladores por sección.
- 11.- Longitud de tubos: 6.0 a 9.0 Mts. diámetro de 19 ó 25.4mm.
y altura de aleta de 16 mm.
- 12.- Se usa un espaciamiento de entre 355 y 435 aletas.
- 13.- El ancho de la sección será de entre 4.0 y 5.0 Mts.
- 14.- La relación de superficie aletada a superficie lisa será de entre 16 y 24.
- 15.- Arreglo de tubos triangular y 4 camas de tubos.
- 16.- La velocidad facial del aire de entre 1.8 y 2.7 m/seg.

METODOLOGIA DE CALCULO .-

Información requerida para el diseño de un condensador aeroenfriado. Se debe contar con los siguientes datos:

- i) Cantidad de vapor a condensar
- ii) Presión absoluta o temperatura de condensación del vapor.
- iii) Temperatura de entrada del aire.
- iv) Altitud de la planta sobre el nivel del mar.
- v) Caída de presión permisible por tubos.

Como información adicional, el cliente puede dar las siguientes especificaciones:

- i) Tipo de tiro de la unidad.
- ii) Espacio disponible en la planta.

PROCEDIMIENTO DE CALCULO.

1.- Seleccionar un U_x , coeficiente global de transferencia de calor basado en la superficie lisa.

2.- Calcular el incremento de temperatura aproximado.

$$Dta = \frac{U_x + 1}{10} \frac{T1 + T2}{2} - t1$$

3.- Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperatura (LMTD) .

$$LMTD = \frac{t2 - t1}{\ln \frac{Ts - t1}{Ts - t2}}$$

$$\text{MTD} = \text{LMTD} * \text{Ft}$$

4.- Calcular el área requerida

$$\text{Ax} = \frac{\text{Q}}{\text{Ux} * \text{MTD}}$$

5.- Calcular el área facial usando el factor APSF (área por ft² de la sección) Tabla III.7

$$\text{Fa} = \frac{\text{Ax}}{\text{APSF}}$$

6.- Calcular el ancho de la unidad, suponer una longitud de tubo. Si el ancho es mayor al recomendado, dividir la unidad en secciones.

$$\text{Wi} = \text{ANCHO} = \frac{\text{Fa}}{\text{L}}$$

$$\text{Si Wi es mayor a 16 ft} \quad \frac{\text{Wi}}{16} = \text{NoS}$$

NoS = Entero mayor que 1

$$\text{Wi}' = \frac{\text{Fa}}{\text{L} * \text{NoS}}$$

7.- Calcular el número de tubos, usar el factor APF (área por ft. de tubo aletado en ft²) . Tabla III.4

$$\text{Nt} = \frac{\text{Ax}}{\text{APF} * \text{L}}$$

8.- Calcular la masa velocidad por tubos, obtener At de la fig. III. 7 para el diámetro y BWG del tubo seleccionado.

$$\text{Gt} = \frac{144 * \text{Wt}}{3600 * \text{Nt} * \text{At}}$$

9.- Calcular el número de Reynolds.

$$\text{No. Re} = \frac{D_i * G_t}{\mu * 6.72 * 10^{-4} * 12} = \frac{D_i v R_o}{\mu}$$

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{(\text{Re})^{0.42}} \quad \text{Re mayor que 8000}$$

$$f = \frac{16}{\text{Re}} \quad (\text{Poiseuille}) \quad \text{Re menor que 2300}$$

10.- Calcular la caída de presión por tubos

$$D Pt = \frac{f Y L N_p}{\phi} + B N_p$$

D Pt = Caída de presión total, psi

f = Factor de fricción, Fig. III.8

Y = Factor de corrección. Función de la masa, velocidad, densidad del fluido y del diámetro interno del tubo, Fig. III.8

L = Longitud del tubo

N_p = Número de pasos por tubo

B = Factor de corrección . Función de la masa, velocidad y la densidad del fluido, Fig. III.8

φ = Factor de corrección por gradiente de viscosidad .

11.- Calcular el coeficiente de película dentro de tubos.

EQUIPOS VERTICALES

$$h_t = 0.943 \frac{K_L^3 R_o L (R_o L - R_o v) 1 g}{\mu_L L (T_{sat} - T_w)}$$

EQUIPOS HORIZONTALES

$$6 \quad h_t = 0.761 L \frac{K_L^3 Ro_L (Ro_L - Ro_V) g l}{W_T \mu_L} \frac{1}{3}$$

12.- Calcular la cantidad de aire

$$W_a = \frac{Q}{0.24 * D Ta}$$

13.- Calcular la masa, velocidad facial del aire

$$G_a = \frac{W_a}{Fa}$$

14.- Obtener de la fig. III.9 el coeficiente de película por lado del aire, éste es función de Ga.

15.- Calcular el coeficiente global de transferencia.

$$\frac{Ax}{Ai} = \frac{AR * Do}{Di}$$

$$\frac{1}{U_x} = \frac{1}{h_t} * \frac{Ax}{Ai} + rdt * \frac{Ax}{Ai} + rm + \frac{1}{ha}$$

Pruebas subsecuentes: Si U_x calculado en el paso 15 es igual o ligeramente mayor que U_x considerada en el paso 1 y la caída de presión calculada en el paso 9 es menor que la permisible, la solución es aceptable y se continúa con el paso 16. Si no:

- a) Suponer un valor de U_x entre el valor originalmente supuesto y el calculado en el paso 15.
- b) Ajustar DTa por incremento si la U_x calculada es mayor que la U_x supuesta o reducir DTa si U_x calculada es menor que U_x supuesta.
- c) Repetir los cálculos de los pasos 3 al 15, cambiando número de pasos y longitud considerados anteriormente si se necesita obtener una caída de presión calculada mayor sin exceder la permisible.

16.-Area mínima del ventilador.

$$FAPP = \frac{\text{Area del ventilador}}{\text{ventilador}} = \frac{0.40 * FA}{\text{No.de ventiladores}}$$

17.-Calcular el diámetro del ventilador

$$FD = \frac{FAPP}{0.785} 0.5$$

18.-Calcular la caída de presión estática usando FP (factor de caída de presión, función de la masa velocidad facial) Fig. - III.10 y DR (relación de densidad) a temperatura promedio de la fig. III.11

$$DPa = \frac{FP * N}{DR}$$

- 19.- Calcular el volumen actual del aire por ventilador.
(aproximación)

$$\text{ACFM} = \frac{0.222 * W_a}{\text{DR}}$$

- 20.- Calcular la presión total por ventilador

$$\text{PF} = \text{DPa} + \frac{\text{ACFM}}{4000 * \frac{\text{PiD}}{4}}^2 * \text{DR}$$

- 21.- Calcular la potencia por ventilador

$$\text{HP} = \frac{\text{ACFM} * \text{PF}}{6370 * 0.70}$$

ALTURA DE ALETA (pulg)	1/2		5/8	
No. ALETAS/PULGADA	9		10	
APF	3.80		5.58	
AR	14.5		21.4	
PITCH TRIANGULAR (pulg)	2	2 1/4	2 1/4	2 1/2
APSF (3 CAMAS)	68.4	60.6	89.1	80.4
(4 CAMAS)	91.2	80.8	118.8	107.2
(5 CAMAS)	114.0	101.0	148.5	134.0
(6 CAMAS)	136.8	121.2	178.2	160.8

TABLA III.4 DATOS PARA TUBO ALETADO DE 1 PULGADA DE DIAMETRO
NOMINAL .

APF = AREA/PIE DE TUBO ALETADO, EN PIES²

AR = RELACION DE AREAS

AREA SUPERFICIAL TUBO ALETADO/AREA SUPERFICIAL TUBO LISO

APSF = AREA POR PIE² DE LA SUPERFICIE FACIAL DE LA SECCION.

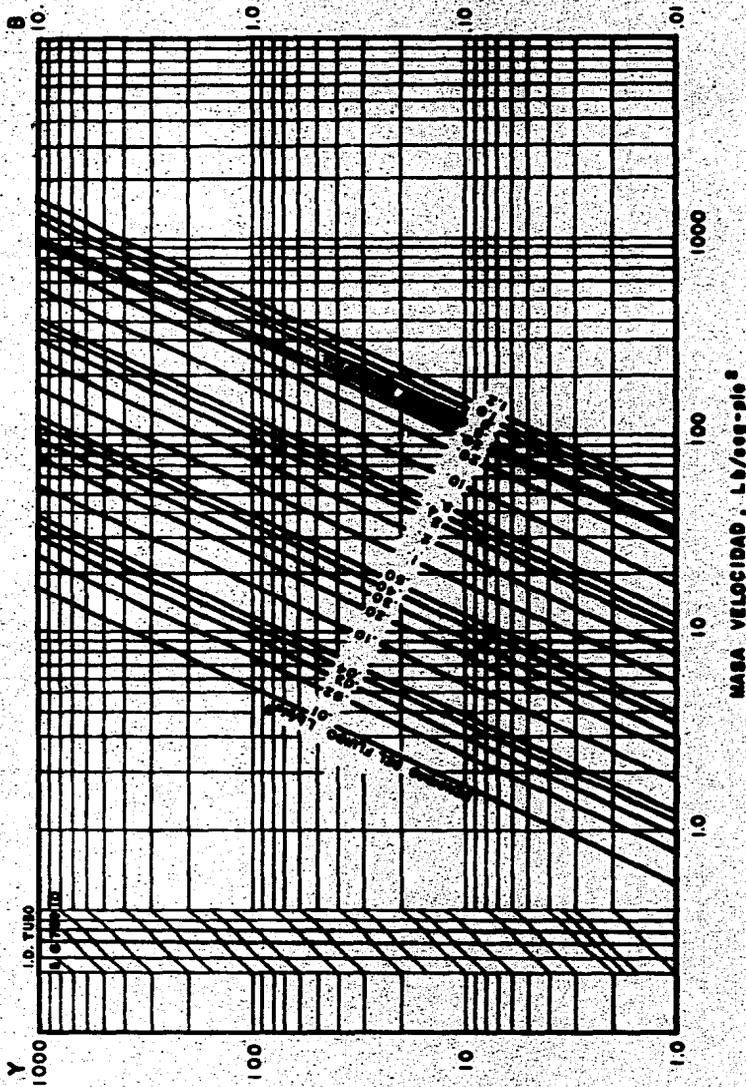


FIGURA III-4

(6)

CAIDA DE PRESION PARA FLUIDOS
POR DENTRO DE TUBOS.

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO

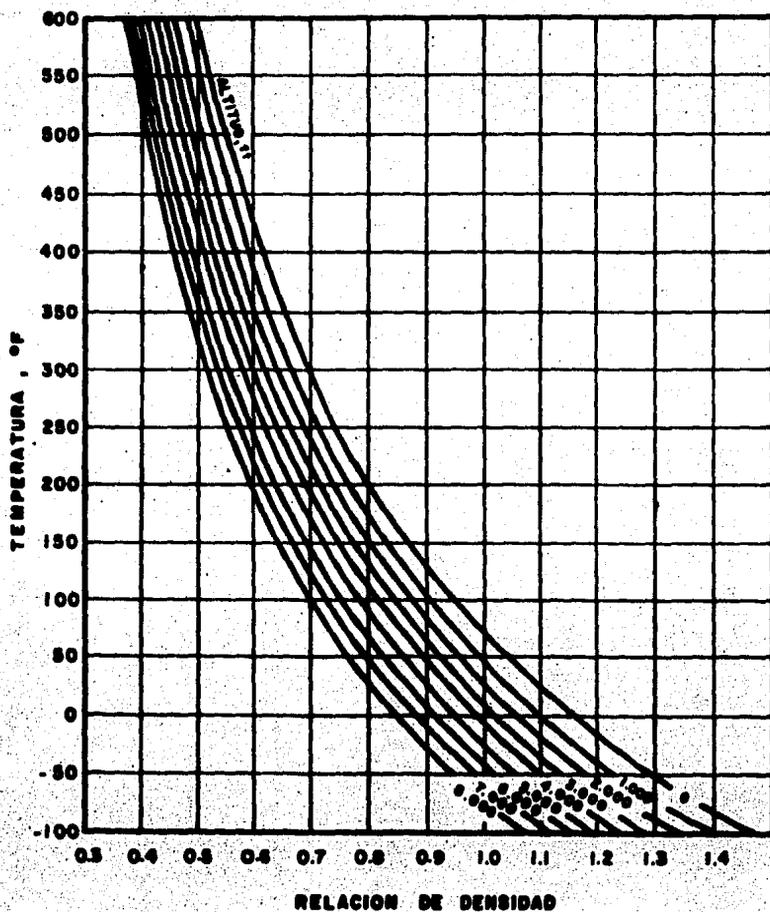


FIGURA III.6

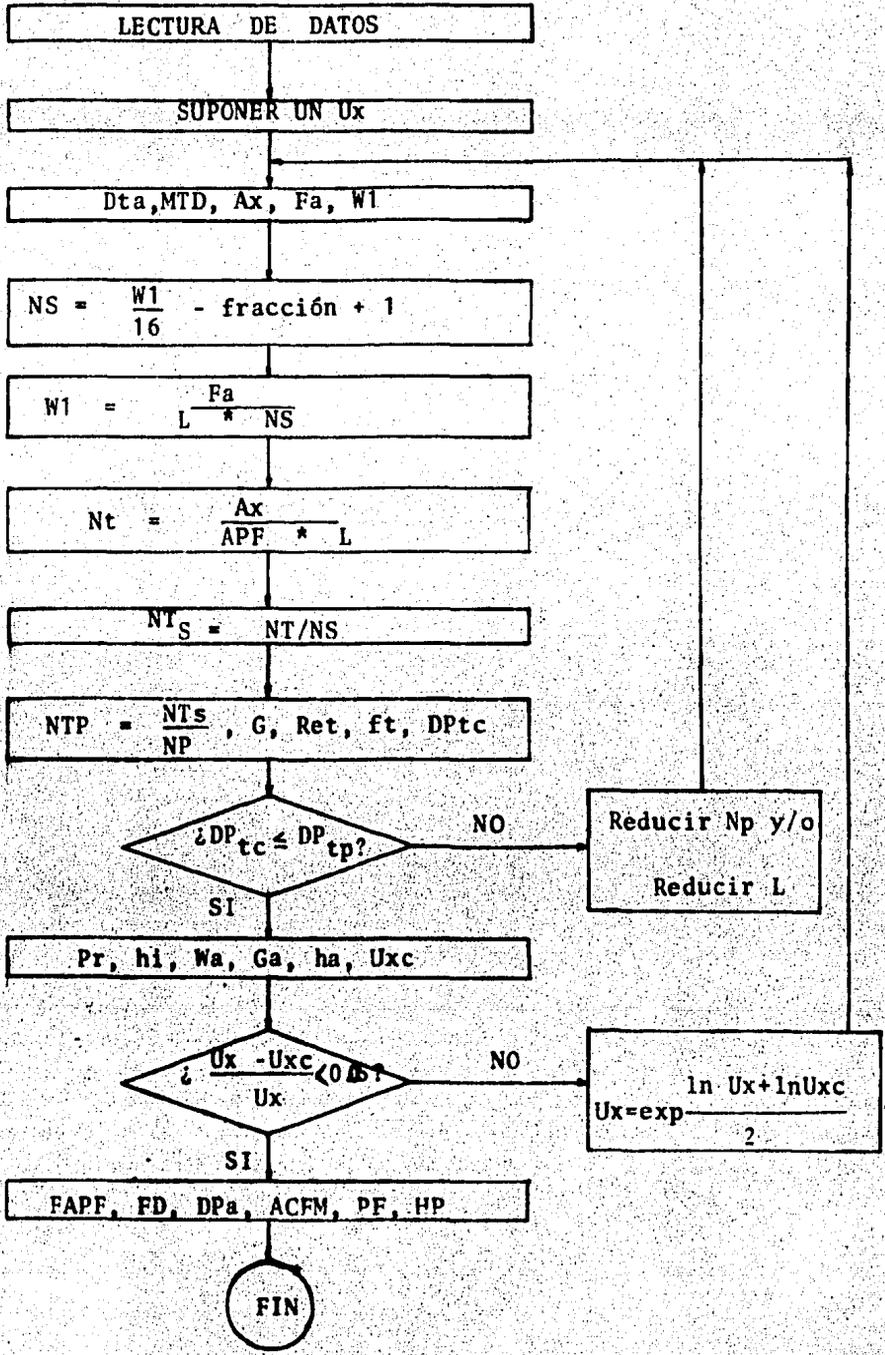
(6)

RELACION DE DENSIDAD DEL AIRE

TESIS PROFESIONAL 1986

UNAM FAC. DE QUIMICA

ALBERTO AGUILAR PATIÑO



EJEMPLO NUMERICO.-

86

Se requiere condensar 250000 lb/hr de vapor saturado, la presión absoluta es de 2.9 pulgadas de mercurio, la planta se encuentra localizada a 10 pies del nivel del mar, la temperatura del aire es de 80°F máximo promedio. Dimensionar el condensador aero-enfriado requerido .

D A T O S

VAPOR

$W_v = 250\ 000\ \text{lb/h}$

$P_a = 2.9\ \text{pulg Hg}$

$T_s = 114\ ^\circ\text{F}$

$l = 1028.6\ \text{BTU/lb}$

$Q = 257150000\ \text{BTU/h}$

$\mu = .011$

GEOMETRICOS

$d_o = 1\ \text{pulgada}$

$BWG = 14$

$d_i =$

altura de aleta = 5/8 de pulgada

10 aletas/pulgada

4 cmas/sección

PITCH triangular de 2 1/4 de pulgada

$L = 28\ \text{pies}$

AIRE

$t_1 = 80^\circ\text{F}$

altura a nivel del mar: 10'

1.- Se supone un U_x

$U_x = 6.0$

2.- Cálculo del incremento de temperatura del aire.

$$Dta = \frac{Ux + 1}{10} * (Ts - t1) = \frac{6 + 1}{10} * (114 - 80) = 23.8$$

$$Dta = 23.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t2 = t1 + Dta = 80 + 23.8 = 103.8$$

$$t2 = 103.8 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$Ts - t2 = 114 - 103.80 = 10.2 \text{ } ^\circ\text{F mayor a } 5^\circ\text{F} - - \text{O.K.}$$

3.- Cálculo de la diferencia media logarítmica de temperaturas.

$$LMTD = \frac{t2 - t1}{\ln \frac{Ts - t1}{Ts - t2}} = \frac{103.8 - 80}{\ln \frac{114 - 80}{114 - 103.8}} = 19.7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$LMTD = 19.7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

4.- Cálculo del área requerida

$$Ax = \frac{Q}{Ux * LMTD} = \frac{257150000 \text{ BTU/h}}{6 \text{ BTU pie}^2/\text{h}^\circ\text{F} * 19.7 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$= 2\,175\,550 \text{ ft}^2$$

$$Ax = 2175550 \text{ ft}^2$$

5.- Cálculo del área facial

$$Fa = \frac{Ax}{APSF} = \frac{2175550}{118.8} = 18\,312.7 \text{ pies}^2$$

6.- Cálculo del ancho

$$W_i = \frac{F_a}{L} = \frac{18312.7 \text{ pies}^2}{28 \text{ pies}} = 654 \text{ pies}$$

Ancho por sección = 14 pies

$$\text{Número de secciones} = \text{NoS} = \frac{654 \text{ pies}}{14 \text{ pies}} = 46.71$$

= 47 secciones

$$\text{Ancho por sección} = \frac{654}{47} = 13.9 \text{ pies}$$

$W_i = 13.9 \text{ pies}$

7.- Cálculo del número de tubos por sección

$$N_t = \frac{A_x}{\text{APF} * L * \text{NoS}} = \frac{2 \ 175 \ 550 \ \text{pies}^2}{5.58 \ \text{pie}^2/\text{pie} * 28 \ \text{pies} * 47} =$$

$$= 296.2 \quad N_t = 296$$

8.- Cálculo de la masa velocidad por tubos

$$G_t = \frac{144 * W_v * N_p}{3600 * N_t * D_x * \text{NoS}} =$$

$$= \frac{144 \ \text{pulg}^2/\text{pie}^2 * 250000 \ \text{lb/h}}{3600 \ \text{seg/h} * 296 * .546 \ \text{pulg}^2 * 47} = 1.32 \frac{\text{lb}}{\text{seg.Pie}^2}$$

9.- Cálculo del número de Reynolds

$$Re = \frac{d_i * v * \rho_o}{\mu} = \frac{D_i * G_t}{\mu} =$$

$$= \frac{.834/12 \ \text{pies} * 1.32 \ \text{lb}}{.011 \ \text{cp} * 6.72 * 10^{-4} \ \text{seg.pie}^2} = 12410$$

$Re = 12410$

$$f = .0056 + \frac{.50}{Re^{.32}} =$$

$$= .0056 + \frac{.50}{12410^{.32}} = 0.03$$

$$f = 0.03$$

10.- Cálculo de la caída de presión por tubos

$$D Pt = \frac{f * Y * L * Np}{\phi} + B Np$$

$$f = .0008 \text{ (FIG. 9-12 REF 6)}$$

$$Y = .8 \text{ (FIG 9-11 REF 6)}$$

$$L = 28$$

$$Np = 1$$

$$\phi = 0.6 \text{ (REF. PERRY)}$$

$$B = .01 \text{ (FIG 9.11 REF 6)}$$

$$D Pt = \frac{.0008 * 8 * 28 * 1}{0.6} + .01 * 1 = .039 \text{ psi}$$

$$D Pt = .079 \text{ pulg Hg.}$$

11.- Cálculo del coeficiente de película por lado de tubo .

$$ht = 0.761 \frac{K_L^3 * roL * (roL - ro v) g L}{W_T \mu_L}^{1/3}$$

$$K_L = .362 \text{ BTU * pie/h * pie}^2 * \text{°F (REF 4)}$$

$$roL = 61.80 \text{ lb/ft}^3 \text{ (Tabla C - 1 REF 2)}$$

$$ro v = .0042 \text{ lb/ft}^3 \text{ (Tabla C - 1 REF 2)}$$

$$g = 32.2 \text{ pie/seg}^2$$

$$L = 28 \text{ pies}$$

$$W_T = 5319.14 \text{ lb/h (por sección) = 1.4775 lb/seg.}$$

$$\mu_L = 0.51 \text{ cp} \quad (\text{REF} \quad)$$

$$ht = 0.761 \frac{.362^3 * 61.80 * (61.80 - .0042) * 32.2 * 28^{1/3}}{1.4775 * .51 * 6.72 * 10^{-4}}$$

$$ht = 521.9$$

12.- Cálculo de la cantidad de aire requerida

$$W_a = \frac{Q}{.024 * (t_2 - t_1)} = \frac{257150000}{0.24 * (103.8 - 80)}$$

$$W_a = 45019258 \text{ lb/h}$$

$$W_a/\text{secc.} = \frac{45018258}{47} = 957856 \text{ lb/h}$$

13.- Cálculo de la masa velocidad facial del aire

$$G_a = \frac{W_a}{F_a} = \frac{45019258 \text{ lb/h}}{18312.7 \text{ pies}^2} = 2458.4 \text{ lb/hpie}^2$$

$$G_a = 2458.4 \text{ lb/h pie}^2$$

14.- Calculo del coeficiente de transferencia por lado del aire

$$h_a = 3.43 + 0.00198G_a = 3.43 + .00198 * 2463.3 = 8.3$$

$$h_a = 8.3 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

15.- Cálculo del coeficiente global de transferencia

$$\frac{Ax}{Ai} = \frac{AR * Do}{Di} \quad AR \quad \text{TABLA III. . .}$$

$$\frac{Ax}{Ai} = \frac{21.4 * 1}{0.834} = 25.66$$

$$\frac{1}{Ux} = \frac{1}{ht} * \frac{Ax}{Ai} + rdt * \frac{Ax}{Ai} + rm + \frac{1}{ha}$$

$$\frac{1}{Ux} = \frac{1}{521.9} * 25.66 + \frac{1}{8.3} = 0.1696$$

$$Ux = 5.89 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$$

El porcentaje de desviación entre el Ux supuesto y el Ux calculado no es muy grande, sin embargo, en este ejemplo es muy conveniente disminuir la desviación, para ello haremos lo siguiente:

$$Ux = \exp \frac{\ln Ux + \ln Uxc}{2}$$

$$Ux = \exp \frac{\ln 6 + \ln 5.89}{2} = 5.94$$

$Ux = 5.94$ y regresar al punto No. 1

$$Ux = 5.94 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F} \quad Nt/secc = 296$$

$$Dta = 23.6\text{°F} \quad Gt = 1.32 \text{ lb/seg pie}^2$$

$$t2 = 103.6\text{°F} \quad ht = 521.9 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$$

$$LMTD = 19.9\text{°F} \quad Wa = 45400777 \text{ lb/h}$$

$$Ax = 2172915 \text{ pie}^2 \quad Wa/secc = 965974 \text{ lb/hr}$$

$$Fa = 18290 \text{ pies}^2 \quad Ga = 2482.3 \text{ lb/h pie}^2$$

$$Wi = 653.2 \text{ pies} \quad ha = 8.34 \text{ BTU/h pies}^2\text{°F}$$

$$\text{NoS} = 47$$

$$U_x = 5.92$$

$$\text{Wi/secc} = 13.9 \text{ pies}$$

$$\text{desv.} = 0.33\%$$

La desviación es lo suficientemente pequeña, por lo tanto continuaremos con el siguiente inciso.

16.- Cálculo del área mínima del ventilador

$$\text{FAPF} = \frac{0.4 * \text{FA}}{\text{NoV} * \text{NoS}} = \frac{0.4 * 18290}{2 * 47} = 77.83$$

$$\text{FAPF} = 77.83 \text{ pies}$$

17.- Cálculo del diámetro del ventilador

$$\text{FD} = \frac{\text{FAPF}^{1/2}}{.785} = \frac{77.83^{1/2}}{.785} = 9.95 \text{ pies}$$

$$\text{FD} = 10 \text{ pies}$$

18.- Cálculo de la caída de presión estática

$$\text{DPa} = \frac{\text{FP} * \text{NoF}}{\text{DR}}$$

$$\text{FP} = 0.087 \text{ (FIG. 9-10, REF 6)}$$

$$\text{DR} = 0.96 \text{ (} 90^\circ\text{F y 10 pies sobre nivel del mar)}$$

$$\text{N} = 4 \text{ camas}$$

$$\text{DPa} = \frac{0.087 * 4}{.96} = 0.362 \quad \text{DPa} = 0.362 \text{ pulg Hg}$$

19.- Cálculo del volumen actual del aire

$$\text{ACFM} = \frac{0.222 * \text{Wa}}{\text{DR} * \text{NoF}} = \frac{0.222 * 45400777}{0.96 * 2} = 5249465$$

$$\frac{\text{ACFM}}{\text{VENTILADOR/SECC}} = \frac{5249465}{47} = 111690$$

$$\text{ACFM(V SECC)} = 111690 \text{ pie}^3/\text{min.}$$

20.- CÁLCULO DE PRESION ESTATICA TOTAL POR VENTILADOR

$$\begin{aligned} \text{PF} &= \text{DPa} + \frac{\text{ACFM (V SECC)}}{4000 * \frac{3.1416 D^2}{4}} * \text{DR} = \\ &= .362 + \frac{111690 * 4}{4000 * \text{Pi} * 10^2} * .96 = .483 \end{aligned}$$

21.- POTENCIA DEL VENTILADOR

$$\text{Hp} = \frac{\text{ACFM (V SECC)} * \text{PF}}{6370 * .70} = \frac{111690 * .483}{6370 * .70} = 12$$

POTENCIA
VENTILADOR = 12 Hp

DISEÑO FINAL:

$$\text{Wv} = 250\ 000 \text{ lb/h}$$

$$\text{Wa} = 45400777 \text{ lb/h}$$

$$\text{Pa} = 2.9 \text{ pulg Hg}$$

$$t1 = 80 \text{ °F}$$

$$\text{Tvapor} = 114 \text{ °F}$$

$$t2 = 103.6 \text{ °F}$$

$$l = 1028.6 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{Paire} = 29.9 \text{ pulg Hg}$$

$$Q = 257\ 150\ 000 \text{ BTU/h}$$

$$\text{Ga} = 2482.3 \text{ lb/h pie}^2$$

$$\text{LMTD} = 19.9 \text{ °F}$$

$$\text{Pestática} = 0.483 \text{ pulg Hg}$$

$$\text{Ux} = 5.94 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ °F}$$

ARREGLO DEL EQUIPO:

47 Secciones por unidad

296 tubos/ sección

Tamaño: 28 * 13.9 pies/sección

TUBOS:

Material : Acero al carbón (SA-179)

L = 28 pies

do = 1 pulgada

BWG = 14

Pasos por tubo = 1

No. de hileras = 4

Arreglo : Triangular

Paso = 2.25 pulgadas

ALETAS:

Material : Aluminio

Tipo : Insertada

Frecuencia : 10/pulgada

Altura : 5/8 pulgada

VENTILADOR:

2 Ventiladores /sección

Diámetro = 10 pies

Material de aspas = Aluminio

Potencia del motor = 15 Hp

HOJA DE DATOS

CONDENSADOR DE SUPERFICIE

PLANTA: CENTRAL TERMoeLECTRICA				
LOCALIZACION: MANZANILLO, COL.				
CAPACIDAD:				
SERVICIO: CONDENSADOR DE VAPOR				
TAMANO:		ARREGLO 15 1 P		
AREA DE TRANSFERENCIA (pie ²) : 193 152				
	ENVOLVENTE		TUBOS	
FLUIDO	VAPOR SATURADO		AGUA DE ENFRIAMIENTO	
	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
FLUJO (lb/h)	1545216	1545216	98655566	98655566
TEMPERATURA (°F)	113.5	113.5	87	101
PRESION (psia)	1.38	1.38	75	65
VELOCIDAD (pie/seg)			6.1	
Mo. DE PASOS	1		1	
CAIDA DE PRESION (psi)	DESPRECIABLE		4.6	
Q (MBTU/h) : 1 590 336.307				
U (BTU/h pie ² °F) : 602				
Lv: 9 lb/h pie ²				
<u>TUBOS</u>				
MATERIAL: ADMIRALTY				
No. : 16395				
LONGITUD : 36 pies				
DIAMETRO: 1 pulg.				
BWG : 18				

HOJA DE DATOS

CONDENSADORES DE SUPERFICIE

PLANTA: CENTRAL TERMoeLECTRICA
LOCALIZACION: SAN LUIS POTOSI, S.L.P.
CAPACIDAD:
SERVICIO: CONDENSADOR DE VAPOR
TAMAÑO * ARREGLO : 15 - 1P
AREA DE TRANSFERENCIA (pie ²):

FLUIDO	ENVOLVENTE		TUBOS	
	VAPOR SATURADO		AGUA DE ENFRIAMIENTO	
	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
FLUJO (lb/h)	1570723	1570723	64941852	64941842
TEMPERATURA (°F)	118.2	118.2	84.7	109.5
PRESION (psia)	1.6	1.6	75	65
VELOCIDAD (pie/seg)			6.45	
No. DE PASOS	1		DOS	
CAIDA DE PRESION (psi)	DESPRECIABLE		8.3	

Q (MBTU/ h) : 1 612 190.087
 U (BTU/h pie²F) : 552.2 Lv : 9 lb/h pie²

TUBOS
 MATERIAL: ADMIRALTY
 No. : 19 999
 LONGITUD : 32 pies
 DIAMETRO: 1 pulg.
 BWG : 18

HOJA DE DATOS

CONDENSADOR DE SUPERFICIE

PLANTA: TERMOELECTRICA
LOCALIZACION: TUXPAN, VER.
CAPACIDAD:
SERVICIO: CONDENSADOR DE VAPOR DE SALIDA DE TURBINA
TAMAÑO * ARREGLO: 15 - 1 P
AREA DE TRANSFERENCIA (pie ²) : 167820

FLUIDO	ENVOLVENTE		TUBOS	
	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
FLUJO (lb/h)	1510281(V)	1510381(L)	104498530	104498530
TEMPERATURA (°F)	111.7	111.7	88.1	103
PRESION (psia)	1.33	1.33	65	55
VELOCIDAD (ft/seg.)			6.21	
No. DE PASOS	1		1	
CAIDA DE PRESION (psi)	DESPRECIABLE		5	

Q (MBTU/h) : 1 555 692.430
 U (BTU/ °F pie² h) 619 (Servicio) Lv : 9 lb/h pie²

TUBOS
 MATERIAL: ADMIRALTY
 No. 17806
 LONGITUD : 38 pies
 DIAMETRO : 1 Pulg.
 BWG: 18

HOJA DE DATOS

AERO-ENFRIADOR

PLANTA: CENTRAL TERMoeLECTRICA		
LOCALIZACIÓN: MANZANILLO, COL.		
CAPACIDAD:		
ALTURA SOBRE EL NIVEL DEL MAR:		
SERVICIO: CONDENSADOR DE VAPOR DE SALIDA DE TURBINA		
AREA OCUPADA (TERRENO) : 147734 pie ²		
AREA DE TRANSFERENCIA (Unidad/Sección): 17550831/57543 pie ²		
No. SECCIONES: 305 ARREGLO : 15 - 305 P		
	DENTRO DE TUBOS	FUERA DE TUBOS
FLUIDO	VAPOR SATURADO	AIRE ATMOSFERICO
FLUJO (lb/h)	1 545 216	214 435 ACFM
TEMPERATURA (°F)	113.5/113.5	87/109
PRESION (psia)	2.8/2.8	
PRESION ESTATICA (pulg H ₂ O)		.64
Q (MBTU/h): 1590 336.307		LMTD: 12.37 °F
Ux (BTU/h pie ² °F) : 7.32		A/ Ax : 21.4
<u>TUBOS</u>	<u>ALETAS</u>	<u>VENTILADOR</u>
MATERIAL: Ac. al carbón	MATERIAL: Aluminio	MATERIAL: Aluminio
No./SECCION: 342	TIPO: Insertada	No./SECCION: 2
LONGITUD : 28 pies	FRECUENCIA: 10/pulg.	DIAMETRO: 11 ft
DIAMETRO: 1 pulg.	ALTURA: 5/8 pulg.	POTENCIA DEL MOTOR: 15
BWG : 14		
ARREGLO: TRIANGULAR		
PASO : 2.25 pulg.		

HOJA DE DATOS

AERO-ENFRIADOR

PLANTA:	TERMOELECTRICA	
LOCALIZACION:	TUXPAN, VER.	
CAPACIDAD:	ALTURA SO RE NIVEL DEL MAR:	
SERVICIO	CONDENSADOR DE VAPOR DE SALIDA DE TURBINA	
AREA OCUPADA (TERRENO) :	143 589 pie ²	
AREA TRANSFERENCIA (UNIDAD/SECCION) :	17 058 380/53 141 pie ²	
No. SECCIONES :	321	ARREGLO: 15 - 321 P
	DENTRO DE TUBOS	FUERA DE TUBOS
FLUIDO	VAPOR SATURADO	AIRE ATMOSFERICO
FLUJO (lb/h)	1 510 381	217 136 ACFM
TEMPERATURA (°F)	111.7 / 111.7	85 / 107.2
PRESION (psia)	1.33/ 1.33	
PRESION ESTATICA (pulg H ₂ O)		0.65
Q (M BTU/h) :	1 555 692.43	LMTD: 12.47 °F
U _x (BTU/h pie ² °F) :	7.41	A / A _x : 21.4
<u>TUBOS</u>	<u>ALETAS</u>	<u>VENTILADOR</u>
MATERIAL: Ac. al Carbón	MATERIAL: Aluminio	MATERIAL: Aluminio
No. / SECCION: 342	TIPO: Insertada	No./SECCION : 2
LONGITUD: 28 pies	FRECUENCIA: 10/pulg.	DIAMETRO : 11 pies
DIAMETRO : 1 pulg.	ALTURA : 5/8 pulg.	POTENCIA DEL MOTOR: 15
BWG : 14		
ARREGLO: Triangular		
PASO : 2.25 pulg.		

HOJA DE DATOS

AERO-ENFRIADOR

PLANTA:	CENTRAL TERMoeLECTRICA	
LOCALIZACION:	SAN LUIS POTOSI, S.L.P.	
CAPACIDAD	ALTURA SOBRE NIVEL DEL MAR:	
SERVICIO:	CONDENSADOR DE VAPOR DE SALIDA DE TURBINA	
AREA OCUPADA (TERRENO):	102 062 pie ²	
AREA DE TRANSFERENCIA (UNIDAD/SECCION) :	12 125 020/ 53 180 pie ²	
No. SECCIONES :	228	ARREGLO : 15 - 228 P
	DENTRO DE TUBOS	FUERA DE TUBOS
FLUIDO	VAPOR SATURADO	AIRE ATMOSFERICO
FLUJO	1 570 723 lb/h	211 324 ACFM
TEMPERATURA (°F)	118.2 / 118.2	79 / 111.9
PRESION (psia)	1.6 / 1.6	
PRESION ESTATICA (pulg H ₂ O)		0.62
Q (M BTU/h) :	1 612 190.087	LMTD : 17.9 °F
Ux (BTU/h pie ² °F) :	7.34	A/Ax : 21.4
<u>TUBOS</u>	<u>ALETAS</u>	<u>VENTILADOR</u>
MATERIAL : Ac. al carbón	MATERIAL: Aluminio	MATERIAL: Aluminio
No./SECCION: 342	TIPO: Insertada	No./SECCION: 2
LONGITUD: 28 pies	FRECUENCIA: 10/Pulg.	DIAMETRO: 11 pies
DIAMETRO: 1 pulg.	ALTURA: 5/8 pulg.	POTENCIA DE MOTOR: 15
BWG: 14		
ARREGLO: Triangular		
PASO: 2.25 pulg.		

CAPITULO IV

EVALUACION ECONOMICA

C O S T O S

ESTIMACION DE COSTOS

Dentro de la práctica de la Ingeniería, la estimación de los costos juega un papel muy importante al momento de tomar decisiones.

La estimación del costo de equipo de proceso y en este caso, de intercambiadores de calor, es una herramienta muy útil en la selección del equipo porque puede indicar cual es el económicamente indicado para cumplir con un servicio.

Para lograr que la estimación sea lo más cercana a la realidad, es necesario reunir la mayor cantidad de información comercial que provenga de vendedores, fabricantes y revistas especializadas. Esto no asegura una estimación confiable, pues en ocasiones, la cotización para un mismo equipo difiere entre dos fabricantes hasta en un 100%.

Es posible diferenciar tipos de estimaciones de acuerdo a la exactitud requerida y a la confiabilidad de la información disponible, de esta manera tenemos:

a) Estimación de orden magnitud. Esta se basa en-

la información disponible de equipos similares, para evaluar el costo del nuevo equipo, se requiere de un mínimo de información, Vgr. Area de transferencia, tipo de equipo, etc., este tipo de estimación es la más rápida y la que tiene mayor probabilidad de error.

b) Estimación para estudio. Esta estimación es la que se realiza con el objeto de ayudar durante el proceso de selección y optimización económica del equipo, se basa en características del equipo tales como: Longitud, diámetro, espesor y material de tubos, tipo del equipo, etc. La desviación probable es de hasta un $\pm 30\%$.

c) Estimación detallada. Para ésta se requiere de la información contenida en los planos del equipo aprobados para cotización y de las hojas de datos, con esto el fabricante puede hacer una estimación definitiva que tiene una desviación máxima de $\pm 5\%$.

Las desviaciones indicadas solo muestran un rango probable de variación, sin embargo, en economías como las actuales, con altos índices de inflación, la desviación entre el costo estimado y el costo real puede ser mayor.

En este trabajo se evaluarán los condensadores de acuerdo a la estimación para estudio. De los diseños efectuados en el capítulo anterior, contamos con los parámetros geométricos y de proceso necesarios para la evaluación, así mismo son necesarios otros factores tales como costos de servicios auxiliares, costos de operación e índices de costos. Los dos primeros muestran el impacto que tiene un equipo dado dentro del esquema de proceso, los índices de costos versan directamente sobre el costo de los equipos en sí, de éstos se tratará a continuación.

Índices de Costos. La información disponible para la estimación de costos de los equipos de proceso, está basada en su mayoría en cotizaciones o datos de tiempo atrás.

Un índice de costo es un factor que muestra la relación existente entre el costo de un equipo a una fecha determinada y el costo a una considerada como base, su empleo es de la siguiente manera:

$$\text{COSTO PRESENTE} = \text{COSTO BASE} * \frac{\text{VALOR PRESENTE DEL INDICE}}{\text{VALOR DEL INDICE EN LA FECHA BASE}}$$

Existen diversos tipos de índices que cubren casi-

cualquier área de interés. Algunos están diseñados para cubrir áreas tan amplias como la de la construcción y otros están dirigidos a áreas especializadas como las de equipos de procesos.

Es conveniente aclarar que ningún índice toma en consideración todos los factores involucrados en las variaciones de costos tales como avances tecnológicos especiales o condiciones locales. Los índices comunes permiten obtener estimaciones bastante buenas cuando el período involucrado no es mayor a diez años.

Entre los índices más comunes con publicaciones periódicas se encuentran los siguientes:

- a) Índice Marshall and Swift de equipo para la industria en general y para la industria de proceso.
- b) Índices de costos de plantas del Chemical Engineering.
- c) Índice de Nelson de construcción de refineras.

a) Los índices de Marshall and Swift se dividen en dos categorías:

i) Índices para equipo de la industria en general. Es el promedio aritmético de los índices individuales de 47 diferentes tipos de equipo industrial, comercial y del hogar.

ii) Índices para equipos de la industria de proceso. Es el promedio ponderado de los índices de ocho industrias, comúnmente se utilizan los siguientes porcentajes:

<u>INDUSTRIA</u>	<u>PORCENTAJE</u>
Cemento	2
Productos Químicos	48
Productos de Barro	2
Vidrio	3
Papel	10
Petróleo	22
Hule	8
Pinturas	5

Los índices de Marshall and Swift tienen como base un valor de 100 para el año 1926. Se publican en la revista

Chemical Engineering.

b) Índice de costos de plantas del Chemical Engineering. Este índice está basado en los costos de construcción de plantas químicas, se constituye de la siguiente forma:

Equipo, Maquinaria y Soportes	61%
Mano de obra para erección e instalación	22%
Edificios, materiales y mano de obra	7%
Ingeniería y supervisión	10%

Todos estos índices están basados en un valor de 100 para 1957 - 1959 y se publican en la revista Chemical Engineering.

c) Índice de Nelson de construcción de refinerías. Esta dirigido especialmente a la estimación de costos en la industria petrolera, se subdivide en dos partes, una dedicada al área de construcción y otra al equipo de proceso, se considera a 1946 como año base. Este índice se reporta en la revista Oil and Gas Journal.

Si nuestro problema fuera la estimación del costo de equipos similares, consideramos equipos similares a aque

llos que utilizan el mismo medio de remoción de calor (para el caso que nos ocupa), nos bastaría con la utilización adecuada de los índices de costo aplicables al problema, sin embargo, este no es nuestro caso.

Debido a que los equipos involucrados en este trabajo, utilizan distinto medio para extraer calor y éste es de tal naturaleza que puede hacer que nuestro juicio de selección se incline hacia uno u otro equipo, es necesario detallar costos que involucren las características propias del fluido frío, estos se incluyen en los costos totales anuales de los que hablaremos más adelante.

Para hacer estimaciones de costo de equipo de proceso en general, se recomiendan los índices de Marshall and Swift y el de Chemical Engineering, ambos dan resultados similares, sin embargo, para nuestro caso es mejor utilizar el índice de Nelson aplicable a cambiadores de calor por su enfoque especializado a este tipo de equipo.

METODOS DE ESTIMACION DE COSTOS

Existen varios métodos para la estimación del costo de equipos, algunos son de aplicación rápida y sencilla aunque

carecen de exactitud, otros son más completos y complejos, requieren de mucha información que, en general, no se dispone.

De los métodos más comunes y de fácil aplicación, se encuentran los siguientes:

1) Método de los seis décimos.

Si se necesita estimar el costo de un equipo y solo se cuenta con información del costo y capacidad de un equipo similar, lo podemos hacer de la siguiente manera:

$$CEN = CEC * \frac{CAP EN}{CAP EC}^{6/10}$$

CEN = COSTO DEL EQUIPO NUEVO

CEC = COSTO DEL EQUIPO CONOCIDO

CAPEN = CAPACIDAD DEL EQUIPO NUEVO

CAP EC = CAPACIDAD DEL EQUIPO CONOCIDO

La anterior ecuación nos dice que de una gráfica de logaritmo de capacidad vs. logaritmo de costo para un equipo dado, resulta una línea recta con pendiente igual a 6/10.

Este método es muy general y debe usarse solo cuando los equipos sean muy similares, la relación de capacidades no sea mayor a 10 y no se disponga de mayor información.

2) Método de los exponentes. Este método es una versión mejorada de la regla de los seis décimos. De acuerdo con la experiencia desarrollada por una empresa o de datos disponibles en la literatura, se selecciona el exponente que represente la variación del costo del tipo de equipo en cuestión.

La estimación del costo se hace mediante la siguiente ecuación:

$$CEN = CEC * \frac{CAP\ EN^M}{CAP\ EC}$$

CEN = COSTO DEL EQUIPO NUEVO

CEC = COSTO DEL EQUIPO CONOCIDO

CAPEN = CAPACIDAD DEL EQUIPO NUEVO

CAPEC = CAPACIDAD DEL EQUIPO CONOCIDO

M = Exponente que representa la variación en costo del equipo en cuestión.

En este método, también deben fijarse rangos de aplicación con respecto a la capacidad. Si bien la ecuación anterior dá mejores resultados que la regla de los 6/10, esta estimación está considerada también como de orden de magnitud.

3) Método Gráfico. Por lo general, la información del costo de los equipos, se encuentra en gráficas que muestran la relación existente entre la capacidad del equipo o área de transferencia contra costo del equipo.

Las siguientes figuras son un ejemplo de este tipo de gráficas para varios tipos de equipos de transferencia de calor.

Para complementar la estimación, existen factores de corrección que toman en consideración la influencia que tienen sobre el costo parámetros tales como:

Materiales de construcción, presión de diseño, diámetros y espesor de tubos, etc.

Este método dá resultados más exactos que los anteriores pero, requiere de más tiempo e información.

Es posible reducir las gráficas a la forma de ecuaciones matemáticas, sin que por ello se sacrifique exactitud en los resultados.

Con la estimación del costo del equipo de condensación, sólo se esta tomando en cuenta una parte de los costos que constituyen el sistema de enfriamiento. En suma de éstos, deben adicionarse los costos por energía eléctrica consumida, depreciación del equipo del sistema de enfriamiento (cambiadores de calor, torre de enfriamiento, bombas, ventiladores, etc.) tratamiento y reposición de agua y mantenimiento de los equipos.

Cabe señalar que los costos calculados por los métodos anteriores son muy parecidos a los precios de venta de estos equipos en los Estados Unidos de Norteamérica, lugar donde se origina la información. En México, con la economía actual, no se puede asegurar nada. Sería muy aventurado decir cuanto va a costar un equipo, sin embargo, si se puede decir e incluso asegurar que equipo es más barato cuando se comparan dos o más de éstos.

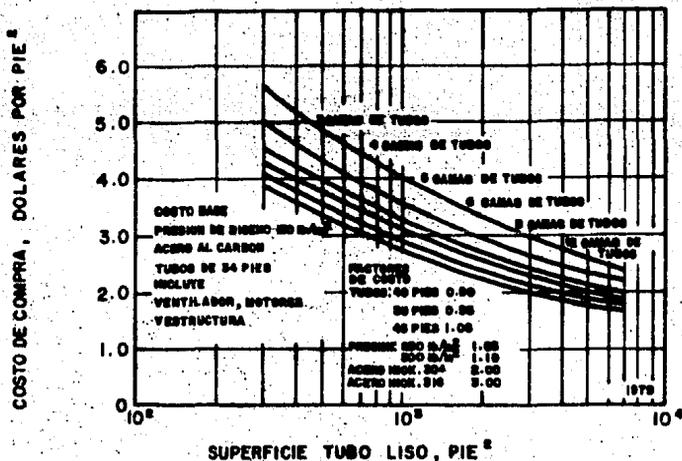


FIGURA IV.1 COSTO DE ENFRIADORES CON AIRE.

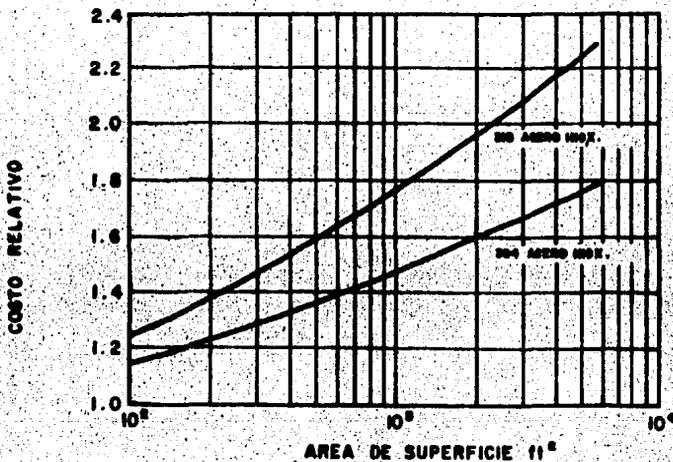


FIGURA IV.2 COSTO DE INTERCAMBIADORES DE ACERO INOXIDABLE EN RELACION A ACERO AL CARBON.

(11)

GRAFICA PARA ESTIMACION DE COSTOS
EN FUNCION DEL AREA

TESIS PROFESIONAL 1986
UNAM FAC. DE QUIMICA
ALBERTO AGUILAR PATIÑO

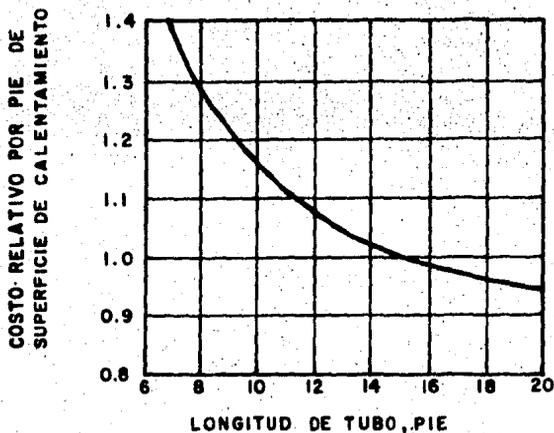


FIGURA IV.3 INFLUENCIA DE LA LONGITUD DE TUBOS EN EL COSTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

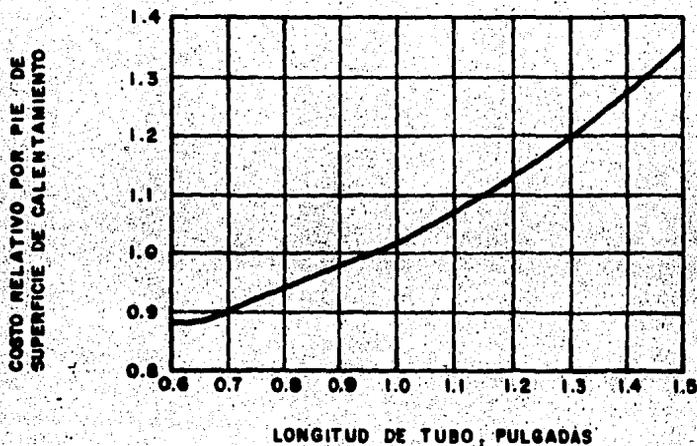


FIGURA IV.4 INFLUENCIA DEL DIAMETRO DEL TUBO EN EL COSTO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

(11)

GRAFICA PARA ESTIMACION DE COSTOS
EN FUNCION DEL AREA

TESIS PROFESIONAL 1986
UNAM FAC. DE QUIMICA
ALBERTO AGUILAR PATIÑO

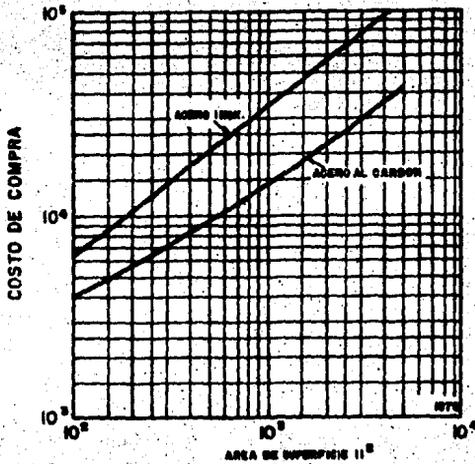


FIGURA IV.5 INTERCAMBIADOR DE TUBOS EN "U" CON TUBOS DE 1" DE DIAMETRO EN ARREGLO CUADRADO DE 1" Y LONG. DE 16", OPERANDO A 150 PSI.

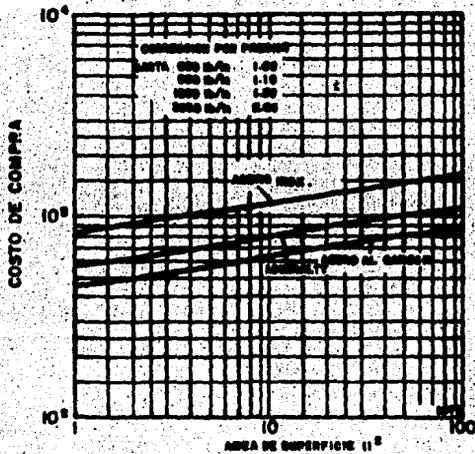


FIGURA IV.6 INTERCAMBIADORES DE DOBLE TUBO

(11)

GRAFICA PARA ESTIMACION DE COSTOS
EN FUNCION DEL AREA

TESIS PROFESIONAL 1986
UNAM. FAC. DE QUIMICA
ALBERTO AGUILAR PATIÑO

CRITERIOS PARA LA EVALUACION DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO.

T E C N I C O S

1. Suministro del medio de enfriamiento: La ubicación y naturaleza del agua, así como la seguridad del suministro, es un factor muy importante al momento de seleccionar el equipo para la condensación.

Es fácil entender que si, la fuente de agua está ubicada en un lugar de difícil acceso o la naturaleza del agua es tal que requiere de un tratamiento costoso o la cantidad de agua en la fuente varía con el tiempo, no se seleccionará un condensador de superficie.

En los aero-enfriadores no se tiene este problema.

2. Materiales de construcción: Por lo general, los condensadores de superficie utilizan tubos de admiralty y envolvente de acero al carbón, éstos aplicados al tamaño del equipo, lo hace relativamente barato en comparación al aero-enfriador.

Los aero-enfriadores utilizan tubos de acero al carbón y aletas de aluminio, éstos son los materiales más comunes y so

lo por la calidad del ambiente pueden variar.

3. Temperatura de entrada del medio de enfriamiento y de condensación: Mientras mayor sea la diferencia entre éstas, la transferencia de calor es más fácil, sin embargo se debe tener en cuenta que la temperatura de condensación para un servicio dado, es fija y la temperatura de diseño del aire es por lo general, mas alta que la del agua. Este parámetro se inclina a favor del agua.

Por otro lado, en lo referente a la temperatura de salida de los medios de enfriamiento, el aire no tiene restricciones y el agua sí. Para los diseños que se realizan en este trabajo, se considera 118 °F como la máxima temperatura de salida del agua de enfriamiento.

4. Requerimientos de espacio y localización: Aún cuando el área que ocupa un aero-enfriador es grande, la ubicación no representa grandes problemas. Es común ver a estos equipos sobre racks de tuberías e incluso sobre otros equipos.

Es cierto que un condensador de superficie ocupa menor espacio que un aero-enfriador pero, requiere de otros equipos que no auxiliien; como una torre de enfriamiento, bombas y tubería, que en suma demandan un mayor terreno para su localización. Tiene el condensador de superficie, la desventaja adicional de-

no poderse colocar sobre racks de tuberías u otros equipos.

5. Agua de Mar. Es común la localización de plantas de generación de energía eléctrica en las cercanías del mar, - éste tiene como ventaja la disponibilidad del agua y el no tener que utilizar torre de enfriamiento ni equipo para tratamiento de agua, lo cual hace más barato el sistema. Pero el agua de mar trae consigo algunos problemas, el principal es que la temperatura de salida debe ser baja, como máximo 101 °F, esta limitación se debe a que el agua de mar contiene sales de solubilidad inversa por lo que al aumentar la temperatura del agua podría provocarse incrustaciones en los tubos que dificultaría la transferencia de calor.

La temperatura de entrada del agua es de 85 a 90 °F y la del aire es de 95 a 100 °F. Estas muestran clara desventaja para los aero-enfriadores, sobre todo a presiones de vapor bajas.

E C O N O M I C O S

1. Requerimientos de energía: Para evaluar los sistemas de enfriamiento en este aspecto se debe considerar los siguientes puntos:

a) Energía necesaria para traer el medio de enfriamiento a la Planta. Este factor es totalmente dependiente de la distancia que separa la fuente de suministro de la planta, obviamente este problema no se presenta con los aeroenfriadores.

b) Recirculación del agua de enfriamiento por el sistema. Para ésto se considera que la caída de presión permisible en los cambiadores de calor es de 10 psi, la altura de la torre de enfriamiento es de 16 pies y los requerimientos de tubería son tales que en suma representan 1,500 pies de longitud equivalente.

c) Se utilizarán celdas estandarizadas de 10,000 GPM-cada una para la torre de enfriamiento, estas contarán con un ventilador por celda que consume de 120 a 150 HP, dependiendo de las condiciones atmosféricas.

d) Los aero-enfriadores se diseñan con dos ventiladores por sección. Para las condiciones ambientales comunes y 4 camas de tubos por sección, la potencia por ventilador es por lo general, menor a 15 HP.

Es importante tener en cuenta que los aero-enfriadores solo consumen energía eléctrica por este concepto y que este consumo es muy alto.

En base a reportes de la Comisión Federal de Electricidad y al Departamento de Ingeniería Económica del Instituto Mexicano del Petróleo, el costo de la energía es de \$ 6.00 el KW-h (M. N. a marzo de 1986).

2. Costos de Mantenimiento: El sistema de enfriamiento con agua requiere de mantenimiento en:

i) Torre de enfriamiento.- ventiladores, motores, impulsores, empaque, plenum, internos, etc.

ii) Cambiadores de calor: Corrosión y ensuciamiento por tubos.

iii) Equipo de circulación: Tubería y bombas.

iv) Equipo de tratamiento de agua.

Los aero-enfriadores demanda un mantenimiento en impulsor, engranes y ventiladores solamente. Debido a que el vapor es de alta calidad, no ocasiona ensuciamiento.

A primera vista se ve que los costos de mantenimiento para un condensador de superficie son mayores que para un aero-enfriador y de hecho lo son.

Con el objeto de generalizar la aplicación de este estudio, los costos de mantenimiento son del 3% para agua y 1% para airea de los costos instalados (Hydrocarbon Processing, Septiembre 1980.)

3. Pérdidas de Agua: Como el sistema de enfriamiento con agua es un sistema abierto, existen pérdidas de agua en la torre de enfriamiento por evaporización y arrastre. Esto ocasiona que los pocos minerales que contiene el agua se concentren, lo cual podría ocasionar incrustaciones en el equipo para evitarlas, se realiza una purga que representa otra pérdida de agua.

En suma y por reglas heurísticas, las pérdidas promedio de agua son del 3 al 6% del volumen manejado o de 5 lb por cada 10,000 BTU de calor removido, para este estudio y en base al volumen de agua manejado, se considera el 3% de pérdidas a un costo de 32 pesos el m^3 . Este costo es hasta cierto punto bajo y depende del tipo de tratamiento que deba aplicarse al agua de reposición.

4. Agua de Mar: El utilizar agua de mar como medio de remoción de calor trae consigo algunas ventajas y desventajas con respecto a usar agua dulce, se ahora por los siguientes conceptos:

- I. Torre de enfriamiento, no es necesario comprarla, pues el agua que sale de los cambiadores se regresa al mar.
- II. Equipo para tratamiento de agua, no es necesario.
- III. Agua de reposición, no necesaria.

Sin embargo, los siguientes factores representan gas tos extras al sistema:

- I. Se requiere de una mayor cantidad de agua, ya que el rango de ésta es pequeño.
- II. La distancia de la planta de mar es grande, esto aunado - al mayor volumen de agua manejado, aumentan considerablemente el costo por bombeo.

PROCEDIMIENTO PARA LA ESTIMACION DE LOS COSTOS TOTALES ANUALES
DEL EQUIPO DE CONDENSACION

CONDENSADOR DE SUPERFICIE

COSTO DEL EQUIPO

Debido a la escasez de información para estimar el costo de un condensador de superficie, en este trabajo se realizará esta estimación en base al número y tipo de tubos.

Datos Necesarios.-

- 1) Material del tubo: Admiralty
- 2) Porcentaje del costo de tubos en relación al costo total: 65 %.
- 3) Para tubos de 1 pulg de diámetro y BWG = 18 el costo del tubo es de 154,000 pesos (M.N.) por cada 100 pies, este costo incluye el ensamble del equipo.
- 4) Costo de Partes de Repuesto: $0.04 \times$ costo total del equipo.
- 5) Los costos estan referidos a marzo de 1986.

$$CE = \frac{CT}{0.65}$$

$$CT = \frac{CT}{100 \text{ pies}} \times \frac{\text{LONG. TUBO (ft)}}{100} \times \text{No. de tubos}$$

$$CET = CE + CPR = CE + 0.04 CE = 1.04 \times CE$$

TORRE DE ENFRIAMIENTO

Se utilizan celdas estandarizadas de 10,000 GPM cada una. El costo por celda es de 600 millones de pesos (marzo - 1986).

$$\text{No. Celdas} = \frac{\text{Gasto de Agua (lb/h)}}{500 \times 10,000}$$

$$\text{Costo de Torre} = CTOR = \text{No. Celdas} \times 600 \times 10^6$$

Energía Eléctrica.-

i) Ventiladores:

$$C_{VENT} = \text{No. Celdas} \times \text{Potencia Vent. (HP)} \times 0.746$$

$$\frac{\text{KW} \cdot \text{h}}{\text{HP} \cdot \text{h}} \times \text{HLA} \times \$ \frac{6.00}{\text{KW} \cdot \text{h}}$$

HLA = Horas laborables al año. para CFE, HLA = 7008 h/año

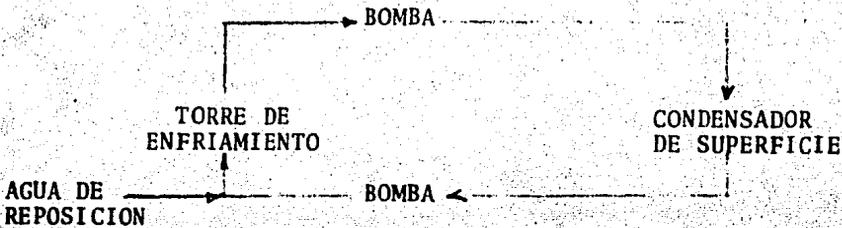
$$\text{Se recomienda: } \frac{L}{G} = 0.85$$

$$\text{Por lo tanto: } G = \frac{L}{0.85}$$

$$\text{ACFM} = \frac{W \text{ Aire}}{\text{Densidad del aire} \times 60 \times \text{No. Celdas}}$$

$$\text{HP} = \frac{(\text{ACFM}/\text{VENT} \times (\text{PF}))}{6370 \times 0.80}$$

ii) La circulación del agua se hace de acuerdo a la siguiente:



a) Por flujo en tuberías

$$F = \frac{f \cdot v^2 \cdot L \cdot g}{2 \cdot g_c \cdot D_i}$$

b) Por altura de torre

$$\Delta Z = h \times \frac{g}{g_e}$$

c) Por paso en los equipos.-

$$P_{cc} = P_{\text{PERM}} \times \frac{144}{62.37}$$

Cabeza total requerida.-

$$H = F + \Delta Z + Pcc$$

Potencia requerida.-

$$bHP = \frac{QH}{247,000 \times p} \dots \text{CRANE 4-10}$$

$$C \text{ Bombeo} = \frac{\text{Potencia}}{\text{Bomba}} (\text{HP}) \times \text{HLA} \times 0.764 \frac{\text{KW-h}}{\text{HP-h}} \times \$ \frac{6.00}{\text{KW-h}}$$

x No. bombas

Depreciación.-

$$C \text{ DEP} = 0.05 \times C \text{ TDR} + 0.07 \times C \text{ ET}$$

Agua de Reposición.-

$$C \text{ AGREP} = 0.05 \times 0.454 \times 10^{-3} \times 7008 \times 32 \times W \text{ agua}$$

Mantenimiento.-

De acuerdo a los criterios antes citados:

$$C. \text{ MANT} = 0.03 (CET + C \text{ TOR})$$

Operación.-

$$C \text{ OPER} = C \text{ AGREP} + C \text{ BOMBEO} + C \text{ VENT.}$$

T O T A L . -

Costo Total Anual = C OPER + C DEP + C MANT

AERO-ENFRIADOR.-

$$CET = CE + C MOT + C PLA + CPR + C ENS$$

CE = Costo del equipo en moneda nacional referido a Enero de 1981.

C MOT = Costo de motores.

C PLA = Costo de Plataformas

C PR = Costo de partes de repuesto

C ENS = Costo de ensamble

$$CE = \frac{\text{Costo}}{\text{ft}^2} \times \text{Area de transferencia (extendida)}$$

$$\frac{\text{Costo}}{\text{ft}^2} = 5445.25 \times (\text{area extendida en ft}^2)^{-0.241}$$

$$C MOT = .0481 \times CE$$

$$C PLA = .0630 \times CE$$

$$C PR = .0360 \times CE$$

$$C ENS = .020 \times CE$$

$$C ET = 1.1671 \times CE$$

Para referir los costos del equipo a marzo de 1986, se utilizará el siguiente factor de escalación K:

$$K = 0.30 \times \frac{A1}{A2} + 0.24 \times \frac{B1}{B2} + .28 \times \frac{C1}{C2} \times \frac{D1}{D2} + 0.18 \times \frac{E1}{E2}$$

Sub indice 1 = Fecha final, Marzo 1986

Sub indice 2 = Fecha base, Enero 1981

	A	B	C	D	E
Sub indice 1	785.72	1,089.08	487.8	170.06	2,219.02
Sub indice 2	323.81	611.35	147.96	156.2	804

$$K = .30 \times \frac{785.72}{323.81} + .24 \times \frac{1089.08}{611.35} + .28 \times \frac{487.8}{147.96} \times \frac{170.6}{156.2} + .18$$

$$\times \frac{2219.02}{804}$$

$$= .7279 + .4275 + 1.0337 + .4967$$

$$= 2.6858$$

Factor de Escalación: $K = 2.6858$

CET (Marzo, 86) = $K \times$ CET (Enero, 81)

Energfa Eléctrica.-

$$C \text{ VENT} = \text{No SECC} \times \frac{\text{No VENT}}{\text{SECC}} \times \frac{\text{POTENCIA (HP)}}{\text{VENT}} \times 0.746 \frac{\text{KW-h}}{\text{HP-h}} \times \text{HLA}$$

$$\$ \frac{6.00}{\text{KW-h}}$$

Depreciación.-

$$C \text{ DEP} = 0.07 \times \text{CET}$$

Mantenimiento.-

$$C \text{ MANT} = 0.01 \times C \text{ ET}$$

T O T A L . -

$$\text{Costo Total Anual} = C \text{ DEP} + C \text{ VENT} + C \text{ MANT}$$

EJEMPLO DE LA ESTIMACION DE LOS COSTOS TOTALES ANUALES PARA UN
 CONDENSADOR DE SUPERFICIE

DATOS:

Material de tubos: Admiralty
 Costo de Tubos: 154 000/100 pies (CT/100 pies)
 Costo Tubos / Costo Total: 0.65
 Costo de Partes de Repuesto: 0.04 * CE

Agua de Enfriamiento Requerida: 7 243 662 lb/h
 Agua de Enfriamiento (Reposición): 217 310 lb/h
 Costo del Agua de Reposición: 32 \$/1 M³
 No. de Tubos: 2 948
 Longitud: 28 pies

$$CE = \frac{CT}{0.65}$$

$$CT = \frac{CT}{100 \text{ pies}} * \frac{\text{LONG. TUBO}}{100} * N^{\circ} \text{ DE TUBOS}$$

$$CT = \frac{\$154 000}{100 \text{ pies}} * \frac{28 \text{ pies}}{100} * 2948$$

$$CT = \$ 127\ 117\ 760$$

$$CE = \frac{127\ 117\ 760}{.65}$$

$$CE = \$ 195\ 565\ 785$$

$$CPR = .04 * 195\ 565\ 785$$

$$CPR = 7\ 822\ 630$$

$$CET = 195\ 565\ 785 + 7\ 822\ 630$$

$$CET = \$ 203\ 388\ 415\ \text{M.N.} \quad (\text{Este costo está referido a marzo de 1986})$$

TORRE DE ENFRIAMIENTO.

$$\text{No. Celdas} = \frac{7\ 243\ 662}{500 * 10000} = 1.45 \quad \text{Se utilizarán 2 celdas}$$

$$GPM = 14\ 500$$

$$\text{Costo de la Torre} = C\ \text{TOR} = 2 * 600 * 10^6 = 1200$$

$$C\ \text{TOR} = 1200\ \text{Millones de pesos.}$$

ENERGIA ELECTRICA.

) VENTILADORES:

$$\frac{L}{G} = 0.85 \quad G = \frac{L}{0.85} = \frac{7\,243\,662}{0.85} = 8\,521\,955 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$\text{ACFM} = \frac{8\,521\,955}{0.068 * 60 * 2} = 1\,044\,357$$

$$\text{FLUJO DE AIRE} = 1\,044\,357 \frac{\text{pie}^3}{\text{min.}}$$

Para Ventiladores de Tipo Axial: PF = 0.60 pulg. H₂O

$$\text{HP} = \frac{1\,044\,357 * 0.60}{6370 * 0.80} = 123$$

$$\text{C VENT.} = \text{No. CELDAS} * \text{HP} * .746 * \text{HLA} * 6$$

$$= 2 * 123 * .746 * 7008 * 6$$

$$\text{C VENT.} = 7.716\,480$$

Millones de pesos anuales.

) BOMBEO DE AGUA:

$$\frac{7\,243\,662 \text{ lb}}{\text{h}} * \frac{\text{ft}^3}{62.37 \text{ lb}} * \frac{\text{th}}{3600 \text{ seg}} * \frac{\text{seg}}{8 \text{ ft}} = 4.033 \text{ ft}^2$$

$$\text{AREA DE FLUJO} = 4.033 \text{ ft}^2$$

$$D = \left(\frac{4A}{\pi} \right)^{1/2} = \left(\frac{4 * 4.033}{\pi} \right)^{1/2} = 2.266$$

$$D_i \text{ TUBERIA} = 2.266 \text{ ft}$$

$$= 27.2 \text{ pulgadas}$$

(FLUJO TOTALMENTE TURBULENTO)

$$f = .0115$$

$$v = 8.00 \text{ ft/seg.}$$

$$l_{eq} = 1500 \text{ pies}$$

$$g_c = 322$$

$$D = 28 \text{ pulgadas}$$

$$F = \frac{f}{2g_c D} = \frac{0.115 * 8^2 * 1500 * 12}{2 * 32.2 * 28} = 7.347 \frac{\text{pies lbf}}{\text{lbm}}$$

PASO EN EL EQUIPO:

$$AP_{cc} = 10 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} * 144 \frac{\text{in}^2}{\text{ft}^2} * \frac{\text{ft}^3}{62.37 \text{ lb}} = 25 \text{ pies } \frac{\text{lbf}}{\text{lbm}}$$

$$H = F + A Z + AP_{cc}$$

$$H = (7.347 + 60.0 + 23.0) \text{ pies } \frac{\text{lbf}}{\text{lbm}} = 90.347 \text{ pies } \frac{\text{lbf}}{\text{lbm}}$$

$$HP = \frac{QHP}{247000 * \rho_p}$$

$$\begin{aligned}
 Q &= 14\ 500 \text{ GPM} \\
 H &= 90.347 \text{ pies lbf/lbm} \\
 P &= 62.37 \text{ lb/pie}^3 \\
 ep &= 0.80
 \end{aligned}$$

$$bHp = \frac{14500 * 90.347 * 62.37}{247\ 000 * 0.8} = 413.5$$

$$bHP = 413.5 \text{ HP}$$

$$C. \text{ BOMBEO} = \frac{HP}{\text{BOMBA}} = HLA * .764 * 6 * \text{No. BOMBAS}$$

$$HP = 413.5$$

$$HLA = 7008$$

$$\text{No. BOMBAS} = 1$$

$$C. \text{ BOMBEO} = 413.5 * 7008 * .764 * 6 * 1 = 12\ 970\ 588$$

$$C. \text{ BOMBEO} = 12\ 970\ 588 \text{ Millones de pesos al año.}$$

DEPRECIACION :

$$C \text{ DEP.} = 0.05 * C \text{ Tor} + 0.07 * C \text{ et}$$

$$C \text{ DEP.} = 0.05 * 1200 + 0.07 * 203.388\ 415 = 74\ 237\ 200$$

$$C \text{ DEP.} = 74\ 237\ 2 \text{ Millones de pesos al año}$$

AGUA DE REPOSICION:

$$\begin{aligned}
 C \text{ AGREP} &= .05 * 0.454 * 10^{-3} * 7008 * 32 * \text{Wagna} \\
 &= 5.0906 * \text{Wagna}
 \end{aligned}$$

$$C \text{ AGREP} = 5.0906 * 7\ 243\ 662 = 36\ 874\ 667$$

$$C \text{ AGREP} = 36\ 874\ 667 \text{ Millones de pesos al año}$$

MANTENIMIENTO:

$$\begin{aligned}
 \text{C MANT} &= 0.03 (\text{CET} + \text{C TORN}) \\
 &= 0.03 (203\ 388\ 415 + 1200) = 42.101\ 7 \\
 \text{C MANT} &= 42.101\ 7 \text{ Millones de pesos al año}
 \end{aligned}$$

OPERACION:

$$\begin{aligned}
 \text{C OPER} &= \text{C VENT} + \text{C BOMBEO} + \text{C VENT} + \text{C AGRENT} \\
 &= \quad \quad + 12.970\ 588 + 7.716480 + 36.874\ 667 \\
 &= 57.561\ 735 \text{ Millones de pesos al año}
 \end{aligned}$$

TOTAL.

$$\begin{aligned}
 \text{COSTO TOTAL} &= \text{COPER} + \text{C DEP} + \text{C MANT} \\
 &= 57.561\ 735 + 74.237\ 2 + 42.101\ 7
 \end{aligned}$$

$$\text{COSTO TOTAL} = 173.900\ 635 \text{ Millones de pesos al año}$$

EJEMPLO DE LA ESTIMACION DE LOS COSTOS TOTALES ANUALES PARA UN AERO-ENFRIADOR

DATOS:

Area de Transferencia: 2 175 550 ft²

5 Secciones de 435 110 ft²

$$CE = \frac{\text{COSTO}}{\text{ft}^2} * \text{AREA DE TRANSFERENCIA}$$

$$\frac{\text{COSTO}}{\text{ft}^2} = 5445.25 * (\text{AREA DE TRANSFERENCIA})^{-0.241}$$

$$\frac{\text{COSTO}}{\text{ft}^2} = 5445.25 * (435\ 110)^{-0.241}$$

$$\frac{\text{COSTO}}{\text{ft}^2} = R. 38.3$$

$$CE = 238.3 \frac{\text{PESOS}}{\text{ft}^2} * 435110 * 5 = 518\ 423\ 308 \text{ pesos}$$

$$C \text{ NOT} = .0481 * CE$$

$$C \text{ PLA} = .0630 * CE$$

$$C \text{ PR} = .0360 * CE$$

$$C \text{ ENS} = .020 * CE$$

$$\begin{array}{r}
 \text{C MOT} = .0481 * 518\ 423\ 308 = 24\ 936\ 161 \\
 \text{C PLA} = .0630 * 518\ 423\ 308 = 32\ 660\ 668 \\
 \text{C PR} = .0360 * 518\ 423\ 308 = 18\ 663\ 239 \\
 \text{C ENS} = .020 * 518\ 423\ 308 = 10\ 368\ 466 \\
 \hline
 86\ 628\ 534
 \end{array}$$

$$\text{CET} = \text{CE} + \text{CMOT} + \text{CPLA} + \text{CPR} + \text{CENS.}$$

$$\begin{array}{r}
 \text{CET} = 518\ 423\ 308 \\
 24\ 936\ 161 \\
 32\ 660\ 668 \\
 18\ 663\ 239 \\
 10\ 368\ 466 \\
 \hline
 605\ 051\ 842
 \end{array}$$

COSTO TOTAL DEL EQUIPO : 605 051 842 PESOS M.N.

$$\text{CET} = 605\ 051\ 842$$

REFERIDOS A MARZO DE 1986

FACTOR DE ESCALACION : K = 2.6858

$$\text{CET} = 605\ 051\ 842 * 2.6858$$

CET = 1 625 048 238 PESOS M.N.

ENERGIA ELECTRICA.

$$C \text{ VENT} = \text{No. SECC.} * \frac{\text{No. VENT}}{\text{SECC}} * \frac{\text{HP}}{\text{VENT}} * .746 * \text{HLA} * \frac{\$ 6.00}{\text{Kw h}}$$

$$= 47 * 2 * 15 * .746 * 7008 * 6 = 44 \ 228 \ 610$$

C VENT = 44.22861 Millones de pesos al año.

DEPRECIACION.

$$C \text{ DEP} = 0.07 * \text{CET}$$

$$= 0.07 * 1 \ 625 \ 048 \ 238 = 113 \ 753 \ 377$$

C DEP = 113.753 377 Millones de pesos al año.

MANTENIMIENTO.

$$C \text{ MANT} = 0.01 * \text{CET}$$

$$= 0.01 * 1 \ 625 \ 048 \ 238 = 16 \ 250 \ 482$$

C MANT = 16.250 482 Millones de pesos al año.

TOTAL.

$$\text{COSTO TOTAL ANUAL} = C \text{ DEP} + C \text{ VENT} + C \text{ MANT}$$

$$= 113.753 \ 377 + 44.22861 + 16.250482 = 174 \ 232 \ 469$$

COSTO TOTAL ANUAL = 174.232 470 Millones de pesos al año.

CAPACIDAD (lb/h)	COSTO EQUIPO	DEPRECIACION	E-ELECTRICA	MANTENIMIENTO	OPERACION	TOTAL ANUAL
t1=75°F						
110230	877.239	61.407	14.887	8.772	23.660	85.066
220460	1772.870	124.101	28.884	17.729	46.563	170.664
661375	5382.002	376.740	79.238	53.820	133.068	509.808
1102300	8970.071	627.9015	132.080	89.701	221.781	849.686
1543210	12537.802	877.646	186.960	125.378	312.338	1189.984

t1=80°F						
110230	1084.475	75.913	18.162	10.845	29.007	104.920
220460	2176.504	152.355	35.289	21.765	57.054	209.409
661375	6584.258	460.898	99.467	65.843	165.310	626.208
1102300	11008.723	770.611	162.190	110.087	272.278	1042.888
1543210	15412.112	1078.848	226.808	154.121	380.929	1459.777

t1=85°F						
110230	1403.115	90.218	23.569	14.031	37.600	135.818
220460	2816.565	197.160	45.672	28.166	73.837	270.997
661375	8483.349	593.838	132.661	84.834	217.495	811.332
1102300	14179.968	992.598	216.821	141.800	358.620	1351.218
1543210	19945.086	1396.156	293.934	199.451	493.385	1889.541

TABLA IV.1 DESGLOSE DE COSTOS PARA AERO-ENFRIADORES
Pa=1psia Ts=102°F (COSTOS EN MILLONES DE PESOS)

CAPACIDAD (lb/h)	COSTO EQUIPO	DEPRECIACION	E-ELECTRICA	MANTENIMIENTO	OPERACION	TOTAL ANUAL
---------------------	--------------	--------------	-------------	---------------	-----------	----------------

t1=75°F

110230	454.173	31.792	7.303	4.542	11.905	43.697
220460	911.977	63.838	14.281	9.120	23.404	87.239
661375	2743.818	192.057	41.974	27.438	69.412	261.479
1102300	4610.069	322.705	66.531	46.101	112.632	435.339
1543210	6427.107	449.897	94.988	64.271	159.259	609.157

t1=80°F

110230	497.208	34.805	9.854	4.962	14.812	49.617
220460	1005.931	70.415	17.719	10.059	27.778	98.194
661375	3035.714	212.500	56.853	30.357	81.211	293.711
1102300	5079.205	355.544	82.452	50.792	113.244	488.789
1543210	7142.303	499.961	113.814	71.423	185.237	685.199

t1=85°F

110230	559.069	39.135	11.548	5.594	17.139	56.274
220460	1124.620	78.723	21.971	11.246	33.217	111.941
661375	3392.130	237.449	63.271	33.921	97.193	334.642
1102300	5707.705	399.539	98.663	57.067	155.760	555.300
1543210	8019.388	561.357	135.242	80.194	215.436	776.793

TABLA IV.2 DESGLOSE DE COSTOS PARA AERO-ENFRIADORES
Pa=2psia Ts=127°F (COSTOS EN MILLONES DE PESOS).

CAPACIDAD (lb/h)	COSTO EQUIPO (cc/te)	DEPRECIACION	E-ELECTRICA VENT/BOMBEO	MANTENIMIENTO	OPERACION	TOTAL ANUAL
110230	115197 1200	61407	9410 10176	39456	63139	121793
220460	230552 1800	124101	14116 20376	60917	103613	195637
661375	691576 4200	376740	32936 61077	146747	265385	490830
1102300	1152679 7200	627905	56462 101889	250580	449960	834186
1543210	1613782 9600	877646	75283 142730	336413	611901	1129583

t1=80°F

110230	167552 1200	75913	9410 15938	41027	72793	135111
220460	230630 2400	152355	18821 31926	78919	142522	259846
661375	691596 6600	460898	51757 95779	218748	404852	731507
1102300	1152659 10800	770611	84693 159632	358580	667186	1203179
1543210	1613723 15800	1078848	122334 223575	516412	952352	1722978

t1=85°F

110230	115217 2400	98218	18821 28141	75456	133750	242994
220460	230604 4200	197160	32936 56214	132915	244701	437900
661375	691576 11400	593838	89398 168308	362747	688228	1217240
1102300	1152718 19200	902598	150565 280182	610582	1154154	2042279
1543210	1613792 26400	1396156	207028 392253	840414	1597648	2823586

TABLA IV.3 DESGLOSE DE COSTOS PARA CONDENSADORES DE SUPERFICIE
Pa=psia, ts=102°F (COSTOS EN MILLONES DE PESOS)

CAPACIDAD (lb/h)	COSTO EQUIPO (c/te)	DEPRECIACION	E-ELECTRICA VENT/BOMBEO	MANUTENIMIENTO	OPERACION	TOTAL ANUAL
---------------------	------------------------	--------------	----------------------------	----------------	-----------	----------------

t1=75°F

110230	145.563 600	31792	4705 4681	22367	33638	69122
220460	291.215 600	63838	4705 9361	26736	44673	90253
661375	873.38 1800	137021	14116 28084	80201	133710	270731
1102300	1455.633 3600	253663	28271 46807	151669	245855	499219
1543210	2037.886 4800	345011	37641 65530	205137	334695	679706

t1=80°F

110230	145.632 600	35489	4705 5297	22364	34504	69993
220460	291.265 600	45683	4705 10593	26738	46302	91985
661375	873.794 2400	162345	18821 31779	98214	161611	323956
1102300	1456.323 3600	253712	28231 52966	151690	254215	507926
1543210	2038.852 5400	370373	42347 74152	223166	369524	739897

t1=85°F

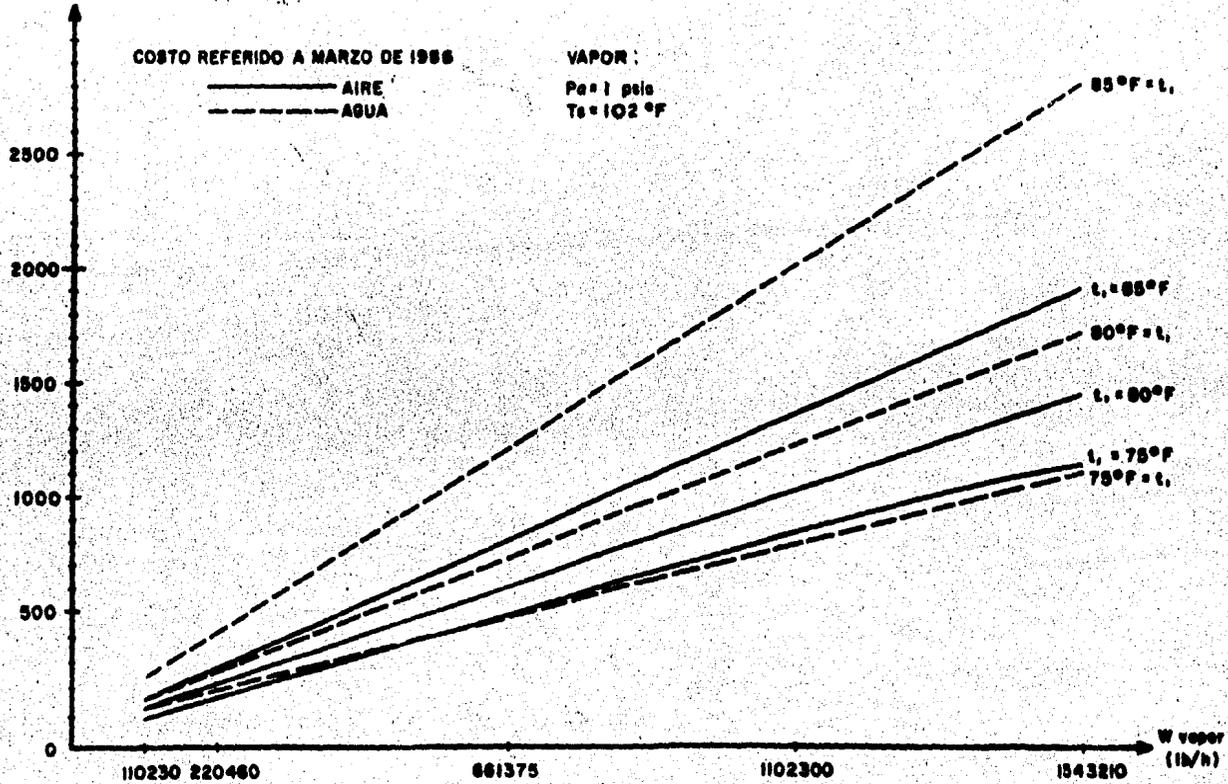
110230	145.642 600	35490	4705 6099	22369	35630	71119
220460	291.284 1200	70980	941 12198	44739	71259	142239
661375	873.853 3000	187644	23526 36594	116216	191072	378716
1402300	1456421 4200	279013	32936 60991	169693	288180	567193
1543210	2038.99 6000	395678	47052 88327	241170	407993	803670

TABLA IV. 4 DESGLOSE DE COSTOS PARA CONDENSADORES DE SUPERFICIE Pa=2 psia, ta=127°F (COSTO EN MILLONES DE PESOS).

COSTO TOTAL ANUAL

GRAFICA No IV. 7

COSTO EN M.R.
(MILLONES)



COSTO TOTAL ANUAL

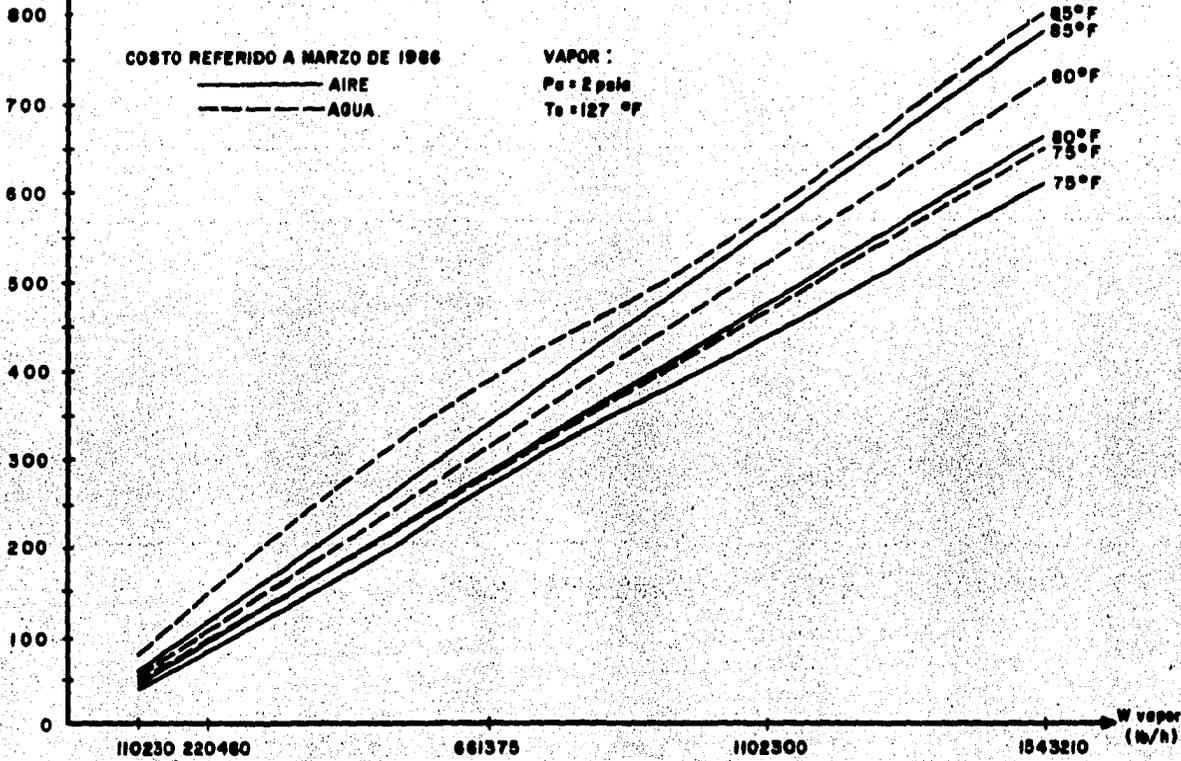
GRAFICA No. IV. 8

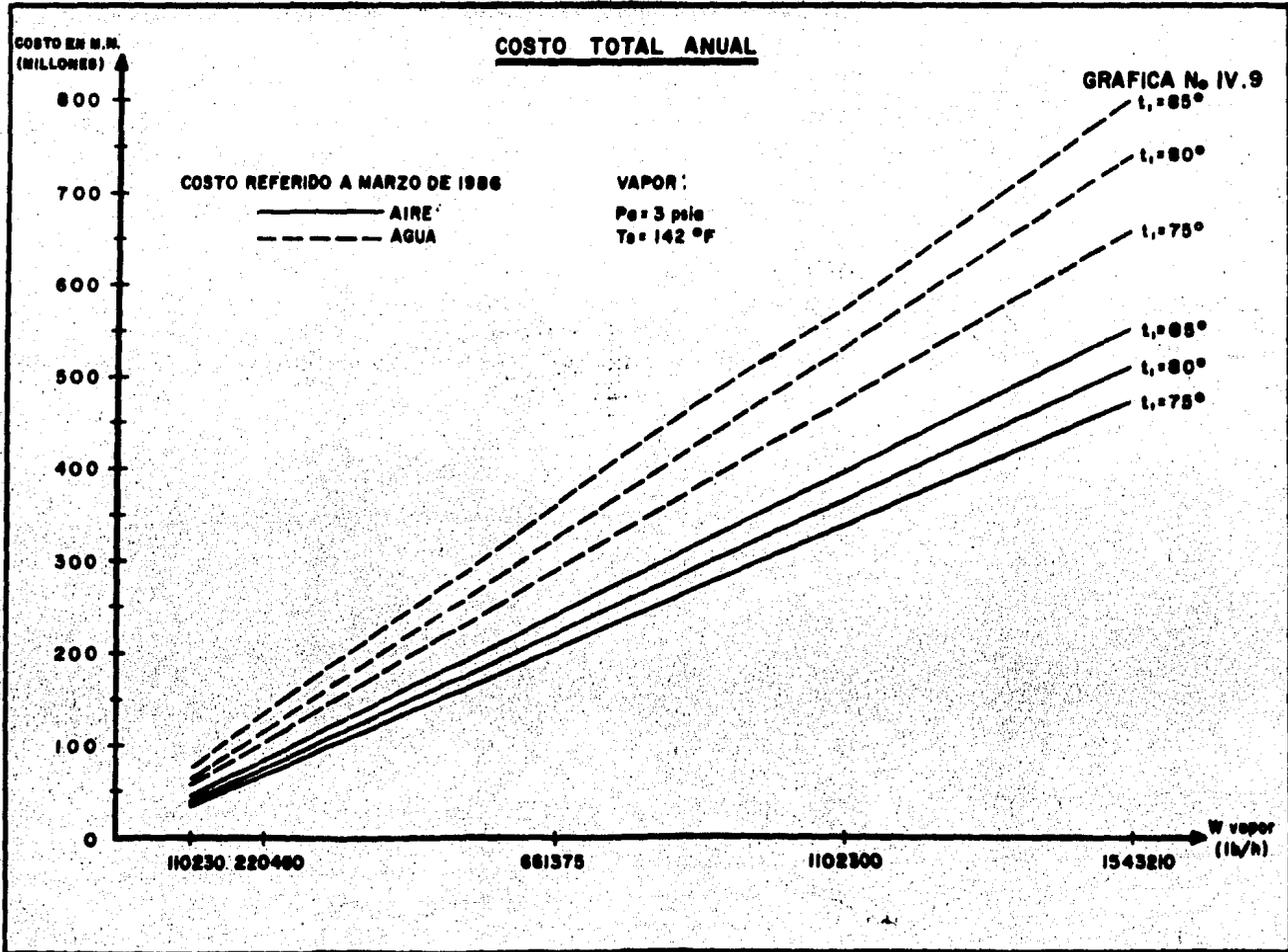
**COSTO EN M.M.
(MILLONES)**

COSTO REFERIDO A MARZO DE 1986

— AIRE
- - - AGUA

VAPOR :
P_o = 2 psia
T_o = 127 °F





COSTO TOTAL ANUAL

GRAFICA No. IX.10

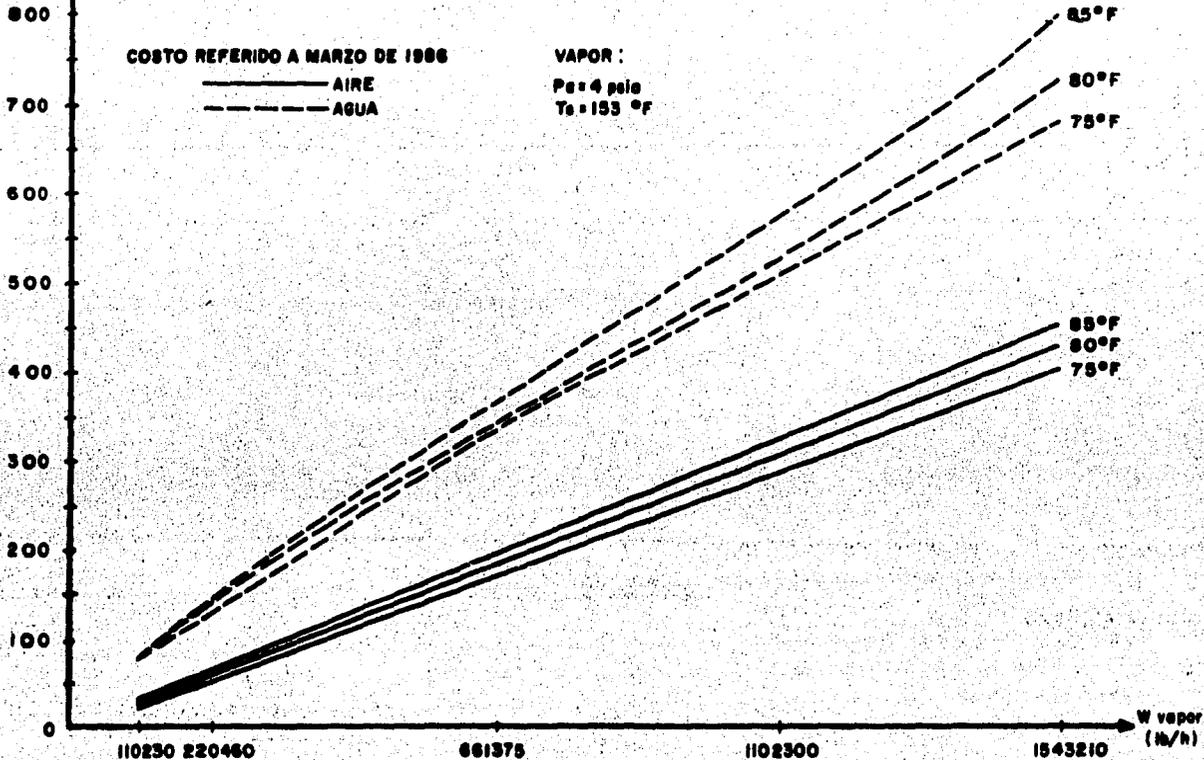
COSTO EN M.M.
(MILLONES)

COSTO REFERIDO A MARZO DE 1986

— AIRE
- - - AGUA

VAPOR :

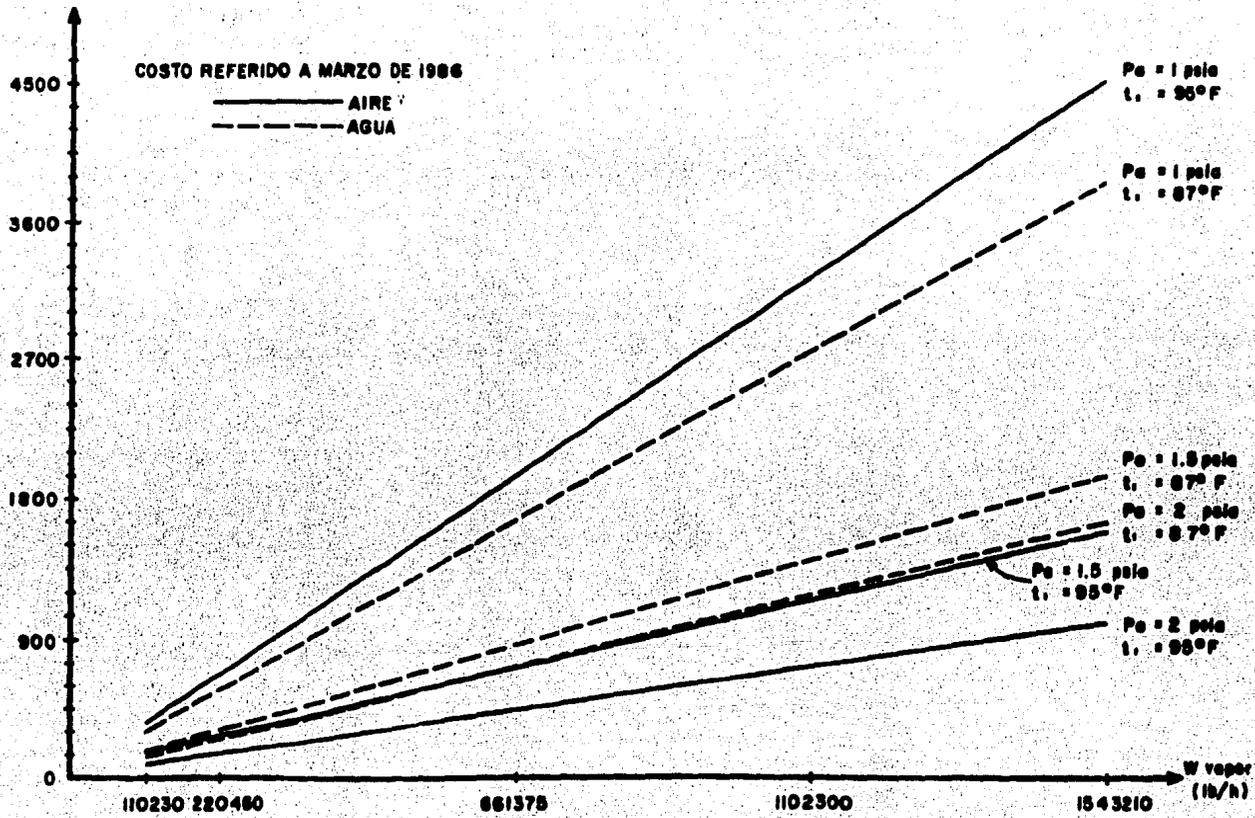
$P_v = 4 \text{ psia}$
 $T_s = 153 \text{ }^\circ\text{F}$



COSTO TOTAL ANUAL

GRAFICA N.º IV.11

COSTO EN M.N.
(MILLONES)



CAPITULO V**CONCLUSIONES**

CONCLUSIONES

La selección del equipo mas adecuado para la condensación de vapor en plantas de potencia, depende de diversos factores, tales como la presión, temperatura y la cantidad de vapor, así mismo de la temperatura del fluido de servicio, su disponibilidad y su tratamiento. Otros factores que también son importantes son los costos tanto del equipo, energía eléctrica, etc., los cuales son parámetros que nos orientan a la selección más adecuada.

De las gráficas IV.7 a IV.11 y las tablas IV. a IV., se obtiene la siguiente información:

1. Cantidad de vapor a condensar. Se aprecia un comportamiento directamente proporcional y casi lineal en la relación flujo de vapor - costo. Es te es muy lógico, pues teniendo fijas las condiciones de proceso, a medida que aumente la cantidad de vapor, aumenta el tamaño del equipo y por consiguiente el costo del mismo.

En las curvas correspondientes al agua en las gráficas IV.8 a IV. 10, se notan pequeñas desviaciones de la recta, esto se debe al aumento en agua de reposición que se necesita.

2. Presión de trabajo. Al tratarse de vapor saturado, a una presión corresponde una temperatura. A presión de 1 psia, la temperatura del vapor es de 102°F, esta temperatura es muy baja y dificulta en gran medida la - - -

transferencia de calor, por otro lado la cantidad de calor a remover es mayor. Esto ocasiona que el costo del equipo sea muy elevado.

Al comparar los costos reportados en la gráfica IV.7 y los reportados en las gráficas IV.8 a IV.10 observamos que los costos son de 2 a 3 veces mayores para la $P=1$ psia.

A primera vista, se pensaría que no es conveniente trabajar a esta presión, sin embargo se debe tener en cuenta que mientras mas baja sea la presión del vapor a la salida de la turbina, mayor será el aprovechamiento de energía y la eficiencia del ciclo, aumentando consecuentemente la producción de energía y tal vez en este aumento podría absorberse el incremento en el costo del equipo.

3. Temperatura de entrada del medio de enfriamiento. Este es otro factor determinante en la selección del equipo. Notamos de las gráficas que a presiones mayores a 3 psig., no es conveniente la utilización de agua, aún siendo la temperatura de entrada de 75°F .

En presiones menores a 3 psig. (6 pulgadas de Hg), la conveniencia de utilizar agua o aire como medio de enfriamiento esta en función de la temperatura de entrada de estos.

4. Requerimientos de agua. Se aprecia en las gráficas IV.8 a IV.10 que los costos para condensadores de superficie prácticamente no varían a un flujo de vapor fijo y que el costo de los aero-enfriadores va disminuyendo-

a medida que la presión de operación aumenta. Este comportamiento se debe todo a que el agua tiene la temperatura de salida limitada y como la carga térmica a remover no varía notoriamente con respecto a la presión de operación, el servicio es prácticamente el mismo.

Por otro lado, al aumentar la presión de operación, aumenta la temperatura de condensación del vapor y como por el lado del aire no existe limitante en cuanto a la temperatura de salida, la cantidad de aire manejada por ventilador disminuye ligeramente pues este sale a mayor temperatura.

5. Utilizar agua de mar como medio de enfriamiento resulta caro, sobre todo a bajas presiones de operación y altos flujos de vapor a condensar. Si bien es cierto, se ahorra en instalación de equipo como torre de enfriamiento, equipo para tratamiento de agua, y en el mismo tratamiento de agua, los costos de bombeo se hacen muy altos a consecuencia de los altísimos volúmenes de agua que se requieren para cumplir con el servicios.

Por otro lado, debe recordarse que al evaluar el sistema de enfriamiento con agua dulce, no se tomó en cuenta el costo por bombeo de agua de la fuente a la planta, esto se hizo bajo la consideración de que la fuente está muy cercana a la planta y el volumen de agua es relativamente bajo (de el 3 y el 5% del flujo de agua requerido para la condensación). De no aplicar esta condición para una planta determinada, el costo por bombeo se aumentaría de tal manera, que enfriar con agua de mar podría resultar más económico.

6. De la gráfica IV.11 apreciamos que la utilización de aero-enfriadores no es conveniente, e incluso es en esta opción donde los costos para la condensación son los más elevados.

El funcionamiento de los aero-enfriadores a nivel del mar (alta presión-atmosférica), tiene dos grandes desventajas ocasionando que su utilización sea costosa, estas son:

- i) Altas temperaturas de diseño del aire, que aunadas a las bajas temperaturas de condensación dan como resultado pequeños rangos de temperatura, la diferencia media de temperatura, como consecuencia el area necesaria para el servicio aumenta y de la misma manera aumenta el costo del equipo.
 - ii) La densidad del aire es mayor, esto hace necesario utilizar motores de ventilador de mayor potencia, pues se debe recordar que los ventiladores son de tipo axial y manejan volúmenes de aire.
7. Otro aspecto importante es la pendiente de las líneas en las gráficas -- IV.7 a IV.11.

Los aero-enfriadores presentan pendientes más pequeñas que los condensadores de superficie y además, la variación entre ellas es mínima en función a la temperatura de entrada del aire. Esto indica que un aero-enfriador tiene hasta cierto punto estabilidad en el costo de su funcionamiento.

Lo anterior es una característica muy deseable en el funcionamiento de todo equipo, pues cualquier desviación a las condiciones de diseño, puede absorberse de forma tal que no represente grandes gastos.

Se confirma que la selección de un equipo que cumpla con un servicio de condensación de vapor, es una decisión que depende de múltiples factores. Elegir a un solo equipo para que satisfaga a todas las condiciones posibles de operación, es un error.

La selección adecuada depende de que tan correctamente sean reconocidos los diversos factores que intervienen en el fenómeno, de la forma en que estos sean evaluados y de las variaciones que tengan entre sí a futuro.

Aún cuando se utilizaran las técnicas más modernas, los modelos económicos de mejor comportamiento y las metodologías de estimación más conservadoras, es posible que la selección del equipo no resulte la mejor al transcurrir algunos años, sin embargo, el contar con alternativas y analizarlas es un instrumento de gran valor en el aprovechamiento adecuado de los recursos existentes.

A P E N D I C E

En la actualidad, las computadoras son una herramienta muy valiosa en un amplio campo de la actividad humana, especialmente en el diseño de equipo. Tomando en cuenta la cantidad de ecuaciones, la naturaleza iterativa de los diseños, el rango de aplicación de los diversos parámetros mas la exactitud y rapidez de operación de estos instrumentos, han hecho que su utilización sea indispensable.

Para la elaboración de esta tesis, fue necesario contar con los diseños de los equipos de condensación a diferentes condiciones de operación (se realizaron 180 diseños) y después estimar el costo total anual de cada uno de estos equipos.

Con la finalidad de facilitar el trabajo de diseño y evitar errores en el mismo, se estructuraron programas de calculadora para el dimensionamiento y requerimientos de servicios auxiliares, así como para la evaluación económica de los equipos de condensación. Para esto, se utilizó una calculadora Hewlett-Packard 41CV.

La utilización de estos programas es muy sencilla, pues la misma calculadora va preguntando el valor de la variable que requiere para realizar el cálculo.

Es importante mencionar que los programas tanto de diseño como de evaluación están estructurados de forma tal, que cumplen con los criterios de diseño, metodologías de cálculo, nomenclatura y unidades que se enlistaron en los capítulos anteriores.

PROGRAMA DE CALCULO PARA CONDENSADORES DE SUPERFICIE

01	LBL ^T COND	27	PROMPT	53	RCL 05
02	WV ^T = ?	28	STO 08	54	*
03	PROMPT	29	Va = ?	55	RCL 12
04	STO 01	30	PROMPT	56	*
05	TS = ?	31	STO 09	57	RCL 13
06	PROMPT	32	L = ?	58	*
07	STO 02	33	PROMPT	59	RCL 09
08	T1 = ?	34	STO 10	60	SQRT
09	PROMPT	35	NP = ?	61	*
10	STO 03	36	PROMPT	62	STO 15
11	FL = ?	37	STO 11	63	U =
12	PROMPT	38	MV = ?	64	ARC1 X
13	STO 05	39	PROMPT	65	AVIEW
14	a'' = ?	40	STO 17	66	STOP
15	PROMPT	41	DI = ?	67	RCL 01
16	STO 06	42	PROMPT	68	RCL 04
17	a' = ?	43	STO 23	69	*
18	PROMPT	44	RCL 08	70	STO 16
19	STO 07	45	8	71	Q =
20	ETU = ?	46	/	72	ARCL X
21	PROMPT	47	4	73	AVIEW
22	STO 12	48	1 / X	74	STOP
23	FTE = ?	49	Y / X	75	RCL 01
24	PROMPT	50	STO 14	76	RCL 08
25	STO 13	51	LBL 11	77	/
26	LV = ?	52	RCL 14	78	STO 18

79	A ^T =	107	CHS	135	STOP
80	ARCLX	108	RCL 02	136	RCL 21
81	AVIEW	109	+	137	RC1 11
82	STOP	110	STO 20	138	*
83	6.424 E - 4	111	T2 =	139	1560
84	RCL 15	112	ARC1 X	140	/
85	*	113	AVIEW	141	RC1 07
86	RCL 10	114	STOP	142	RC1 13
87	*	115	RCL 18	143	RC1 19
88	RCL 11	116	RCL 06	144	/
89	*	117	/	145	STO 22
90	RCL 06	118	RC1 10	146	Vac =
91	*	119	/	147	ARC1 X
92	RCL 09	120	STO 19	148	AVIEW
93	/	121	NT=	149	STOP
94	RCL 07	122	ARC1 X	150	RC1 09
95	/	123	AVIEW	151	RC1 22
96	E / X	124	STOP	152	-
97	ENTER /	125	RCL 16	153	RC1 09
98	RCL 02	126	ENTER /	154	/
99	RCL 03	127	RCL 20	155	ABS
100	-	128	RCL 03	156	.01
101	/	129	-	157	X Y
102	1 / X	130	/	158	X Y?
103	DT ^T =	131	STO 21	159	GTO 10
104	ARCL X	132	Wa =	160	RC1 22
105	AVIEW	133	ARC 1 X	161	STO 09
106	STOP	134	AVIEW	162	GTO 11
				163	

163 RCL 23
164 7738.1
165 *
166 RCL 09
167 *
168 RCL 17
169 /
170 .32
171 Y / X
172 2
173 *
174 1 / X
175 .0056
176 +
177 RCL 09
178 X / 2
179 *
180 RCL 10
181 *
182 RCL 11
183 *
184 12.39
185 /
186 RCL 23
187 /
188 DPT^T₌
189 ARCL X
190 AVIEW
191 STOP
192 END

PROGRAMA DE CALCULO PARA AERO-ENFRIADORES
(CONDENSACION)

01	LBL AIRE	27	PROMPT	53	+
02	Wv = ?	28	STO 11	54	STO 15
03	PROMPT	29	Ux = ?	55	T2 =
04	STO 01	30	PROMPT	56	ARC1 X
05	TS = ?	31	STO 13	57	A VIEW
06	PROMPT	32	DO * AR = ?	58	STOP
07	STO 02	33	PROMPT	59	RC1 02
08	TA1 = ?	34	STO 28	60	RC1 12
09	PROMPT	35	DR = ?	61	-
10	STO 12	36	PROMPT	62	RC1 02
11	APSF =	37	STO 30	63	RC1 15
12	PROMPT	38	1	64	-
13	STO 07	39	STO 20	65	/
14	L = ?	40	LBL 06	66	LN
15	PROMPT	41	RC1 13	67	RC1 14
16	STO 08	42	1	68	/
17	APF = ?	43	+	69	1/X
18	PROMPT	44	10	70	STO 16
19	STO 09	45	/	71	MTD =
20	aT = ?	46	RC1 02	72	ARCLX
21	PROMPT	47	ENTER /	73	A VIEW
22	STO 10	48	RC1 12	74	STOP
23	RO = ?	49	-	75	RC1 01
24	PROMPT	50	*	76	950
25	STO 06	51	STO 14	77	*
26	D1 = ?	52	RC1 12	78	STO 04

79	Q =	109	GTO 01	139	STO 21
80	ARC 1	110	RC1 19	140	NTS =
81	AVIEW	111	16	141	ARCLX
82	STOP	112	/	142	AVIEW
83	RC1 13	113	INT	143	STOP
84	/	114	1	144	RC1 01
85	RC1 16	115	+	145	25
86	/	116	STO 20	146	/
87	STO 17	117	N SEC =	147	RC1 21
88	Ax =	118	ARC1X	148	/
89	ARC1X	119	AVIEW	149	RC1 10
90	AVIEW	120	STOP	150	/
91	STOP	121	RC1 18	151	STO 22
92	RC1 07	122	RC1 08	152	RC1 11
93	/	123	/	153	*
94	STO 18	124	RC1 20	154	.0081
95	FA =	125	/	155	/
96	ARC1X	126	STO 19	156	STO 23
97	AVIEW	127	W1 SEC=	157	5.05 E-7
98	STOP	128	ARC1X	158	*
99	RC1 08	129	AVIEW	159	CHS
100	/	130	STOP	160	.006
101	STO 19	131	LBL 01	161	+
102	W1 =	132	RCL 17	162	STO 24
103	ARCLX	133	RC1 09	163	RC1 23
104	AVIEW	134	/	164	100
105	STOP	135	RC1 08	165	$X \leq Y$
106	16	136	/	166	$X < = Y ?$
107	$X \leq Y$	137	RC1 20	167	GTO 03
108	$X < = Y ?$	138	/	168	RC1 23

169	2.9	199	STO ϕ 5	229	RCL 27
170	*	200	WAS =	230	1/x
171	980	201	ARCLX	231	*
172	+	202	AVIEW	232	1/X
173	STO 25	203	STOP	233	STO 29
174	GTO ϕ 4	204	RCL 05	234	U x L =
175	LBL ϕ 3	205	RCL 20	235	ARCLX
176	RCL 23	206	*	236	AVIEW
177	7. ϕ 75	207	RCL 18	237	STOP
178	*	208	/	238	RCL 13
179	67.5	209	STO 26	239	-
180	-	210	GA=	240	RCL 13
181	STO 25	211	ARCLX	241	/
182	LBL ϕ 4	212	AVIEW	242	ABS
183	.27 ϕ 7	213	STOP	243	.05
184	*	214	1.98 E-3	244	X \leq Y
185	RCL 11	215	*	245	X \leq = Y?
186	/	216	3.43	246	GTO ϕ 5
187	STO ϕ 3	217	+	247	RCL 29
188	H1=	218	STO 27	248	LN
189	ARCLX	219	HA=	249	RCL 13
190	AVIEW	220	ARCLX	250	LN
191	STOP	221	AVIEW	251	+
192	RCL ϕ 4	222	STOP	252	2
193	.24	223	RCL 28	253	/
194	/	224	RCL 11	254	E /X
195	RCL 14	225	/	255	STO 13
196	/	226	RCL ϕ 3	256	GTO ϕ 6
197	RCL 2 ϕ	227	1/X	257	LBL ϕ 5
198	/	228	*	258	.2

259	RCL 18	289	/
260	*	290	STO 31
261	RCL 26	291	ACFM =
262	/	292	ARCLX
263	.785	293	AVIEW
264	/	294	STOP
265	SORT	295	3141.6
266	STO 32	296	/
267	D FAN=	297	RCL 32
268	ARCLX	298	X / 2
269	AVIEW	299	/
270	STOP	300	X / 2
271	RCL 26	301	RCL 36
272	6.78 E-5	302	*
273	*	303	RCL 33
274	.667	304	+
275	-	305	PTV=
276	4	306	ARCLX
277	*	307	AVIEW
278	RCL 30	308	STOP
279	/	309	8918
280	STO 33	310	/
281	DP STA=	311	RCL 31
282	ARCLX	312	*
283	AVIEW	313	HP=
284	STOP	314	ARCLX
285	.222	315	AVIEW
286	RCL 65	316	STOP
287	*	317	END
288	RCL 36		

PROGRAMA DE CALCULO

COSTOS PARA CONDENSADORES DE SUPERFICIE

HP 41CV

01	LBL C AGUA	19	GPM =	37	A RCLX
02	NO TUB =	20	ARCLX	38	AVIEW
03	PROMPT	21	AVIEW	39	STOP
04	LONG =	22	STOP	40	RCL 02
05	PROMPT	23	10 000	41	7.788 E-6
06	*	24	/	42	*
07	2.464 E-3	25	INT	43	STO 06
08	*	26	1	44	C BOMB =
09	STO 00	27	+	45	ARCLX
10	C EQ =	28	STO 04	46	AVIEW
11	ARCL X	29	N CEL =	47	STOP
12	A VIEW	30	A RCLX	48	RCL 04
13	STOP	31	AVIEW	49	.600
14	W AGUA =	32	STOP	50	*
15	PROMPT	33	4.7051712	51	STO 08
16	STO 02	34	*	52	C TORRE =
17	500	35	STO 05	53	ARCLX
18	/	36	C VENT =	54	AVIEW

55	STOP	72	STO 10	88	+
56	RCL 00		+	89	RCL 07
57	+	73	RCL 08	90	+
58	.03	74	.05	91	RCL 10
59	*	75	*	92	+
60	STO 07	76	+	93	C OPER =
61	C MANT =	77	RCL 00	94	ARCLX
62	ARCLX	78	.07	95	AVIEW
63	AVIEW	79	*	96	STOP
64	STOP	80	+	97	CHS
65	RCL 06	81	STO 09	98	RCL 09
66	+	82	C TOTAL =	99	+
67	RCLO2	83	ARCLX	100	C FIJO =
68	.03	84	AVIEW	101	ARCLX
69	*	85	STOP	102	AVIEW
70	32 E-6	86	RCL 05	103	STOP
71	*	87	RCL 06	104	END

PROGRAMA DE CALCULO

COSTOS: AERO-ENFRIADORES

01	LBL Ç AIRE	26	*	51	STO 03
02	1	27	RCL 01	52	C FIJO =
03	STO 01	28	*	53	ARCLX
04	AREA =	29	RCL 00	54	AVIEW
05	PROMPT	30	*	55	STOP
06	STO 00	31	STO 02	56	RCL 02
07	500 000	32	C EQ =	57	.01
08	X Y	33	ARCL X	58	*
09	X = Y?	34	AVIEW	59	STO 04
10	GTO 10	35	STOP	60	C MANT =
11	RCL 00	36	HP VEN =	61	ARCLX
12	500 000	37	PROMPT	62	AVIEW
13	/	38	62 735.616 E-6	63	STOP
14	STO 01	39	*	64	RCL 05
15	No. SEC =	40	No. SEC = ?	65	+
16	ARCL X	41	PROMPT	66	C OPER =
17	AVIEW	42	*	67	ARCLX
18	STOP	43	STO 05	68	AVIEW
19	500 000	44	C VENT =	69	STOP
20	STO 00	45	ARCLX	70	RCL 03
21	LBL 10	46	AVIEW	71	+
22	RCL 00	47	STOP	72	C TOTAL =
23	-.241	48	RCL 02	73	ARCLX
24	Y X	49	.07	74	AVIEW
25	17 068.67 E-6	50	*	75	STOP
				76	END

NOMENCLATURA

A	AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR
AR	RELACION DE AREAS, AREA TUBO ALEJADO/AREA TUBO LISO
a'	AREA DE FILUJO POR TUBOS
a''	AREA DE TRANSFERENCIA POR PIE LINEA
ACFM	VOLUMEN ACTUAL DEL AIRE
APF	AREA POR PIE DE TUBO
APSF	AREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE PIE CUADRADO DE AREA FACIAL
C	CAPACIDAD CALORIFICA
D	DIAMETRO DE TUBO
DFAN	DIAMETRO DEL VENTILADOR
DP	CAIDA DE PRESION
DR	RELACION DE DENSIDAD (AIRE)
DPSTA	CAIDA DE PRESION ESTATICA
dt _a	INCREMENTO DE TEMPERATURA DEL AIRE
FA	AREA FACIAL DEL AERO-ENFRIADOR
FARF	AREA MINIMA DE VENTILADOR
FD	DIAMETRO DEL VENTILADOR
FP	FACTOR DE PRESION
FL	FACTOR DE LIMPIEZA
FTU	FACTOR DE TUBOS
FC	FACTOR DE CORRECCION POR CARGA DE VAPOR
FTE	FACTOR DE CORRECCION POR TEMPERATURA

G	MASA VELOCIDAD
h	COEFICIENTE INDIVIDUAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR
hp	POTENCIA REQUERIDA POR VENTILADOR
K	CONDUCTIVIDAD TERMICA
L	LONGITUD DE TUBOS
LMTD	DIFERENCIA MEDIA LOGARITMICA DE TEMPERATURA
LV	CARGA DE VAPOR A CONDENSAR
MU	VISCOSIDAD
N	NUMERO DE CAMAS
Np	NUMERO DE PASOS POR TUBOS
NSEC	NUMERO DE SECCIONES
NTS	NUMERO DE TUBOS POR SECCION
Nt	NUMERO DE TUBOS POR UNIDAD
PTV	PRESION TOTAL POR VENTILADOR
Q	CARGA TERMICA
Ro	DENSIDAD DE LOS FLUIDOS
T	TEMPERATURA DEL FLUIDO CALIENTE (VAPOR)
t	TEMPERATURA DEL FLUIDO FRIO (AIRE O AGUA)
U	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR
Ua	VELOCIDAD DEL AGUA DE ENFRIAMIENTO
W	FLUJO MASICO
Wi	ANCHO DE LA UNIDAD
Wi SEC	ANCHO DE LA SECCION

SUB INDICES:

1. a POR LADO DEL AIRE
2. c CALCULADO

3.	i	INTERNO
4.	Q	EXTERNO
5.	S	VAPOR
6	sup	SUPUESTO
7.	t	POR TUBOS
8.	w	POR LADO DEL AGUA
9.	x	EN BASE A TUBO LISO
10.	1	A LA ENTRADA
11	2	A LA SALIDA

B I B L I O G R A F I A

1. WHICH COOLING MEDIUM - WATER OR AIR?

Bob C. Perkins
Petroleum Refiner, Vol. 38 No 4, pag. 99-102 Abril 1959.

2. INTRODUCTION TO CHEMICAL ENGINEERING THERMODYNAMICS

J.M. Smith y H.C. Van Ness, Tercera Edición
Mc Graw Hill, 1975.

3. CHEMICAL ENGINEERING HANDBOOK

R.H. Perry y C. Chilton, Quinta Edición
Mc Graw Hill, 1984.

4. PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Donald Q. Kern, 14a. Impresión.
Mc Graw Will, 1980

5. POWER PLANT TECHNOLOGY

M.M. EL - Wakil, 1a. Edición
Mc Graw Hill, 1984.

6. GAS PROCESSORS SUPPLIERS ASSN. (G.P.S.A.). ENGINEERING DATA BOOK

Secc. 9, Air Cooled Exchangers
Gas Processor Supplier Assn, Tulsa U.S.A. 1979.

7. APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANT.

Ernest E. Ludwid
Gulf Publishing Company, Houston Texas, 1964.

8. VACUUM STEAM CONDENSERS: AIR VS. WATER COOLING.

J.R. Christman
Hydrocarbon Processing, Sept. 1980 Pag. 257-259.

9. ECONOMIC APPLICATION OF AIR COOLING TO PROCESS INDUSTRIES.

R.T. Mathews
Ninth National Heat Transfer Conference, AIChE - ASME, 1967.

10. SELECTION, OPERATION AND MAINTENANCE OF COOLING TOWER AND AIR-COOLED EXCHANGERS

H.E. Degler
The Oil and Gas Journal, Sept. 6 1951, pag. 76-10.

11. PLANT DESIGN AND ECONOMICS FOR CHEMICAL ENGINEERS.

M.S. Peters y K.D. Timmerhaus, 3a. Edición
Mc Graw Hill, Chemical Engineering Series, 1980.

12. CURSO DE TRANSFERENCIA DE CALOR
Instituto Mexicano del Petróleo