

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO
FACULTAD DE QUIMICA



DISEÑO TERMICO DE CONDENSADORES
DE SUPERFICIE

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A
JESUS HERMILO CANCINO ROJAS

México, D. F.

1979



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 esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE QUÍMICA

TESIS 1979

N. C. 53



DISEÑO TÉCNICO DE CONDENSADORES

PRIME



T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

INGENIERO QUÍMICO

SE PRESENTA

FRANCISCO GARCÍA RUIZ

1979

U. N. A. M.

Jurado asignado según el tema :

PRESIDENTE	Prof.	ALEJANDRO I. ANAYA DURAN
VOCAL	"	CLAUDIO AGUILAR MARTINEZ
SECRETARIO	"	JOSE A. ORTIZ RAMIREZ
1er. SUPLENTE	"	ENRIQUE BRAVO MEDINA
2do. SUPLENTE	"	GRACIANO MORENO PADILLA

Sitio donde se desarrolló el tema :

FACULTAD DE QUIMICA Y C.S.C.

Sustentante :

JESUS HERMILO CANCINO ROJAS

Asesor del tema :


JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ

A mi madre que con su esfuerzo y ejemplo nos ha sabido inculcar el deseo de superación a todos sus hijos.

A mis hermanos Carlos, José y René.

A todas aquellas personas que me han mostrado siempre una amistad desinteresada y sincera.

Con plena gratitud al Ingeniero Químico
José Antonio Ortiz Ramírez por su gran
ayuda en la elaboración de este trabajo.

I N D I C E

	Página
Capítulo 1 .- Introducción	2
Capítulo 2 .- Generalidades	10
Capítulo 3 .- Diseño Técnico y Algoritmo de Diseño	45
Capítulo 4 .- Descripción del Programa de Compu tación y aplicaciones	106
Capítulo 5 .- Conclusiones	146
Bibliografía	201

C A P I T U L O 1

I N T R O D U C C I O N

En esta tésis se efectúa un estudio acerca del diseño térmico de los condensadores de superficie, las características principales de éstos y se propone un programa de -- computadora para diseñar estos equipos.

La principal aplicación de dichos equipos se encuentra en las plantas termoeléctricas, las cuales por medio de energía térmica y un conjunto de equipos adecuados se encarga, como su nombre lo dice, de producir energía eléctrica. En la figura 1.1 se muestra un esquema de una planta que carece de condensador, dicha planta consta de una bomba que introduce agua a una presión elevada al interior de una caldera, en esta caldera, el agua líquida se transforma en vapor sobre calentado, el cual se hace pasar posteriormente a través de una turbina en donde el vapor al mover los álabes de ésta cede una parte de su energía en forma de trabajo, mismo que es aprovechado para producir electricidad. El vapor antes de entrar a la turbina es un vapor sobrecalentado de alta presión, y al salir de la turbina sale como un vapor saturado de baja presión el cual podrá ser descargado a la atmósfera (lo que representa un desperdicio enorme), o se aprovechará en algún otro proceso de la planta.

Cuando se emplea un condensador de superficie (figura 1.2), el vapor es condensado completamente lo cual per-

mite enviarlo y manejarlo con la bomba sin problema de cavitación, pudiendo en esta forma recircular la substancia de trabajo. De hecho se forma lo que se conoce con el nombre de Ciclo de Rankine el cual se puede representar en un diagrama de temperatura contra entropía para agua tal como el que se representa en la figura 1.3, en esta figura se puede apreciar que el proceso A es un proceso isoentrópico el cual se lleva a cabo por medio de la bomba mostrada en la figura anterior, el proceso B que es un calentamiento isobárico se lleva a cabo en la caldera antes mencionada. El proceso C que es otro proceso isoentrópico corresponde al paso del vapor a través de la turbina, y el proceso D que es un enfriamiento isobárico y con el cual se cierra el ciclo, corresponde a la condensación del vapor para que nuestra substancia de trabajo una vez en estado líquido pueda ser manejada por la bomba.

La ventaja de trabajar con un condensador consiste en poder obtener una mayor cantidad de energía a través de nuestra turbina. De hecho desde el almacenamiento de combustible pasando a través de cada etapa del proceso y a través de cada máquina, se van a detectar una serie de pérdidas térmicas y mecánicas las cuales reducen la energía aprovechable. La energía útil obtenible en centrales sin condensador es --

del 3 al 10 % de la contenida en el combustible en el supuesto caso de que el vapor de escape se descargue a la atmósfera. Si el vapor de escape se pudiese utilizar para fines de calefacción el porcentaje de energía útil puede incrementarse. En las centrales con condensador la energía aprovechable puede incrementarse hasta un 36 %. En las grandes estaciones generadoras de electricidad se hace un balance de calor total muy cuidadoso enfocado para promover una máxima eficiencia -- total. Por esta razón es económicamente justificable añadir todos los refinamientos posibles que sean necesarios para reducir las pérdidas de energía, tratando de incrementar la, ya de por sí muy baja, eficiencia del ciclo Rankine.

En la figura 1.4 se muestra un balance de energía - en una forma resumida. En esta figura se observa que originalmente la energía es suministrada a nuestra substancia de trabajo a través de una caldera, que después esta energía se va a desprender por tres tipos de salidas principales que son:

- 1.- La chimenea de la caldera.
- 2.- En forma de trabajo útil a través de la turbina.
- 3.- Hacia el agua de enfriamiento a través de el condensador de superficie.

En dicha figura se muestran los porcentajes aproximados de energía que se desprenden por cada una de las salidas mencionadas.

Siendo el condensador de superficie uno de los equipos importantes en plantas termoeléctricas, es muy conveniente tener un óptimo diseño en este equipo para reducir los costos de inversión inicial y el consumo de agua de enfriamiento para condensar el vapor.

En el capítulo II se verá con más detalle lo que es un condensador de superficie, las partes de que consta y para que sirve cada una de ellas, así como el funcionamiento del equipo y otros detalles.

En el capítulo III se verán los conceptos teóricos de la condensación, sus aspectos más importantes y se hablará de algunos métodos usados por ciertas compañías para diseñar este tipo de equipo.

En el capítulo IV se hará un breve análisis del programa realizado y se hablará de un ejemplo corrido con dicho programa analizándose las variables que pueden influir más en el diseño de un equipo económico.

En el capítulo V se hablará de las conclusiones a las que se llegó en el presente trabajo.

Se hace notar que las figuras y gráficas correspondientes a cada capítulo, aparecen al final de cada uno de ellos, esto se hizo con el fin de tener mayor continuidad en el texto de todos y cada uno de los capítulos de este trabajo.

Al final se presenta un apéndice donde se incluyen las gráficas y tablas mas importantes, usadas en los métodos descritos en el capítulo III. En este mismo apéndice aparece una tabla de nomenclatura con el significado de cada una de las variables usadas en las diversas ecuaciones que se plantean a lo largo del presente trabajo. También aparecen los listados de dos programas con los cuales se puede hacer el diseño de los condensadores de superficie.

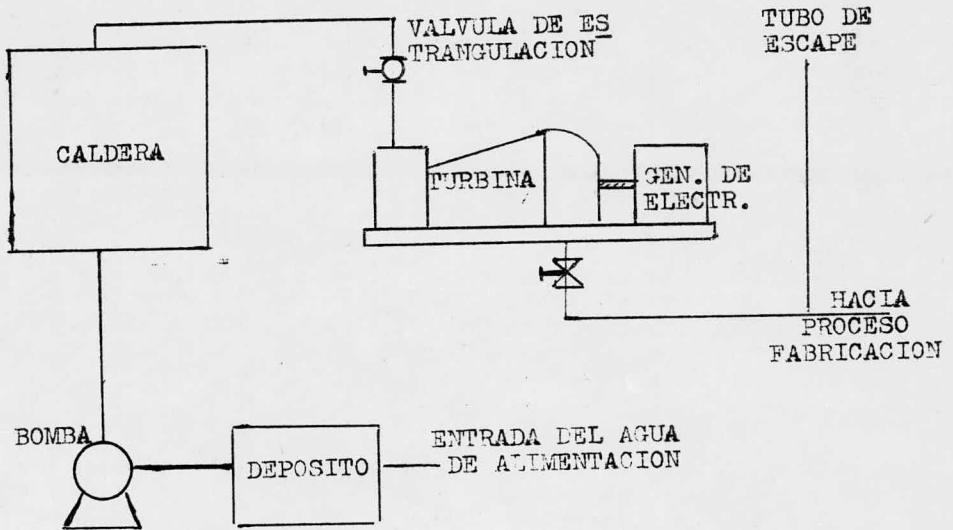


FIGURA 1.1 Planta termoeléctrica sin condensador

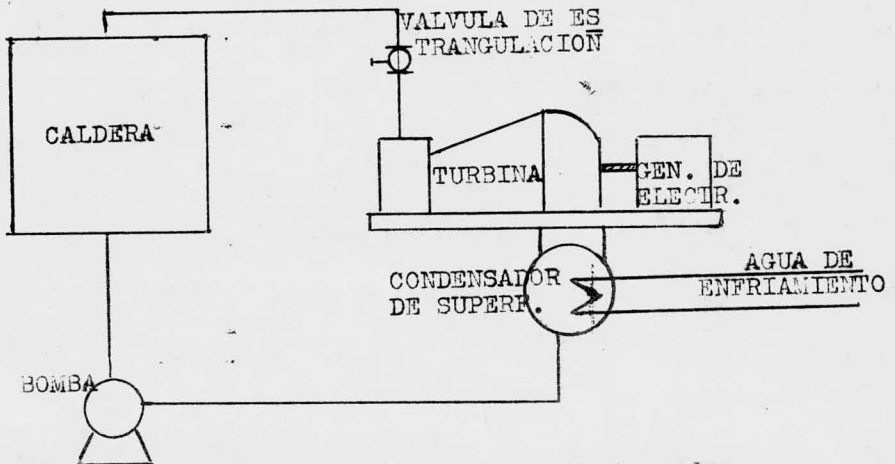


FIGURA 1.2 Planta termoeléctrica con condensador.

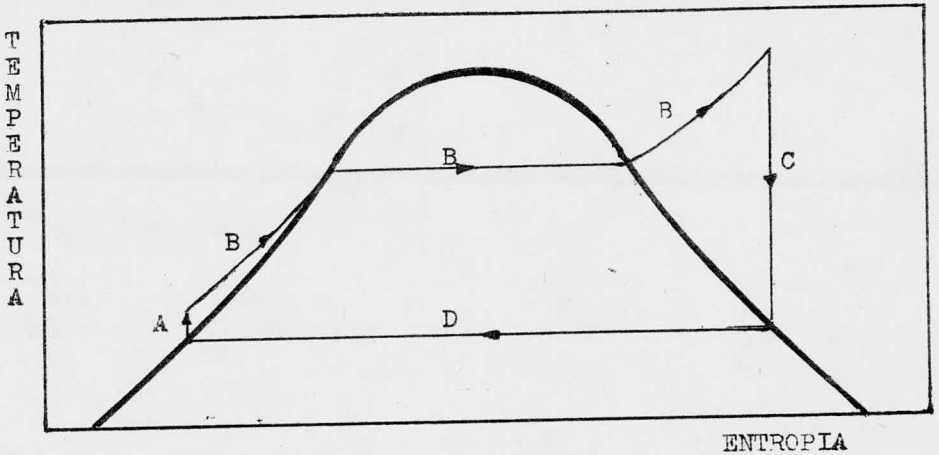


FIG. 1.3 Diagrama T-S en que se representa un ciclo de Rankine, mostrando los procesos siguientes : A.-compresión isentrópica, B.-calentamiento isobárico, C.-expansión isentrópica, D.-condensación isobárica.

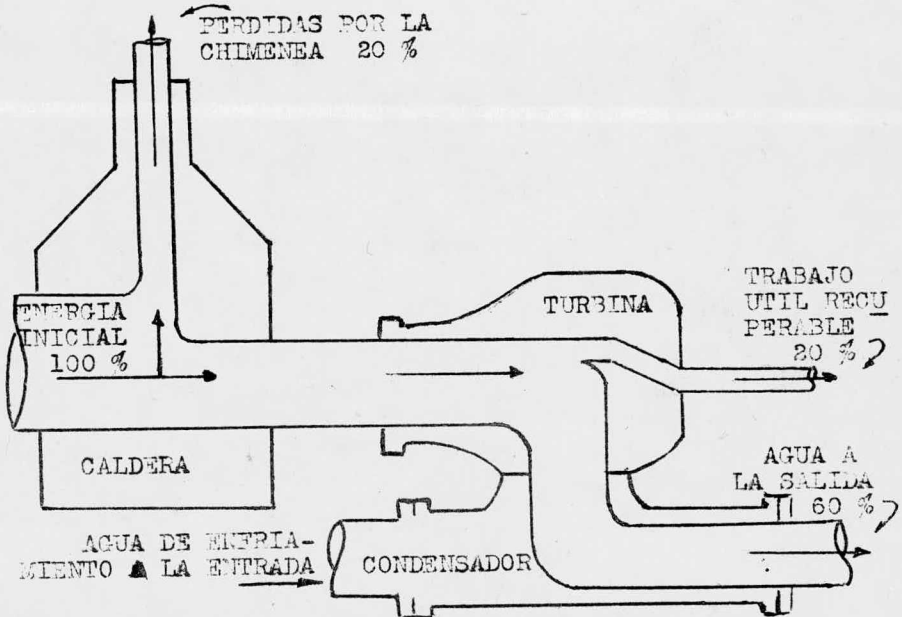


FIGURA 1.4 DIAGRAMA DE BALANCE DE CALOR

C A P I T U L O 2

GENERALIDADES

Los vapores pueden ser saturados o sobrecalentados. Un vapor saturado es aquel que está en equilibrio con el líquido a la temperatura del sistema. Si ese vapor saturado absorbe una cierta cantidad de calor aumentando su temperatura, se transforma en un vapor sobrecalentado. Si por el contrario a dicho vapor saturado se le remueve parte de su energía quitándole su calor latente de vaporización, ocurre el fenómeno de la condensación, mediante el cual la substancia originalmente vapor se transforma al estado líquido.

Un condensador desde el punto de vista térmico es un equipo en el cual se lleva a cabo la condensación de un vapor. En dicho condensador el calor se transfiere por los mecanismos de conducción y convección desde el vapor hacia otro cuerpo o fluido que necesariamente deberá tener una temperatura inferior a la del vapor, para que se pueda llevar a cabo dicha transferencia.

Existen diversos condensadores capaces de licuar ya sea vapores orgánicos, o inorgánicos, puros o mezclados, o simplemente vapor de agua. Los condensadores en general se pueden clasificar de acuerdo a la siguiente forma:

- a) De contacto directo, a veces llamados barométricos, en lo cuales se ponen en contacto íntimo dos co --

rrientes, una de vapor de agua y la otra de un -- fluido frío que es agua líquida. Al mezclarse di chas corrientes dentro del recipiente el agua absorbe el calor latente del vapor licuándose este último. Por lo general el agua de enfriamiento - trae consigo muchas impurezas, de tal manera que el vapor al ponerse en estrecho contacto con el - agua, adquiere las impurezas de ésta, motivo por - el cual se recomienda usar este equipo en procesos que no requieran reutilizar el condensado como com ponente puro. Este equipo se muestra en la figura 2.1.

- b) Condensadores de Superficie, nombre que se les dá a aquellos condensadores que están constituidos por una estructura de tubos y coraza. El vapor fluye - en estos equipos por la coraza y el agua por el interior de los tubos, quedando separados ambos fluidos por la pared metálica de dichos tubos. Este ti po de condensador permite la recuperación de un con densado de mucha mayor pureza que la que se obtenía con el equipo anterior. En la figura 2.2 se puede apreciar las partes principales de que consta un -- condensador de tubos y coraza.

Sistemas de Enfriamiento.

Todos los condensadores para poder licuar una corriente de vapor necesitan hacer uso de otra corriente de un fluido frío. Es muy común hacer uso de agua como fluido de enfriamiento o de circulación, sobre todo si el fluido que se necesita condensar es vapor de agua. Esa agua de enfriamiento forma parte de todo un sistema, el cual puede ser de las siguientes dos formas:

- 1.- Sistema de enfriamiento de circuito abierto.
- 2.- Sistema de enfriamiento de circuito cerrado.

En el primer caso correspondiente a los sistemas de circuito abierto (figura 2.3), se emplea agua fría proveniente de una fuente de suministro suficientemente amplia, la cual puede ser un río o un lago. Dicha agua mediante un sistema de bombeo es alimentada al equipo de condensación donde efectúa su labor de enfriamiento, para luego ser retornada al suministro, o bien para aprovecharse en algún otro uso. Este sistema solo resulta ventajoso cuando se dispone de una fuente amplia de agua fría con un contenido de sales razonables. Este último aspecto es una limitante en dichos sistemas, pues si hay muchas impurezas y los flujos de agua son elevados, --

los costos por tratamiento químico y biológico pueden ser - considerables.

En el segundo caso en que se tiene un sistema de - circuito cerrado (figura 2.4), se hace pasar el agua por los diversos intercambiadores que así lo requieran. Esa agua absorbe el calor de otro fluido en dichos intercambiadores, y luego se le manda a una torre de enfriamiento, donde por medio de aire se le remueve el calor adquirido, obteniéndose - nuevamente agua fría lista para retornar a los intercambiadores, cerrándose un ciclo. Este sistema es el mas útil cuando se tienen fuentes de suministro limitadas, y se requieran manejar grandes gastos de agua. En este tipo de sistema de enfriamiento, el agua cuenta también con muchas impurezas, las cuales penetran en su mayor parte por la torre de enfriamiento, pero sin embargo el contenido de impurezas no es tan alto como en el primer caso. Por los motivos anteriores, este sistema es el mas usado actualmente.

Entrando ahora mas de lleno al tema del presente - estudio, se dirá que con el nombre de "condensador de superficie" anteriormente mencionado, se conoce también en forma particular al equipo mostrado en la figura 2.5 y que sirve únicamente para condensar vapor de agua. Este equipo consti-

tuído por tubos y coraza, se puede incluir dentro de algún - proceso principal, en que se tengan una corriente de vapor - de agua, que se desee recuperar en forma líquida con la ma-- yor pureza posible. El fluido de enfriamiento será agua lí-- quida, la cual se hará operar de acuerdo a alguno de los dos sistemas anteriormente descritos.

El condensador de superficie se puede emplear en - plantas de proceso para mejorar el balance de calor o para - recuperar condensado, pero donde mas se le usa es en las plan-- tas termoeléctricas, de las que se hizo mención en el capítu-- lo anterior, presentándose los equipos principales de que -- constan (figura 1.2), y que básicamente son una caldera, una turbina, un condensador de superficie y una bomba. Estos e-- quipos se instalan para formar el llamado Ciclo de Rankine.

El condensador de superficie tiende a operar a pre-- siones muy bajas, lo cual se explica en base a los siquien-- tes conceptos:

Primero.- La eficiencia de este ciclo se da por la relación entre la energía obtenida y la suministrada. La -- primera corresponde al trabajo que se obtiene de la turbina

(que es el equivalente mecánico del calor que cede el vapor al pasar por ella), del cual hay que restarle el trabajo -- que se tiene que suministrar a la bomba (con la cual se mueve al fluido para retornarlo a la caldera). La energía suministrada corresponde a la cantidad de calor que se proporciona al agua en la caldera. De lo anterior nos queda lo siguiente:

Trabajo Turbina - Trabajo Bomba

Eficiencia Ciclo Rankine = $\frac{\text{Trabajo Turbina} - \text{Trabajo Bomba}}{\text{Calor suministrado por la caldera}}$

Calor suministrado por la caldera

El trabajo de la bomba se puede considerar mucho menor que el de la turbina, y si el calor suministrado por la caldera se considera constante, se encuentra que la eficiencia aumenta al incrementarse el trabajo obtenido de la turbina. La turbina proporcionará mas trabajo si se logra aumentar la diferencia de presiones que hay a la entrada y salida de la misma, o sea tener un vapor a la salida de la caldera a la mayor presión posible, y tratar de mantener a la entrada del condensador una presión baja, si es posible, subatmosférica.

Dentro de los cambiadores de calor, el condensa--

dor de superficie es de los mas grandes, pués algunos de estos equipos llegan a contener hasta 60,000 piés cuadrados de superficie.

Elementos del Condensador.

En términos sencillos un condensador de superficie es un cambiador de tubos y coraza. En el lado del vapor o de la coraza se debe operar a veces en condiciones de vacío, lo cual se puede lograr conectando un eyector, éste se encarga además de extraer los gases no condensables que se tienden a acumular dentro del equipo, arrastrando junto con ellos una cierta cantidad de vapor, procurándose que ésta sea en la menor proporción posible. Los gases no condensables al acumularse dentro del condensador, pueden afectar los coeficientes de transferencia de calor disminuyéndolos, motivo por el cual es de gran importancia extraerlos del equipo.

En las figuras 2.5 y 2.6 se muestran unos esquemas en que se pueden apreciar las partes principales de que consta un condensador de superficie. En la primera se muestra una sección longitudinal del equipo, y en la segunda una vista lateral.

El vapor que entra al condensador está saturado a una cierta presión y temperatura, y se alimenta por la par

te superior del equipo, la cual está conectada con el escape de la turbina. Ese vapor tiene que atravesar el banco de tubos, donde va a ser condensado; para que la condensación sea uniforme, se necesita que la temperatura sea lo mas constante posible, lo cual se logra manteniendo una presión uniforme en todo el equipo, manteniendo las pérdidas de presión al mínimo, y es que al tenerse un vapor saturado, la temperatura está en función de la presión, con lo cual si la presión es uniforme, la temperatura también lo será. Para obtener -- pérdidas de presión bajas, se hace uso de grandes entradas, grandes corazas y un diseño del pitch de los tubos generoso distribuyéndolos en flujo cruzado respecto al flujo del vapor y en un arrealo radial como se muestra en la figura 2.62. -- Esto permite pequeñas caídas de presión para un vapor que al entrar al condensador tiene velocidades muy grandes debido al gran volúmen específico que posee el vapor por encontrarse a una presión de operación baja.

En términos generales se puede decir que la velocidad del vapor es de aproximadamente 100 a 200 piés /segundo para presiones de vacío de 4 o más pulgadas de mercurio, y de 200 a 400 piés /segundo para vacíos mayores. Si la velocidad se mantiene dentro de los límites mencionados, la caída de -- presión en el lado del vapor variará de 0.05 a 0.5 pulgadas -

de mercurio.

El pozo caliente es un depósito importante donde se va recolectando el condensado que se produce. Está unido al fondo de la coraza del condensador y debe tener un volumen suficiente para almacenar el condensado que se produzca durante un período de uno a cinco minutos bajo condiciones de máxima carga de vapor.

Respecto a la forma de la coraza de estos equipos, ésta podrá ser circular, ó a veces ovalada, este último caso se aplica en equipos muy grandes para que puedan soportar mejor la carga de presión atmosférica exterior, recordando que en el interior se puede trabajar a vacíos muy elevados. Es muy usual que el condensador se coloque en la parte inferior de la turbina, así la mezcla de vapor e incondensable entrará directamente al equipo.

Una pregunta para consideración con grandes unidades es si se adoptará un condensador dividido, ó sin dividir. Las condiciones locales son el factor de decisión, según sea la pureza del agua de enfriamiento con que se cuente. El condensador dividido tiene dos lados para el agua y un mismo lado en común para el vapor (figura 2.7) siendo posible de este modo hacer la limpieza de una mitad del equipo mientras-

la otra sigue en operación. Esta forma de construcción --- aunque mas cara se adopta cuando el agua de circulación trae impurezas en gran cantidad, como en los casos en que el agua proviene de algún río, sobre todo en ciertas épocas del año, teniéndose que operar el equipo a carga reducida. Una gran desventaja del tipo dividido es que se necesita un arreglo de tuberías de agua de circulación y válvulas mas caro. Cada mitad puede tener una bomba por separado, o por un arreglo de válvulas dos bombas pueden trabajar en paralelo y servir a cada mitad según sean las circunstancias de demanda.

La entrada del agua de enfriamiento se realiza -- por la parte inferior del condensador y la salida por la parte superior de lado. Esa agua de enfriamiento circula por el interior de los tubos y pasa además por lo que se conoce con el nombre de cajas de agua. Las cajas de agua se encuentran localizadas en los extremos del condensador y su objetivo es recibir, dirigir y distribuir el agua de circulación a través de los tubos manteniendo al mínimo las pérdidas de presión.

Los tubos por cuyo interior va a circular el agua de enfriamiento se pueden arreglar de distintos modos tratando de que el vapor pueda circular con facilidad por entre

los espacios que quedan entre tubo y tubo en trayectorias -- verticales y horizontales, como se muestra en la figura 2.8a, o en trayectorias radiales y cilíndricas como se ve en la -- figura 2.8b, o por último en trayectorias convergentes como es el caso de la figura 2.8c, en que los tubos se distribu-- yen concéntricamente a lo largo de una serie de radios cuyo centro se localiza fuera del haz de tubos. Este último arreglo es el más usado y corresponde al que se ve en la figura- 2.6.

De la figura 2.6 anteriormente mencionada, se pue- de ver una zona del haz de tubos denominada enfriadora de ai re. Con la ayuda de un eyector se extraen los gases incon-- densables que se pudieran acumular dentro del condensador, - estos gases incondensables antes de ser extraídos pasan por la zona enfriadora de aire donde sufren un enfriamiento, re- duciéndoseles su volumen, ésto se hace con el fin de que el- eyector pueda extraerlos con un mínimo gasto de vapor.

Los tubos en cada uno de sus extremos están unidos a un espejo. Estos espejos deben ser diseñados considerados a la presión de diseño del lado del agua, las propiedades -- del material que se usa para construir cada espejo, el arre- glo, diámetro y cédula de los tubos, así como la forma o ti-

no de unión de los tubos al propio espejo, ya empacados, ro-
lados o soldados. Todos estos factores en conjunto influyen
en el espesor del espejo.

La dimensión de los tubos usados se selecciona por
cuestiones de transferencia de calor, pero también influye -
mucho la calidad del agua de circulación de que se disponga.
El diámetro mínimo de los tubos que se usan es de $5/8$ ", pero
son mas recomendables los de $3/4$ y $7/8$ de pulgada los cuales
desde el punto de vista de limpieza son más prácticos.

Los condensadores pueden tener uno o mas pasos de
acuerdo al número de veces que el agua de circulación atra-
viesa la longitud del condensador. La longitud efectiva de
los tubos se tomará como aquella que hay en cada paso, o -
sea la distancia efectiva existente entre las caras inter-
nas de los espejos.

Respecto a los materiales con que se fabrican los
tubos, en 1930 se empezó a usar una mezcla desarrollada por
la British Admiralty Office compuesta de cobre, zinc y esta-
ño en una proporción de 70,29 y 15 respectivamente. Este -
material que se conoce con el nombre de Almirantazgo bajo -
ciertas condiciones corrosivas ofrecía desventajas, pues se

desgastaba muy rápido y era necesario reemplazarlo frecuentemente. Un sólo tubo hecho con este material, no es costoso, pero un condensador de este tipo necesita usar a veces varias toneladas de tubos, los cuales si se tuviesen que reemplazar en períodos cortos de tiempo implicaría grandes pérdidas por inversión y por paro de la planta. Por tal motivo se originó el uso de nuevas aleaciones que soportaran corrosión, picaduras por oxígeno, rayaduras, agua de mar y otros elementos. Entre las nuevas aleaciones tenemos materiales que incluyen en su composición arsénico, antimonio, níquel, aluminio, bronce y otros. Por ejemplo para agua pura es común usar tubos hechos de almirantazgo y para agua salada se usan aleaciones de níquel como el Monel, o bien de titanio.

Prueba Hidrostática.

Las corazas del condensador terminado serán probadas llenándola completamente con agua limpia, o por uso de aire de baja presión probándolo con burbujas de jabón (normalmente se prefiere la primera prueba).

Al hacerse la prueba hidrostática del equipo, se hará en campo manteniendo el nivel del agua aproximadamente un pie por encima de la junta entre el condensador y la tur-

bina.

Las cajas de agua también serán sometidas a una -- prueba hidrostática sometiéndolas a una presión de prueba -- que será 1.5 veces la presión de diseño, pero en ningún caso será menor de 25 libras/pulgadas² medidas en el fondo de las cajas. La prueba será llevada en campo en la condición ensamblada.

Toda prueba hidráulica deberá ser realizada antes de que se aplique pintura, recubrimientos, o forros al equipo. La duración de la prueba deberá ser establecida por el departamento de **control** de calidad del fabricante, pero en ningún caso deberá ser menor de 30 minutos.

Los condensadores se instalarán suspendidos del fondo de la turbina conectándose a ésta por medio de una brida. En la parte inferior del condensador se deben ajustar algunos resortes que a modo de soportes sostienen la coraza previniendo posibles esfuerzos de tipo mecánico sobre la brida de unión con la turbina, dichos esfuerzos pueden producirse por el propio peso del condensador o por las posibles expansiones que se pueden producir en éste, en la brida de unión, o en la salida de la turbina debido a cambios térmicos.

EQUIPOS AUXILIARES DEL CONDENSADOR

Válvula Atmosférica de Relevo.

Cada condensador de superficie debe ser equipado con una válvula de este tipo para proteger al equipo contra una sobrepresión en caso de suceder alguna falla en el suministro del agua de enfriamiento. Las válvulas se calibran por lo general a 10 Psig.

El tamaño de las válvulas de relevo depende de las condiciones de operación locales, debiendo ser de un tamaño tal que pueda pasar a través de ella todo el vapor proveniente de la turbina. En la tabla 2.1 en la columna " para protección " se obtiene el tamaño que deben tener las válvulas cuando se usa el condensador en operación normal. A veces una turbina se opera temporalmente a carga total sin que haya condensación, en esos casos el tamaño de las válvulas a ser instaladas se escogerá de acuerdo a la columna " para máxima operación sin condensación ".

TABLA 2.1 TAMAÑO DE LAS VALVULAS ATMOSFERICAS
DE RELEVO

MAXIMO FLUJO DE VAPOR lb/hr.	TAMAÑO DE LAS VALVULAS DE RELEVO (pulgadas)	
	Para protección	Para máxima operación sin condensacion
Menor a 7,500	6	8
7,501- 11,800	8	10
11,801- 17,000	8	12
17,001- 20,000	8	14
20,001- 23,100	10	14
23,101- 30,200	10	16
30,201- 38,200	12	18
38,201- 45,000	12	20
45,001- 47,200	14	20
47,201- 62,000	14	24
62,001- 68,000	16	24
68,001- 82,000	16	30
82,001-106,000	18	30
106,001-120,000	18	
120,001-170,000	20	
170,001-250,000	24	
250,001-380,000	30	
380,001-550,000	36	

Equipo de Extracción de Incondensables.

La operación efectiva de un condensador requiere - que la cantidad de aire presente en su interior sea mínima.- El aire se introduce al sistema principalmente a través de - los sellos de las uniones que hay entre la turbina y el condensador, o por las juntas que existen en las tuberías y otras conexiones. Además pueden producirse diversas fallas - en las juntas de los tubos provocadas durante la operación - por sincromismo entre algún período natural de vibración de los tubos y el turboalternador. La construcción con tubería soldada tiende a mantener la introducción del aire al mínimo.

Para desalojar los incondensables, se puede hacer uso de una bomba de vacío o con un eyector. Las bombas de vacío son operadas por un motor mecánicamente y son excelentes por su alta capacidad a vacíos bajos.

Los eyectores son operados con vapor, no tienen -- partes movibles, ocupan poco espacio pudiendo ser fácilmente incorporables al sistema, además son estables sobre un amplio rango de presiones, siendo por todas estas razones los equipos que más se emplean.

En la figura 2.9 se muestra el diagrama de un eyector con sus partes principales. El funcionamiento de estos equipos se basa en que un fluido a gran velocidad succiona y comprime a otro, ese fluido succionante es una corriente primaria de vapor que se introduce al eyector a una presión elevada, después por medio de una expansión a través de una tobera dentro del eyector, se le incrementa su velocidad formando un chorro, el cual succiona una corriente proveniente del condensador, provocándose un vacío dentro de éste. Las dos corrientes mezcladas salen del eyector a una velocidad intermedia.

Un eyector tiene ciertas limitaciones en su operación, ya que solo puede operar eficientemente dentro de una relación máxima de compresión definida. La relación de compresión se expresa como la presión de descarga dividida entre la presión de succión (ambas absolutas). Las máximas relaciones de compresión económicas varían de 6 a 1 a 10 a 1 dependiendo de la presión de vapor y de la temperatura y presión de la corriente que va a ser succionada (aire y gases no condensables que se considerarán saturados con vapor de agua). Para poder lograr vacíos elevados, se procederá-

a instalar dos o más eyectores en serie constituyéndose un e vector multietapa. La descarga de los eyectores puede ir a dar a un condensador barométrico, o a un recipiente con agua denominado pozo caliente.

En la tabla 2.2 se dan una serie de valores de capacidades recomendadas para eyectores operando en condensadores de superficie, estos eyectores serán de dos etapas y serán operados con vapor con una presión de 300 psi o más. -- Existen eyectores para ser operados a presiones menores, pero en tales casos la cantidad de vapor que se va a requerir, va a variar con respecto a la que se presenta en la tabla.

En la citada tabla, en la columna 1 se muestran -- distintos rangos de cantidades de vapor que se pueden licuar en el condensador, en libras por hora. En la columna 2 encontramos las cantidades de aire seco que se pueden filtrar durante la operación y de acuerdo al rango en que se opere el equipo. En la columna 3 tenemos el equivalente en libras por hora de la mezcla aire saturado-vapor que va a ser succionados por el eyector, y en la columna 4 aparecen las lb/hr. de vapor necesarias para lograr la succión de la mezcla aire-vapor, lográndose una presión de vacío de 3.5 in de Hg.

TABLA 2.2 CAPACIDADES DE EYECTORES RECOMENDADAS PARA CONDENSADORES
DE SUPERFICIE

1 Cantidad máxima de vapor condensado. lb/hr.	2 Aire seco cfm	3 Mezcla de aire saturado-vapor equivalente lb/hr.	4 Vapor para eyector, presión de 3.5 in Hg abs., elemento de dos etapas lb/hr.
0- 25,000	3.0	43.2	196
25,000- 50,000	4.0	57.6	245
50,000- 100,000	4.0	72.0	305
100,000- 250,000	7.5	108.2	465
250,000- 500,000	10.0	144.0	610
500,000-1,000,000	12.5	179.8	770
1,000,000-2,000,000	15.0	216.0	930
2,000,000-3,000,000	17.5	251.8	1,075
3,000,000-4,000,000	20.0	288.0	1,220

Bomba de Condensado.

La bomba de condensado, o de extracción, toma su succión del pozo caliente del condensador y descargan en la succión de las bombas de alimentación a calderas. Generalmente se instalan dos bombas que pueden manejar el 100% del gasto total, teniéndose una en servicio y la otra para emergencias en caso de fallar la primera. En algunas plantas se encuentran las dos bombas trabajando al mismo tiempo, manejando cada una el 50% del gasto.

Como el condensador opera a veces en condiciones de vacío, la succión de estas bombas debe tener una presión muy baja y el NPSH disponible resulta ser únicamente la distancia entre el nivel del agua del pozo caliente, y la línea central del impulsor de la bomba, distancia que varía de 2 a 4 pies y que se considera bastante pequeña, por lo cual se recomienda que la conexión del pozo caliente a la bomba sea lo más directo posible, de amplio tamaño con un mínimo de accesorios para evitar pérdidas de presión que afectarían al NPSH disponible.

Debido a que se dispone de un NPSH bajo, las bombas de condensado deberán de operar a velocidades relativamente bajas del orden de 1750 RPM o aún menores, y se debe

cuidar de instalarlas en algún punto lo mas bajo posible del pozo caliente.

Este tipo de bombas pueden ser horizontales ó verticales, y dependiendo de la cabeza total requerida pueden ser de una o varias etapas. Las bombas verticales son las que actualmente se emplean mas, debido a que ocupan menos espacio, además al poderseles sumergir en el suelo, se incrementa el NPSH disponible, dado que la primera etapa de succión se encuentra localizada al fondo de dichas bombas.

Las condiciones fundamentales de éxito en la operación de las bombas de extracción son las siguientes :

- 1.- El aire al entrar al condensador debe ser removido.
- 2.- El ingreso de aire en cualquier otro punto deberá ser prevenido.
- 3.- La rama de succión de la bomba deberá ser tan baja como sea posible.
- 4.- La operación debe ser estable en el rango total de trabajo.
- 5.- Los alineamientos de las bombas y motores no deben ser alterados por expansiones ó contracciones en las conexiones entre ellos.
- 6.- La eficiencia debe ser tan alta como sea posible.

Bomba de Circulación del Condensador de Superficie.

Es la que se encarga de hacer circular el agua --- fría por el interior de los tubos del condensador. Son normalmente requeridas para proporcionar cabezas bajas o moderadas y pueden ser de construcción vertical u horizontal. Durante mucho tiempo se han preferido horizontales centrífugas de baja velocidad porque son de un diseño sencillo que permite un fácil acceso a las partes internas para exámen y reparación rápida en caso de falla o descompostura, aunque también se han usado bombas tipo vertical.

Otros accesorios que suelen colocarse, son una serie de instrumentos tales como un indicador de vacío, termómetros y alarmas que indiquen alguna falla de flujo de condensado dentro del equipo (figura 2.10).

Operación de los Condensadores de Superficie.

Por razones obvias la operación del condensador - está ligada la operación de la turbina. Cuando están en operación normal se hace una supervisión consistente en inspeccionar las lecturas de los diversos instrumentos y medidores acoplados al equipo. Se tienen termómetros que toman la temperatura del agua a la entrada y a la salida así como

la temperatura del pozo caliente. Se verifican algunas presiones tales como las del eyector, la del agua de enfriamiento, la de la descarga de condensado y la presión diferencial entre la entrada y salida del condensador. Se hacen determinaciones de flujo de condensado, así como el del agua de enfriamiento y el de la descarga del eyector. La pureza del condensado se puede verificar de vez en cuando o continuamente por un registrador con medidor de conductividad, con el cual se puede saber si en un momento dado hay una fuga de agua cruda que esté contaminando al condensado.

También hay una supervisión de mantenimiento que se encarga de mantener al sistema de vacío en óptimas condiciones detectando y sellando todas las posibles fugas de aire, además se deberán hacer observaciones periódicas para mantener la superficie de transferencia de calor en las mejores condiciones de limpieza posibles.

Los tubos se pueden obstruir por numerosos tipos de sustancias, ya sea por fango o arenas contenidas en el agua de circulación, por la lama orgánica, o también por sustancias inorgánicas que se incrustan en forma de escamas.

La limpieza que se realiza debe estar de acuerdo a las características del depósito formado, la lama por ejem--

plo se puede remover incrementando la velocidad del agua a través de los tubos a 15 o mas ft/segundo. La formación de lama se debe a que el agua de circulación trae consigo material vegetal y microorganismos, principalmente algas que una vez en el interior de los tubos encuentran condiciones muy favorables para un rápido crecimiento. Este problema se puede reducir en gran proporción adicionando cloro al agua, el cual tiene una acción germicida sobre los microorganismos. La cantidad a agregar debe ser suficiente para destruir la lama, pero sin llegar a concentraciones excesivas ya que se puede efectuar una acción corrosiva sobre el metal de los tubos, dañándose éstos. El tratamiento con cloro no es capaz de eliminar incrustaciones de sustancias de tipo inorgánico.

Si el agua de circulación trae consigo sales inorgánicas, al introducirse en el condensador y ponerse en contacto con las paredes calientes de los tubos, las sales tienden a depositarse en los tubos, formando depósitos mas o menos uniformes. Esta incrustación se forma principalmente -- por sulfato de calcio (Ca SO_4), silicatos y carbonatos de calcio (Ca CO_3), este último se forma por la descomposición de bicarbonato de calcio al calentarse. Frecuentemente el agua natural trae consigo sulfatos, silicatos y bicarbonato de calcio.

La cantidad de sulfatos y carbonatos en la incrustación de los tubos es muy variable dependiendo principalmente de la naturaleza del agua y del tratamiento que se le dé, sin embargo cualquiera que sea su proporción, resulta muy perjudicial su presencia, ya que es muy mala conductora del calor, disminuye la superficie de enfriamiento del tubo y por tanto la eficiencia del condensador.

Para desprender este tipo de incrustaciones, se puede hacer reaccionar al carbonato de calcio con ácido muriático en solución al 3% inhibida con agua cruda. Cuando el carbonato de calcio ha reaccionado totalmente, se suspende la circulación, si quedaran aún incrustaciones, éstas serían de silicatos y sulfatos de calcio que se quitan por fricción.

La reacción que se lleva a cabo con el ácido muriático es la siguiente:



Como se forma un gas, es necesario hacer la manobra dejando una descarga a la atmósfera para que se elimine dicho gas.

Se deberá hacer circular al ácido en operaciones -

sucesivas hasta que su concentración permanezca constante.

Después se procede a lavar el condensador con agua, o se puede dejar lleno por unas horas con una solución de sosa cáustica al 1%. Por último con el fin de eliminar las incrustaciones duras remanentes formadas por silicatos y sulfatos, se cepillan los tubos asegurando un elevado coeficiente de transferencia de calor, aumentando la eficiencia del condensador y por tanto de la turbina.

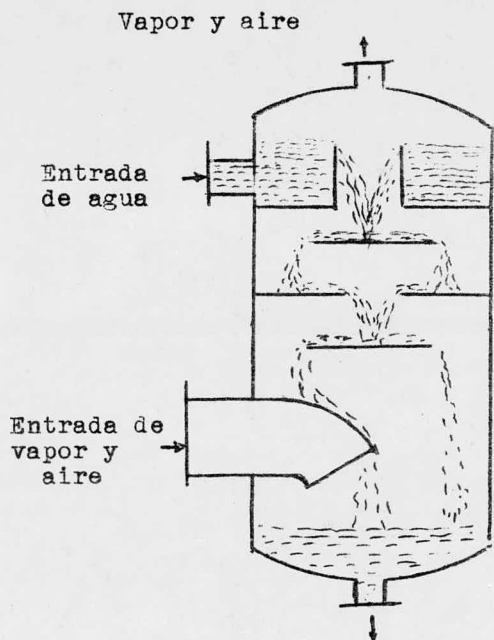


FIGURA 2.1 Condensador barométrico

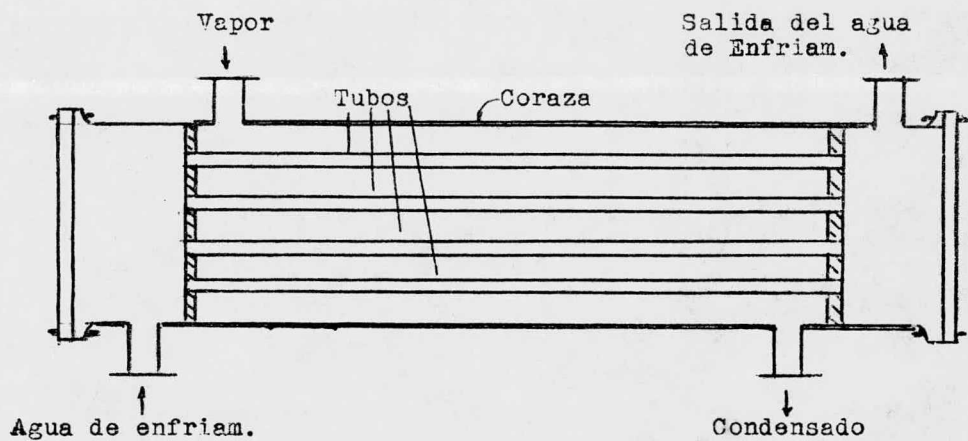


FIGURA 2.2 Condensador de tubos y coraza

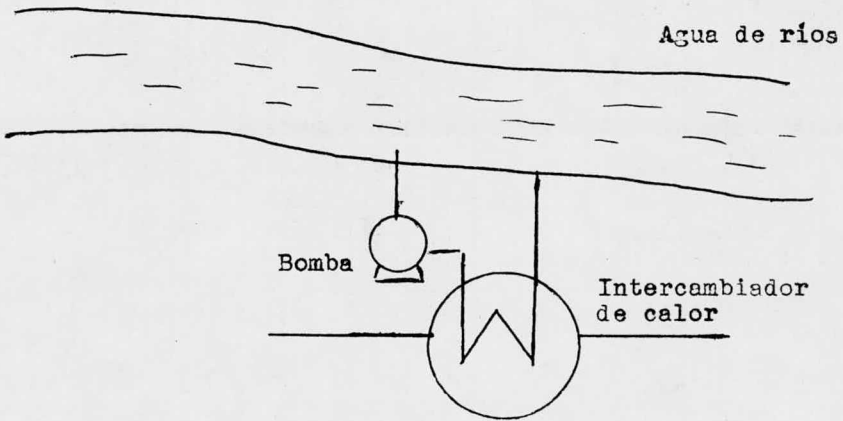


FIGURA 2.3 Sistema de enfriamiento de circuito abierto

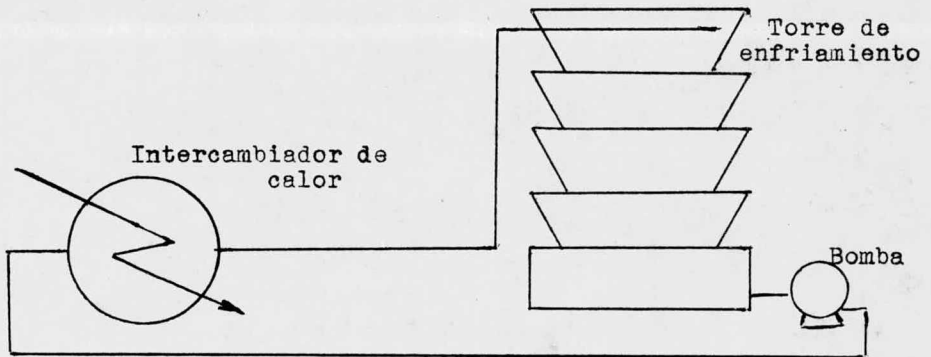


FIGURA 2.4 Sistema de enfriamiento de circuito cerrado

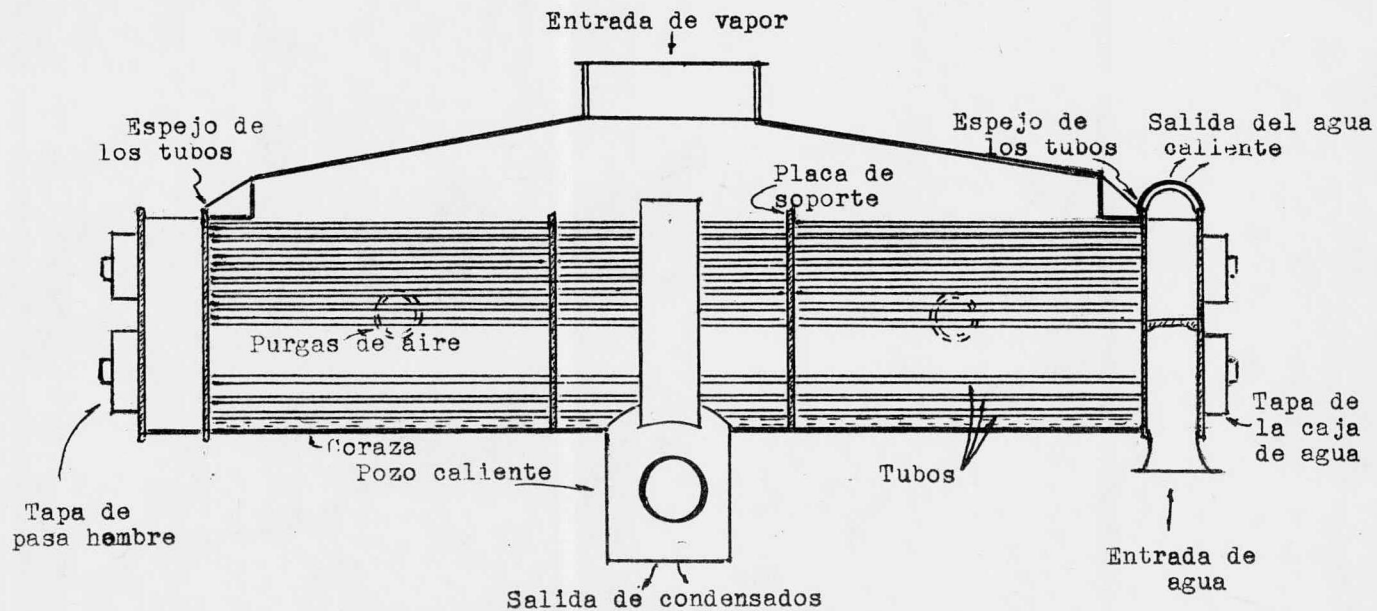


FIGURA 2.5 Condensador de superficie, sección longitudinal

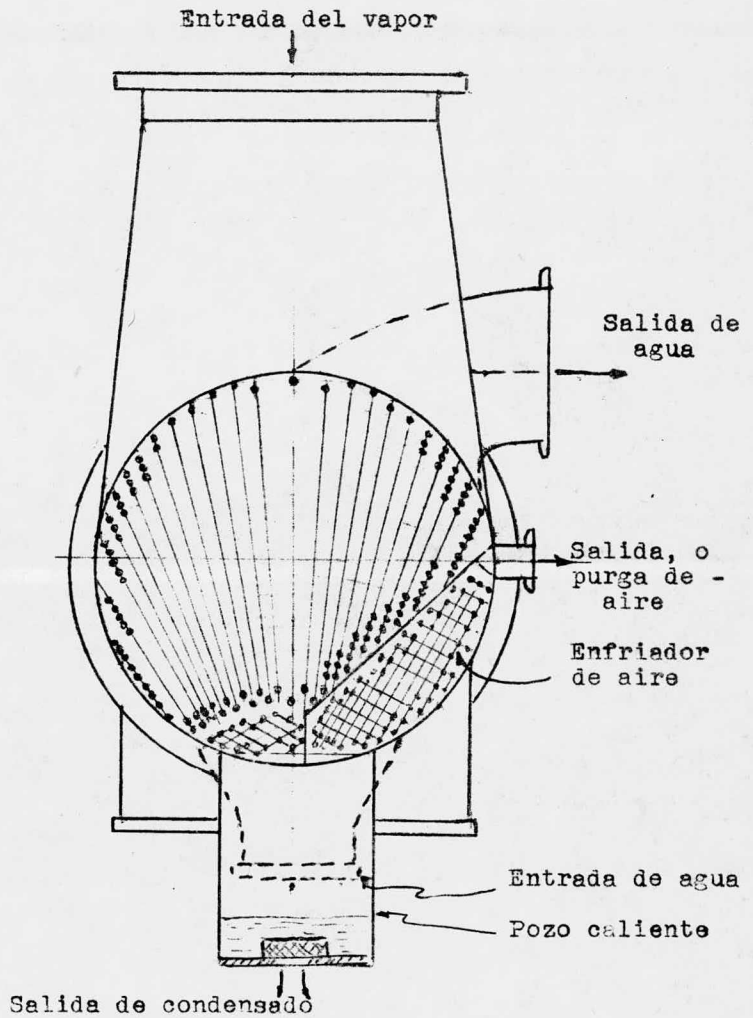
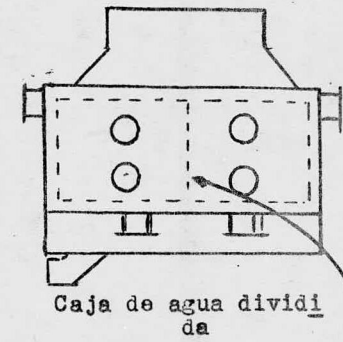
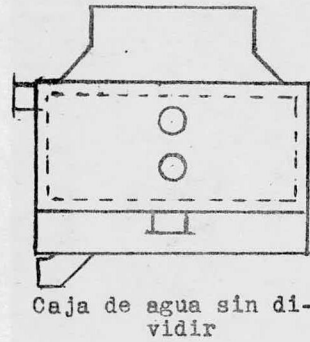
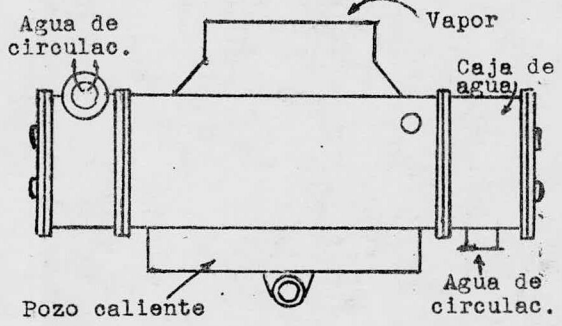


FIGURA 2.6 Condensador de superficie, vista lateral

CONDENSADORES DE 1 SOLO PASO



CONDENSADORES DE 2 PASOS

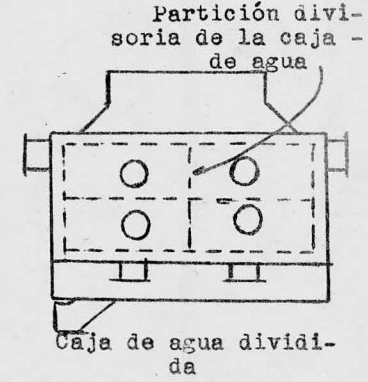
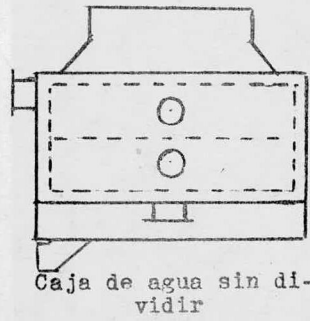
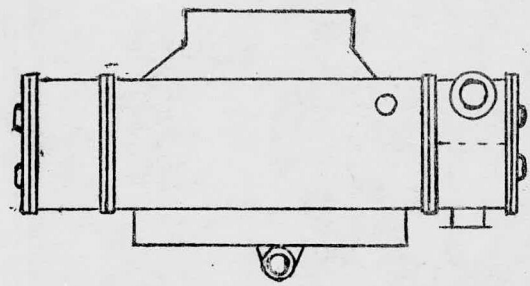


FIGURA 2.7 Condensadores de superficie con caja de agua sin dividir, y dividida

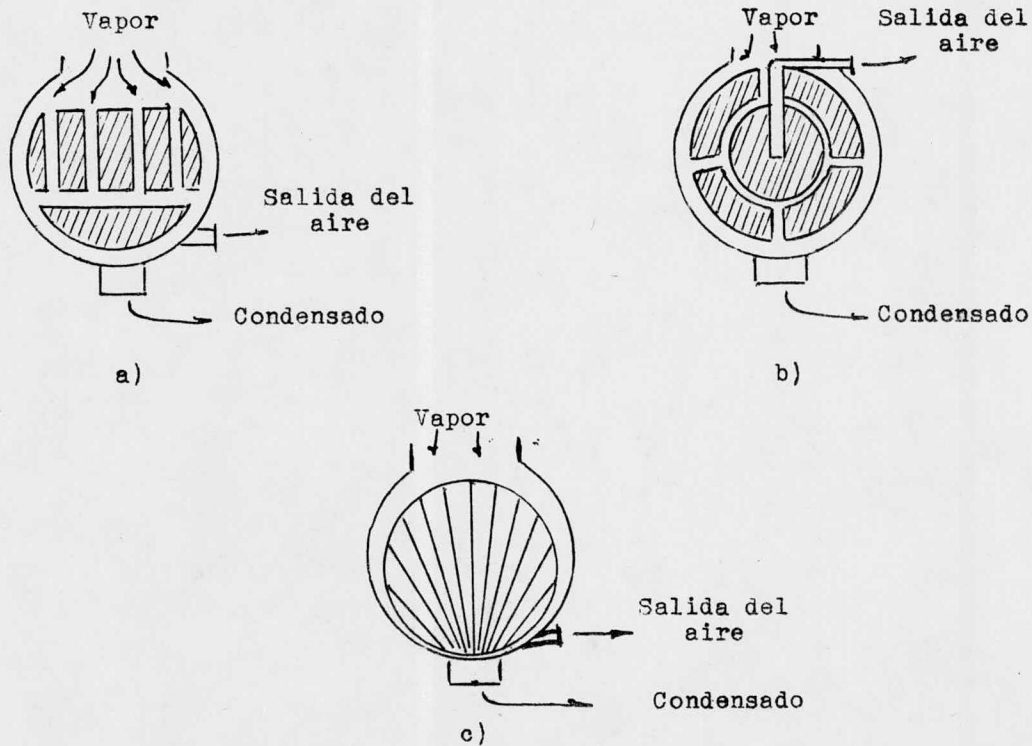


FIGURA 2.8 Arreglo de los tubos en los condensadores de superficie

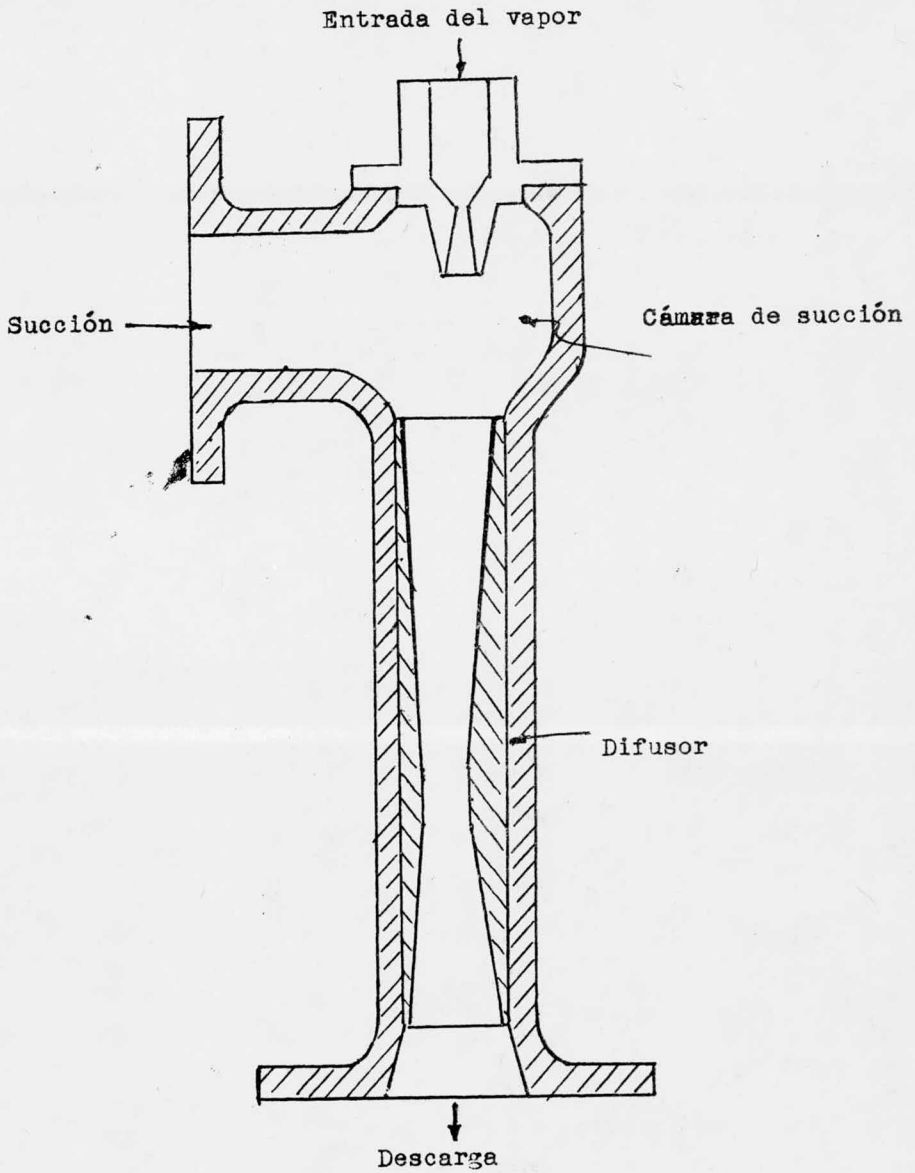


FIGURA 2.9 Eyector de una sola etapa (vista transversal)

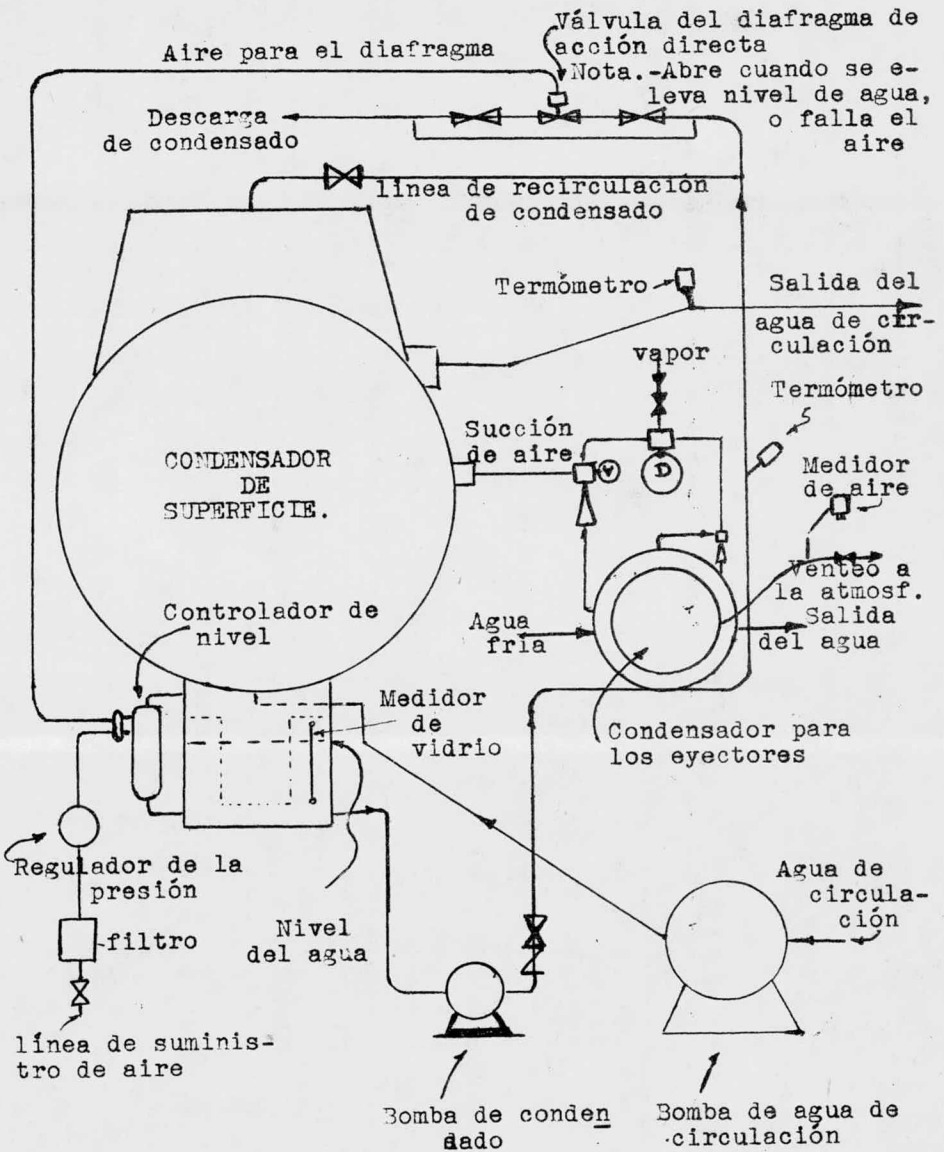


FIGURA 2.10 Equipos auxiliares en un condensador de superficie.

C A P I T U L O 3

DISEÑO TÉRMICO Y ALGORITMO DE DISEÑO

En el presente capítulo se verán los conceptos teóricos en que se basa el diseño de un condensador de superficie, así como algunos métodos usados actualmente para el diseño de dicho equipo.

La Condensación.

La condensación de un vapor puro se puede llevar a cabo de dos maneras diferentes que pueden ser:

- a) Condensación tipo película.
- b) Condensación tipo gota.

En la condensación tipo película el vapor se condensa sobre la superficie externa de los tubos del condensador formando una capa delgada de condensado, la cual va a quedar interpuesta entre el vapor y la superficie de condensación, de tal manera que el calor latente al desprenderse del vapor para poder llegar a la superficie metálica, tiene que atravesar dicha capa de condensado, que de hecho implica una resistencia al flujo de calor. Cuanto mayor sea el espesor de esta película, mayor será la resistencia disminuyendo por tal motivo la velocidad de transferencia de calor.

La condensación tipo película se lleva a cabo so--

bre superficies limpias y lisas. Nusselt (1) fué uno de los primeros que estudió el problema de este tipo de condensación, y para el cálculo de los coeficientes individuales medios - propuso las siguientes ecuaciones:

Para condensadores tubulares verticales:

$$h_o = 0.943 [(k^3 \rho^2 g \lambda) / (L \mu \Delta T)]^{0.25}$$

$$\text{ó} \quad \frac{h_o}{z} = 1.47 (N_{Re})_f^{-1/3}$$

Para condensadores tubulares horizontales:

$$h_o = 0.725 [(k^3 \rho^2 g \lambda) / (d_o \mu \Delta T)]^{0.25}$$

$$\text{ó} \quad \frac{h_o}{z} = 1.2 (N_{Re})_f^{-1/3}$$

donde $z = (k^3 \rho^2 g / \mu^2)^{1/3}$

- (k - Conductividad térmica de la película de condensado.
- (g - Aceleración debida a la gravedad.
- (L - Longitud de los tubos de condensación.
- (ΔT - Diferencia de temperatura entre el vapor y la pared
- (N_{Re})_f no. de Reynolds (adimensional) de la película de -

$$\text{condensado} = \frac{4\rho\bar{u}d}{\mu}$$

ρ - Densidad del condensado a la temperatura media de la película.

μ - Viscosidad del condensado a la temperatura media de la película.

\bar{u} - Velocidad media de la película.

d - Grosor de la película de condensado.

d_o - Diámetro exterior del tubo.

λ - Calor latente. *de vaporización o condensación.*

Para el significado de cada variable en las ecuaciones subsiguientes se deberá consultar el apéndice en la parte de nomenclatura.

En su modelo Nusselt hizo las siguientes suposiciones:

- 1.- El calor desprendido por el vapor es únicamente calor latente.
- 2.- El drenado de la película de condensado es únicamente por flujo laminar, y el calor se transfiere a través de la película por conducción.

- 3.- El grueso de la película en cualquier punto es función de la velocidad media de flujo y de la cantidad de condensado que pasa por ese punto.
- 4.- La velocidad de las capas individuales de la película es una función de la relación entre las fuerzas de corte friccional y el peso de la película.
- 5.- La cantidad de condensado es proporcional a la cantidad de calor transferido que a su vez está relacionado al espesor de la película y a la diferencia de temperatura entre el vapor y la superficie.
- 6.- La película de condensado es tan delgada que permite un gradiente lineal en la temperatura.
- 7.- Las propiedades físicas del condensado se toman a la temperatura media de la película.
- 8.- Se supone que la superficie está relativamente lisa y limpia.
- 9.- La temperatura en la superficie del sólido es constante.
- 10.- Se desprecia la curvatura de la película.

Otros autores han logrado desarrollar ecuaciones un tanto diferentes, y mas complicadas, como es el caso de Rohsenow (2) que encontró que el gradiente de temperatura a

través de la película no es lineal, o la de Ginabat que toma en consideración la formación de ondas en la película de condensado aumentando el Coeficiente de Transferencia de calor hasta en un 20%.

La ecuación que propuso Rohsenow es de la siguiente forma:

$$N_{Nu} = \frac{4}{3} N_{Sh}^{0.25} (1 + .68 C_p \Delta T / \lambda)^{0.25}$$

para $0 < \frac{C_p \Delta T}{\lambda} < 1$ y un número de Prandtl de la película de condensado menor de 0.5.

En la CONDENSACION TIPO GOTA, los vapores se condensan sobre una superficie la cual estará previamente contaminada por una substancia adecuada que se denomina promotor originando la formación de gotas. El tratamiento de la superficie conduce a una reducción de la tensión superficial, resultando una superficie no mojable.

Las gotas al recibir mas vapor condensante y al mismo tiempo por coalescencia con gotas adyacentes, comienzan a crecer hasta alcanzar un tamaño crítico en que se desprenden de la superficie por gravedad, quedando la superficie libre para la formación de nuevas gotas.

Se ha advertido que mediante el mecanismo de formación de gotas, se logra obtener una mayor velocidad en la -- transferencia de calor, lo que quiere decir que los coeficientes individuales son mayores que aquellos obtenidos en la condensación tipo película. Una de las principales suposi-- ciones para explicar por qué los coeficientes individuales -- son mas altos en la condensación tipo gota es la siguiente:

Las gotas al desprenderse por gravedad dejan superficies desnudas, a través de las cuales mientras se forma -- una nueva gota se podrá realizar una gran transferencia de -- calor, pues habrá un contacto mas directo entre el vapor y -- la superficie metálica, que el que hay en el caso en que se forma una película intermedia entre el vapor y el metal.

Aunque hay gran cantidad de información publicada -- sobre condensación tipo gota, ningún modelo ha podido expli-- car satisfactoriamente todos los resultados que se han obte-- nido experimentalmente. Las ecuaciones que se han obtenido no han sido suficientemente perfeccionadas de tal manera que su aplicación es muy restringida.

De hecho puede decirse que los esfuerzos realiza--

dos para incrementar la transferencia de calor modificando las condiciones de la superficie de condensación, se pueden clasificar en las siguientes tres categorías :

- a) el uso de superficies secundarias tales como aletas o superficies rugosas, para incrementar el área de transferencia de calor.
- b) El tratamiento de las superficies con sustancias químicas adecuadas (promotores), que pueden ser polímeros (como el teflón), o por electroplateado, promoviéndose de esta manera la condensación tipo gota.
- c) El uso de superficies acanaladas, o alambres de pequeño diámetro incrustados sobre la superficie de los tubos de condensación para facilitar la remoción mas rápida de la capa de condensado.

Respecto al último inciso, cuando se ha trabajado con tubos acanalados, se han obtenido coeficientes de transferencia de calor mayores que cuando se trabaja con tubos lisos. En la figura 3.1a se muestra un tubo acanalado, y en la figura 3.1b se muestra la distribución de la película de condensado sobre un tubo de tal forma. Landau (3) usó la siguiente e-

cuación para determinar la diferencia de presión entre dos puntos cualquiera, uno situado en la cresta (a), y otro situado en el valle (b) de dicho tubo :

$$P_a - P_b = \sigma \left(\frac{1}{R_a} + \frac{1}{R_b} \right)$$

Este gradiente de presiones se debe a la tensión superficial que se forma en un plano perpendicular al eje del tubo. Esto causa que el fluido fluya desde la cresta (a), hacia el valle (b) produciéndose así una distribución desigual del condensado alrededor del tubo. Los coeficientes locales de transferencia de calor h_c , son mayores en las crestas, y son reducidos en los valles, debido al espesor de la película de condensado formado en ellos. De una forma general se puede decir que los valores de los coeficientes promedio para la superficie completa, son mucho mayores que los coeficientes logrados con superficies lisas. Sin embargo cuando el flujo de condensado es muy grande, llenándose completamente los valles, hasta cubrir la cresta misma, los coeficientes h_c sufren un decaimiento brusco.

Respecto a los tubos con alambres incrustados, Tomas (4) suspendió una serie de alambres espaciados a intervalos

los iguales sobre la superficie exterior de un tubo de condensador, tal como se muestra en las figuras 3.2a y 3.2b. - El radio de curvatura de la película de condensado en la zona adyacente al alambre, es mucho menor que el radio en cualquier otra parte de la película de condensado. De acuerdo a la ecuación anterior de Landau, va a existir un fuerte gradiente de presiones en la superficie, lo que va a provocar que el condensado fluya hacia los alambres con cierta rapidez. Por lo tanto el grosor de la película de condensado, y los coeficientes de transferencia de calor en esta película (h_o), van a resultar ser diferentes a lo largo de la circunferencia del tubo. Los valores promedio de h_o , se encontró que fueron mayores que los coeficientes para tubos lisos. - Tomés también hizo un análisis teórico del sistema y propuso la siguiente ecuación para la predicción de coeficientes de transferencia de calor en la película de condensado para tubos con alambres (h_{ow}) en términos de coeficientes para tubos lisos (h_o).

$$\frac{h_{ow}}{h_o} = \left[(1 - 2.5\beta)^4 (1.7/10^6) \beta^{2.5} (\sigma g \rho L / \Gamma \mu)^{1.5} (1 - 2.5\beta)^3 \right]^{1/3}$$

donde $\beta = n d_w / \pi d_o$

β nos dá la fracción de superficie cubierta por los alambres. Respecto a la relación h_{ow}/h_o , se observó que ésta tenía un máximo cuando β tenía un valor de 0.18, para valores mayores ó menores, h_{ow}/h_o se reducía. Cuando se ensayó con alambres en forma de espiral alrededor de los tubos de condensación, se obtuvieron coeficientes de transferencia de calor en la película de condensado todavía mayores que los anteriores.

Fuerzas actuantes sobre la película de condensación.

Debido a que la película de condensado ofrece una mayor resistencia al flujo de calor cuanto mas gruesa sea, se ideó reducir el grosor de ésta, por medio de la aplicación de ciertas fuerzas externas, las cuales pueden ser clasificadas en los siguientes tipos : centrífugas, vibratoriales y electrostáticas. Aunque todos estos métodos han sido usados exitosamente tienen la desventaja de requerir equipos muy complicados y mecanismos muy sofisticados.

La aplicación de fuerzas centrífugas ha sido estudiada por numerosos investigadores. Ya que se puede variar la magnitud de la fuerza centrífuga, el proceso de la condensación se puede estudiar sobre un amplio rango de condiciones.

Mandapurkar y Beatty (5) estudiaron un modelo simplificado de un disco rotante, analizando la distribución de la película de condensado sobre dicho disco, proponiendo la siguiente ecuación para la predicción de los coeficientes de transferencia de calor en la película de condensado :

$$h_o = 0.904(k^3 r_o^2 \omega^2 \lambda / \mu \Delta T)^{0.25}$$

El efecto de las fuerzas vibratorias sobre la transferencia de calor en la condensación ha sido estudiado manejando el flujo de vapor en la región sónica, y haciendo vibrar el tubo de condensación ya sea en la dirección longitudinal, ó en la transversal. Haughey (6) propuso la siguiente ecuación empírica para la predicción del coeficiente de transferencia de calor en la película de condensado para tubos con vibración longitudinal h_{ov} , en términos de la frecuencia y amplitud de la fuerza aplicada :

$$h_{ov}/h_o = 1 + 0.0018 F \cdot A$$

Para tubos sujetos a vibración transversal en que se tenga $A \cdot F^{1.2} > 5.2$ se propone la siguiente ecuación :

$$h_{ov}/h_o = 0.319 F^{0.246} A^{0.205}$$

El efecto de las fuerzas electrostáticas no ha sido muy estudiado, pero los experimentos que se han realizado consisten en lo siguiente : por medio de un electrodo y un cilindro vertical se mantiene una diferencia de potencial, con esta última se logra inducir un flujo de electrones sobre el condensado que se encuentre en la superficie exterior del cilindro. El flujo inducido, nos deberá dar un movimiento similar al movimiento natural de la película del condensado (este último debido a la acción de la gravedad), con lo cual se logra desalojar mas rápidamente el condensado, incrementándose los coeficientes de transferencia de calor.

De lo anterior se puede apreciar que existen múltiples y diversos métodos para incrementar la velocidad de transferencia de calor, pero que actualmente la mayoría de ellos están en fase de investigación, ó las ecuaciones y teorías propuestas no han podido explicar todos los resultados que se han encontrado experimentalmente, ó en algunos casos particulares, se requieren equipos costosos y complicados. El trabajo de Tomás, en que se usaron tubos con alambres incrustados puede tener gran desarrollo en el futuro dado su simplicidad y economía. Los intercambiadores de calor que poseen una capa de teflón como promotor, en los tubos de con

densación, también prometen ser muy estudiados en un futuro próximo.

Debido a las causas anteriores, de que ciertos métodos no han sido todavía suficientemente comprobados, las compañías que se dedican al diseño y manufactura de los condensadores de superficie, han optado por usar aquellos métodos que tengan el mayor grado de confiabilidad posible. En general resulta que dichos métodos se basan en los conceptos tradicionales de la condensación tipo película sobre tubos lisos.

Respecto al modelo de la condensación tipo película, Sylver (7) desarrolló un trabajo en que explica con detalle los distintos modos como se va realizando la transferencia de calor, desde que éste se desprende del vapor, hasta que se asinila al agua de circulación.

En la figura 3.3 se muestra un esquema en el cual se puede apreciar la capa de condensado que se forma sobre uno de los tubos del condensador de superficie.

En dicha figura hay una serie de capas cada una de las cuales opone una cierta resistencia al flujo de calor. A partir de esta figura se puede obtener un patrón básico de e ventos que son usados para discutir y determinar la transferencia de calor. El calor que es cedido por el vapor (que circula por el lado externo de los tubos) deberá ser absorbido por un medio enfriante que en este caso es el agua (que circula por dentro de los tubos). Ese calor tiene que desplazarse desde el seno del vapor por convección hacia la capa de condensado, que se va depositando sobre el lado exterior del tubo. En la capa de condensado se encuentra una nueva resistencia al flujo del calor, esta resistencia que se opone es directamente proporcional al grueso de la capa de condensado. En esta zona el calor fluye principalmente por convección y conducción. Posteriormente el calor se desplaza a través de la pared del tubo que separa el vapor del agua. Aquí únicamente se manifiesta una transferencia de calor por conducción y como la conductividad térmica de los métales es muy alta, esta resulta ser la menor de todas las resistencias.

Después el calor fluye a través de una capa de incrustaciones que se interponen entre el tubo y el agua y que

se forma porque esta última acarrea ciertas sustancias que se van incrustando en la pared interna de los tubos. Por último, el calor debe fluir y repartirse en la masa misma del agua de circulación produciéndole un aumento en su temperatura. En esta última zona se manifiesta la mayor resistencia de todas las que se oponen al flujo de calor.

De la misma figura se puede ver que hay varias temperaturas diferentes a lo largo del recorrido que efectúa el calor, y es gracias a esas diferencias por lo que se adquiere el suficiente potencial que se necesita para que el calor pueda fluir a través de todas las resistencias mencionadas.

Con las temperaturas mostradas en la figura 3.3 se puede establecer la siguiente ecuación :

$$T - t = (T - T_s) + (T_s - T_{w0}) + (T_{w0} - T_w) + (T_w - t_s) + (t_s - t)$$

La temperatura media del condensado estará dada por :

$$t_m = \frac{T_s + T_{w0}}{2}$$

Para calcular el coeficiente total de Transferencia de Calor se puede establecer una ecuación en función de las resistencias pudiendo calcular una resistencia total que es igual al inverso del coeficiente que nos interesa calcular:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_f} + \frac{1}{h_t} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_w}$$

donde:

- ✓ U - Coeficiente de Transferencia de Calor Total.
- ✓ h_i - Coeficiente en la interfase vapor líquido.
- ✗ h_f - Coeficiente en la acumulación de condensado sobre el tubo.
- ✗ h_t - Coeficiente a través de la pared del tubo.
- 20 h_s - Coeficiente a través de la pared de las incrustaciones.
- ✓ h_w - Coeficiente en el agua de circulación.

Para el cálculo de los últimos tres coeficientes existe bastante información bibliográfica, como por ejemplo en el caso del agua de circulación, para calcular el coeficiente en esta zona, se puede hacer uso de la figura 1 del apéndice propuesta por Kern (6), la cual nos predice el va-

lor del coeficiente para el agua que circula por adentro de los tubos según la velocidad que tenga esa agua.

Para el cálculo del coeficiente a través de las incrustaciones, por regla general en este tipo de equipo no se aplica como tal, sino que se calcula el coeficiente total de transferencia de calor (U) para tubos limpios, y para obtener el coeficiente sucio (U_s) que nos interesa, al coeficiente anterior (U) se le debe multiplicar por un factor de limpieza que usualmente tiene un valor de 85% a 95% .

Para el coeficiente a través de la pared del tubo se puede hacer uso de la ecuación:

$$h_t = \frac{\bar{D}_L \cdot k_m}{ID \cdot x_w}$$

donde:

$$\bar{D}_L = \frac{OD - ID}{\ln \frac{OD}{ID}}$$

Este último coeficiente generalmente es muy pequeño.

Aparte de estos coeficientes, Silver propone otros

dos coeficientes, uno en la interfase vapor líquido (vapor-condensado) y otro a través de la acumulación de condensado sobre el tubo.

La necesaria existencia de una resistencia interfacial y de un coeficiente de transferencia de calor efectivo fue puesto de manifiesto en relación a los condensadores de superficie por Silver. El derivó una ecuación de la siguiente forma:

$$h_i = f \left(\frac{g}{2\pi RT} \right)^a \frac{L^2}{TV}$$

donde:

h_i es el coeficiente en la interfase vapor-líquido

Los valores de f y a son encontrados en forma experimental.

En la tabla 5.1 se reportan varios valores que obtuvo el autor para varias presiones de operación.

TABLA 3.1 h_i como una función de la presión del condensador

TEMPERATURA DEL CONDEN- SADOR °F	TEMPERATURA DEL CONDEN- SADOR °R	PRESION lb/in^2 abs	h_i BTU/hr ft ² °F
80	540	0.5069	3420
82	542	0.5410	3600
84	544	0.5771	3800
86	546	0.6152	4000
88	548	0.6556	4220
90	550	0.6982	4450
92	552	0.7432	4680
94	554	0.7906	4920
96	556	0.8407	5180

Respecto al coeficiente de Transferencia de Calor a través del condensado, éste ha sido estudiado por varios - autores. Bajo condiciones de estado estacionario Nusselt eva luó el grueso medio de la película requerida para drenar el - condensado a partir de un tubo horizontal suponiendo una di - ferencia de temperatura a través de la capa de condensado y - la transferencia de calor por conducción a través de la mis - ma. El coeficiente de Transferencia de Calor medio está dado por esta ecuación:

$$h_f = \frac{k}{\lambda}$$

donde k es la conductividad térmica de la película de lí - quido y λ es el grueso medio de la película. Por otro la - do Nusselt obtuvo una ecuación para condensadores horizonta - les que se menciona al principio del capítulo que mediante - una consideración de temperatura y ciertos reacomodos se ob - tiene una ecuación de la forma siguiente:

$$h_f = 0.6 k \left(\frac{\rho^2 g}{\mu D m} \right)^c$$

donde m es la velocidad de condensación por unidad de área. De aquí se puede obtener el grueso medio de la película reque

rida para drenar a la velocidad m por unidad de área que en forma de ecuación queda:

$$\lambda = 1.68 \left(\frac{\mu D m}{\rho^2 g} \right)^2$$

Esto tiene ciertas limitaciones puesto que en la práctica el grueso de la capa de condensado no es posible -- controlar en forma tan exacta.

Efecto de los Gases no Condensables en la Condensación de un Vapor Sobre Tubos de Condensación.

Se sabe que los condensadores al recibir el vapor, se arrastran pequeñas cantidades de aire y otros gases no -- condensables que se hayan podido introducir en algún punto -- donde se localice una fuga, como puede ser la unión entre tuberías o entre equipos. Esos gases no condensables producen un decremento en la transferencia de calor.

Othmer(9) determinó como variaban los coeficientes de condensación sobre un tubo horizontal de tres pulgadas como una función del porcentaje en volumen de aire en el vapor. La figura 3.4 muestra los valores medidos del coeficiente de condensación contra caída de temperatura de la película de -- aire, para varias temperaturas y concentraciones.

Se puede observar de la figura 3.4 que cuando el porcentaje de aire en el vapor aumenta para una cierta temperatura del vapor (la cual se considera fija), el valor del coeficiente de Transferencia de Calor disminuye.

Otra tendencia que se puede observar de acuerdo a las gráfica, es que si mantenemos la temperatura de la corriente del vapor constante y aumentamos la caída de temperatura a través de la película de aire, el coeficiente sufre una disminución, manteniendo la concentración del aire en el vapor constante.

Por último, manteniendo constantes la concentración del aire y la caída de temperatura, observamos que si la temperatura del vapor la disminuimos el coeficiente también disminuye.

Los incondensables que entran al condensador junto con el vapor, no deben exceder de un 5% en peso del aire en el vapor de agua con lo cual se logra que la presión parcial de los incondensables sea prácticamente despreciable en comparación con la del vapor de agua.

Cuando una mezcla de un gas no condensable y un vapor es puesta en contacto con una superficie mas fría que-

el punto de rocío de la mezcla ocurre la condensación. Se forma la capa de condensado sobre la superficie metálica del tubo, pero también se forma alrededor de dicha capa una película de mezcla de gas no condensable-vapor, en la que la concentración del vapor es pequeña. Esta película no dificulta el flujo de vapor hacia la superficie metálica, pues la presión parcial del vapor en la masa principal es mayor que la presión correspondiente a dicha película, por lo que el vapor se puede difundir a través. Pero debido a la creación de esa película se origina una nueva resistencia al flujo de calor produciéndose una disminución en el Coeficiente Total de Transferencia. Al incrementarse la condensación, se acumula más incondensables disminuyendo más el Coeficiente Total, por lo que es necesario implementar un sistema de extracción de incondensables.

Sparrow, Minkowycz y Saddy (10) realizan por su cuenta otro trabajo también dirigido a estudiar los efectos del aire sobre la condensación y en el cual nos dicen que la inercia y convección en la capa líquida de condensado son despreciables y que la velocidad de la corriente del vapor medida en la capa límite o interfase toma un valor de cero.

También nos indican que la interfase es impermea--

ble al gas no condensable por lo que el flujo másico de éste es cero, originándose una acumulación de no condensables sobre la superficie, acumulación que se acentúa para altas velocidades de condensación, disminuyendo la velocidad de Transferencia de Calor del equipo.

Los autores hacen varios experimentos para diversas temperaturas de condensación y concentraciones de aire en el vapor, llegando a los mismo resultados a que llegó -- Othmer, además detectan que la reducción de la velocidad de Transferencia de Calor se acentúa cuando las presiones de operación son de alto vacío debido a que se hace mas notoria la presencia de gases no condensables.

El Uso de los Coeficientes Totales.

Mc Adams (II) menciona el uso de los Coeficientes Totales obtenidos experimentalmente para el cálculo de los condensadores de superficie, indicando que en algunos casos se puede medir la temperatura del tubo de condensación, especialmente cuando se trata de aparatos experimentales de un solo tubo, pudiéndose determinar los coeficientes individuales, pero que en los casos de condensadores mayores de múltiples tubos, la temperatura es desconocida siendo de gran uti

lidad en tales casos los coeficientes totales.

La determinación de los coeficientes totales, se puede hacer mediante el método gráfico de Wilson. En la figura 3.5 se muestra una gráfica de Wilson donde aparecen valores de coeficientes totales obtenidos experimentalmente para diversas velocidades del agua. Se muestran dos curvas, - ambas obtenidas a partir de datos reportados sobre tubos de material admiralty. La curva inferior nos reporta valores de coeficientes limpios (U) y la superior nos reporta valores de coeficientes sucios o de Diseño (UD)

La velocidad se grafica en piés/segundo y el coeficiente total (U ó UD) se expresa en $BTU/(Hr ft^2 ^\circ F)$.

El uso de tales gráficas simplifica considerablemente el diseño de los condensadores de superficie.

Lamentablemente solo se encuentran reportados datos

para un solo tipo de material. Actualmente se dispone de mayor cantidad de datos experimentales, lo cual ha conducido a obtener curvas mas exactas y por tanto de mayor confiabilidad como enseguida se verá.

Las gráficas de mayor uso para la obtención de Cogficientes Totales son las del " Instituto de Intercambio de Calor " , (HEI*), figura 2 del apéndice. Como se observa de la figura se necesitan dos datos que son : la velocidad del agua a través de los tubos y el diámetro de estos últimos , - para poder seleccionar una curva adecuada a nuestras necesidades con la cual se hará la evaluación de los coeficientes.

Las gráficas estarán referidas a ciertas condiciones específicas que son : temperatura del agua de entrada de 70 °F, y tubos de 18 BWG construídos con admiralty.

* Nota.- HEI son las iniciales de Heat Exchange Institute.

Para temperaturas de entrada del agua diferentes a 70°F , se obtendrá un factor de corrección con la figura 3 del apéndice.

Para tuberías con especificaciones diferentes a las arriba señaladas, de acuerdo a la tabla 1 del apéndice.

Una vez obtenidos todos los factores de corrección necesarios, se procederá a obtener el coeficiente de diseño:

Se determinó también que la predicción del funcionamiento del equipo resultaba inexacta si la Diferencia de Temperatura Terminal era menor a 5°F . Por tanto hay que tener cuidado en el diseño, de que la temperatura del agua de salida sea por lo menos 5°F menor a la del vapor. *

Bajo condiciones prácticas de operación, se puede esperar que el condensador produzca condensado deareado con un contenido de oxígeno que no exceda 0.03 cc/litro.

También se determinó el rango de velocidades para el agua que pasa a través de los tubos la cual no debe tener menos de 3 pies/segundo ni mas de 8. Si tuviera menos de 3

puede ocurrir que el agua no se distribuya perfectamente --- bien en los tubos, además de una formación excesiva de incrustaciones. Por otro lado si el agua tuviera una velocidad superior a los 8 pies/segundo el agua adquiere excesiva turbulencia pudiendo producir erosiones y hasta vibraciones en los tubos del equipo, los cuales son efectos indeseables en un cambiador de calor.

De acuerdo con la siguiente ecuación básica:

$$A = \frac{Q}{U_s \times LMTD}$$

sabemos que el tamaño del condensador (la superficie total de los tubos) es directamente proporcional a la carga térmica e inversamente proporcional al Coeficiente Total de Transferencia de Calor y a la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura. De la ecuación Q representa la carga térmica, U_s el Coeficiente Total de Diseño y LMTD la diferencia Media Logarítmica de Temperatura. Para una carga de calor dada y un vacío de operación fijado, el tamaño del condensador quedará determinado principalmente por la cantidad de agua que se use, ya que ella va a absorber el calor que necesitamos remover del vapor, además otras dos variables que también influyen, son las temperaturas del agua de entrada y salida.

Métodos para el Diseño de Condensadores de Superficie

En los procesos en que es indispensable remover gran des cantidades de calor mediante sistemas que emplean agua de enfriamiento, se ven involucradas grandes inversiones como es el presente caso, tanto en el costo del equipo como en el costo de operación. En tales procesos es justificable y necesario determinar las condiciones óptimas de las variables que intervienen en el diseño del condensador de superficie para obtener un buen funcionamiento del equipo y al mismo tiempo lograr que los costos sean mínimos, objetivos que se verán en este capítulo.

Al empezar a diseñar el equipo, se necesita conocer ciertos datos, que a continuación se enuncian:

- a) Flujo de la corriente de vapor que se desea condensar y sus condiciones de operación como son temperatura y presión, con lo cual podemos calcular la carga térmica que es necesario remover.
- b) La temperatura del agua de enfriamiento de que se dispone. Si el agua proviene de una torre de enfriamiento, su temperatura estará en función de las condiciones del aire ambiente, en particular de la temperatura del bulbo húmedo, ya que ésta define la mínima temperatura del agua que se puede obtener en la torre.

Por lo general en nuestro país la temperatura del agua al salir de una torre es de aproximadamente de 80 a 90° F y al retornar es de 115° F.

- c) Fuentes de suministro de agua. Este aspecto tiene importancia en las características y costo del tratamiento que sea necesario proporcionar al agua de circulación. De aquí es posible obtener el factor de limpieza o incrustación que generalmente es de 85 a 95%.
- d) Costo de energía eléctrica los cuales influyen fundamentalmente en el costo de bombeo del agua de circulación.
- e) Materiales de construcción que se deben seleccionar tomando en cuenta principalmente la temperatura y características del agua de circulación. Cuando se cuenta con agua fresca, se acostumbrará usar acero al carbón, o bien Admiralty y en algunos casos aleaciones Titanio.

Quando se dispone de los datos anteriores, se puede dar principio al diseño del equipo sin olvidar que hay numeros factores que pueden intervenir para lograr un diseño, que cumpla con las especificaciones requeridas y a la vez tenga -

el mínimo costo posible. La importancia relativa de todos - estos factores varía de acuerdo al tamaño de la instalación - y a consideraciones de tipo económico. A continuación se -- dan una serie de factores y variables que pueden afectar al - diseño:

- 1.- Se deben tener velocidades del agua de circulación relativamente altas a través de los tubos. El valor óptimo de esta variable se puede encontrar en un rango de 6 a 8 pies/segundo obteniéndose altos coeficientes de Transferencia de Calor que varían de 650 a 750 BTU/Hr pie cuadrado °F.
- 2.- Se debe manejar una relación económica entre el agua de enfriamiento y el flujo de vapor. Una buena relación implicaría un flujo de agua 60 a 80 veces mayor que el flujo de vapor.
- 3.- Se debe hacer un balance entre costo de bombeo, -- cantidad de agua y superficie de los tubos. Esto depende de el lugar y la compañía que haga la coti zación.
- 4.- Generalmente los tubos se incrustarán en su interior por el agua de circulación. Para diseño se conside ra un factor de limpieza que varía de 85 a 95%.

- 5.- Debe haber una caída de presión baja a través del banco de tubos por el lado del vapor, que a carga total no debe exceder .5 pulgadas de mercurio, por lo que se requiere un buen diseño de la distribución de tubos dentro de la coraza.
- 6.- Un sistema sencillo y económico de remoción de aire.
- 7.- Obtener un condensado cuyo contenido de oxígeno disuelto sea prácticamente cero, o que al menos no exceda de 0.02 cc/litro de condensado. Esto se logra con el equipo de remoción de aire, y teniendo cuidado de que se tengan el menor número de fugas posibles en las uniones de tuberías y equipos.
- 8.- De ser posible manejar una agua de circulación de entrada con una temperatura de 20 a 24°F menor que la temperatura del vapor.
- 9.- Los tubos que se emplean en estos equipos deben tener diámetros de 3/4 ó 7/8 de pulgadas para lograr un óptimo diseño.
- 10.- Conocer limitaciones de costo, espacio y peso.

La forma como se combinan los factores anteriores-

se lleva a cabo mediante la secuencia de cálculos. A continuación se mencionan algunos métodos que se han desarrollado

- a) Método del Instituto de Intercambio de Calor (HEI)
- b) Método de Allis Chalmers
- c) Método de la Compañía Ingersoll Rand
- d) Método de Kern

De éstos métodos, el primero que surgió fué el de HEI, desarrollándose una serie de gráficas para calcular el Coeficiente Total de Transferencia de Calor como una función de dos variables que son la velocidad del agua a través de los tubos y el diámetro de los mismos (figura 2 del apéndice). A partir de éste método surgen los otros que se mencionaron, y que mediante la implementación de ciertos factores se tratan de mejorar los resultados obtenidos originalmente por el HEI. A continuación se verán las secuencias de cálculo que se realizan en cada método.

Las tablas y gráficas que se mencionen, podrán ser localizadas en el apéndice. Se hace hincapié en que todos estos métodos nos proporcionan cálculos de equipos que condensan vapor de agua en la coraza, mediante agua de circulación que corre por el interior de los tubos.



a) METODO DE H E I.

Para empezar se deben disponer de los siguientes datos:

NOTA: La información requerida y los pasos 1 al 12 son comunes a todos los métodos.

Carga térmica (Q), la temperatura del vapor saturado (T_S), la temperatura del agua de circulación (T_1), la capacidad calorífica del agua (CP), la densidad del agua (ρ_0), el factor de limpieza ($FLIMP$), el tipo de material a usar, - el tamaño de la cédula de los tubos (BWG), el cual puede ser 12, 14, 16, 18 ó 20 de acuerdo al standar del HEI, y la caída de presión permisible para el agua.

A continuación se efectúan los siguientes pasos:

- 1.- Se supone una temperatura T_2 del agua de salida, tal que sea mayor que T_1 y por lo menos $5^\circ F$ menor que la temperatura del vapor (T_S).
- 2.- Calcular $Q_t = W_v \cdot \lambda$
- 3.- Se calcula la cantidad de agua de circulación (WAG) necesaria para remover el calor latente del vapor (Q), y poderlo condensar.

$$WAG = Q / (CP \times (T_2 - T_1))$$

- 4.- Se selecciona un diámetro de tubería, que por lo general se escoge entre los siguientes: 5/8, 3/4, 7/8 ó 1 pulgada de diámetro nominal.
- 5.- Se supone una área neta de transferencia de calor de acuerdo a la tabla 2 de superficies recomendadas.
- 6.- Se supone una longitud (L) de los tubos, de acuerdo a la TABLA 2 del apéndice, en la cual se encuentran reportados varios valores de longitudes recomendadas en función del área neta supuesta (A_N) y del diámetro del tubo con que se esté trabajando.
- 7.- Se obtiene (SPPL) o sea la superficie de un tubo por pie lineal de longitud de la TABLA 3 .
- 8.- Se calcula la superficie exterior total por tubo (SPT) con la fórmula:

$$SPT = SPPL \times L$$

- 9.- Se calcula el número de tubos (NT)

$$NT = A_N / SPT$$

10.- Se obtiene el área seccional de cada tubo (ASPT) de la TABLA 3

11.- Se selecciona el número de pasos.

12.- Se calcula la velocidad del agua a través de los -- tubos.

$$VPT = WAG \cdot \text{No. de PASOS} / (30 \times 3600 \times ASPT \times \text{VF})$$

Si la velocidad resultara menor a 3 pies/segundo se incrementará la longitud de acuerdo a las tablas de longitudes recomendadas (TABLA 2) o si no, se puede incrementar el número de pasos. Si la velocidad fuera mayor de 8 pies/segundo se le puede disminuir incrementando el área del equipo lo cual origina un mayor número de tubos a través de los cuales se va a distribuir el flujo de agua permitiendo una disminución en la velocidad de esta última. Por otro lado si se incrementa el diámetro de los tubos también implica una disminución de la velocidad del agua.

13.- Si la velocidad del agua quedara entre los límites de 3 y 8 pies/segundo se procede a calcular el coeficiente de transferencia (U) con ayuda de la Gráfica 1, la cual está en función de la velocidad --

del agua y del diámetro del tubo. Al coeficiente -- (U) así obtenido se le aplican los siguientes factores de corrección: Un factor por temperatura si el agua de circulación al entrar tiene una temperatura diferente a 70°F, otro factor por tipo de material y cédula para tubos que no sean de metal Admiralty 18-BWG, y por último un factor de limpieza. El primer factor se obtiene de la figura 3 del apéndice, el segundo de la TABLA 1 del apéndice, y el tercer factor varía de 0.85 a 0.95.

Los factores se aplican mediante la siguiente ecuación:

$$UD = U \times FCT \times FIMT \times FLIMP$$

donde UD es el Coeficiente Total de Diseño, U es el coeficiente Limpio sin correcciones, FCT es el factor de corrección por temperatura, FIMT es el factor de corrección según el tipo de material y BWG de la tubería usados y FLIMP es el factor de corrección por limpieza y su valor varía de 0.85 a 0.95.

14.- Se calcula la Diferencia Media Logarítmica de Temperatura (LMTD).
$$LMTD = \frac{T_2 - T_1}{\ln \left(\frac{T_3 - T_1}{T_3 - T_2} \right)}$$

15.- Con el área supuesta, la LMTD calculada y la UD se

procede a calcular la Carga Térmica (Q_1) que transfiere.

$$Q_1 = UD \times LMTD \times AN$$

Si esta Q_1 es igual a la Carga Térmica original (Q) se puede decir que las variables que se supusieron fueron correctas y que se ha obtenido un equipo cuya área de Transferencia de Calor cumple con las especificaciones requeridas. Si Q_1 es mayor que Q quiere decir que el cambiador calculado está sobrando de área, y si por el contrario, si Q_1 es menor que Q nos indica que hace falta aumentar el área del equipo, por lo que se supondrá una área mayor y se reiniciarán todos los cálculos de la secuencia hasta obtener una Q_1 que se aproxime a la carga térmica original que se desea intercambiar. Una vez completada esta fase, se procede a calcular la caída de presión en el interior de los tubos, la cual deberá ser menor a la caída de presión permisible, en caso de no ser así - se tendrá que hacer un nuevo diseño, modificando el diámetro externo, la longitud o el número de pasos.

b) METODO DE ALLIS CHALMERS

NOTA: La información requerida y los pasos 1 al 12 son iguales a los del Método de HEL

Se calcula la LMTD igual que en el método anterior

$$LMTD = \frac{T_2 - T_1}{LN \frac{(T_S - T_1)}{(T_S - T_2)}}$$

13.- A continuación de diferentes tablas que aparecen en el apéndice, se van a obtener los siguientes datos:

CON EL VALOR DE	EN LA TABLA	SE OBTIENE EL FACTOR
Temperatura del agua	4	C1
Número de pasos	5	C2
Diámetro del tubo y calibre	6	C3
Longitud de los tubos	7	C4
Velocidad del agua	8	C5
Factor de limpieza	9	C6
Material del tubo	10	C7

14.- Todos estos valores se suman y con el valor resultante se va a la TABLA (11) donde se encuentra el Factor X.

15.- Se determina el rango de operación que es la diferencia entre la temperatura del vapor menos la temperatura del agua de entrada

$$RANGO = TS - T_1$$

16.- Este valor se corrige con el valor obtenido de X, y al resultado se le llama AUMENTO y que es realmente el aumento que tendrá la temperatura del agua de circulación desde que entra al equipo, hasta que sale.

$$\text{AUMENTO} = \text{RANGO} \cdot X \cdot T_2 \cdot T_1$$

17.- Se calcula la Temperatura Diferencial y que es igual a restar el Rango menos el Aumento. Esta diferencia deberá ser mayor de 5°F para poder proseguir los cálculos. En caso contrario se supondrán nuevos valores iniciales y se seguirá la secuencia hasta obtener una temperatura diferencial adecuada.

En el caso de que se tengan fijas las temperaturas de entrada y salida del agua de circulación, la Temperatura Diferencial (TDIF), se calculará como la diferencia entre la temperatura del vapor menos la temperatura del agua de salida.

$$\text{TDIF} = \text{TS} - \text{T2}$$

Si la TDIF es mayor a 5°F se prosiguen los cálculos, pero en caso contrario, quiere decir que la temperatura de salida del agua es elevada por lo que es necesario dismi-

nuir su valor.

18.- El Coeficiente Total de Transferencia de Calor (U) se calcula igual que en el método anterior.

19.- Se obtiene la temperatura del agua de salida.

$$T_2 = T_S - TDIF$$

20.- Se obtiene la LMTD

$$LMTD = \frac{T_2 - T_1}{LN \frac{T_S - T_1}{T_S - T_2}}$$

Con la cual se calcula $Q_1 = UD \times AN \times LMTD$

donde UD y AN son el coeficiente de diseño, y el área neta - respectivamente, ya conocidas.

21.- El valor de la Carga Térmica original (Q) se compara contra Q_1 , si el valor absoluto de $Q - Q_1$ es menor o igual a .005 Q, quiere decir que no difieren mucho y que los datos supuestos están correctos dándo se por aceptable el presente diseño.

En caso de que $Q - Q_1$ fuera muy grande, se repetirán

los cálculos haciendo incrementos de longitud, área, diámetro y número de pasos hasta obtener el cálculo de un condensador en que todos sus parámetros cumplan con todos los criterios requeridos

22.- Una vez completado el diseño se procede a calcular la caída de presión en los tubos por el lado del agua, la cual deberá ser menor a la caída de presión permisible, en caso de no cumplirse este último criterio, se tendrá que hacer un nuevo diseño, modificando el diámetro externo de los tubos, la longitud, o el No. de pasos.

c) METODO DE INGERSOLL RAND

NOTA: La información requerida y los pasos 1 al 12 son iguales a los del método de HET.

13.- A continuación se procede a calcular una constante K con la formula.

$$K = \frac{L \times A \times B \times FLIMP}{VPT \times IF \times NPASOS}$$

de variables para incrementar la TDIF, como por ejemplo incrementar la longitud de los tubos, o decrecer el diámetro - de los mismos, o mover otros variables como son el área ó el número de pasos.

17.- Se calculará después la temperatura del agua de enfriamiento a la salida (T_2'')

$$T_2'' = T_S - TDIF$$

18.- Se calcula el gasto de agua (WAG en lb/hr)

$$WAG = \frac{Q}{(T_2'' - T_1) C_p}$$

pero C_p AGUA = 1

o en galones por minuto (GPM) $GPM = WAG/500$

ya que 1 GPM es igual a 500 lb/hr.

19.- Para encontrar el valor del Coeficiente de Transferencia de Calor podemos recurrir a las gráficas mencionadas en el método anterior, pero en esta ocasión en forma de ecuación:

$$UD = C \times VPT \times FCT \times FIMP \times FLIMP$$

DONDE C es una constante que está en función del tamaño del

tubo (su diámetro) de acuerdo a los estándares del HEI, las otras variables son iguales a las del método del HEI. * 2006
82

20.- Se calcula una $LMTD'$

$$LMTD' = \frac{T_2' - T_1}{\ln \frac{TS - T_1}{TS - T_2'}}$$

(Handwritten: T_2'' with arrow pointing to T_2')

y una $LMTD''$

$$LMTD'' = Q / (UD \times \text{Area neta})$$

(Handwritten: Q_1)

la $LMTD'$ está relacionada con la Carga Térmica original (Q) - que es la que nos interesa transmitir, y la $LMTD''$ se relaciona con la Carga Térmica (Q_1) que va a ser capaz de transmitir el equipo una vez diseñado. Es muy importante que Q_1 sea -- igual a Q , o al menos similares. A su vez cada $LMTD$ es directamente proporcional a la carga térmica, y por tanto se les puede aplicar el mismo criterio anterior y si son similares implica que las cargas térmicas lo son también y que se ha logrado diseñar un equipo adecuado para satisfacer las necesidades. En caso de que no **converjan las dos $LMTD$ calculadas**, quiere decir que las variables supuestas son incorrectas

y se deberán hacer nuevas suposiciones hasta lograr la convergencia.

Completado el diseño térmico, se procede a calcular la caída de presión en los tubos por el lado del agua. Esta caída de presión deberá ser menor a la permisible, en caso contrario se desechará el diseño y se dará principio a otro.

d) METODO DE KERN

NOTA: La información requerida y los pasos 1 al 12 son iguales a los del método de HEI.

12.- Se calcula la "carga de vapor" que es igual a la cantidad de vapor total que se condensa por hora, dividida entre el área del condensador.

14.- Se calcula el coeficiente de transferencia de calor con la figura 4 del apéndice con los datos de carga de vapor y diámetro de los tubos. Se podrán obtener asimismo, factores de corrección por carga y por temperatura de la misma figura.

El factor por carga se puede aplicar también con la Ec :

$$\text{Factor por carga} \quad C_1 = \sqrt[4]{\text{Carga de vapor}/8}$$

Por último, al coeficiente de transferencia de calor se le aplicará un factor de limpieza (0.85 a 0.95).

El coeficiente U y los factores obtenidos nos dan el coeficiente de diseño UD mediante la siguiente ecuación:

$$UD = C_1 \times C_t \times C_{cl} \times C_{td} \times \sqrt{v}$$

donde

C_1 es el factor de corrección por carga

C_t es un factor que está de acuerdo al tipo de diámetro usado y toma valores de 270 para diámetros de tubos de 3/4 " valores de 263 para diámetros de tubos de 7/8 " valores de 251 para diámetros de tubos de 1.0 "

C_{cl} es el factor de limpieza

C_{td} es un factor de corrección por temperatura

v es la velocidad del agua en pies / segundos.

15.- Para poder comprobar los cálculos también se propone una ecuación para calcular la temperatura del agua de circulación a la salida del condensador (T_2) :

$$T_2 = T_s - \frac{T_s - T_1}{\text{Antilog} (0.00279 U \times L \times m \times a / v \times a t)}$$

donde T_s , T_1 y T_2 son las temperaturas del vapor, del agua a la entrada y del agua a la salida del equipo respectivamente,

U, L y v son el coeficiente de diseño, la longitud de los tu
bos y el valor de la velocidad del agua respectivamente,
 n es el número de pasos en el condensador
 aa-son los pies cuadrados de superficie externa por pie de --
 longitud
 at-es el área de flujo por tubo en pulgadas cuadradas.

15.- Una vez calculada T2, se puede proceder como en el
 método de Ingersoll Rand, calculando una IMTD que multiplica
 da por una área supuesta y por un coeficiente total UD, nos-
 debe dar una carga térmica que corresponde a la que es capaz
 de transmitir el equipo diseñado. Si esa carga concuerda --
 con la carga térmica original Q, se puede dar por concluido-
 el diseño térmico, en caso contrario se harán nuevas suposi-
 ciones.

Después se deberá calcular la caída de presión en-
 el lado de los tubos, si se obtiene una caída menor a la caí
 da de presión permisible, el diseño se aprobará, en caso de-
 ser mayor, el diseño se deshechará principiando un nuevo dise
 ño moviendo ya sea el diámetro externo, la longitud ó el nú-
 mero de pasos.

La coraza del condensador de superficie deberá ser lo suficientemente amplia para poder almacenar en su interior la totalidad de los tubos del equipo. Se puede decir que dicha coraza tiene una área transversal aproximadamente igual al doble del área que ocupan los tubos del equipo. Respecto al arreglo conforme al cual se distribuirán los tubos en el interior de la coraza, se puede decir que es bastante variable de un equipo a otro. Ya en el capítulo II se mencionaba el hecho de que podía haber distintos tipos de arreglos, - siendo la finalidad de éstos distribuir al vapor en diversas trayectorias, ya sean verticales, horizontales, radiales, ó combinadas, de tal forma que se obtenga una distribución adecuada, lográndose así una caída de presión baja del vapor de agua cuando pasa entre los tubos. En las figuras 3.6, 3.7, y 3.8 se muestran tres posibles modelos de plantillas, que han sido usadas para condensadores de superficie. En dichas plantillas se puede observar los distintos arreglos que pueden adoptar los tubos en el interior de la coraza. En la figura 3.8 es de notarse que aparte de poder variar el tamaño y forma de las distintas zonas en que se reparten los tubos, también es posible que se presenten variaciones en el tamaño del paso que va a haber entre tubo y tubo en cada una de dichas zonas.

Para saber cual es el tipo de plantilla mas adecuada para un cierto diseño, en que se maneje una determinada cantidad de vapor, se necesitará tener una idea de los posibles tipos de plantillas que se pueden emplear, se deberán hacer distintas combinaciones de zonas, tamaños y formas de las mismas, haciendo variaciones en el tamaño de los pasos inclusive. De hecho se pueden hacer un gran número de combinaciones, pero la selección mas apropiada estará en función de que se obtenga la mínima caída de presión posible, en el lado del vapor.

Al realizar el CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION EN EL LADO DEL VAPOR, se deberá tener una minuciosidad y precisión enormes, y es que hay un punto sumamente crítico, que consiste en que el vapor al atravesar el banco de los tubos, deberá necesariamente perder la mínima cantidad posible de presión, y es que si se sobrepasan ciertos límites, se puede ver afectada la operación de la turbina reduciéndose su capacidad. Normalmente para asegurar una baja caída de presión en el banco de tubos, se les dota con grandes espacios libres para que el vapor fluya a través de ellos con facilidad. El gran inconveniente de dichos espacios libres, es que provocan un incremento en el tamaño y costos del equipo. Se han elaborado ciertos métodos para el cálculo de las pérdidas de pre-

sión con la mayor exactitud posible, con lo cual se logren reducir los espacios libres del condensador, y por tanto el tamaño de este último. Una proposición consiste en el empleo del método de Bell, que se utiliza en el diseño de condensadores de superficie para servicios en plantas de proceso. Este método se basa en la siguiente ecuación que nos reporta W. Gloyer (25) :

$$\Delta P_x = \frac{\phi V_{vx}^2 H}{2.320 \rho} \quad \text{PSI}$$

En la figura 3.9 se muestra una gráfica para calcular los factores de fricción de acuerdo a los distintos tipos de arreglos susceptibles de ser usados.

Siendo H el número de hileras de tubos en flujo cruzado, se procederá a considerársele con un valor de 1, evaluándose de esta manera hilera por hilera, en función de la geometría escogida (en base a los modelos de plantillas mostradas en las figuras 3.6 a 3.8), limitándose la caída de presión a valores que van de 0.05" Hg a 0.5" Hg. En caso de obtener pérdidas mayores, será necesario modificar la geometría(el tipo de plantilla), y volver a evaluar la caída de presión.

Es de hacerse notar que se requiere de un trabajo teórico experimental para determinar los patrones de flujo con una serie de procedimientos matemáticos bastante elaborados, planteándose todo un modelo encargado de simular los posibles arreglos de los tubos y realizando los cálculos de las pérdidas de presión en todo el equipo, por lo que se sugiere que el análisis de la caída de presión en el lado del vapor se haga mediante un trabajo de tesis adicional.

Una vez completada la parte térmica, haciendo uso de alguno de los métodos que fueron mencionados con anterioridad, se proceden a hacer ciertos cálculos que en términos generales corresponden a los costos del condensador y de la bomba que sea requerida (en función esta última de la caída de presión en el lado de los tubos y del gasto de agua de circulación que sea manejado), después se obtendrán los costos de operación, y por último el costo total del equipo. Usando un mismo método se calculan diversos diseños, y de todos ellos se seleccionará el que resulta mas económico.

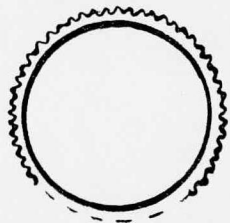


Fig. 3.1a Tubo con
acanaladuras

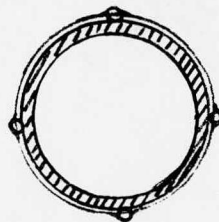


Fig. 3.2a Tubo con alambres
incrustados, promotores de turbulencia

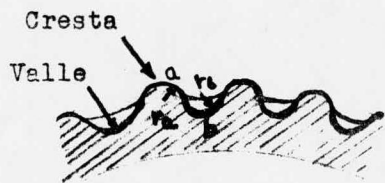


Fig. 3.1b Vista de las acanaladuras de los tubos

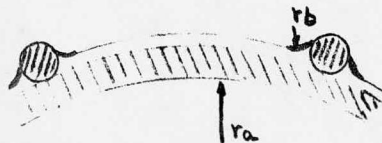


Fig. 3.2b Vista de los alambres incrustados en los tubos

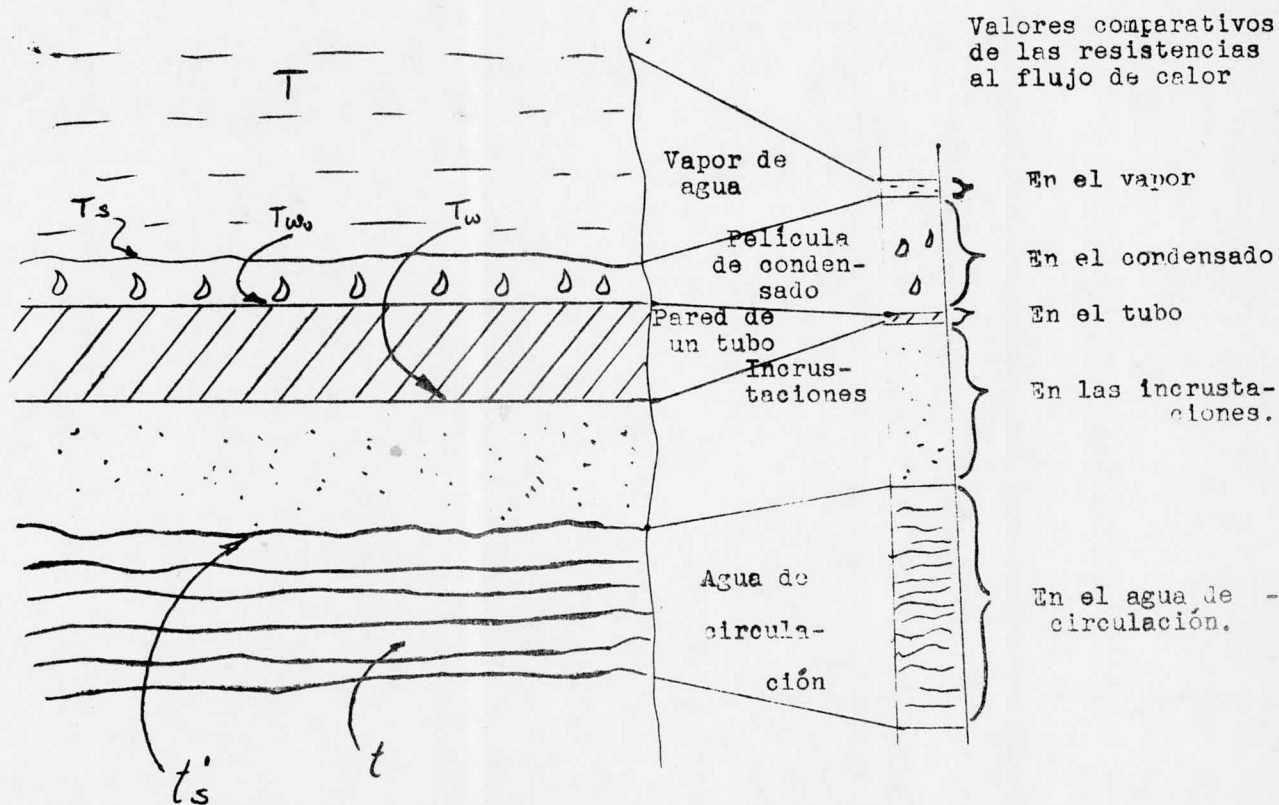


Fig. 3.3 Patrón básico de eventos en la transferencia de calor, durante la condensación de vapor de agua.

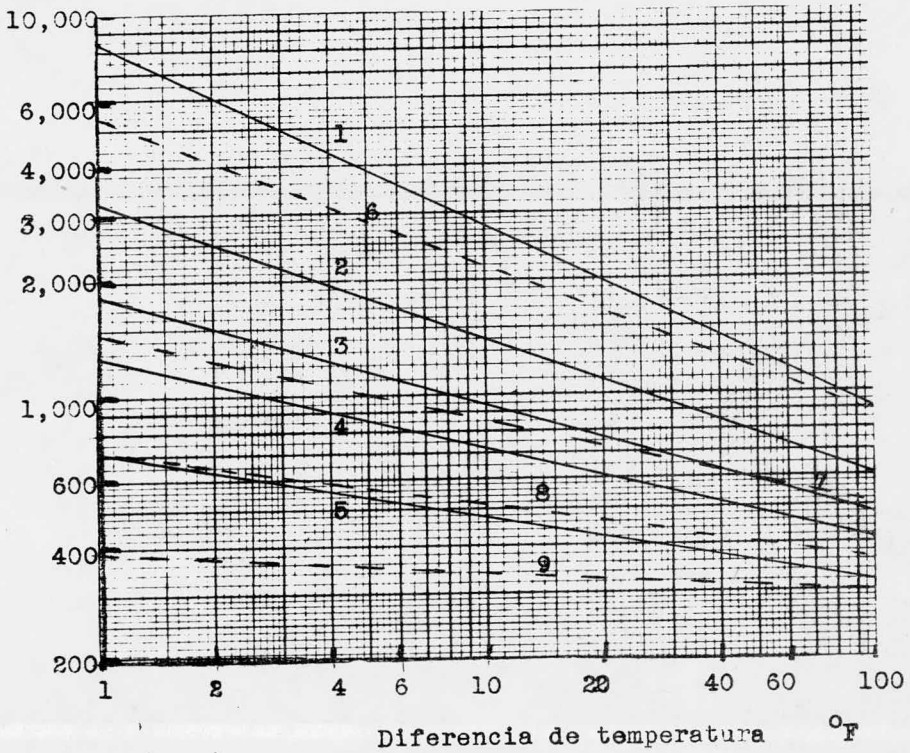
$$\text{hm} \left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)$$


FIGURA 3.4

Líneas continuas (TS 230°F)

Líneas discontinuas (TS 212°F)

- 1 0% de aire en volúmen
- 2 1.07% de aire en Vol.
- 3 1.96% de aire en Vol.
- 4 2.89% de aire en Vol.
- 5 4.53% de aire en Vol.

- 6 0% de aire en volúmen
- 7 1.24% de aire en Vol.
- 8 3.47% de aire en Vol.
- 9 6.21% de aire en Vol.

Coefficientes de vapor condensado sobre un tubo horizontal de
3 pulgadas de diámetro

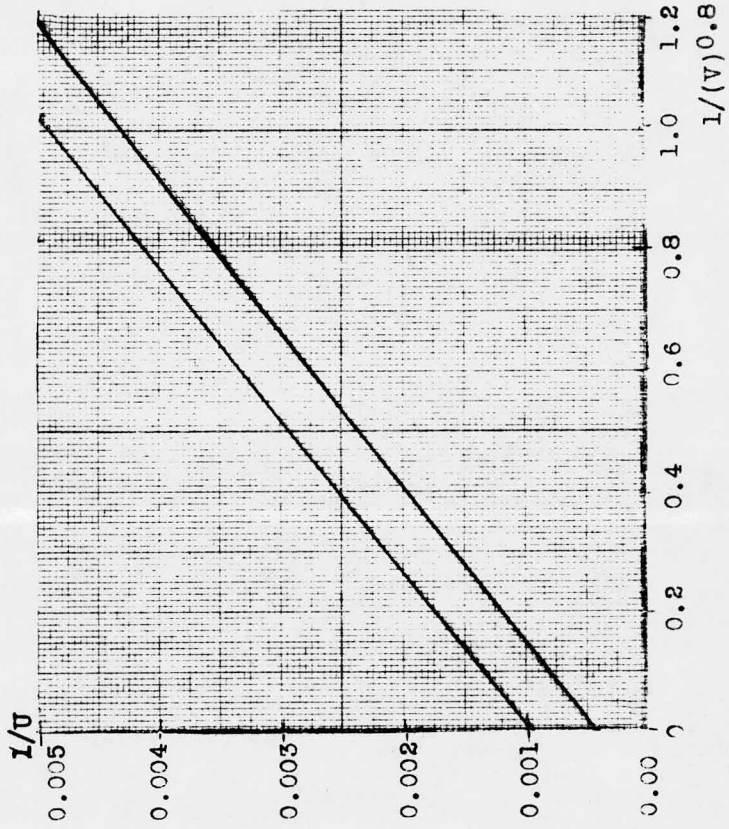


FIGURA 3.5

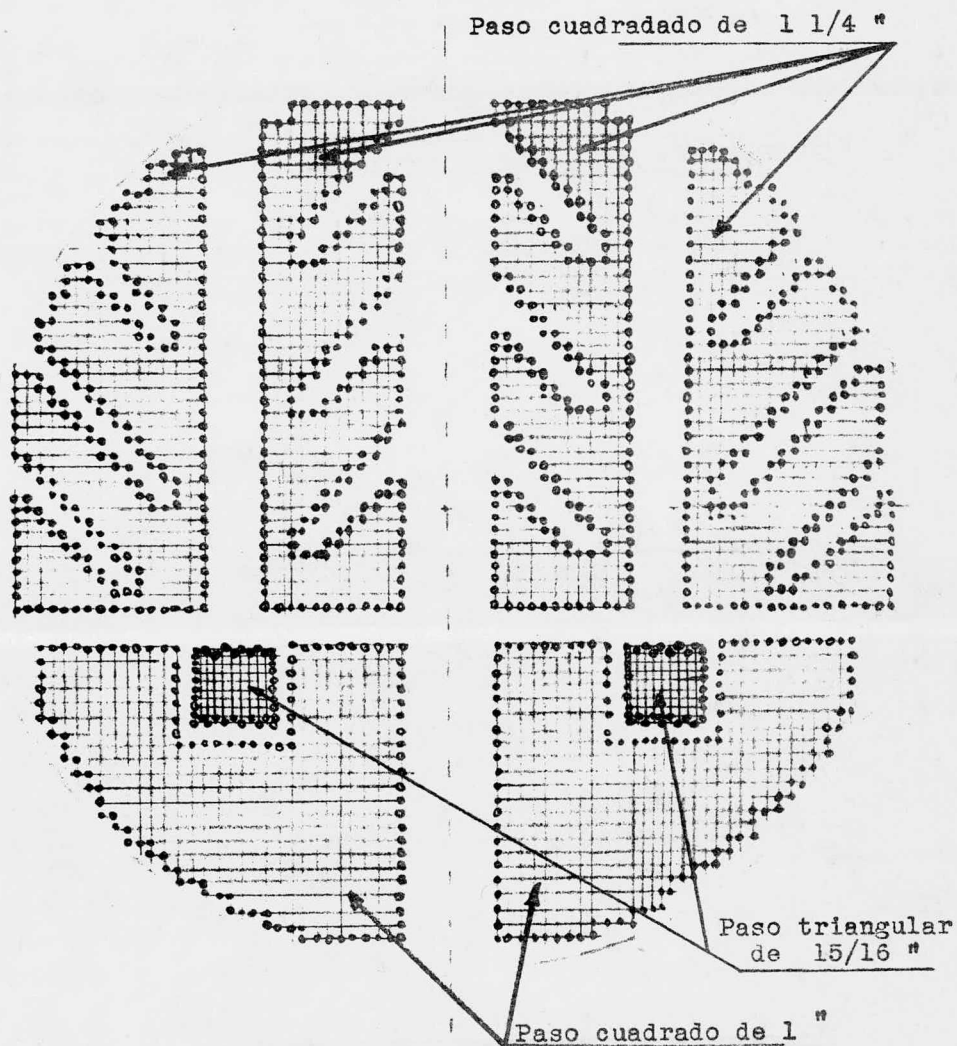


Fig. 3.6 En este diagrama se muestra un arreglo especial para la distribución de los tubos en el interior de la coraza.

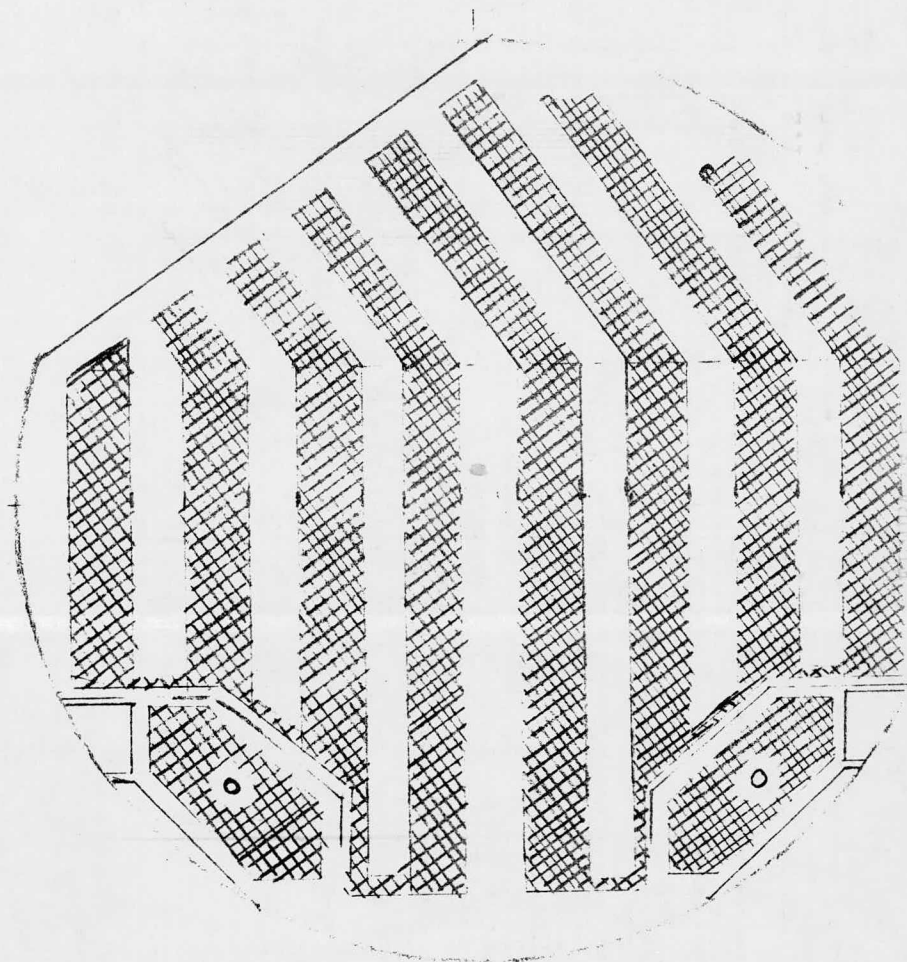


Fig. 3.7 Distribución de los tubos para lograr trayectorias verticales del vapor en el interior de la coraza.

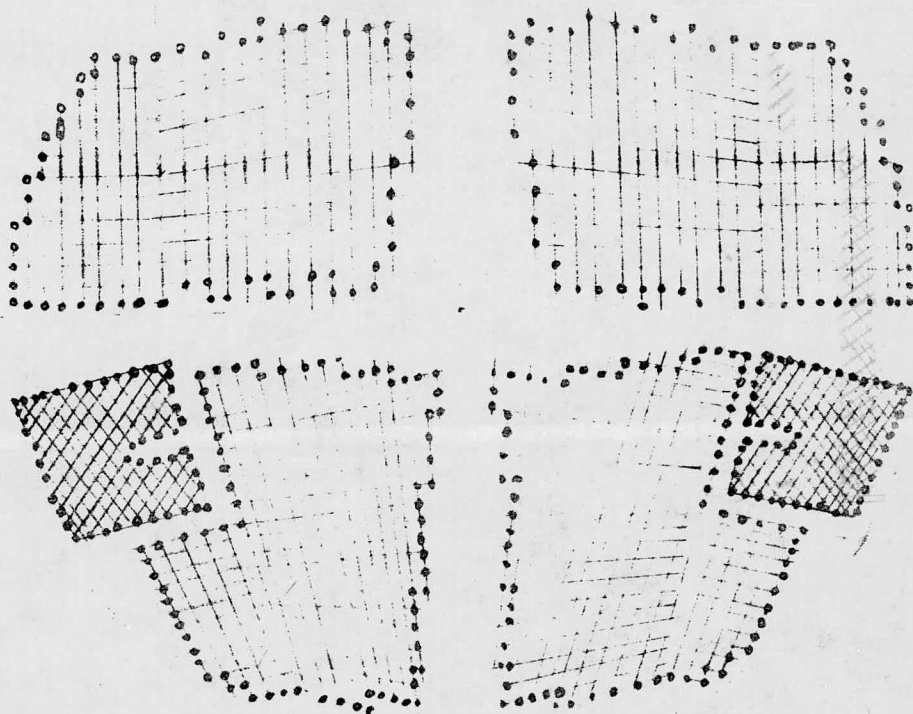


Fig. 3.8 Otra posible distribución de los tubos en el interior de un condensador de superficie.

ϕ

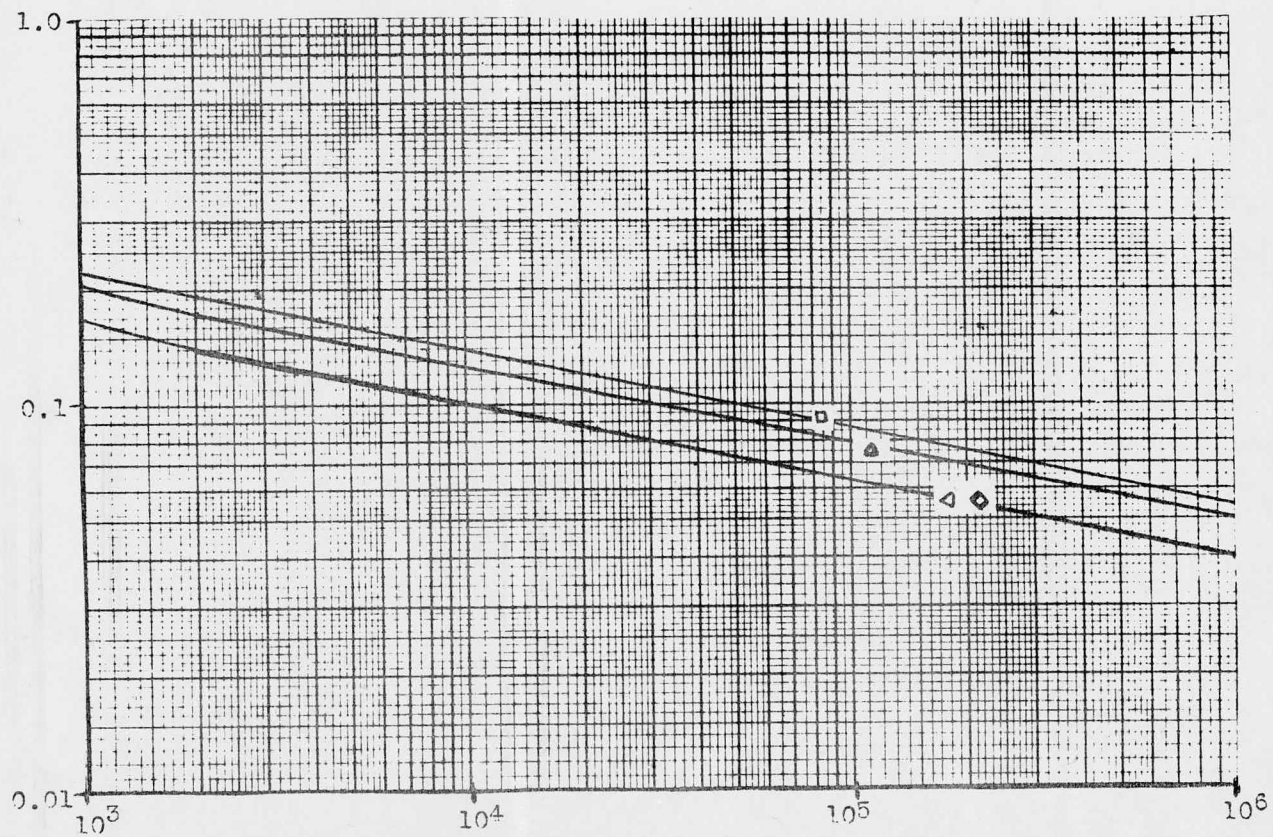


FIGURA 3.9 - Factores de fricción para banco de tubos en flujo cruzado.

C A P I T U L O 4

DESCRIPCION DEL PROGRAMA DE COMPUTACION Y APLICACIONES

En este capítulo se hará una descripción de las partes de que constan los programas de computación, un bosquejo de la forma como operan dichos programas, y por último se verán algunos ejemplos analizando los resultados a que se llegan mediante la aplicación de dichos programas.

Descripción General.

Al realizar el diseño de un condensador, es necesario hacer uso de múltiples variables tales como longitud, diámetro, número de pasos, etc. Durante la secuencia de cálculo varias de ellas se tienen que suponer, o calcular varias veces antes de poder lograr el diseño final de un equipo. Si se de sean analizar varias alternativas, es necesario repetir la se cuencia varias veces, lo cual implicaría una gran cantidad de trabajo que haciéndolo a mano resultaría muy laborioso. Al hacer uso de una computadora digital, se tiene la posibilidad de estudiar un gran número de equipos en un tiempo muy reduci do. Por esta razón es de gran utilidad auxiliarse de una com putadora para realizar los cálculos para diseñar un condensador de superficie.

En este trabajo se elaboraron dos programas, uno basado en

el método del Instituto de Intercambio de Calor (HEI), y otro en el de la compañía Ingersoll Rand, en FORTRAN, y fueron corridos en la computadora BURROUGHS B-6-700 de la UNAM. Se es cogieron dichos métodos dado que fueron los que mejor concor-daron con los resultados experimentales, de los equipos actual-mente en operación en PAJARITOS, VERACRUZ.

En la figura 4.1 se muestra un diagrama de flujo - donde se representa de un modo general la forma como operan los programas de HEI y de Ingersoll Rand. A continuación se hará una descripción de los datos y algunas variables .

DATOS	SIGNIFICADO	VALORES
Q	CARGA TERMICA	
TS	TEMP. DEL VAPOR DE AGUA	90 a 130 °F
T1	TEMP. DEL AGUA AL ENTRAR	65 a 100 °F
T2	TEMP. DEL AGUA AL SALIR	85 a 115 °F
IEWG	ESPESOR DE LOS TUBOS	12 a 24 BWG
RO	DENSIDAD DEL AGUA (a T1 °F)	lb/ft ³
IMT	TIPO DE MATERIAL A USAR	
FLIMP	FACTOR DE LIMPIEZA	0.85 a 0.95
VIS	VISCOSIDAD DEL AGUA (a T1 °F)	Cps
INDICA	INDICE DE IMPRESION, imprimirá : resultados de todos los equipos unicamente resultados del equi- po seleccionado	1 2
EFBOMB	EFICIENCIA DE LA BOMBA	
INBOMB	MATERIAL DE CONSTRUCCION DE LA BOMBA	
NLRM	LONG. MAX. PERMISIBLE DE DISEÑO	Piés
INCRML	INCREMENTO DE LONGITUD	Piés
IDMAX	DIAM. MAX. DE DISEÑO	

Es conveniente aclarar los siguientes puntos :

Las últimas tres variables serán alimentadas exclusivamente al programa de Ingersoll Rand.

Algunas de las variables restantes serán alimentadas de la siguiente forma :

IBWG .- Si la tubería es de :

12	BWG	IBWG	valdrá	1
14	"	"	"	2
16	"	"	"	3
18	"	"	"	4
20	"	"	"	5
22	"	"	"	6
24	"	"	"	7

Nota.-El programa de HEI solo acepta tuberías de hasta 20 BWG

IMT.- Si el material de que están hechos los tubos es de :

Admiralty	IMT	valdrá	1
Cobre	"	"	2
Aluminio	"	"	3
Aluminio-latón	"	"	4
Aluminio-bronce	"	"	5
Muntz	"	"	6
Cu-Ni 90-10	"	"	7
Cu-Ni 70-30	"	"	8
Acero al carbón rolado en frío	"	"	9
Acero inoxidable	"	"	10
tipo 410/430	"	"	11
tipo 304/316	"	"	12
tipo 329	"	"	13
Titanio	"	"	13

ferencia de calor. Cada programa consta de una subrutina de este tipo y cada una de ellas funcionará de acuerdo a lo mencionado en los métodos correspondientes descritos en el capítulo anterior.

DPKERN y PPF.-Son subrutinas para el cálculo de la caída de presión en los tubos. La subrutina DPKERN aparece en el programa de HEI y funciona de acuerdo a las ecuaciones recomendadas por KERN :

$$\Delta P_{\text{tubos}} = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_{\text{INT}} \times s \times \phi_t}$$

$$\Delta P_{\text{retorno}} = \frac{4n}{s} \frac{V^2}{2g'}$$

$$\Delta P_{\text{TOT}} = \Delta P_{\text{tubos}} + \Delta P_{\text{retorno}}$$

La primera ecuación calcula la caída de presión a lo largo de los tubos, y la segunda las pérdidas de presión debidas a cambio de dirección.

En esta misma subrutina DPKERN aparecen otras dos ecuaciones, una para obtener el factor de fricción (FRICC), y otra para obtener las pérdidas por retorno (TERMV2), ambas correlacionadas de las figuras 5 y 6 del apéndice.

Respecto a la subrutina PPF, ésta está acoplada al programa de Ingersoll Rand, y calcula las pérdidas de presión

de acuerdo a lo siguiente :

Dentro de los tubos, se hará el cálculo mediante una ecuación del tipo de Williams y Hazen usando una constante de 130, resultando la siguiente ecuación :

$$H = 0.0067 \frac{VPT^{1.84}}{d^{1.16}}$$

Se calcularán pérdidas de presión a la entrada (PENTR) y a la salida (PSALE) de las cajas de agua con ayuda de las curvas mostradas en las Figs. 7 y 8 del apéndice, mismas que se correlacionaron para usarse en el programa. La primera de estas figuras se aplica en equipos con un solo paso en los tubos, y la segunda para equipos con dos pasos en los tubos.

Las pérdidas de presión calculadas con la subrutina PPF son válidas para equipos que operan con agua de enfriamiento que tenga una temperatura de entrada de 70°F, y con tubos de 18 BWG. En caso de que T1 sea diferente de 70°F se aplicará un factor de corrección (FACTEM) que se obtiene de la figura 9 del apéndice. Por otro lado si se usan tubos que no sean 18 BWG, se aplicará un factor de corrección (C), que se puede sacar de la tabla 16 del apéndice.

Finalmente la caída de presión total (DELTA P) calculada en lb/pulg² vendrá dada por la ecuación :

$$\text{DELTA P} = \left[(\text{H} + \text{PENTR} + \text{PSALE}) * \text{C} * \text{FACTEM} * 14.7/32.8 \right] * \frac{\text{No. Pasos}}{\text{Pasos}}$$

COSTS.- Esta subrutina es la misma en ambos programas y sirve para hacer una evaluación económica calculando los costos del equipo que incluye al condensador y a la bomba de circulación. El costo del condensador se efectúa en función del área del mismo, y para el costo de la bomba se sigue el método de K.M. Guthrie (13), con el cual se hace la evaluación básicamente en función de los galones/minuto manejados, de la caída de presión a vencer y del material que se use. Dicho material se escoge por medio de la variable INBOMB (dato de entrada), con la cual se determina un valor de FMBOMB, factor que nos da una idea acerca de los costos relativos de un material con respecto a otro.

MATERIAL	FMBOMB
Hierro fundido	1.00
Bronce	1.28
Acero fundido	1.32
Acero inoxidable	1.93
Carpenter- 20	2.10
Worthite	2.44
Hastelloy C	2.89
Monel	3.23
Níquel	3.48
Titanio	8.98

Los costos fijos se obtendrán a partir de la inversión inicial de los equipos aplicándoles un factor de depreciación y un factor por concepto de mantenimiento.

Los costos variables incluyen todos los costos por concepto de manejo de agua y de energía eléctrica consumida en la bomba, haciéndose la suposición de que se opera las 24 horas del día, durante 330 días al año. Los costos totales serán finalmente la suma de los costos fijos mas los costos variables.

ENTER.- Esta subrutina nos da una área corregida para poder trabajar con la tabla de superficies recomendadas (Tabla 2 del apéndice).

RESULT.- Esta subrutina entra en acción cada vez que se ha completado el diseño de un equipo, encargándose de almacenar los valores de las características principales de dicho equipo. Una vez almacenados esos resultados, la acción regresa al programa principal iniciándose el cálculo de un nuevo diseño.

OPTIMI.- Subrutina que se encarga de comparar los costos de todos los equipos que se hayan podido calcular, para seleccionar el equipo que tenga el mínimo costo total. Posteriormente se procederá a emitir las características del equipo seleccionado.

DIAMET.- Esta subrutina opera cada vez que se van a emitir - resultados, cambiando los valores de las variables ID e IRWG, por sus valores reales correspondientes.

BLOCK DATA.- Cada programa consta de un block data, en el cual se almacenan una serie de datos adicionales necesarios. El programa de HEI cuenta con una tabla de características de tubería, otra de superficies recomendadas y una mas de factores de corrección. El programa de Ingersoll Rand posee tres tablas de factores de corrección y una tabla de características de tubería, tales como superficie por pié lineal de longitud, área seccional de cada tubo, etc.

Ejemplos Ilustrativos y Análisis de Resultados.

Se desean diseñar los siguientes tres condensadores, uno de ellos va a condensar 93,631 lb/hr de vapor, el segundo, 321,000 lb/hr de vapor y el tercero 367,000 lb/hr de vapor. - Todos ellos van a operar bajo las siguientes condiciones :

presión de 4.4" Hg (2.2 lb/in²)

los tubos a usar son de Admiralty 16 BWG

la temperatura del agua de entrada, T1, es de 97.5°F

la temperatura de salida del agua, T2, es de 115°F máximo

El factor de limpieza se considera con un valor de 0.95

Por lo que respecta a la bomba del agua de circulación, se supone que tiene una eficiencia del 67 %.

Al conocer las libras por hora del vapor que hay que condensar en cada equipo, se puede calcular la cantidad de vapor que se necesita remover en cada caso, aplicando la fórmula :

$$Q = m_{\text{vapor}} \cdot \text{Calor latente}$$

donde se considera que el calor latente tiene un valor de 950 BTU/lb. Las cargas térmicas correspondientes a cada caso resultaron ser las siguientes :

Caso 1	lb/hr :	98,361	Q :	93,700,000 BTU/hr
Caso 2	lb/hr :	321,000	Q :	305,060,000 BTU/hr
Caso 3	lb/hr :	367,000	Q :	349,220,000 BTU/hr

En las tablas 4.1, 4.2 y 4.3 se muestran los resultados de los casos 1, 2 y 3 respectivamente. Todos estos resultados fueron obtenidos con el programa basado en el método de la Compañía Ingersoll Rand.

TABLA 4.1

CONDENSADORES DE SUPERFICIE

DATOS

CARGA TÈRMICA	93700000.00
TEMPERATURA VAIR	130.00
TEMPERATURA AGUA ENT	97.50
TEMPERATURA AGUA SAI	115.00
BWG	16
TIPO MATERIAL	1.00
FACTOR DE LIMPIEZA	0.85
DENSIDAD DEL AGUA	62.40
INDICADOR IMPRESION	2
EFICIENCIA BUHLA	0.67
VISCOSIDAD AGUA	0.80
INDICE COSTO BUHLA	4.00
INCREMENTO LONG.	2.00
DIAMETRO TUB	4.00
LONGITUD TUB	30.00

CALCULARON 81CONDENSADORES

T A B L A 4 . 1
(CONTINUACION)

CONDENSADOR OPTIMIZADO
CONDENSADOR NO. 32

M E T O D O D E I N G E R S O L L R A N D

C O N D E N S A D O R S E L E C C I O N A D O

CARGA TERMICA ORIGEN. =	93,700,000.00000	BTU/HR		
CALOR TRANSMITIDO..... =	93,593,005.48608	BTU/HR	PORCIENTO DE DESVIAC =	0.11419 %
AREA..... =	8,575.00000	FT2	GASTO DE AGUA..... =	5,367,985.11832 LB/HR
NUMERO DE TUBOS..... =	1,871		GALONES POR MINUTO. =	10,724.50018 GPM
LONGITUD DE C/TUBO... =	20	FT	GASTO DE VAPOR..... =	98,631.57895 LB/HR
VELOCIDAD DEL AGUA... =	4.20839	FT/SEG	CARGA DE VAPOR..... =	11.50222 LB/FT2/HR
NUMERO DE PASOS..... =	1		U..... =	481.33013
DIAMETRO DE TUROS.... =	7/8	INCH 2	TEMP DEL VAPOR..... =	130.00000 GRAD F
TIPO DE BWC..... =	16	BWG	TEMP AGUA DE ENTRADA =	97.50000 GRAD F
SUPERF POR PIE LINEAL =	0.22910	FT2/FT	TEMP AGUA DE SALIDA =	114.93541 GRAD F
AREA SECCIONAL TUBO.. =	0.00303	FT2	DELTA T..... =	17.43541 GRAD F
CALTA DE PRESION..... =	1.33729	LB/IN2	DIF LOGARIT DE TEMP =	22.67599 GRAD F

CUSTOS VARIABLES..... =	\$5,832,074.05
CUSTOS DE LA BOMBA..... =	\$253,797.09
CUSTO DEL CONDENSADOR... =	\$1,715,000.00
CUSTOS FIJOS..... =	\$374,071.45
CUSTO TOTAL ANUAL..... =	\$6,206,145.50

PROCESO 4.40000
EN/SAL 0.50000

T A B L A 4 . 2

C O N D E N S A D O R E S D E S U P E R F I C I E

DATOS

CARGA TERMICA	305060000.00
TEMPERATURA VAPOR	130.00
TEMPERATURA AGUA ENT	97.50
TEMPERATURA AGUA SAL	115.00
BWG	16
TIPO MATERIAL	1.00
FACTOR DE LIMPIEZA	0.85
DENSIDAD DEL AGUA	62.40
INDICADOR IMPRESION	2
EFICIENCIA BORLA	0.67
VISCOSIDAD AGUA	0.80
INDICE COSTO BORLA	4.00
INCREMENTO LONG.	2.00
DIAMETRO HAX	4.00
LONGITUD HAX	30.00

SF CALCULARON 58CONDENSADORES

T A B L A 4 . 2
(CONTINUACION)

CONDENSADOR OPTIMIZADO,
CONDENSADOR NO. 41

METODO DE I N G E R S O L L R A N D

C O N D E N S A D O R S E L E C C I O N A D O

CARGA TERMICA ORIGEN.=	305,060,000.00000	BTU/HR		
CALOR TRANSMITIDO....=	304,476,527.77344	BTU/HR	PORCIENTO DE DESVIAC=	0.19126 %
AREA.....=	27,700.00000	FT2	GASTO DE AGUA.....=	17,479,719.53488 LB/HR
NUMERO DE TUBOS.....=	4,408		GALONES POR MINUTO..=	34,922.08924 GPM
LONGITUD DE C/TUBO...=	24	FT	GASTO DL VAPOR.....=	321,115.78948 LB/HR
VELOCIDAD DEL AGUA...=	4.26412	FT/SEG	CARGA DL VAPOR.....=	11.59263 LB/FT2/HR
NUMERO DE PASOS.....=	1		U.....=	484.50637
DIAMETRO DE TUBOS....=	1	INCH 2	TEMP DEL VAPOR.....=	130.00000 GRAD F
TIPO DE BWG.....=	16	BWG	TEMP AGUA DE ENTRADA=	97.50000 GRAUF
SUPERF POR PIE LINEAL=	0.26180	FT2/FT	TEMP AGUA DE SALIDA.=	114.91885 GRAD F
AREA SECCIONAL TUBO..=	0.00413	FT2	DELTA T.....=	17.41885 GRAD F
CARGA DE PRESION.....=	1.32050	LB/IN2	DIF LOGARIT DE TEMP.=	22.68687 GRAD F

CUSTOS VARIABLES.....=	\$18,989,122.47
CUSTOS DE LA BOMBA.....=	\$463,444.48
CUSTO DEL CONDENSADOR..=	\$5,540,000.00
CUSTOS FIJOS.....=	\$1,140,654.45
CUSTO TOTAL ANUAL.....=	\$20,129,776.92

PROCESO 3.66667
EN/SAL 0.46667

T A B L A 4 . 3

C O N D E N S A D O R E S D E S U P E R F I C I E

D A T O S

CARGA TERMICA	349220000.00
TEMPERATURA VAPOR	130.00
TEMPERATURA AGUA ENT	97.50
TEMPERATURA AGUA SAL	115.00
BWG	16
TIPO MATERIAL	1.00
FACTOR DE LIMPIEZA	0.85
DENSIDAD DEL AGUA	62.40
INDICADOR INGRESION	2
EFICIENCIA BOMBA	0.67
VISCOSIDAD AGUA	0.80
INDICE COSTO BOMBA	4.00
INCREMENTO LONG.	2.00
DIAMETRO MAX	4.00
LONGITUD MAX	30.00

SE CALCULARON 66CONDENSADORES

T A B L A 4 . 3
(C O N T I N U A C I O N)

CONDENSADOR OPTIMIZADO,
CONDENSADOR NO. 47

M E T O D O D E I N G E R S O L L R A N D

C O N D E N S A D O R S E L E C C I O N A D O

CARGA TERMICA ORIGEN.=	349,220,000.00000	BTU/HR		
CALOR TRANSMITIDO....=	348,494,979.12512	BTU/HR	POCIENTO DE DESVIAC=	0.20761 %
AREA.....=	31,700.00000	FT2	GASTO DL AGUA.....=	20,008,248.12936 LB/HR
NUMERO DE TUBOS.....=	5,045		GALONES POR MINUTO..=	39,973.74359 GPM
LONGITUD DE C/TUBO...=	24	FT	GASTO DL VAPOR.....=	367,600.00000 LB/HR
VELOCIDAD DEL AGUA...=	4.26504	FT/SEG	CARGA DL VAPOR.....=	11.59621 LB/FT2/HR
NUMERO DE PASOS.....=	1		U.....=	484.55895
DIAMETRO DE TUROS....=	1	INCH 2	TEMP DEL VAPOR.....=	130.00000 GRAD F
TIPO DE BWG.....=	16	BWG	TEMP AGUA DE ENTRADA=	97.50000 GRADF
SUPERF POR PIE LINEAL=	0.26180	FT2/FT	TEMP AGUA DE SALIDA.=	114.91757 GRAD F
AREA SECCIONAL TUBO..=	0.00413	FT2	DELTA T.....=	17.41757 GRAD F
CATTA DE PRESION.....=	1.32104	LB/IN2	DIF LOGARIT DE TEMP.=	22.68771 GRAD F

CUSTOS VARIABLES.....=	\$21,736,059.63
CUSTOS DE LA BOMPA.....=	\$501,375.85
CUSTO DEL CONDENSADOR..=	\$6,340,000.00
CUSTOS FIJOS.....=	\$1,299,861.41
CUSTO TOTAL ANUAL.....=	\$23,035,921.04

 PROCESO 3.83333
 EN/SAL 0.23333

Posteriormente se hicieron varias corridas con el mismo programa para observar el comportamiento de las diversas variables que intervienen en el diseño de estos equipos.

En la figura 4.2 se muestran como varían los costos fijos, los variables y los totales con respecto a la temperatura de salida del agua. Puede observarse que los costos variables son mucho mayores que los fijos, lo cual se debe a que dentro de dichos costos variables, se consideran los costos por manejo de agua, los cuales resultan ser muy grandes, dado que al año se necesitan manejar cantidades de agua enormes. Para los otros dos equipos que se diseñaron, se obtuvieron curvas similares a las de la figura 4.2

Si observamos la figura arriba mencionada, se podrá advertir que el costo de los condensadores tiende a disminuir conforme la temperatura del agua (a la salida), disminuye. - Esto último se puede explicar en base a lo siguiente : sabemos que la temperatura de salida del agua (T2), influye en dos ecuaciones las cuales son :

$$LMTD = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{TS - T_1}{TS - T_2}} \quad 4.1$$

$$WAG = q / (C_p (T_2 - T_1)) \quad 4.2$$

La influencia de T2 mediante la ecuación 4.1 es poco significativa, pero en cambio con la ecuación 4.2, la variable T2 adquiere gran importancia. De hecho en los casos aquí presentados una variación de T2 en 1^oF trae como consecuencia una variación de miles de lb/hr en el gasto de agua (WAG) que se va a manejar.

Ya que los costos por manejo de agua son muy elevados (se estima que representan mas o menos un 90 % del costo total), se recomienda que al diseñar un equipo de éstos, se opte por trabajar a la máxima temperatura de salida del agua de circulación.

A continuación se harán diversas observaciones del modo como varían los costos fijos, los costos variables y los costos totales con respecto a ciertas variables tales como longitud de los tubos, la superficie de transferencia de calor del equipo, la caída de presión a lo largo de los tubos por el lado del agua de circulación.

Primeramente se presentan las figuras 4.3 y 4.4 hachas con datos obtenidos para el primer caso. Estas figuras

muestran la forma como varían los costos con respecto a la superficie de transferencia de calor del condensador de superficie.

De estas figuras es posible observar que al incrementar la superficie del equipo, los costos fijos tienden a aumentar y los costos variables tienden a disminuir.

En seguida en las figuras 4.5 y 4.6 se muestra la forma como varían los costos con respecto a la caída de presión en los tubos. Estas figuras fueron hechas para una carga térmica de 93.7 millones de BTU/hr (CASO 1), y se mantuvieron constantes ciertas variables, las cuales fueron la longitud de los tubos, la temperatura de salida del agua y el número de pasos.

En el presente caso en forma contraria a la de las gráficas anteriores, se tiene que los costos fijos disminuyen y los variables aumentan al haber un aumento de la variable independiente, que en este caso es la caída de presión. La razón por la que los costos fijos disminuyen, es que al aumentar la caída de presión, se tiene mayor turbulencia, lo

cual origina coeficientes de transferencia de calor mas altos, y por tanto áreas de condensación menores. Debido a - que el condensador influye en los costos fijos en una gran - proporción, éstos necesariamente disminuirán al reducirse el tamaño del condensador. Los costos variables a su vez tienden a incrementarse con la reducción del condensador, ya - que dicha reducción trae como consecuencia un incremento en la caída de presión, por lo que se tiene que gastar mas energía en la bomba del agua de circulación, aumentándose debido a esto los costos variables.

Para los otros casos (casos 2 y 3), se encontró un comportamiento similar al descrito para las gráficas anteriores.

De hecho hay una cierta interrelación entre las gráficas del tipo de costos contra áreas, y las del tipo de costos contra caída de presión (nótese que ambos tipos fueron hechos con datos de equipos que tuviesen una misma longitud) y es que un incremento del área como ya se dijo, tiende a disminuir la caída de presión.

En las siguientes figuras 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10,

se muestran las variaciones de los costos con respecto a las superficies del condensador, y con respecto a las longitudes de los tubos, manteniendo constante el diámetro de los tubos con los que se haga el diseño. La carga térmica en estos equipos fué de 93.7 millones de BTU/hr (primer caso).

Para estas gráficas en que se trabajó con diámetros de tubo constante, se encontró que los costos fijos sufren un decremento en su valor al incrementarse la longitud de los tubos, mientras que los costos variables por su parte, tienden a incrementarse, y es que de hecho un incremento en la longitud de los tubos, implica un menor número de éstos, lo que a su vez provoca un incremento en la velocidad del agua de circulación, y por consiguiente en la caída de presión. Por lo cual las gráficas de costos contra longitudes resultaron similares a las de costos contra caída de presión, de las que se había hablado anteriormente.

A continuación se hicieron algunas gráficas mas del tipo costos contra longitud, pero en esta ocasión para los casos 2 (Figs. 4.11, 4.12 y 4.13) y 3 (Figs. 4.14, 4.15 y 4.16), en que las cargas térmicas son de 305.06 millones de BTU/hr, y 349.22 millones de BTU/hr respectivamente. Los datos fueron obtenidos de los múltiples equipos calculados en cada caso.

Los mismos casos 1, 2, y 3 de los que se habló al principio del presente análisis, y que fueron calculados con el programa basado en el método de Ingersoll Rand, se resolvieron de nuevo usando ahora el programa basado en el método de HEI. Los resultados de dichos casos se muestran en las tablas 4.4, 4.5, y 4.6 respectivamente.

Al comparar los resultados logrados con el método de HEI con aquellos logrados con el método de Ingersoll Rand se observa que hay gran semejanza entre ellos, en lo que respecta a dimensiones del equipo, tales como área, longitud, diámetro, etc., y también en lo que respecta a costos, semejanzas que se ven mas acentuadas para los dos últimos casos. Por lo anterior se puede afirmar que ambos programas tienen practicamente el mismo grado de confiabilidad en los resultados que reportan, por lo cual puede aplicarse en forma indiferente cualquiera de los dos programas.

Es importante mencionar el hecho de que si se tuviese tubería disponible para el diseño, de hasta 1 1/4", y de hasta 24 BWG, se deberá hacer uso del programa basado en el método de la compañía Ingersoll Rand, por ser el único que cuenta con la información adicional para trabajar con equipos de tales características.

T A B L A 4 . 4

C O N D E N S A D O R E S D E S U P E R F I C I E

DATOS

CARGA TERMICA	93700000.00
TEMPERATURA VAPOR	130.00
TEMPERATURA AGUA ENT	97.50
TEMPERATURA AGUA SAL	115.00
BWG	16
TIPO MATERIAL	1.00
FACTOR DE LIMPIEZA	0.85
DENSIDAD DEL AGUA	62.40
INDICADOR IMPRESION	2
EFICIENCIA BOMBA	0.67
VISCOSIDAD AGUA	0.80
INDICE COSTO BOMBA	4.00

T A B L A 4 . 4
(C O N T I N U A C I O N)

NO. DE CONDENSADORES CALCULADOS= 108

CONDENSADOR OPTIMIZADO,
CONDENSADOR NO. 69

METODO DEL F E I

C O N D E N S A D O R S E L E C C I O N A D O

CARGA TERMICA ORIGEN.= 93,700,000.00000 BTU/HR

CALOR TRANSMITIDO.....=	92,794,244.98704 BTU/HR	PORCIENTO DE DESVIAC=	0.96665 %
AREA.....=	8,375.00000 FT2	GASTO DE AGUA.....=	5,354,285.71429 LB/HR
NUMERO DE TUBOS.....=	1,332	GALONES POR MINUTO..=	10,697.13065 GPM
LONGITUD DE C/TURO...=	24 FT	GASTO DE VAPOR.....=	98,631.57895 LB/HR
VELOCIDAD DEL AGUA...=	4.33432 FT/SEG	CARGA DE VAPOR.....=	11.77690 LB/FT2/HR
NUMERO DE PASOS.....=	1	U.....=	489.53567
DIAMETRO DE TUBOS....=	1 INCH 2	TEMP DEL VAPOR.....=	130.00000 GRAD F
TIPO DE BWG.....=	16 BWG	TEMP AGUA DE ENTRADA=	97.50000 GRADE
SUPERF POR PIE LINEAL=	0.26180 FT2/FT	TEMP AGUA DE SALIDA.=	115.00000 GRAD F
AREA SECCIONAL TUBO..=	0.00413 FT2	DELTAT.....=	17.50000 GRAD F
CAIDA DE PRESION.....=	1.68170 LB/IN2	DIF LOGARIT DE TEMP.=	22.63351 GRAD F

COSTOS VARIABLES.....=	\$5,028,539.72
COSTOS DE LA BOMBA.....=	\$282,477.51
COSTO DEL CONDENSADOR..=	\$1,075,000.00
COSTOS FIJOS.....=	\$371,919.40
COSTO TOTAL ANUAL.....=	\$6,757,936.63

PROCESO 5.15840
L/SAL 0.41667

T A B L A 4 . 5

C O N D E N S A D O R E S D E S U P E R F I C I E

DATOS

CARGA TERMICA	305060000.00
TEMPERATURA VAPOR	130.00
TEMPERATURA AGUA ENT	97.50
TEMPERATURA AGUA SAL	115.00
BWG	16
TIPO MATERIAL	1.00
FACTOR DE LIMPIEZA	0.85
DENSIDAD DEL AGUA	62.40
INDICADOR IMPRESION	?
EFICIENCIA BOMBA	0.67
VISCOSIDAD AGUA	0.80
INDICE COSTO BOMBA	4.00

T A B L A 4 . 5
(C O N T I N U A C I O N)

Nº. DE CONDENSADORES CALCULADOS= 85

CONDENSADOR OPTIMIZADO.
CONDENSADOR NO. 62

METODO DEL H E I

C O N D E N S A D O R S E L E C C I O N A D O

CARGA TERMICA ORIGEN.= 305,060,000.00000 BTU/HR

CALOR TRANSMITIDO....=	302,216,881.09568 BTU/HR	PORCIENTO DE DESVIAC=	0.93199 %
AREA.....=	27,300.00000 FT2	GASTO DE AGUA.....=	17,432,000.00000 LB/HR
NUMERO DE TUBOS.....=	4,344	GALONES POR MINUTO..=	34,826.75214 GPM
LONGITUD DE C/TUBO...=	24 FT	GASTO DE VAPO...=	321,115.78948 LB/HR
VELOCIDAD DEL AGUA...=	4.32694 FT/SEC	CARGA DE VAPO...=	11.76248 LB/FT2/HR
NUMERO DE PASOS.....=	1	U.....=	489.10735
DIAMETRO DE TUBOS....=	1 INCH 2	TEMP DEL VAPO...=	130.00000 GPAD F
TIPO DE BRG.....=	16 BRG	TEMP AGUA DE ENTRADA=	97.50000 GPADF
SUPERF POR PIE LINEAL=	0.26180 FT2/FT	TEMP AGUA DE SALIDA.=	115.00000 GPAD F
AREA SECCIONAL TUBO..=	0.00413 FT2	DELTAT.....=	17.50000 GPAD F
CAIDA DE PRESION.....=	1.67650 LB/IN2	DIF LOGARIT DE TEMP.=	22.63351 GPAD F

COSTOS VARIABLES.....=	\$18,975,475.23
COSTOS DE LA BOMBA.....=	\$532,243.94
COSTO DEL CONDENSADOR.....=	\$5,460,000.00
COSTOS FIJOS.....=	\$1,130,526.35
COSTO TOTAL ANUAL.....=	\$20,114,001.58

PROCESO 5.25000
LN/SAL 0.48335

T A B L A 4 . 6

C O N D E N S A D O R E S D E S U P E R F I C I E

DATOS

CARGA TERMICA	349220000.00
TEMPERATURA VAPOR	130.00
TEMPERATURA AGUA ENT	97.50
TEMPERATURA AGUA SAL	115.00
BWG	16
TIPO MATERIAL	1.00
FACTOR DE LIMPIEZA	0.85
DENSIDAD DEL AGUA	62.40
INDICADOR IMPRESION	2
EFICIENCIA BOMBA	0.67
VISCOSIDAD AGUA	0.80
INDICE COSTO BOMBA	4.00

T A B L A 4 . 6
(C O N T I N U A C I O N)

NO. DE CONDENSADORES CALCULADOS= 97

CONDENSADOR OPTIMIZADO,
CONDENSADOR NO. 71

MFTGDO DEL F F I

C O N D E N S A D O R S E L E C C I O N A D O

CARGA TERMICA ORIGEN.= 349,220,000.00000 BTU/HR

CALOR TRANSMITIDO....=	346,205,661.08800 BTU/HR	PORCIENTO DE DESVIAC=	0.86310 %
AREA.....=	31,300.00000 FT2	GASTO DE AGUA.....=	19,955,428.57152 LP/HR
NUMERO DE TUBOS.....=	4,981	GALONES POR MINUTO..=	39,868.21734 GPM
LONGITUD DE C/TUBO...=	24 FT	GASTO DE VAPOF.....=	367,600.00000 LP/HR
VELOCIDAD DEL AGUA...=	4.31984 FT/SEG	CARGA DE VAPOF.....=	11.74441 LB/FT2/HR
NUMERO DE PASOS.....=	1	U.....=	488.69506
DIAMETRO DE TUBOS...=	1 INCH 2	TEMP DEL VAPOF.....=	130.00000 GRAD F
TIPO DE RWG.....=	16 BWG	TEMP AGUA DE ENTRADA=	97.50000 GRAD F
SUPERF POR PIE LINEAL=	0.26180 FT2/FT	TEMP AGUA DE SALIDA.=	115.00000 GRAD F
AREA SECCIONAL TUBO..=	0.00413 FT2	DELTAT.....=	17.50000 GRAD F
CAIDA DE PRESION.....=	1.67150 LB/IN2	DIF LOGARIT DE TEMP.=	22.03351 GRAD F

COSTOS VARIABLES.....=	\$21,721,721.10
COSTOS DE LA BOMBA.....=	8570,808.91
COSTO DEL CONDENSADOR..=	10,260,000.00
COSTOS FIJOS.....=	91,290,793.09
COSTO TOTAL ANUAL.....=	123,620,714.80

PROCESO 5.55000
LN/SAL 0.53333

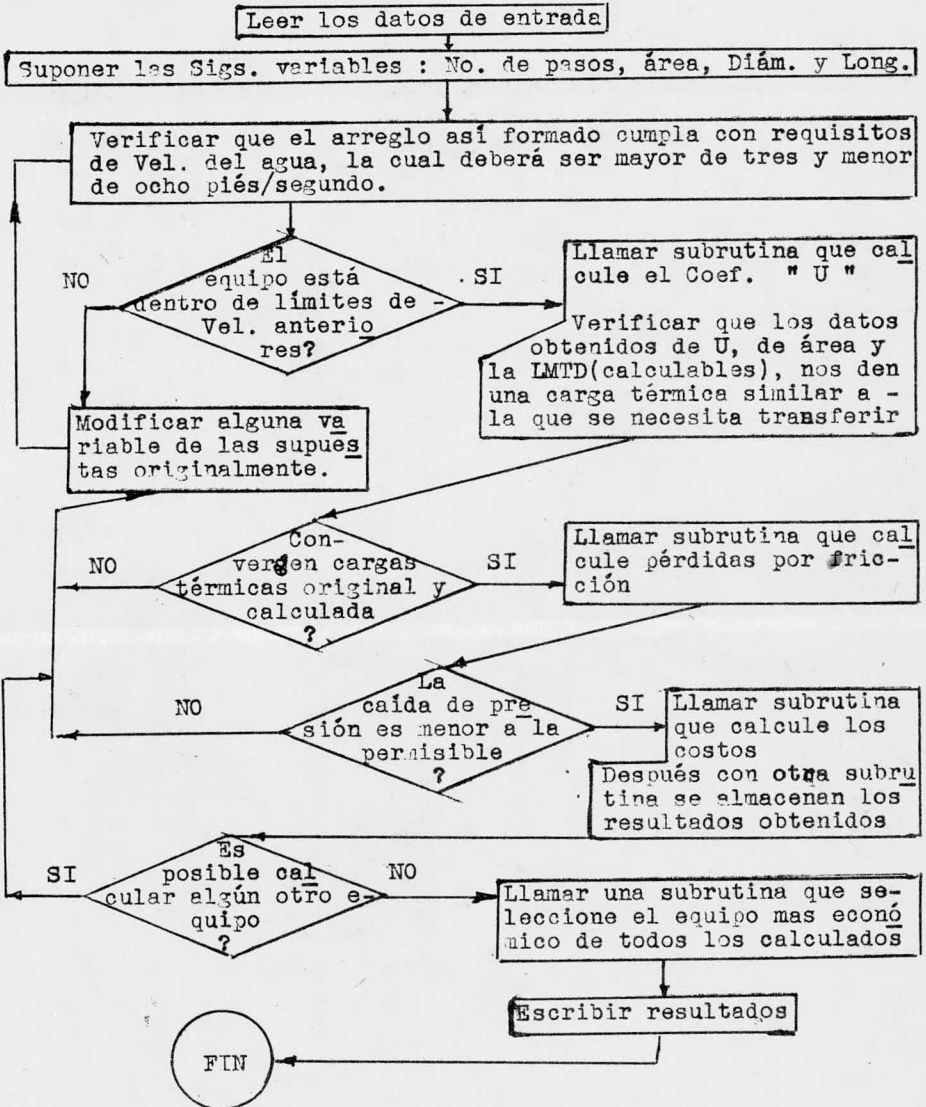


FIGURA 4.1 Diagrama de flujo en base al cual se hicieron los programas para el cálculo de un condensador de superficie.

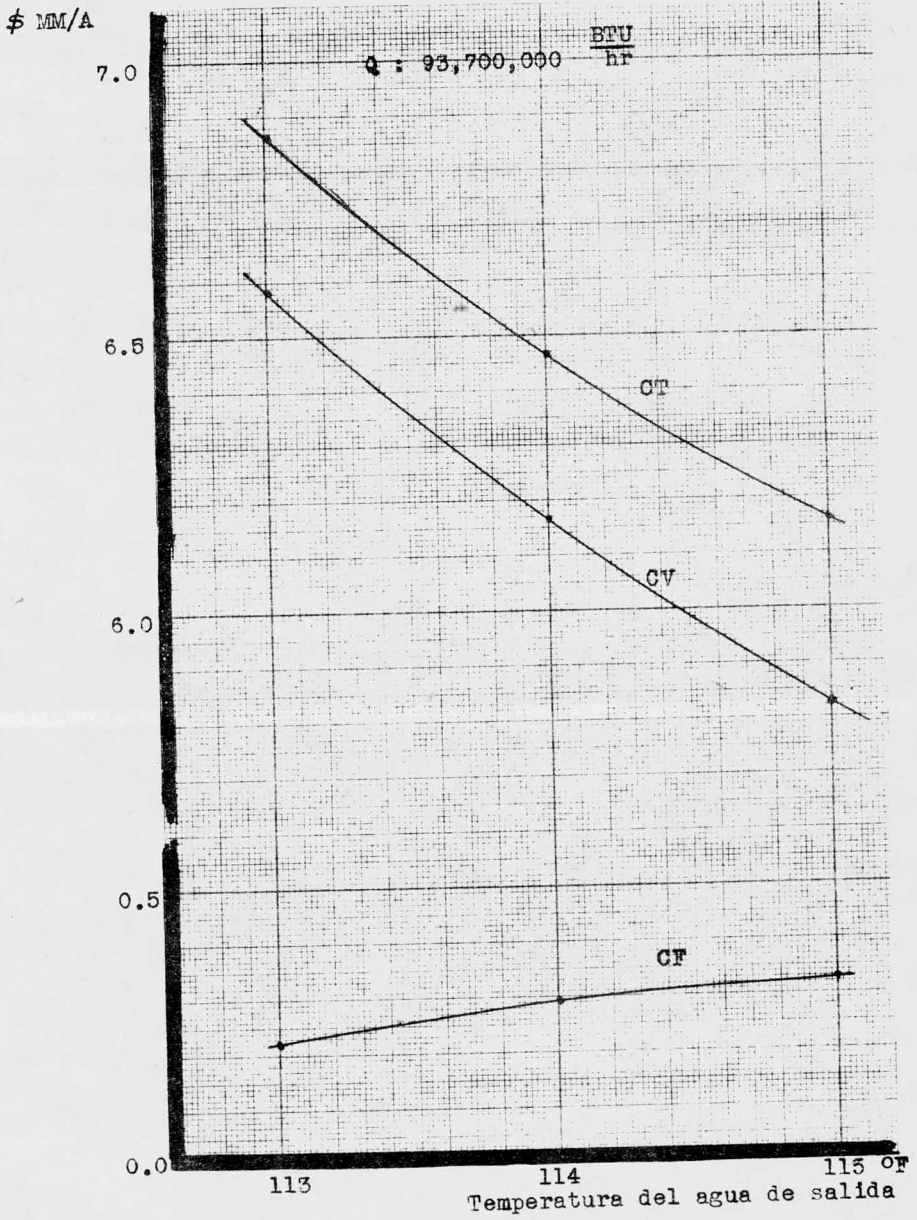


FIGURA 4.2

Nota: En las Figs. del presente capítulo, las iniciales CT, CV y CF significan Costos totales, variables y fijos respectivamente.

Carga térmica : 33.7 millones BTU/hr
 Longitud de tubos : 20 pies
 Temp. salida agua : 115 ° F
 No. de pasos : 1

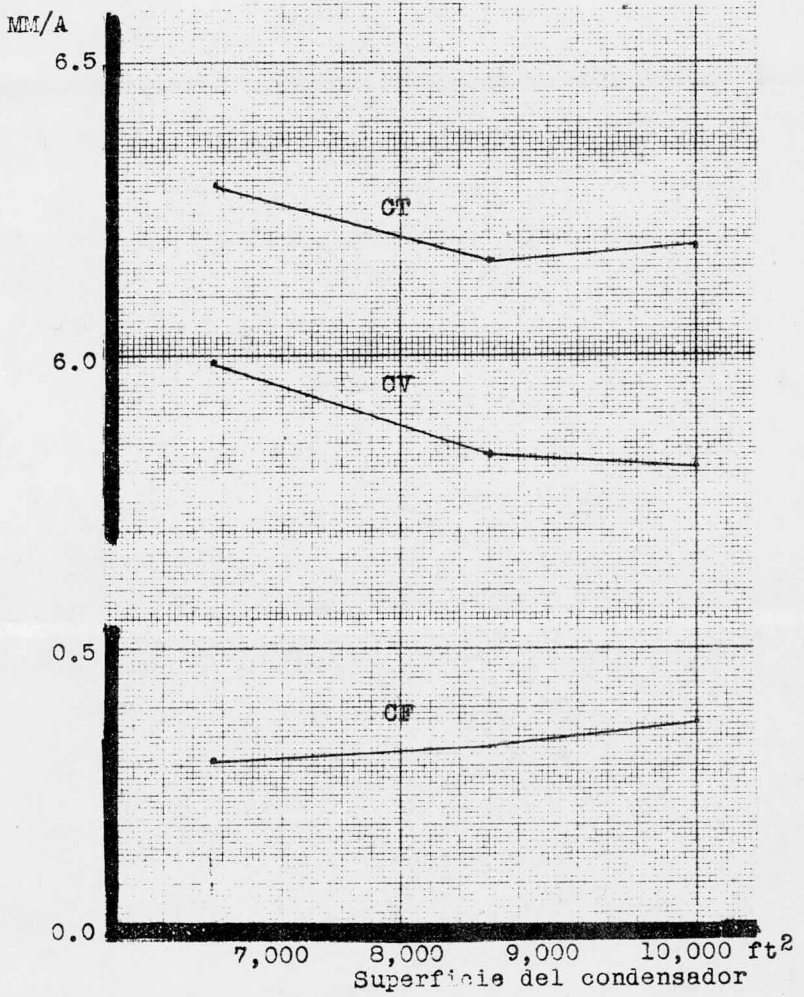


FIGURA 4.3

Carga térmica : 95.7 millones BTU/hr
 Longitud de tubos : 24 pies
 Temp. salida agua : 115 ° F
 No. de pasos : 1

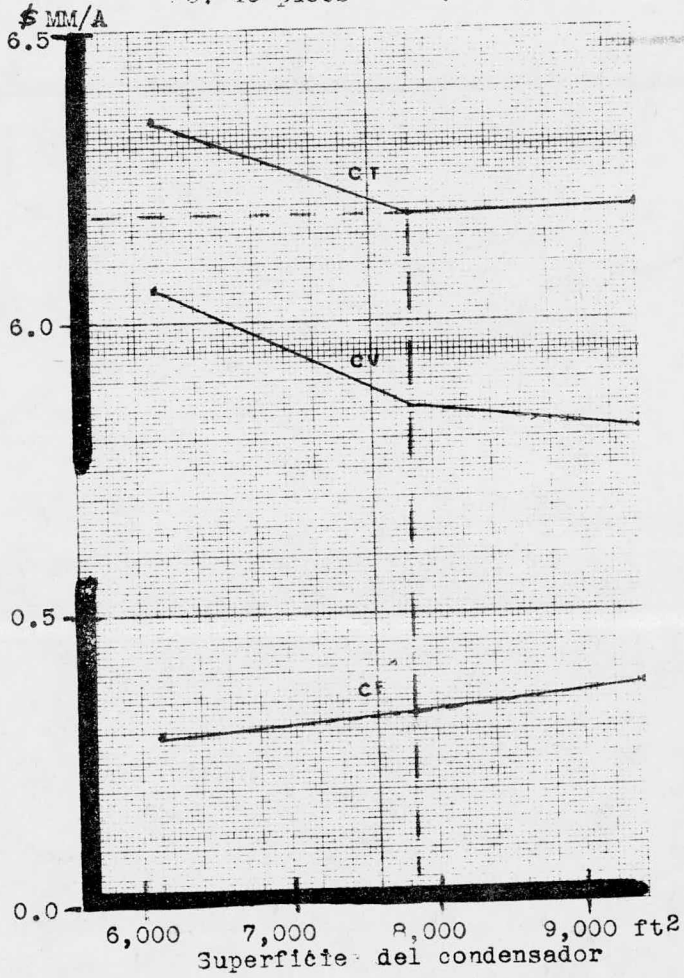


FIGURA 4.4

Carga Térm. : 93.7 millones BTU/hr
 Long. tubos : 20 pies
 T2 : 115 ° F
 No. de pasos : 1

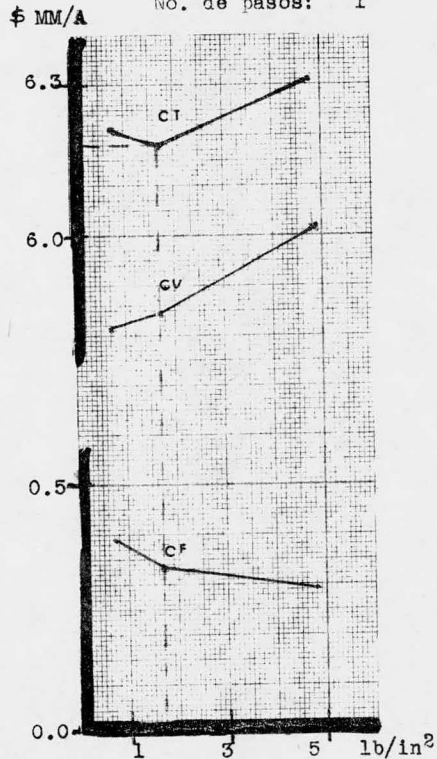


FIGURA 4.5

Carga Térm. : 93.7 millones BTU/hr
 Long. tubos : 24 pies
 T2 : 115 ° F
 No. pasos : 1

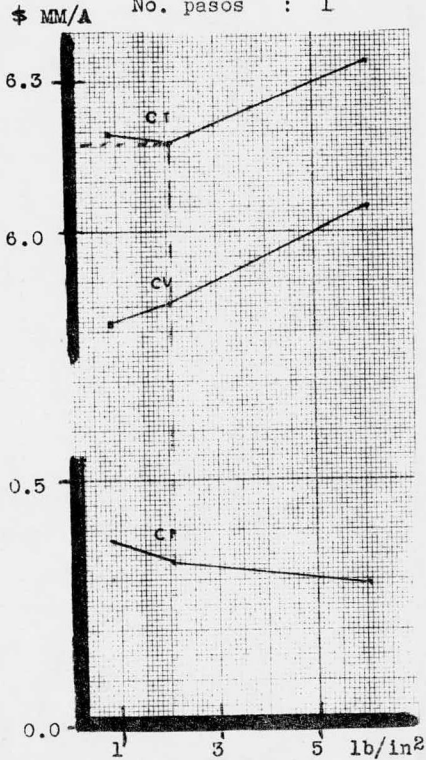


FIGURA 4.6

Diám. tubo : 3/4 pulg
 T2 : 115° F
 No. pasos : 1

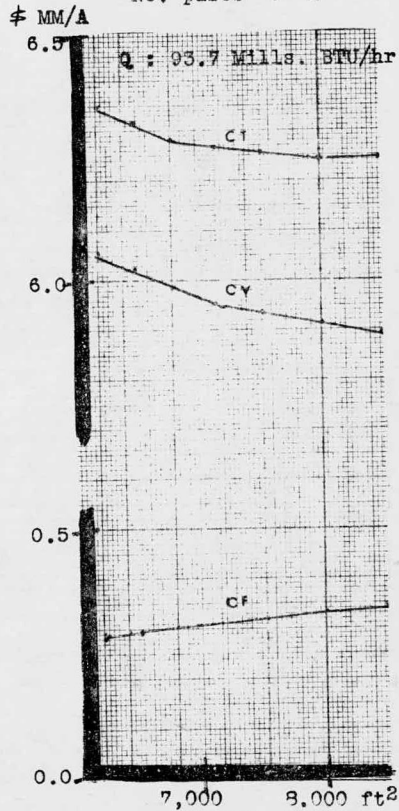


FIGURA 4.7

Diám. tubo : 3/4 pulg
 T2 : 115° F
 No. pasos : 1

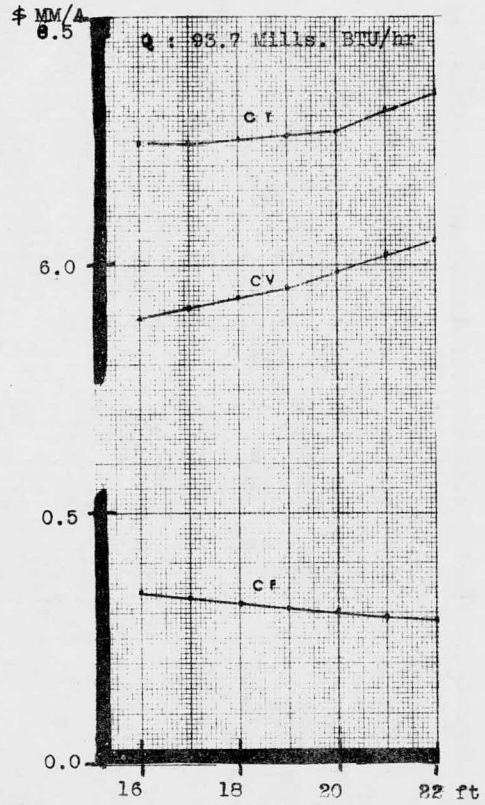


FIGURA 4.8

Q : 93.7 millones BTU/hr
 Diám. tubos : 1 pulg
 T2 : 115 °F
 No. de pasos : 1

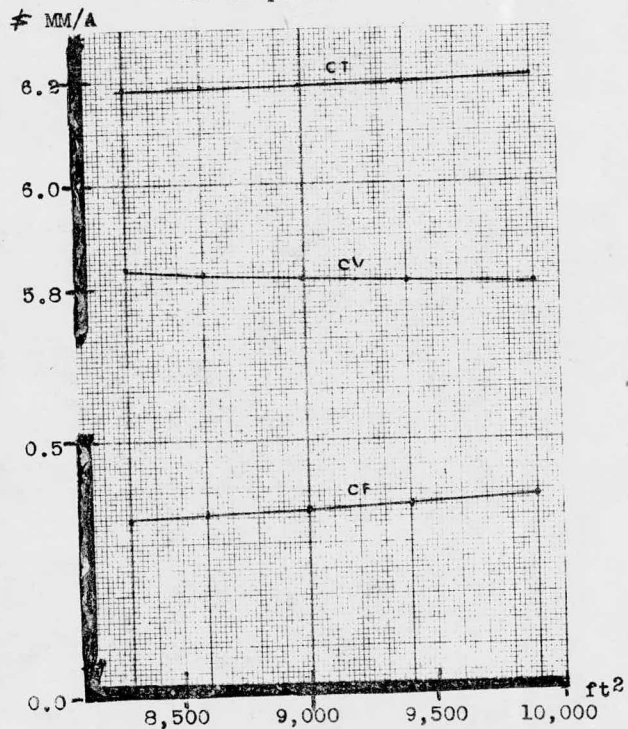


FIGURA 4.9

Q : 93.7 millones BTU/hr
 Diám. tubos : 1 pulg
 T2 : 115 °F
 No. de pasos : 1

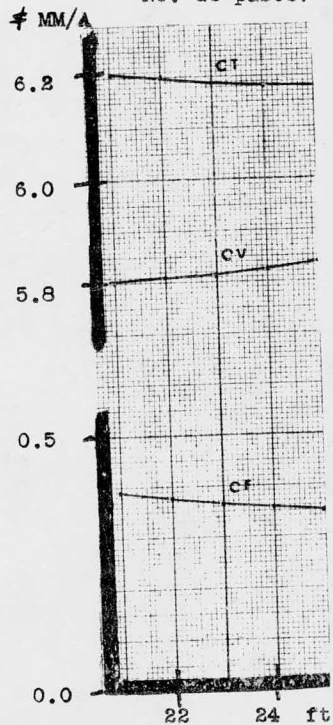


FIGURA 4.10

Figura 4.11 Costos contra longitud

Carga térmica : 305.06 millones de BTU/hr

Diámetro tubo : 7/8 pulg

No. de pasos : 1

Temp. Agua Sal.: 115 ° F

Figura 4.12 Costos contra longitud

Carga térmica : 305.06 millones de BTU/hr

Diámetro de tubo : 1 pulg

Numero de pasos : 1

Temp. agua Sal. : 115 ° F

Figura 4.13 Costos contra longitud

Carga térmica : 305.06 millones de BTU/hr

Diámetro de tubo : 1 1/8 pulg

Número de pasos : 1

Temp. agua Sal. : 115 ° F

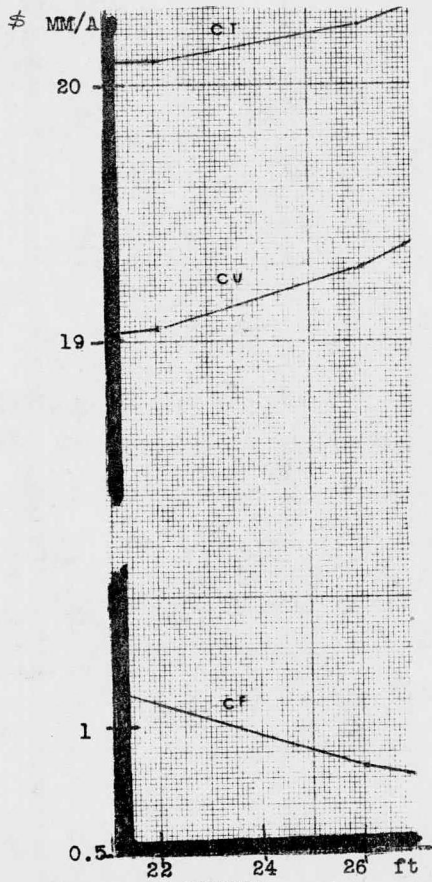


FIGURA 4.11

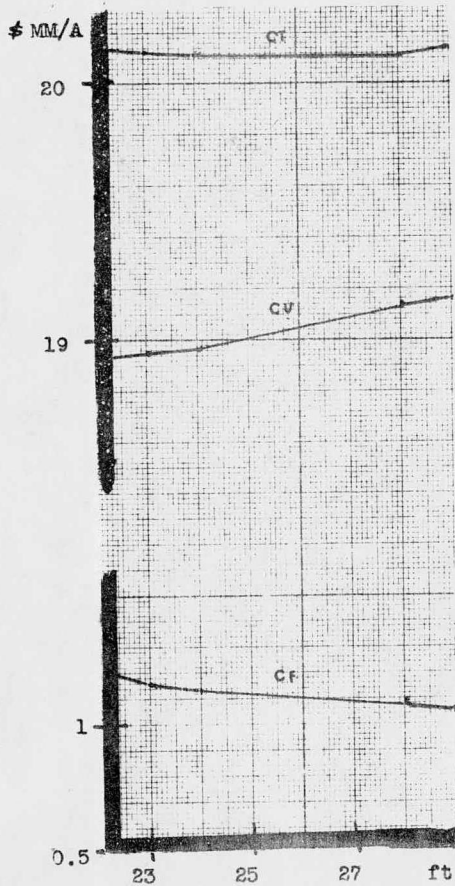


FIGURA 4.12

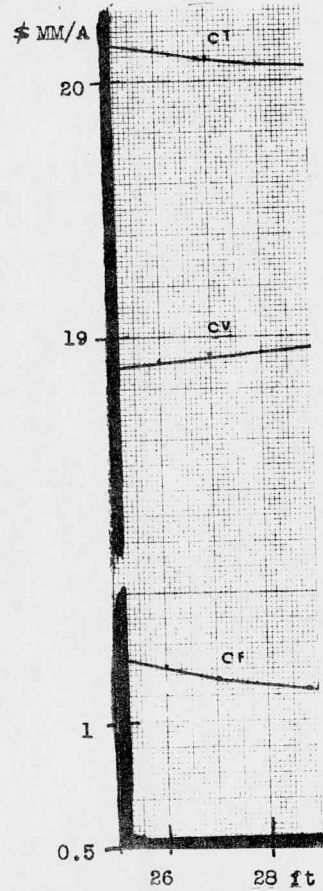


FIGURA 4.13

NOTA : para información referente a estas gráficas, consúltese la hoja anterior

Figura 4.14 Costos contra longitud
Carga térmica : 349.22 millones de BTU/hr
Diámetro de tubo : 7/8 pulg
Número de pasos : 1
Temp. agua Sal. : 115 ° F

Figura 4.15 Costos contra longitud
Carga térmica : 349.22 millones de BTU/hr
Diámetro de tubo : 1 pulg
Número de pasos : 1
Temp. agua Sal. : 115 ° F

Figura 4.16 Costos contra longitud
Carga térmica : 349.22 millones de BTU/hr
Diámetro de tubo : 1 1/8 pulg
Número de pasos : 1
Temp. agua salida: 115 ° F

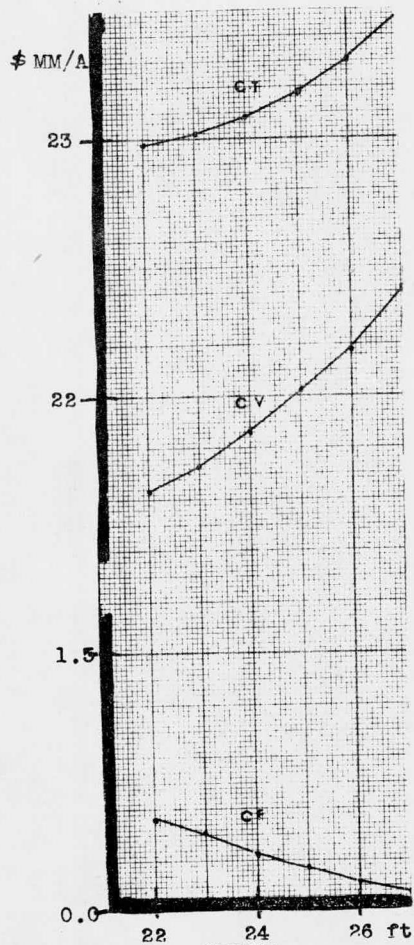


FIGURA 4.14

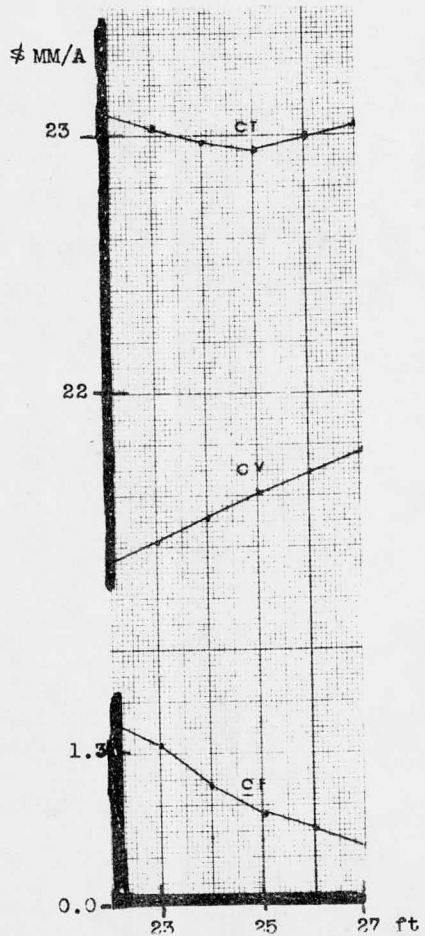


FIGURA 4.15

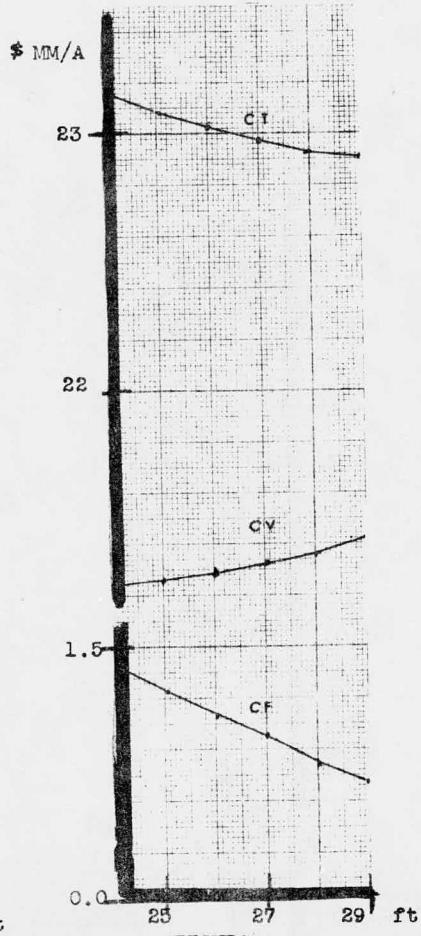


FIGURA 4.16

CONCLUSIONES

Se lograron varios objetivos en el presente trabajo como por ejemplo, se pudo apreciar lo que es un condensador - de superficie, las partes principales de que se compone, así como las funciones de cada una de ellas. Este equipo, como ya se había mencionado al principio del trabajo, es muy común encontrarlo en operación en las plantas termoeléctricas.

Otro de los objetivos principales, fué la divulgación al público en general de los métodos actualmente empleados para el diseño de estos equipos. De los métodos presentados, con los que mejores resultados se obtuvieron, fueron el de HEI (Instituto de Intercambio de Calor), y el de la compañía Ingersoll Rand. En general estos métodos están basados en calcular los coeficientes de transferencia de calor totales mediante una forma sencilla consistente en el uso de gráficas y tablas de factores de corrección preparadas expresamente para este tipo de equipos. Gracias al hecho de que la resistencia térmica controlante en el intercambio de calor fué la que presenta el agua de circulación, se encontró además que dichas gráficas se construyen en función de la velocidad del agua de circulación a través de los tubos, simplificándose así numerosos cálculos.

Mediante el análisis que se hace en el presente trabajo, se logra dar una idea acerca del comportamiento de las diversas variables que intervienen en el diseño de estos equipos, y en general se puede decir que muchos otros equipos de transferencia de calor tienen comportamientos similares.

De los resultados se pudo comprobar que los coeficientes de transferencia de calor sufren un incremento al reducirse el diámetro de los tubos, o al aumentarse la longitud de los mismos, o al incremenar el número de pasos del agua de circulación a través del intercambiador, ó en general haciendo cualquier modificación en la geometría del equipo que nos conduzca a un incremento de la velocidad del agua de circulación por el interior de dichos tubos. Se pudo apreciar también que se obtuvieron un gran número de resultados y múltiples equipos diseñados, lo cual se debe a que las variables que intervienen en el diseño se pudieron combinar de muchas formas diferentes.

Las principales variables que intervienen en el diseño fueron en primer lugar la temperatura de salida del agua de circulación, el número de pasos, el diámetro de los tubos, y la longitud de los mismos.

Se logró obtener una visión acerca del comportamiento económico de dichos equipos con respecto a ciertas variables tales como el área de transferencia de calor, la longitud de los tubos y la caída de presión, todo lo cual fué sintetizado por medio de varias gráficas mostrándose el modo como varían los costos fijos, los costos variables y los costos totales con respecto a las variables mencionadas.

Por lo que toca al dimensionamiento de la coraza, - cabe decir que para lograr ésto, se presentan varias dificultades, como es la selección del tipo de plantilla mas adecuado en base al cual se distribuirán los tubos, ya que para los diferentes gastos de vapor que se manejan, se pueden presentar diversas alternativas, en función de tener las menores - caídas de presión del vapor al pasar éste por entre los tubos, así como una mejor distribución del mismo. Al variar la distribución de los tubos, puede variar el volumen ocupado por - éstos y a su vez el tamaño de la coraza. Para analizar los - distintos tipos de arreglos de tubos posibles, se debe aplicar un modelo matemático adecuado, el cual presenta diversas dificultades en su planteamiento, dado que se tienen que hacer un gran número de consideraciones matemáticas, teniéndose un cierto grado de complejidad. Por la gran extensión que sigui

ficaba dicho modelo y por limitaciones de tiempo, no se llevó a cabo en el presente trabajo su planteamiento, sugiriéndose como un tema aparte para una futura tesis.

A P E N D I C E

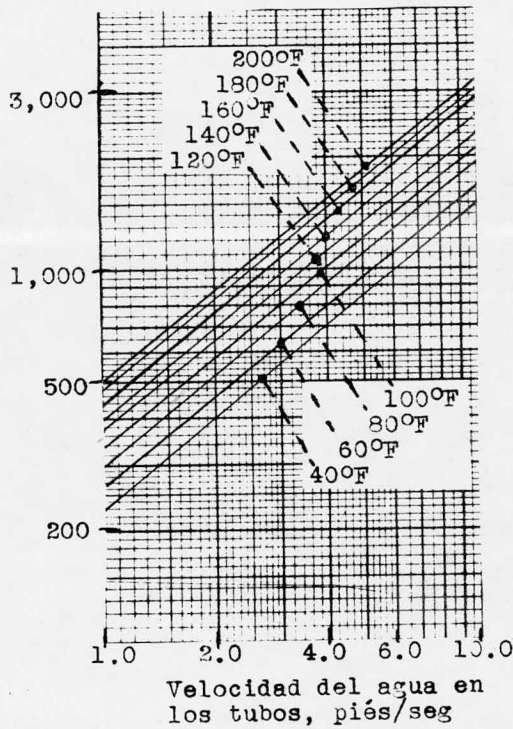
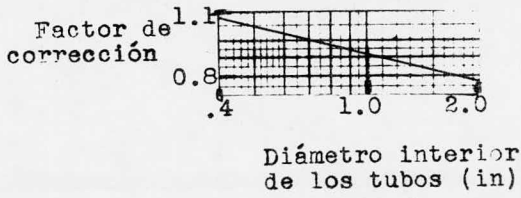


FIGURA 1 Curva de transferencia de calor, agua en los tubos

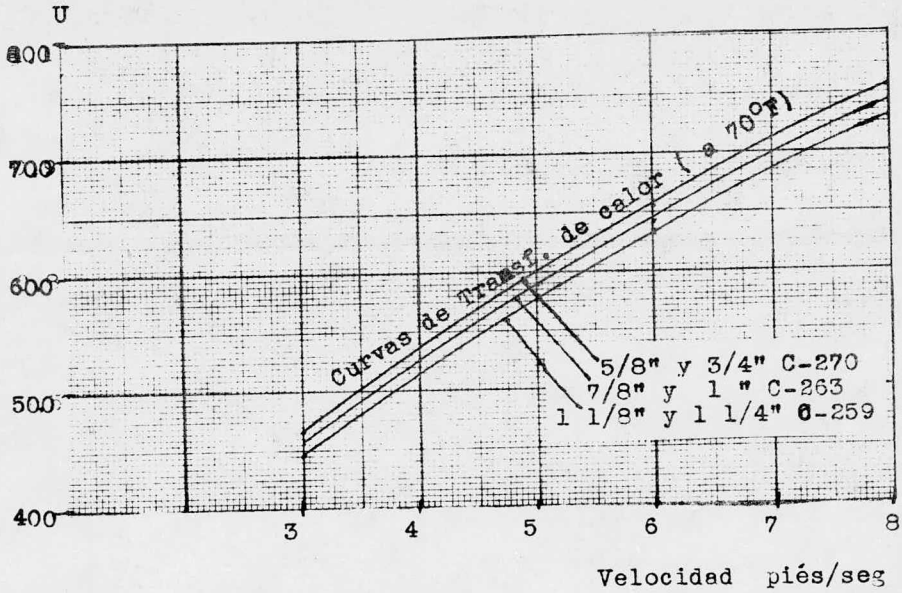


FIGURA 2 Coeficientes de transferencia de calor totales en función de la velocidad del agua y del diámetro de los tubos

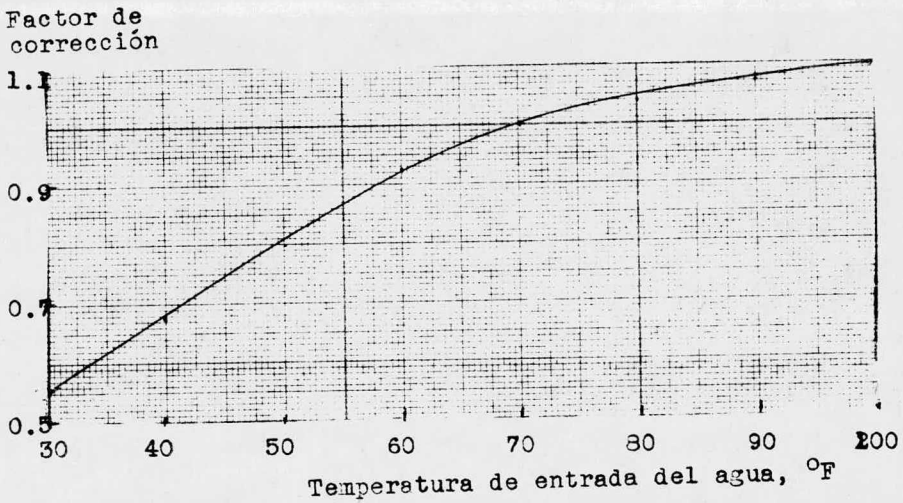


FIGURA 3 Factor de corrección que se aplica a los datos obtenidos de la figura anterior.

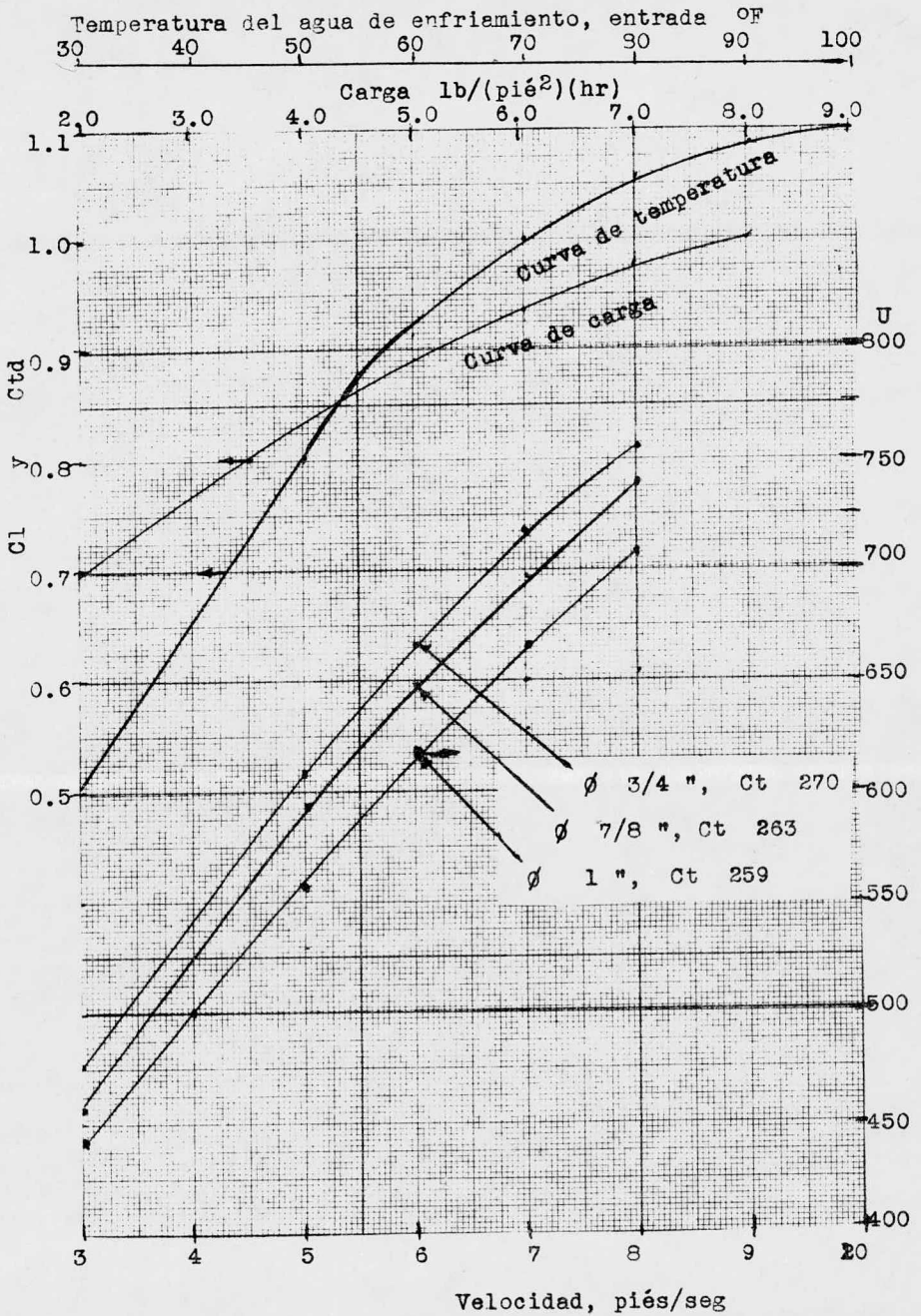


FIGURA 4 Coeficientes totales en los condensadores de superficie

f, piés²/ plg²

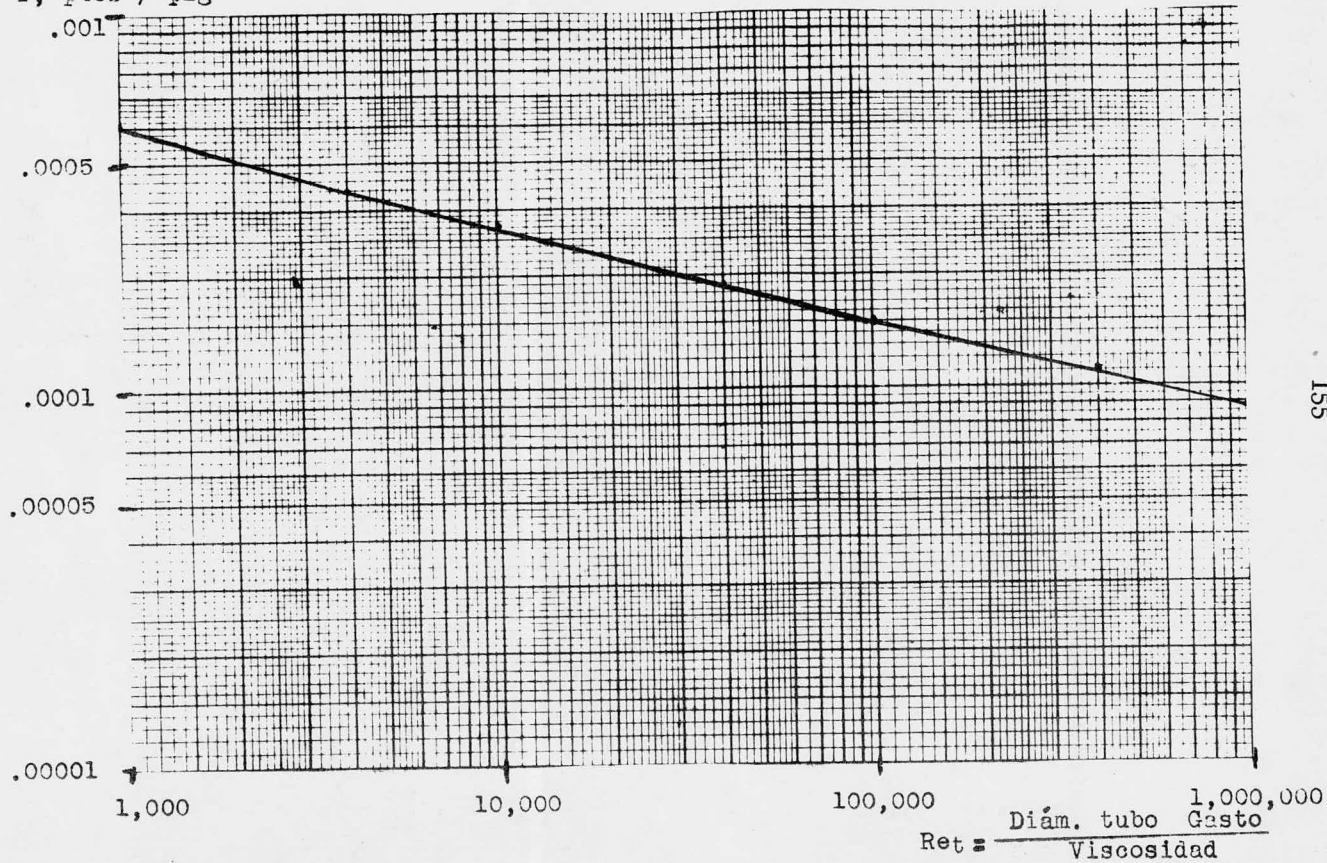


FIGURA 5 . Factores de fricción para lado de tubo

Una cabeza velocidad para $S_g = 1$ (agua)

$$\frac{v^2}{2g} \left(\frac{62.5}{144} \right) \frac{1b}{plg^2}$$

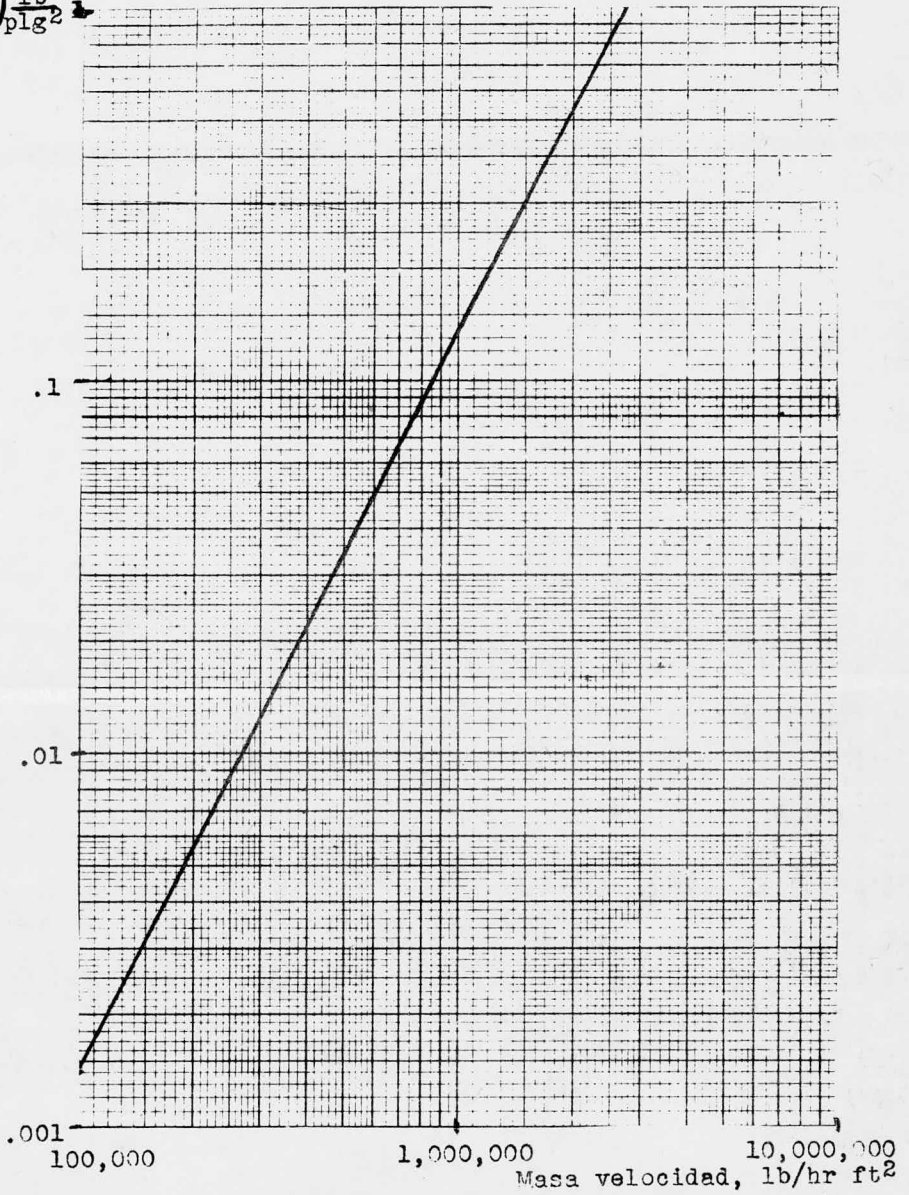


FIGURA 6 Pérdida de presión por retorno, lado de los tubos

PERDIDAS EN LA CAJA DE AGUA
Y EN LAS TERMINALES DE LOS
TUBOS

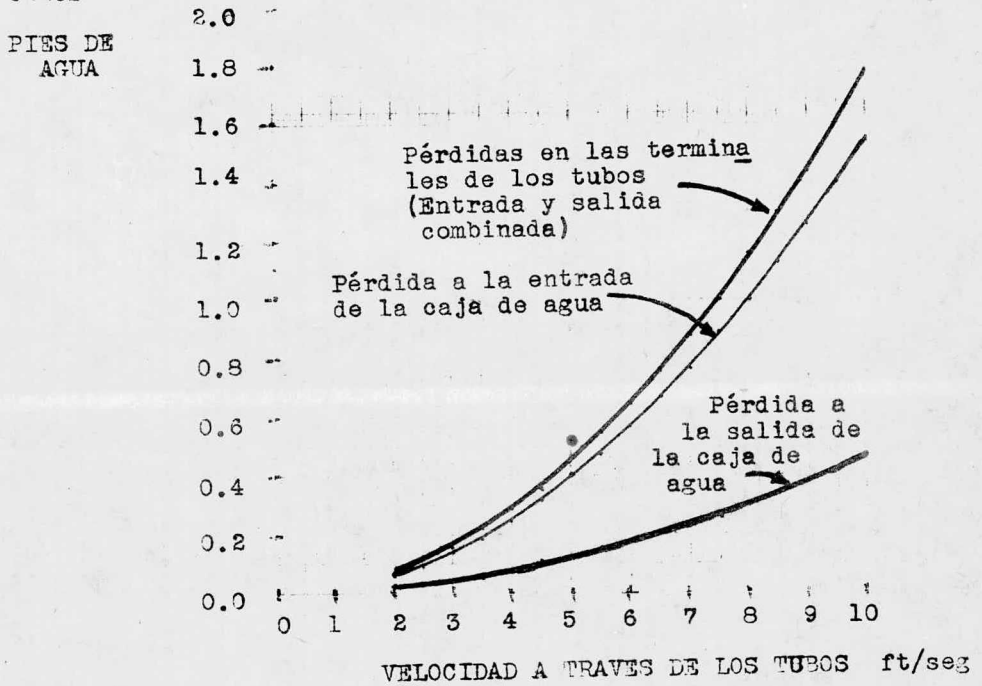


Fig. 7 Pérdidas de presión aplicables a condensadores de un solo paso

PERDIDAS EN LA CAJA DE AGUA
Y EN LAS TERMINALES DE LOS
TUBOS

PIES DE
AGUA

4.0

3.8

3.6

3.4

3.2

3.0

2.8

2.6

2.4

2.2

2.0

1.8

1.6

1.4

1.2

1.0

0.8

0.6

0.4

0.2

0.0

Pérdidas en las terminales
de los tubos

Pérdidas a la entra
da de la caja de
agua

Pérdidas a la sal
da de la caja de agua

0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

VELOCIDAD A TRAVES DE LOS TUBOS ft/seg

Fig. 3 Pérdidas de presión aplicables a condensadores de dos pasos

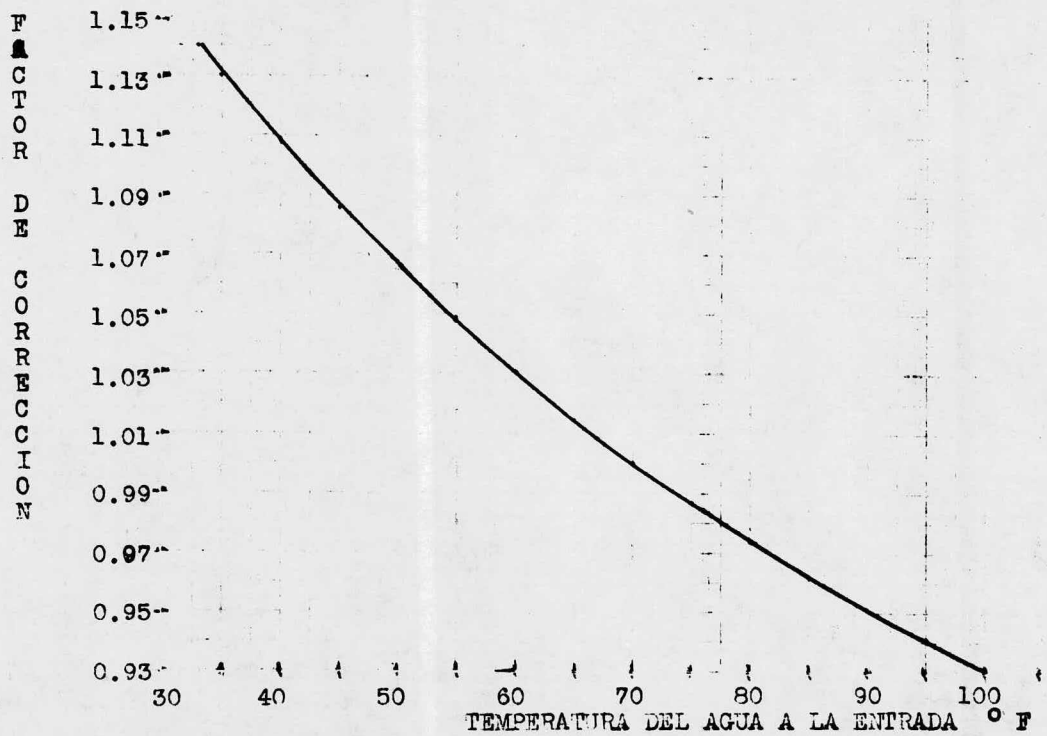


Fig. 9 Factor de corrección por temperatura para pérdidas por fricción en los tubos

TABLA 1 FACTOR DE CORRECCION

(CONSTANTE B)
 VER TABLA 13

MATERIAL DE LOS TUBOS	ESPESOR DE LOS TUBOS						BWG
	24	22	20	18	16	14	
Almirantazgo	1.06	1.04	1.02	1.00	0.96	0.92	0.87
Cobre arsenical	1.06	1.04	1.02	1.00	0.96	0.92	0.87
Aluminio	1.06	1.04	1.02	1.00	0.96	0.92	0.87
Aluminio - latón	1.03	1.02	1.00	0.97	0.94	0.90	0.84
Aluminio - bronce	1.03	1.02	1.00	0.97	0.94	0.90	0.84
Muntz	1.03	1.02	1.00	0.97	0.94	0.90	0.84
Cu - Ni 90-10	0.99	0.97	0.94	0.90	0.85	0.80	0.74
Cu - Ni 70-30	0.93	0.90	0.87	0.82	0.77	0.71	0.64
Acero al carbón ro- lado en frío	1.00	0.98	0.95	0.91	0.86	0.80	0.74
Acero inoxidable :							
Tipo 410/430	0.88	0.85	0.82	0.76	0.70	0.65	0.59
Tipo 304/316	0.83	0.79	0.75	0.69	0.63	0.56	0.49
Tipo 329	0.78	0.75	0.74	0.69	0.65	0.60	0.54
Titanio	0.85	0.81	0.77	0.71	----	----	----

TABLA 2 Areas y longitudes recomendadas para condensadores
de superficie

Areas ft ²	Longitudes efectivas - Pies para tubos con diámetro de :			
	5/8 "	3/4 "	7/8 "	1 "
100	6- 8- 10-12	6- 8- 10-12	- - - - -	- - - - -
200	6- 8- 10-12	6- 8- 10-12	- - - - -	- - - - -
300	6- 8- 10-12	6- 8- 10-12	- - - - -	- - - - -
400	6- 8- 10-12	6- 8- 10-12	- - - - -	- - - - -
500	6- 8- 10-12	6- 8- 10-12	- - - - -	- - - - -
600	6- 8- 10-12	6- 8- 10-12	- - - - -	- - - - -
700	6- 8- 10-12	6- 8- 10-12	- - - - -	- - - - -
800	6- 8- 10-12	6- 8- 10-12	- - - - -	- - - - -
900	6- 8- 10-12	6- 8- 10-12	- - - - -	- - - - -

TABLA 2 (Continuación)

1000	3-10-12-14	8-10-12-14	- - - - -	- - - - -
1100	3-10-12-14	8-10-12-14	- - - - -	- - - - -
1200	3-10-12-14	8-10-12-14	- - - - -	- - - - -
1300	3-10-12-14	8-10-12-14	- - - - -	- - - - -
1400	3-10-12-14	8-10-12-14	- - - - -	- - - - -
1500	3-10-12-14	8-10-12-14	- - - - -	- - - - -
1750	10-12-14-16	10-12-14-16	- - - - -	- - - - -
2000	- - - - -	10-12-14-16	- - - - -	- - - - -
2250	- - - - -	10-12-14-16	- - - - -	- - - - -
2500	- - - - -	10-12-14-16	- - - - -	- - - - -
2750	- - - - -	12-14-16-18	- - - - -	- - - - -
3000	- - - - -	12-14-16-18	12-14-16-18	- - - - -
3250	- - - - -	12-14-16-18	12-14-16-18	- - - - -
3500	- - - - -	12-14-16-18	12-14-16-18	- - - - -
3750	- - - - -	12-14-16-18	12-14-16-18	- - - - -
4000	- - - - -	12-14-16-18	12-14-16-18	- - - - -
4250	- - - - -	12-14-16-18	12-14-16-18	- - - - -
4500	- - - - -	12-14-16-18	12-14-16-18	- - - - -
4750	- - - - -	12-14-16-18	12-14-16-18	- - - - -
5000	- - - - -	14-16-18-20	14-16-18-20	14-16-18-20
5250	- - - - -	14-16-18-20	14-16-18-20	14-16-18-20
5500	- - - - -	14-16-18-20	14-16-18-20	14-16-18-20
5750	- - - - -	14-16-18-20	14-16-18-20	14-16-18-20
6000	- - - - -	14-16-18-20	14-16-18-20	14-16-18-20
6250	- - - - -	14-16-18-20	14-16-18-20	14-16-18-20
6500	- - - - -	14-16-18-20	14-16-18-20	14-16-18-20
6750	- - - - -	14-16-18-20	14-16-18-20	14-16-18-20
7000	- - - - -	14-16-18-20	14-16-18-20	14-16-18-20
7250	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
7500	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
7750	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
8000	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
8250	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
8500	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
8750	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
9000	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
9500	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
10000	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
11000	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
12000	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22

TABLA 2 (Continuación)

13000	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
14000	- - - - -	16-18-20-22	16-18-20-22	16-18-20-22
15000	- - - - -	- - - - -	18-20-22-24	18-20-22-24
16000	- - - - -	- - - - -	18-20-22-24	18-20-22-24
17000	- - - - -	- - - - -	18-20-22-24	18-20-22-24
18000	- - - - -	- - - - -	18-20-22-24	18-20-22-24
19000	- - - - -	- - - - -	18-20-22-24	18-20-22-24
20000	- - - - -	- - - - -	20-22-24-26	20-22-24-26
22500	- - - - -	- - - - -	20-22-24-26	20-22-24-26
25000	- - - - -	- - - - -	20-22-24-26	20-22-24-26
27500	- - - - -	- - - - -	20-22-24-26	20-22-24-26
30000	- - - - -	- - - - -	22-24-26-28	22-24-26-28
32500	- - - - -	- - - - -	22-24-26-28	22-24-26-28
35000	- - - - -	- - - - -	22-24-26-28	22-24-26-28
37500	- - - - -	- - - - -	22-24-26-28	22-24-26-28
40000	- - - - -	- - - - -	22-24-26-28	22-24-26-28
42500	- - - - -	- - - - -	22-24-26-28	22-24-26-28
45000	- - - - -	- - - - -	22-24-26-28	22-24-26-28
47500	- - - - -	- - - - -	22-24-26-28	22-24-26-28
50000	- - - - -	- - - - -	22-24-26-28	22-24-26-28
52500	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30
55000	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30
60000	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30
65000	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30
70000	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30
75000	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30
80000	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30
85000	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30
90000	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30
95000	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30
100000	- - - - -	- - - - -	24-26-28-30	24-26-28-30

TABLA 3 Dimensiones de tubería para condensadores

Tubo DE, in	BWG	DI, in	Area de flujo por tubo, in ²	Superficie por pie lineal exterior, ft ² /ft
5/8	12	.407	.1301	.1636
5/8	14	.469	.1655	.1636
5/8	16	.495	.1924	.1636
5/8	18	.527	.2191	.1636
5/8	20	.555	.2419	.1636
5/8	22	.569	.2543	.1636
5/8	24	.581	.2651	.1636
3/4	12	.532	.2223	.1963
3/4	14	.584	.2679	.1963
3/4	16	.620	.3019	.1963
3/4	18	.652	.3339	.1963
3/4	20	.680	.3632	.1963
3/4	22	.694	.3782	.1963
3/4	24	.706	.3914	.1963
7/8	12	.657	.3390	.2291
7/8	14	.709	.3948	.2291
7/8	16	.745	.4359	.2291
7/8	18	.777	.4742	.2291
7/8	20	.805	.5090	.2291
7/8	22	.819	.5268	.2291
7/8	24	.831	.5423	.2291
1	12	.782	.4803	.2618
1	14	.834	.5463	.2618
1	16	.870	.5945	.2618
1	18	.902	.6390	.2618
1	20	.930	.6793	.2618
1	22	.944	.6999	.2618
1	24	.956	.7178	.2618
9/8	12	.907	.6461	.2944
9/8	14	.959	.7223	.2944
9/8	16	.995	.7775	.2944
9/8	18	1.027	.8283	.2944
9/8	20	1.055	.8741	.2944
9/8	22	1.069	.8975	.2944
9/8	24	1.081	.9178	.2944
1-1/4	12	1.032	.8365	.3272
1-1/4	14	1.084	.9229	.3272
1-1/4	16	1.120	.9852	.3272
1-1/4	18	1.152	1.042	.3272
1-1/4	20	1.180	1.094	.3272
1-1/4	22	1.194	1.1197	.3272
1-1/4	24	1.206	1.1423	.3272

TABLA 4 Factor C1
(Temperatura)

Temp °F	Factor
50	0.925
55	0.946
60	0.966
65	0.984
70	1.000
75	1.011
80	1.019
85	1.025
90	1.033
95	1.037
100	1.041

TABLA 5 Factor C2
(No. de pasos)

No. de pasos	Factor
1	0.000
2	0.301
3	0.477

TABLA 6 Factor C3

	16 BWG	17 BWG	18 BWG
5/8"	1.160	1.135	1.113
3/4"	1.032	1.021	1.008
7/8"	0.931	0.923	0.911
1 "	0.854	0.848	0.840

TABLA 7 Factor C4 (Longitud)

Long. (ft)	Factor	Long. (ft)	Factor	Long. (ft)	Factor
6	0.778	18	1.255	29.75	1.473
8	0.903	20	1.301	32	1.515
10	1.000	22	1.342	34	1.531
12	1.079	24	1.330	36	1.556
14	1.146	26	1.415	38	1.580
16	1.204	28	1.447	39.75	1.599

TABLA 8 Factor C5 (Velocidad)

Vel. agua
ft/seg

	.0	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9
3	.761	.754	.747	.741	.734	.728	.722	.716	.710	.704
4	.693	.694	.688	.683	.678	.673	.669	.664	.659	.655
5	.651	.646	.642	.638	.634	.630	.626	.622	.618	.615
6	.611	.607	.604	.600	.597	.594	.590	.587	.584	.581
7	.577	.574	.571	.568	.565	.562	.560	.557	.554	.551
8	.543	.546	.543	.540	.538	.535	.533	.530	.528	.525
9	.523	.521	.518	.516	.513	.511	.509	.507	.504	.502

TABLA 9 Factor C6 (Factor de limpieza)

100 %	95 %	90 %	85 %	80 %	75 %	70 %	65 %
1.000	.978	.954	.929	.903	.875	.845	.813

TABLA 10 Factor C7

	13 BWG	17 BWG	16 BWG
Admiralty	0.000	0.000	-0.010
Cobre arsenical	0.000	0.000	-0.010
Aluminio (ASTM Spec. B-234, aleaciones M-1a, M-1a Clad, GS-11A)	0.000	0.000	-0.010
Aluminio - latón	-0.016	-0.019	-0.029
Muntz	-0.013	-0.019	-0.029
Aluminio - bronce	-0.047	-0.052	-0.058
Cobre - níquel 90 - 10	-0.047	-0.052	-0.058
Cobre - níquel 70 - 30	-0.081	-0.038	-0.102
Acero inoxidable tipo 304	-0.237	-0.240	-0.248

TABLA 11 Factor X

Factor de la tabla	.0	.1	.2	.3	.4	.5	.6	.7	.8	.9
4.5	.271	.276	.282	.287	.293	.299	.304	.310	.316	.322
4.6	.328	.335	.341	.347	.354	.360	.367	.374	.380	.387
4.7	.394	.401	.408	.416	.423	.430	.438	.445	.453	.460
4.8	.463	.476	.484	.491	.499	.507	.515	.524	.532	.540
4.9	.548	.557	.565	.573	.581	.590	.598	.607	.615	.624
5.0	.632	.641	.649	.658	.666	.674	.683	.691	.699	.708
5.1	.716	.724	.732	.741	.748	.757	.764	.772	.780	.788
5.2	.795	.803	.810	.817	.824	.831	.838	.845	.851	.858
5.3	.865	.871	.878	.885	.892	.898	.905	.912	.918	.925

TABLA 12 Valores de la constante "A"

DIAM. TURO	B W G												
	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
5/8"	.2154	.1836	.1694	.1543	.1457	.1378	.1285	.1220	.1159	.1134	.1102	.1075	.1057
3/4"	.1513	.1366	.1256	.1166	.1114	.1066	.1008	.0966	.0926	.0910	.0889	.0874	.0854
7/8"	.1140	.1049	.0979	.0921	.0887	.0854	.0816	.0787	.0760	.0748	.0734	.0723	.0713
1 "	.0928	.0857	.0809	.0758	.0743	.0720	.0691	.0670	.0650	.0642	.0631	.0623	.0616
1 1/8"	.0753	.0713	.0678	.0648	.0630	.0612	.0591	.0575	.0560	.0554	.0545	.0539	.0533
1 1/4"	.0653	.0616	.0589	.0566	.0552	.0538	.0522	.0509	.0497	.0492	.0486	.0481	.0476

TABLA 13 Valores de la constante "B"

Nota .- Los valores de esta tabla, se podrán obtener de la TABLA 1 del presente -
apéndice, de acuerdo al tipo de material y BWG de la tubería

TABLA 14 Factor de corrección por Temp.

Temp. de entrada del agua	Factor F	Temp. de entrada del agua	Factor F
30	0.550	65	0.960
31	0.562	66	0.970
32	0.574	67	0.978
33	0.586	68	0.986
34	0.601	69	0.993
35	0.615	70	1.000
36	0.628	71	1.005
37	0.641	72	1.010
38	0.655	73	1.015
39	0.662	74	1.020
40	0.683	75	1.025
41	0.696	76	1.029
42	0.707	77	1.033
43	0.720	78	1.037
44	0.733	79	1.041
45	0.747	80	1.045
46	0.760	81	1.048
47	0.772	82	1.051
48	0.785	83	1.053
49	0.797	84	1.057
50	0.810	85	1.060
51	0.822	86	1.063
52	0.833	87	1.066
53	0.844	88	1.069
54	0.855	89	1.069
55	0.865	90	1.075
56	0.875	91	1.078
57	0.885	92	1.080
58	0.895	93	1.083
59	0.905	94	1.085
60	0.915	95	1.088
61	0.925	96	1.090
62	0.934	97	1.092
63	0.942	98	1.095
64	0.951	99	1.097
65	-----	100	1.100

TABLA 15 Valores de "R" correspondien-
tes a "K"

K	.000	.001	.002	.003	.004	.005	.006	.007	.008	.009
0.25	.221	.222	.223	.224	.224	.225	.226	.227	.227	.228
0.26	.229	.230	.231	.231	.232	.233	.234	.234	.235	.236
0.27	.237	.237	.238	.239	.240	.240	.241	.242	.243	.243
0.28	.244	.245	.246	.246	.247	.248	.249	.249	.250	.251
0.29	.252	.252	.253	.254	.255	.255	.256	.257	.258	.258
0.30	.259	.260	.261	.261	.262	.263	.264	.264	.265	.266
0.31	.267	.267	.268	.269	.270	.270	.271	.272	.272	.273
0.32	.274	.275	.275	.276	.277	.278	.278	.279	.280	.280
0.33	.281	.282	.283	.283	.284	.285	.285	.286	.286	.287
0.34	.288	.289	.290	.290	.291	.292	.293	.293	.294	.295
0.35	.295	.296	.297	.297	.298	.299	.300	.300	.301	.302
0.36	.302	.303	.304	.304	.305	.306	.306	.307	.308	.309
0.37	.309	.310	.311	.311	.312	.313	.313	.314	.315	.315
0.38	.316	.317	.317	.318	.319	.320	.320	.321	.322	.322
0.39	.323	.324	.324	.325	.326	.326	.327	.328	.328	.329
0.40	.330	.330	.331	.332	.332	.333	.334	.334	.335	.336
0.41	.336	.337	.338	.338	.339	.340	.340	.341	.342	.342
0.42	.343	.344	.345	.345	.346	.346	.347	.348	.348	.349
0.43	.350	.350	.351	.351	.352	.353	.353	.354	.355	.355
0.44	.356	.356	.357	.358	.358	.359	.359	.360	.361	.361
0.45	.362	.363	.363	.364	.365	.365	.366	.367	.367	.368
0.46	.369	.369	.370	.371	.371	.372	.372	.373	.374	.374
0.47	.375	.376	.376	.377	.378	.378	.379	.379	.380	.381
0.48	.381	.382	.383	.384	.384	.385	.385	.386	.387	.387
0.49	.388	.388	.389	.389	.390	.391	.391	.392	.392	.393
0.50	.394	.394	.395	.395	.396	.397	.397	.398	.398	.399
0.51	.400	.400	.401	.401	.402	.403	.403	.404	.404	.405
0.52	.406	.406	.407	.407	.408	.409	.409	.410	.410	.411
0.53	.411	.412	.413	.413	.414	.415	.415	.416	.416	.417
0.54	.417	.418	.418	.419	.420	.420	.421	.421	.422	.423
0.55	.423	.424	.424	.425	.425	.426	.427	.427	.428	.428
0.56	.429	.429	.430	.430	.431	.432	.432	.433	.433	.434
0.57	.435	.435	.436	.436	.437	.437	.438	.438	.439	.440
0.58	.440	.441	.441	.442	.442	.443	.443	.444	.445	.445
0.59	.446	.446	.447	.447	.448	.449	.449	.450	.450	.451
0.60	.451	.452	.452	.453	.453	.454	.454	.455	.455	.456
0.61	.457	.457	.458	.458	.459	.459	.460	.460	.461	.461
0.62	.462	.462	.463	.464	.464	.465	.465	.466	.466	.467
0.63	.467	.468	.468	.469	.470	.470	.471	.471	.472	.472
0.64	.473	.473	.474	.474	.475	.475	.476	.476	.477	.477
0.65	.478	.479	.479	.480	.480	.481	.481	.482	.482	.483
0.66	.483	.484	.484	.485	.485	.486	.487	.487	.488	.488
0.67	.489	.489	.490	.490	.490	.491	.491	.492	.492	.493

TABLA 15 Valores de "R" correspondientes a "K"
 (Continuación)

K	.000	.001	.002	.003	.004	.005	.006	.007	.008	.009
0.68	.493	.494	.494	.495	.495	.496	.496	.497	.497	.498
0.69	.498	.499	.499	.500	.500	.501	.501	.502	.502	.503
0.70	.503	.504	.504	.505	.505	.506	.506	.507	.507	.508
0.71	.508	.509	.509	.510	.510	.511	.511	.512	.512	.513
0.72	.513	.514	.514	.515	.515	.516	.516	.517	.517	.518
0.73	.518	.519	.519	.520	.520	.521	.521	.522	.522	.522
0.74	.523	.523	.524	.524	.525	.525	.526	.526	.527	.527
0.75	.528	.528	.529	.529	.529	.530	.530	.531	.531	.532
0.76	.532	.533	.533	.534	.534	.535	.535	.536	.536	.537
0.77	.537	.538	.538	.539	.539	.540	.540	.541	.541	.542
0.78	.542	.542	.543	.543	.543	.544	.544	.545	.545	.546
0.79	.546	.547	.547	.548	.548	.548	.549	.549	.550	.550
0.80	.551	.551	.552	.552	.552	.553	.553	.554	.554	.555
0.81	.555	.556	.556	.557	.557	.558	.558	.559	.559	.559
0.82	.560	.560	.560	.561	.561	.562	.562	.563	.563	.564
0.83	.564	.564	.565	.565	.566	.566	.567	.567	.567	.568
0.84	.568	.569	.569	.570	.570	.570	.571	.571	.572	.572
0.85	.573	.573	.573	.574	.574	.575	.575	.576	.576	.576
0.86	.577	.577	.578	.578	.578	.579	.579	.580	.580	.581
0.87	.581	.581	.582	.582	.583	.583	.584	.584	.584	.585
0.88	.585	.586	.586	.586	.587	.587	.588	.588	.589	.589
0.89	.590	.590	.590	.591	.591	.591	.592	.592	.593	.593
0.90	.593	.594	.594	.595	.595	.595	.596	.596	.597	.597
0.91	.598	.598	.598	.599	.599	.599	.600	.600	.601	.601
0.92	.602	.602	.602	.603	.603	.603	.604	.604	.605	.605
0.93	.605	.606	.606	.607	.607	.607	.608	.608	.609	.609
0.94	.609	.610	.610	.610	.611	.611	.612	.612	.613	.613
0.95	.613	.614	.614	.614	.615	.615	.616	.616	.616	.617
0.96	.617	.618	.618	.619	.619	.619	.620	.620	.620	.620
0.97	.621	.621	.622	.622	.622	.623	.623	.624	.624	.624
0.98	.625	.625	.625	.626	.626	.627	.627	.627	.628	.628
0.99	.628	.629	.629	.630	.630	.630	.631	.631	.631	.632
K	.00	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.07	.08	.09
1.0	.632	.636	.639	.643	.647	.650	.654	.657	.660	.664
1.1	.667	.670	.674	.677	.680	.683	.687	.690	.693	.696
1.2	.699	.702	.705	.708	.711	.714	.718	.719	.722	.725
1.3	.728	.730	.733	.736	.738	.741	.743	.746	.748	.751
1.4	.753	.756	.758	.760	.763	.765	.768	.770	.772	.775
1.5	.777	.779	.781	.784	.786	.788	.790	.792	.794	.796

TABLA 15 Valores de "R" correspondientes a "K"
(Continuación)

K	.00	.01	.02	.03	.04	.05	.06	.07	.08	.09
1.6	.798	.800	.802	.804	.806	.808	.810	.812	.814	.816
1.7	.817	.819	.821	.823	.825	.826	.827	.830	.831	.833
1.8	.835	.836	.838	.840	.841	.843	.845	.846	.847	.849
1.9	.851	.852	.853	.855	.856	.858	.860	.861	.862	.863
2.0	.865	.866	.867	.869	.870	.871	.873	.874	.875	.876
2.1	.878	.879	.880	.881	.882	.884	.885	.886	.887	.889
2.2	.889	.890	.891	.893	.894	.895	.896	.897	.898	.899
2.3	.900	.901	.902	.903	.904	.905	.906	.907	.907	.908
2.4	.909	.910	.911	.912	.913	.914	.915	.915	.916	.917
2.5	.918	.919	.920	.920	.921	.922	.923	.924	.924	.925

N O M E N C L A T U R A .

A	- Características de tubería
A	- Amplitud (Ec. de Haughey)
AN	- Area neta del condensador
AASPT	- Area transversal de cada tubo
AREA	- Area del condensador
ASPT	- Area transversal de cada tubo
AUMENT	- Temperatura del agua al entrar - temperatura de salida
BHP	- HP de la bomba
BWG	- Cédula de la tubería
CAGUA	- Costo del agua por año
CARGA	- Cant. de vapor condensando, lb/ft ² Hr
CBOMB	- Costo de bombeo por año
CCAGUA	- Costo de agua por año
CCARGA	- Cant. de vapor condensando, lb/ft ² hr
CCFIJ	- Costos fijos por año
CESPER	- Variable auxiliar para el cálculo del costo de bomba
CFIJO	- Costos fijos por año
CINV	- Costo del condensador
CIT	- Costo de la inversión total de los equipos
CMPOT	- Variable auxiliar en el cálculo del costo de la bomba
COSBAS	- Variable auxiliar en el cálculo del costo de la bomba

COSNVO	- Variable auxiliar en el cálculo del costo de la bomba
COSTOP	- Costo de operación
COSTOT	- Costos totales por año (fijos mas variables)
CP	- Capacidad calorífica
d	- Diámetro interno de la tubería
do	- Diámetro exterior de la tubería
dw	- Diámetro de un alambre
DELTA	- Temperatura de salida del agua - temperatura entrada
DELTAP	- Caída de presión
DTSV	- Porcentaje de desviación entre (Q) y (Q1)
DI	- Índice del diámetro interno
DIAMIN	- Diámetro interno
DINT	- Diámetro interno , ft
EFBOMB	- Eficiencia de la bomba
f	- fracción de vapor que condensa
FACTEM	- Factor por temperatura, para el cálculo de UD
FCT	- Factor por temperatura, para el cálculo de UD
FF	- Factor por temperatura, método de Ingersoll Rand
FIMT	- Factor de corrección por material
FLIMP	- Factor de limpieza
FMBOMB	- Factor de corrección para el costo de la bomba
FRICC	- Factor de fricción
g	- aceleración debida a la gravedad
gc	- factor de corrección
GCPM	- galones por minuto, de agua

- GPM - Galones de agua de circulación por minuto
- GT - Gasto de agua de circulación, lb/hr ft²
- H - Pérdida de presión en los tubos, ft de agua
- HL - Cabeza de la bomba
- hf - Coef. de Transf. de Calor en el condensado acumulado en la pared externa del tubo
- hi - Coef. de Transf. de Calor en la interfase vapor-líquido
- ho - Coef. de Transf. de Calor en la película de condensado
- how - Coef. de Transf. de Calor en la película de condensado para tubos con alambres
- hov - Coef. de Transf. de Calor para tubos con vibración lineal
- hs - Coef. de Transf. de Calor a través de la incrustación
- ht - Coef. de Transf. de Calor en la pared del tubo
- hw - Coef. de Transf. de Calor en el agua de circulación
- IA - Area del condensador
- IAA - Índice para la tabla de superficies y longitudes recomendadas
- IBWG - Cédula de los tubos, BWG
- ID - Diámetro interno, índice
- IIBWG - Cédula de los tubos, BWG

IMT	- Índice de material del condensador
INBOMB	- Índice de material de la bomba
INCRML	- Incremento de longitud, ft
INDIAA	- Índice del diámetro
INDICA	- Índice de impresión
JK	- Contador del número de equipos impresos en papel
JJK	- Contador del número de equipos
K	- Conductividad térmica de la película de condensado evaluada a la Temp. media de la película
kw	- Cond. Térmica de la película de condensado, evalua- da a la temperatura de la pared
km	- Cond. Térm. del material de los tubos
L	- Longitud de los tubos de condensación, ft
L	- Calor latente de vaporización (Ec. de Silver)
LMTD	- Dif. de Temp. media logarítmica
LMTD2	- Dif. de Temp. media logarítmica
LMTD3	- Dif. de Temp. media logarítmica
LONG	- Longitud de los tubos
m	- Velocidad de condensación por unidad de área
m _{vapor}	- Gasto de vapor
M3	- Gasto de agua de circulación, metros ³ /hr
n	- No. de alambres (ec. de Tomas)
n	- No. de pasos
NJK	- Índice para la impresión
(N _{Re}) _f	- No. de Reynolds de la película de condensado

- (Nu_u) - No. de Nusselt - hoL/k
- NSh - No. de Sherwood - $L^3 \rho^2 \lambda / 4 \mu k \Delta T$
- NLR - Longitud sacada de la tabla de longitudes recomendadas
- NLRM - Longitud máxima de diseño
- MNPASO - No. de pasos
- NNT - No. de tubos
- NPASOS - No. de pasos
- NT - No. de tubos
- OD - Diámetro externo
- Pa - Presión en el punto a
- Pb - Presión en el punto b
- PENTR - Caída de presión a la entrada de la caja de agua
- PPF - Pérdidas por fricción
- PSALE - Caída de presión a la salida de la caja de agua
- Q - Carga térmica que se desea transferir originalmente
- Qt - Carga térmica
- Q1 - Carga térmica calculada por el programa
- Q2 - Carga térmica
- Q0 - Carga térmica que se desea transferir originalmente
- Q01 - Carga térmica calculada por el programa
- R - Cte. para vapor de agua por unidad de peso
- Ra - Radio en el punto a
- Rb - Radio en el punto b
- RANGO - Temperatura del vapor - Temp. de entrada del agua
- RTT - No. de Reynolds en los tubos

RO	- Densidad del agua
ro	- Densidad del agua
SPPL	- Superficie por pié lineal, ft
SSPPL	- Superficie por pié lineal, ft
SPT	- Superficie por tubo, ft
T	- Temperatura del vapor, °F
TDIF	- Temp. del vapor - Temp. de salida del agua
TERMV2	- $\frac{v^2}{2g} \cdot \frac{62.5}{144}$
T1	- Temp. de entrada del agua de circulación, °F
T2	- Temp. de salida del agua de circulación, °F
T222	- Temp. de salida del agua de circulación, °F
t's	- Temp. en la interfase agua de enfriamiento-incrustaciones
TS	- Temp. del vapor
Ts	- Temp. en la interfase vapor-condensado
t	- Temp. del agua de circulación
TTS	- Temp. del vapor
TTL	- Temp. de entrada del agua de circulación
TT222	- Temp. de salida del agua de circulación
Two	- Temp. de la pared externa del tubo
Tw	- Temp. de la pared interna del tubo
U	- Coef. Total de Transferencia de Calor
UU	- Coef. Total de Transferencia de calor

u	-	Velocidad media del condensado
v	-	Volúmen específico del vapor saturado
VIS	-	Viscosidad del agua, Cps
VPT	-	Velocidad del agua de circulación en los tubos, ft
VVPT	-	Velocidad del agua de circulación en los tubos, ft
Vvx	-	Velocidad másica del vapor sobre el banco de tubos lbs/seg ft ²
w	-	Frecuencia de vibración (Hertz)
W	-	Gasto de agua de circulación, lb/hr
WAG2	-	Gasto del agua de circulación, lb/hr
WWAG2	-	Gasto del agua de circulación, lb/hr
WV	-	Gasto de vapor, lb/hr
WWV	-	Gasto de vapor, lb/hr
xw	-	Espesor de la pared de un tubo, ft
z	-	$(k^3 \rho^2 g / \mu^2)^{1/3}$

- β - $ndw/\pi d_0$
- δ - Grueso de la película de condensado
- ΔT - Caída de temperatura entre el vapor y la pared
- ΔP_{Tot} - Caída de presión total
- $\Delta P_{retorno}$ - Caída de presión por retorno
- ΔP_s - Caída de presión sobre el banco de tubos, psi
- N - Número de hileras de tubos en flujo cruzado
- λ - Calor latente del condensado
- ρ - Densidad del condensado a la temperatura media de la película
- μ - Viscosidad del condensado a la temperatura media de la película
- \bar{u} - velocidad media de la película
- σ - Tensión superficial del condensado
- ω - Rotación angular, radianes por unidad de tiempo

B6700/B7700 F O R T R A N C O M P I L A T I O N M A R K 2

FILE 6=SAL,UNIT=PRINTER

FILE 7=SDL,UNIT=REMOTE

***** DTSEND TECNICO INGERSJLL RAND *****

```

REAL IA,K,LMTL,LMTD2,LMTD3
DIMENSION ARLA(4),LONG(4)
COMMON /AA/ AA(6,7)
COMMON /BB/ BL(13,7)
COMMON /B/ B(13,5)
COMMON /A/ A(2,7,6)
COMMON /INFORML/ INBLMB
COMMON /RESULT/ QU(300),QQ1(300),TT1(300),TT222(300),TTS(300),
* ATM(300),WVAG2(300),NNT(300),LL(300),HWV(300),VVT(300),
* CCARGA(300),NMPASL(300),UU(300),IID(300),IIBWG(300),SSPFL(300),
* AASPT(300),LDELTT(220),LLMTD(300),CDESVC(300),DELTA(300),
* GGPM(300),CCAGUA(300),CCINV(300),CCOST(300),CCMC(300),CCFIJ(300),
* CCIT(300)

```

```

WRITE(7,/) "DANE C, TS, T1, T2, EQ, IIBWG, IMT, FLIMP, VIS, INDICA,
* EFBOMB, INBOMB, NLRM, INCRML, IDMAX
READ(5,/) C, TS, T1, T2, RU, IIBWG, IMT, FLIMP, VIS, INDICA, EFBOMB
* INBOMB, NLRM, INCRML, IDMAX

```

```

905 WRITE(6,905)
FORMAT(1H1)
WRITE(6,2)
2 FORMAT(8(//),2X,"C O N D E N S A D O R E S D E S U P E R
* F I C I E",//)
IIBWG(1) = IIBWG
CALL DIAMET(C,DI,1,DWG)
WRITE(6,3) C,TS,T1,T2,IIBWG,IMT,FLIMP,RO,INDICA,EFBOMB,VIS,
* INBOMB, INCRML, IDMAX, NLRM
3 FORMAT(10X,"LATUS",//,10X,"CARGA TERMICA", //F13.2//10X,
* "TEMPERATURA VAPOR", //F13.2//,10X,
* "TEMPERATURA AGUA", //F13.2//,10X,
* "TEMPERATURA AGUA SAL", //F13.2//,10X,
* "BWG", //AC//,10X,
* "TIPO MATERIAL", //F13.2//,10X,
* "FACTOR DE LIQ.FILZA", //F13.2//,10X,
* "DENSIDAD DEL AGUA", //F13.2//,10X,
* "INDICADOR INTERSTIC.", //F11.7//,10X,
* "EFICIENCIA BUENA", //F13.2//,10X,
* "VISCOSIDAD AGUA", //F13.2//,10X,
* "INDICE COSTO BUENA", //F13.2//,10X,
* "INCREMENTO LIQ.", //F13.2//,10X,
* "DIAMETRO MAX", //F13.2//,10X,
* "LONGITUD MAX", //F13.2)
GO TO 16
15 CONTINUE
NJK = NJK + 1
IF(INDICA.EQ.1) WRITE(6,18)
18 FORMAT(1H1,9(//))

```

```

IF (INDICA .EQ. 1) WRITE(6,19)
19 FORMAT(///,1X,"CUID",3X,"CARGA",5X,"AREA",3X,"ML",2X,"LONG",1X,
* "PA",1X,"DIAM",1X,"VELOC",1X,"CAIDA",5X,"RUM",4X,"T2",
* 6X,"CONSTO",7X,"CUSTO",7X,"EGSTO",7
* 2X,"ND",2X,"TECNICA",10X,"TULOS",6X,"SOS",6X,"AGUA",1X,"PRES.",
* 7X,"SAL",5X,"FIJCA",4X,"VARIABLE/A",3X,"TGTA/A"//)
GO TO 22
16 CONTINUE
IU = 1
NPAOS = 1
JK = C
JJK = 0
TUL = TS - T2
FF = 0.462308 - 0.0132713838 * T1 + 0.799362106L=3 * T1 * T1 -
1 0.978477761L=5 * (T1**3) + 0.375696953E=7 * (T1**4)
RANCO = TS - T1
NV = 67950.
LMTL = ((T2 - T1)/ALOG((TS - T1)/(TS - T2)))
MAG = 0/(T2 - T1)
25 IU = 1
20 ASP1 = A(1,IBWG,IL) / 144.
SPFL = A(2,IBWG,IL)
VPT = R.
Q2 = Q + .1 * Q
DO 10 T = 1,2
CALL UT3(VPT,FF,IL,U,IBWG,INT)
U = U * FLTIME
AREA(1) = 02/(U * LMTD)
* UNCG(1) = IF 1X(Q*300G.*RO*ASPT*VPT/(LMTD*SPFL*MAG*U*NPAOS)/INCRML)
* INCRML
VPT = Q.
Q2 = Q + 0.1 * Q
10 CONTINUE
IA = ARFA (1)
IF (IA .GT. 2000. .AND. ID .EQ. 1 .OR. IA .GT. 25000. .AND. ID .EQ
1 2) GO TO 991
CALL ENTER ( IA )
39 CONTINUE
IF (CIA .GT. AREA(2) ) GO TO 991
IF (CIA .GT. 100. .AND. IA .LL. 900.)) GO TO 301
IF (CIA .GT. 200. .AND. IA .LL. 1750.)) GO TO 302
IF (CIA .GT. 1750. .AND. IA .LL. 2500.)) GO TO 303
IF (CIA .GT. 2500. .AND. IA .LL. 4750.)) GO TO 304
IF (CIA .GT. 4750. .AND. IA .LL. 7000.)) GO TO 305
IF (CIA .GT. 7000. .AND. IA .LL. 14000.)) GO TO 306
IF (CIA .GT. 14000. .AND. IA .LL. 19000.)) GO TO 307
IF (CIA .GT. 19000. .AND. IA .LL. 27500.)) GO TO 308
IF (CIA .GT. 27500. .AND. IA .LL. 47500.)) GO TO 309
IF (CIA .GT. 47500. .AND. IA .LL. 100000.)) GO TO 310
IF (CIA .GT. 47500. .AND. IA .LL. 100000.)) GO TO 311
LNG(3) = 6 ; LNC(4) = 16 ; CC TO 311
LNG(3) = 8 ; LNC(4) = 18 ; ; CC TO 311
LNG(3) = 10 ; LNC(4) = 20 ; ; CC TO 311
LNG(3) = 12 ; LNC(4) = 22 ; ; CC TO 311
LNG(3) = 14 ; LNC(4) = 24 ; ; CC TO 311
LNG(3) = 16 ; LNC(4) = 24 ; ; CC TO 311
LNG(3) = 18 ; LNC(4) = 26 ; ; CC TO 311
LNG(3) = 20 ; LNC(4) = 28 ; ; CC TO 311
LNG(3) = 22 ; LNC(4) = 30 ; ; CC TO 311
LNG(3) = 24 ; LNC(4) = 32 ; ; CC TO 311
GO TO 34
301 IF (CIA .LT. 1500.) GO TO 100

```

```

IF(CIA .LT. 10000.) GO TO 102
IF(CIA .LT. 20000.) GO TO 103
IF(CIA .LT. 50000.) GO TO 104
IF(CIA .LE. 100000.) GO TO 105
GO TO 091
100 IA = IA + 12.5
GO TO 107
102 IA = IA + 25. ; GO TO 107
103 IA = IA + 50. ; GO TO 107
104 IA = IA + 100. ; GO TO 107
105 IA = IA + 250. ; GO TO 107
107 IF(CIA .GT. 100000.) GO TO 991
IF(CIA .GT. AKLA(2) ) GO TO 991
GO TO 39
34 FL1 = AMIN1(LLNG(1),LONG(4))
FL2 = AMAX1(LLNG(2),LONG(3))
L = LL2
60 CONTINUE
IF ( L .GE. LL2 - 1. .AND. L .LE. LL1 + 1 ) GO TO 36
GO TO 50
36 SPT = SPPL * L
NT = IA/SPT
VPT = WAG * NFASUS/(RO* 3600. * ASPT * NT)
IF(VPT .LT. 3. ) GO TO 35
IF(CVPT .GT. 8. ) GO TO 50
K=L*AA(U,IBWG)*LL(MT,IBWG)*FLIMP/ SQRT(VPT)* IF * I.PASOS
R=0.010436+.897535793*K-.350361713*(K**2)+.0462406232*(K**3)
AUMENT = R * FALGO
TLIF = RANGD AUMENT
IF( TDTF .GT. 5. ) GO TO 37
GO TO 35
37 IF(ABS(TDIF - TLL) .LE. .1) GO TO 38
GO TO 35
38 T22 = TS - TLIF
WAG2 = 0/( T22 - T1)
IF(ABS(WAG2 - WAG) .LE. .005* WAG) GO TO 41
GO TO 35
41 GPM = WAG2 * 7.46 / (RO* 60. )
CALL UT3(VPT,IF,IL,U,IBWG,IMT)
U = U * FLIMP
LMTD3 = (T22 - T1) / ALG((TS - T1)/(TS - T22))
LMTL2 = 0/(U*1A)
IF(ABS(LMTD3-LMTD) .LE. .013*LMTD .AND. ABS(LMTL2-LMTD) .LE. .013*
* LMTD) GO TO 25
GO TO 35
35 L = L + INCRLL
IF(L .GT. NLKN) GO TO 50
GO TO 60
991 ID = ID + 1
IF(ID .LE. IDMAX) GO TO 20
NFASOS = NFASOS + 1
IF(CNPASOS .LE. 3) GO TO 25
CALL OPTIMI (JK, RO, INDICA)
NJK = 0
CALL EXIT
85 CONTINUE
DIAMIN = SQRT(CASIT * 4 / 3.141592)
D1 = U * IA * LMTD3
WAG2 = 01/(T22-T1)
WARGA = WV/IA
7 CALL PPF(VPT,T1,NFASOS,DELTA,IBWG,DIAMIN,ID,L)

```

```

IF (DELTAP .GT. 10) GO TO 35
CALL COSTS(IA, WAG2, DELTAP, RC, EFBOMB, COSTGT, CINV, CF1JC,
* CAGUA, CMTOT, CIT,L)
JK = JK + 1
CALL RFSULT(Q, Q1, T1, T2, TS, RD, IA, WAG2, NT, L, WV, VPT,
* CARGA, NPASUS, U, ID, IBWG, SPPL, ASPT, DELTAP, LMTD3, CAGUA,
* CF1JC, CINV, COSTGT, JK, CMTOT, CIT )
JJK = JK
CALL DTAMET (JJK, LI, 1, BNG)
IF ( INDICA .EQ. 1 .AND. JK .EQ. 1) GO TO 15
IF ( INDICA .EQ. 1 .AND. JK .EQ. 40*NJK + 1) GO TO 15
22 IF (INDICA .EQ. 1) WRITE(6,67)JK,Q1,IA,NT,L,NPASUS,DI,VPT,DELTAP
* U,T2,CF1JC,CAGUA,COSTOT
67 WRITE(7,67)JK,Q1,IA,NT,L,NPASUS,DI,VPT,DELTAP,U,T2
FORMAT(1X,I3,1X,I11,1X,I6,1X,I5,2(1X,I3),2X,A4,2F5.2
* ,3X,I3,1X,F6.2,3(1X,KI11) )
GO TO 35
CALL EXIT
END

```

```

SUBROUTINE UT3(VPT,FF, ID,U,ILWG,INT)
COMMON / BR / BB(13,7)
COMMON / BR / BB(13,5)
IF (CID .EQ. 1 .OR. IL .EQ. 2 ) CC = 270.
IF (ID .EQ. 3 .OR. IC .EQ. 4) CC = 263.
IF ( ID .EQ. 5 .OR. ID .EQ. 6) CC = 259.
J = CC * SORT(VPT) * BR(CIMT,ILWG) * FF
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE RESULT (W,Q1,T1,T222,TS,PO,IA,WAG2,NT,U,UV,VPT,CARGA,
* NPASUS,U,LD,ILWU,SIPL,ASP1,DELTA,LLMTD,CCAGUA,CFIJU,CCINV,COSTC,
* JK,CMTOT,CIT)
COMMON /RESULT/ GG(300),QQ1(300),TT1(300),TT222(300),TTS(300),
* A(300),WWAG2(300),NNT(300),LL(300),LWV(300),VVPT(300),
* CCARGA(300),NFPASC(300),UU(300),IID(300),IIBWG(300),SSPFL(300),
* AASPT(300),DDELTF(300),LLMTD(300),DESU(300),DELTA(300),
* GGPM(300),CCAGUA(300),CCINV(300),CCOSTC(300),CCM(300),CCFIJ(300),
* CCIT(300)
REAL LLMTD,LLMTD
GPM = WAG2/(CL*60.)* 7.48
DESU = (G - W1)/G * 100.
DELTA = T222 - T1
QQ1(JK) = Q1
TT1(JK) = T1
TTS(JK) = TS
WWAG2(JK) = WAG2
LL(JK) = L
VVPT(JK) = VPT
NFPASC(JK) = I.PASUS
IID(JK) = ID
SSPFL(JK) = SIPL
DDELTF(JK) = DELTAP
DESU(JK) = DESV
GGPM(JK) = GPM
CCFIJ(JK) = CFIJU
CCOSTC(JK) = COSTC
CCIT(JK) = CIT
RETURN
ENTRY OPTIMI (JK,RM,INDICA)
IF (INDICA .NE. 1) WRITE(6,5)JK
IF (INDICA .NE. 1) WRITE(7,5)JK
WRITE(6,350)
350 FORMAT(1H1)
WRITE(6,352)
352 FORMAT(10/)
5 FORMAT(1X,"SE CALCULARON",14,"CONDENSADORES",2(/))
CUSTOP = CCOSTC(I)
JJK = 1
IF (JK .LT. 1) RETURN
IF (JK .EQ. 1) GO TO 15
DO 10 I=1,JK = 1
IF (LL(T+1) .EQ. 16) GO TO 255
IF (LL(T+1) .EQ. 20) GO TO 255
IF (LL(T+1) .EQ. 24) GO TO 255
IF (LL(T+1) .EQ. 30) GO TO 255
GO TO 10
255 COSNVO = AMIN1(CUSTOP,CCOSTC(I+1))
IF (COSNVO .LT. CUSTOP) JJK = I + 1
CUSTOP = COSNVO
10 CONTINUE
WRITE(6,/) "CONDENSADOR OPTIMIZADO"
INDIAM = 0
DO 10 15
ENTRY DIAMFT(JJK,DI,INDIAM,BWG)
15 CONTINUE
IF (IID(JJK) .EQ. 1) DI = 3H5/8
IF (IID(JJK) .EQ. 2) DI = 3H3/4
IF (IID(JJK) .EQ. 3) DI = 3H7/8

```

```

IF (IIP(JJK) .EQ. 4) DI = 3H 1
IF (IIP(JJK) .EQ. 5) DI = 4H 9/8
IF (IIP(JJK) .EQ. 6) DI = 4H 10/8
IF (IIRWG(JJK) .EQ. 1) BWGGG = 3H 14
IF (IIRWG(JJK) .EQ. 2) BWGGG = 3H 16
IF (IIRWG(JJK) .EQ. 3) BWGGG = 3H 18
IF (IIRWG(JJK) .EQ. 4) BWGGG = 3H 20
IF (IIRWG(JJK) .EQ. 5) BWGGG = 3H 22
IF (IIRWG(JJK) .EQ. 6) BWGGG = 3H 24
IF (IIRWG(JJK) .EQ. 7) BWGGG = 3H 24
IF (INDTAM .EQ. 1) RETURN
WRITE(6,216)JJK
216 FORMAT(2X,"CLIENTE SALDR NO",I5,10X,"METODO DE I N G E R S
1 U L L A N O",X,/)
*WRITE(6,205)QU(JJK),QQ1(JJK),LDESV(JJK),AC(JJK),HWAG2(JJK),NNT(JJK)
*GGPM(JJK),LL(JJK),HWV(JJK),VVPT(JJK),CCARGA(JJK),NHPASO(JJK),
*UU(JJK),DI,TTS(JJK),BWG,TT1(JJK),SSPP(L(JJK),
*TT222(JJK),AASFT(JJK),DDELTA(JJK),DDELTP(JJK),LLHTD(JJK),
*CCAGUA(JJK),CCN(JJK),CCINV(JJK),CCFIJ(JJK),CCGSTO(JJK)
205 FORMAT(1X,102(1H*),//,20X,"C O N D E N S A D O R S
*E L E C C I U N A D O",102(1H*),//,3X,
*"CARGA TERMICA URICLN=","KF17.5,"BTU/HR",//,3X,
*3"CALOR TRANSITIVO,"KF17.5,"BTU/HR",2X,
*4"PDFCTNTO DE DLSVIAC=","KF17.5,"%,//,3X,
*"AREA....."KF17.5,"FT2",5X,
*7"GASTO DE AGUA....."KF17.5,"LB/HR",//,3X,
*9"NUMERO DE TUBOS....."KFI11.15X,
*2"GALONES POR PULG....."KFI17.5,"GPM",//,3X,
*1"LONGITUD DE C/TULL....."KFI11.6X,"FT",2X,
*4"GASTO DE VAPOR....."KF17.5,"LB/HR",//,3X,
*5"VELOCIDAD DLL AGUA....."KF17.5,"FT/SEG",2X,
*6"CARGA DE VAPOR....."KF17.5,"LB/FT2/HR",//,3X,
*7"NUMERO DE PASOS....."KFI11.15X,
*6"U....."KF17.5,3X,
*"DIAMETRO DE TUBOS....."KF9X,A4,5X,"INCH 2",1X,
*3"TEMP DEL VAPLR....."KF17.5,"GRAD F",//,3X,
*"TEMP DEL BWG....."KF9X,A3,6X,"BWG",2X,
*8"TEMP AGUA DE ENTRADA=","KF17.5,"GRADF",//,3X,
*6"TEMPER POR PIE LINGAL=","KF17.5,"FT2/FT",2X,
*1"TEMPER AGUA DL SALIDA=","KF17.5,"GRAD F",//,3X,
*6"AREA SECCIONAL TUBO=","KF17.5,"FT2",2X,
*5"DELTA....."KF17.5,"GRAD F",//,3X,
*3"CAIDA DE PRESION....."KF17.5,"LB/IN2",2X,
*"DIF LOGARIT LE TLP=","KF17.5,"GRAD F",//,25X,
*"COSTO VARIABLE....."SKF18.2,25X,
*"COSTO DE LA ENERGIA....."SKF18.2,25X,
*"COSTO DEL CLIENTE SALDR....."SKF18.2,25X,
*"COSTO FIJOS....."SKF18.2,25X,
*"COSTO TOTAL AREAL....."SKF18.2,25X
7 /102(1H*))
CALL CRGNOS
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE ENTERCIA)
REAL TA
IF (IA .LE. 1500.) GO TO 4
IF (IA .GT. 1500. .AND. IA .LT. 8000) GO TO 7
IF (IA .GE. 8000. .AND. IA .LT. 10000) GO TO 8
IF (IA .GE. 10000. .AND. IA .LT. 20000) GO TO 9
IF (IA .GE. 20000. .AND. IA .LT. 50000) GO TO 10
IF (IA .GE. 50000. .AND. IA .LT. 100000) GO TO 11
4 IA = IFIX(TA/ 100.) * 100.
RETURN
7 IA = IFIX(TA/ 250.) * 250.
RETURN
8 IA = IFIX(TA/ 500.) * 500.
RETURN
9 IA = IFIX(TA/ 1000.) * 1000.
RETURN
10 IA = IFIX(TA/ 2500.) * 2500.
RETURN
11 IA = IFIX(TA/ 5000.) * 5000.
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE PPF(VPT,T1,NPASC,DELTAP,IBWG,DIAMIN,IDL)
COMMON /C/ C(7,6)
H = DIAMIN * 12
H = 0.0067 * (VPT** 1.84) / (L**1.16) * L
FACTEM = 1.316352E-5 * T1 + 0.248005987L-5*(T1**2) +
* 325737649E-6 * (T1**3) - .162785694E-8*(T1**4)
PLENTR = -0.03192 + 0.0137874097*VPT + C.014066047*(VPT**2)
PSALE = -0.0206857 + 0.00684191176*VPT + 0.00725441176*(VPT**2)
DELTAP = (H + PLENTR + PSALE) * C(IBWG,IDL) * FACTEM * 14.7/32.8 *
* NPASC
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE CUSTS (A,WAG2,DELTAP,RO,EFBOMB,COSTOT,CINV,CFIJD,CAGUA
*,CMTOT,CIT,L)
COMMON / INBLN/ INBOMB
REAL M3,HL,L
DIMENSION FMBLNE(10)
DATA FMBLNE/1.,1.28,1.32,1.93,2.10,2.44,2.89,3.23,3.48,8.98/
M3 = WAG2/(RC*35.31446)
GFM = WAG2*7.487*(BL * 60.)
HL = 144. * DELTAP/RO
BHP = GFM * HL * RO/(247000*EFBOMB)
CBOMB = BHP * 3540.24
PROD = GFM * LELTAP
PROD = ALOG(FEUL)
CUSBAS = 11.66946 * 0.707852898E1*PROD + 0.3423991E1*(PROD*PROD) -
* 0.849953569*(PROD**3) + 0.11868699*(PROD**4) - 0.93828496E-2 *
* (PROD**5) + 0.393598361E-3*(PROD**6) - 0.681136822E-5*(PROD**7)
CUSBAS = EXP(COSLAS)
CESPER = COSLAS * EFBOMB(INBOMB) * 584/273.1
MODULL = COSLAS * 3.28
COSMOD = MODULL + (CESPER - CUSBAS)
CMTLT = COSMOD * 1.15 * 25
CAGUA = M3 * .30 * 24 * 330 + CBOMB
CINV = A * 200.
CIT = CINV + CMTLT
CFIJD = CIT * (0.15 + 0.04)
COSTOT = CAGUA + CFIJD
RETURN
END

```


BLOCK DATA
COMMON /AA/ AA(6,7)
COMMON /B/ B(13,7)
COMMON /A/ A(2,7,C)
COMMON /BB/ BB(13,7)
COMMON /C/ C(7,6)

C*** TABLA C FACTOR DE CORRECCIONES POR PRESION

DATA C /	1.3P	1.2U	1.25	1.19	1.16	1.14
*	1.21	1.10	1.13	1.11	1.09	1.08
**	1.10	1.00	1.06	1.05	1.04	1.04
*	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
**	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97
*	0.91	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96
**	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94 /

C*** TABLA A CARACTERISTICAS LL LOS TUBOS

DATA A /									
*	1301	1636	1655	1636	1924	1636	2181	1636	2419
**	1836	2543	1636	1651	1636				
**	2223	1963	2674	1963	3019	1963	3339	1963	
**	3632	1963	3783	1963	3914	1963			
**	3350	2291	3940	2291	4359	2291	4742	2291	
**	5090	2291	5268	2291	5423	2291			
**	4803	2618	5468	2618	5943	2618	6390	2618	
**	6793	2618	6996	2618	7178	2618			
**	6461	2944	7223	2944	7775	2944	8284	2944	
**	8741	2944	8975	2944	9177	2944			
**	8365	3272	9225	3272	9552	3272	1042	3272	
**	1094	3272	1119	3272	11423	3272			

C*** TABLA BB FACTORES DE CORRECCION POR TIPO DE MATERIAL

DATA BR /	.87	.87	.87	.84	.84	.84	.84	.74	.64	.74	.59	.49	.54
**	0.92	0.92	0.90	0.90	0.90	0.80	0.85	0.71	0.84	0.65	0.60	0.60	0.00
*	0.96	0.86	0.90	0.94	0.94	0.90	0.82	0.91	0.78	0.63	0.65	0.60	0.00
**	1.00	1.00	0.97	0.97	0.97	0.90	0.82	0.91	0.78	0.63	0.65	0.60	0.00
**	1.02	1.02	1.00	1.00	1.00	0.94	0.87	0.95	0.82	0.75	0.74	0.77	
**	1.04	1.04	1.00	1.02	1.02	0.97	0.90	0.98	0.82	0.79	0.76	0.81	
**	1.06	1.06	1.00	1.03	1.03	0.99	0.93	1.00	0.86	0.83	0.78	0.85	

C*** TABLA AA CONSTANTES PARA FACTOR K

DATA AA /	.2150	.1513	.1140	.0928	.0753	.0653
*	1194	1256	0979	0809	0678	0589
**	1547	1114	0887	0743	0630	0522
**	1285	1008	0815	0691	0591	0487
**	1159	0926	0760	0650	0560	0466
**	1102	0889	0734	0631	0545	0466
**	1057	0854	0713	0616	0533	0476 /

END


```

C      ****      1.25 = 5
C *****
7 CONTINUE
  WRITE(7,/) "DAME Q, TS, T1, T2, RQ, IBWG, INT, FLIMP, VIS, INDICA,
* EFBOHB, INDOHB"
  READ(5,/) Q, TS, T1, T2, RQ, IBWG, INT, FLIMP, VIS, INDICA, EFBOHB, INDOHB

  CP = 1
  NJK = 0
  ID = 1
  NPASOS = 0
  JK = 0
  JJK = 0
  WRITE(6,991)
991  FORMAT(IH1)
  WRITE(6,2)
2   FORMAT(10(//),5X,"CONDENSADORES DL SUPLR
* F I C I E",7(//))
  IPWG(1) = IBWG
  CALL DIAMET(1,DT,1,BWG)
  WRITE(6,3)Q,TS,T1,T2,RQ,INT,FLIMP,RO,INDICA,LEBOHB,VIS,
* INDOHB
3   FORMAT(10X,"DATOS",//,10X,"CARGA TERMICA",F13.2//10X,
* "TEMPERATURA VAPOR",F13.2//10X,
* "TEMPERATURA AGUA ENT",F13.2//10X,
* "TEMPERATURA AGUA SAL",F13.2//10X,
* "BWG MATERIAL",F13.2//10X,
* "FACTOR DE LIMPIEZA",F13.2//10X,
* "DENSIDAD DEL AGUA",F13.2//10X,
* "INDICADOR IMPRESION",I11//10X,
* "EFICIENCIA BOMBA",F13.2//10X,
* "VISCOSIDAD AGUA",F13.2//10X,
* "INDICE COSTO BOMBA",F13.2//10X)
  GO TO 10
15 CONTINUE
  NJK = NJK + 1
  CALL DIAMET(JK,DT,1,BWG)
  IF(INDICA.EQ.1) WRITE(6,18)
18  FORMAT(IH1,9(//))
  IF(INDICA.EQ.1) WRITE(6,19)
19  FORMAT(//,1X,"COND",3X,"CARGA",5X,"AREA",3X,"HC",2X,"LONG",1X,
* "PAT",1X,"DIAM",1X,"VEL",1X,"CATA",3X,"U",6X,"T2",
* 6X,"COSTO",7X,"COSTO",7X,"COSTO",/
* 2X,"NO",2X,"TECNICA",10X,"TUBOS",6X,"SUS",6X,"AGUA",1X,"PRES.",
* 8X,"SAL",5X,"FIJO/A",4X,"VARIABLE/A",3X,"TOTAL/A")
  GO TO 22
22  CONTINUE
16  CONTINUE
789 NPASOS = NPASOS + 1
  IF(NPASOS.GT.3) CALL OPTIMI(JK,RQ,INDICA)
  IF(NPASOS.GT.3) CALL EXIT
  IF((T2 - 0) .GT. 0) GO TO 79
  T2 = TS - 5
79  LMTD = (T2-T1)/(ALOG((TS-T1)/(TS-T2)))
  DELTAT = T2 - T1
  W = Q/(CP*DELTAT)
  ID = 1
70  CALL UT(R,IBWG,INT,ID,T1,U)
  MMH = 1
  U = U * FLIMP
  U2 = U
  IA = (Q - (Q*.05))/((U*LMTD))

```

```

SIA = IA
95 CALL ENTER(IA,IAA,3)
GO TO 99
50 CONTINUE
99 K = 1
IF(IA .LT. 1500) GO TO 20
01 K = 2
IF(IA .LT. 10000.)GO TO 20
02 K = 3
IF(IA.LT. 20000.)GO TO 20
03 K = 4
IF(IA .LT. 100000.)GO TO 20
04 K = 5
GO TO 3232
20 NLR = 1
26 L = D(NLR,IAA,TD)
IF(L .EQ. 0. .AND. IP .EQ. 1) GO TO 3232
IF (L .EQ. 0.)GO TO 590
1234 FORMAT(A0,I0)
GO TO 31
590 IF (IA .LE. 100000.)GO TO 59
GO TO 3232
31 SPPL = A(3,IPWG,TD)
SPT = SPPL * L
NT = IA/SPT
ASPT = A(1,IPWG,TD)/144.
DIAMIN = A (2,TDNG,IP)
VPT = W7(RD*3000)/ASPT*NT) * NPASCS
IF(VPT .GE. 3) GO TO 40
GO TO 70
3333 CONTINUE
GO TO 3232
40 IF(VPT .LE. 8) GO TO 41
59 GO TO (51,52,53,54),K
51 IA=IA + 12.5
CALL ENTER(IA,IAA,INDIAA)
GO TO 99
52 IA=IA + 25
CALL ENTER(IA,IAA,INDIAA)
GO TO 61
53 IA=IA + 50.
CALL ENTER(IA,IAA,INDIAA)
GO TO 62
54 IA = IA + 100.
CALL ENTER(IA,IAA,INDIAA)
GO TO 63
41 CALL UT(VPT,IPWG,INT,TD,T1,U)
U = U * FLTHP
G1 = U * IA * LHTD
WAG2 = G1/(T2-T1)
IF ( ABS(W - 01) .LE. 0.01*3) GO TO 77
IF ((W-U).LT. -0.15 * 01) GO TO 3232
76 NLR = NLR + 1
IF(NLR .GT. 5 .AND. VPT .LT. 3) GO TO 3333
IF(NLR .GT. 5 ) GO TO 59
GO TO 20
96 IA = SIA/IA*IA
IA = U2/U*IA
MMH = 2
GO TO 95
3232 ID = ID + 1
IF(ID .GT. 4) GO TO 789
GO TO 70

```

```

77 CALL DPKERN(VPT,DIAMIN,NPASUS,DELTAP,IRNG,W,NT,L,VTS)
   IF ( DELTAP .GT. 10 ) GO TO 76
   WV = 0/950.
   CARGA = WV/IA
   CALL COSTS(IA,W,DELTAP,RO,EPBOMB,COSTOT,CINW,CFIJO,CAGUA,CITOT,
* CIT,L)
   JK = JK + 1
   CALL RESULT(O,Q1,T1,T2,TS,RO,IA,W,NT,L,WV,VPT,CARGA,NPASUS,
* U,IO,IBWG,SPPL,ASPT,DELTAP,LHTD,CAGUA,CINW,COSTOT,JK,CITOT,CIT,
* CFIJO)
   CALL DIAMET(JK,DI,1,PRG)
   IF ( INDICA .EQ. 1 .AND. JK .EQ. 1 ) GO TO 15
   IF ( INDICA .EQ. 1 .AND. JK .EQ. 40*NJK + 1 ) GO TO 15
22   IF (INDICA .EQ. 1)WRITE(6,67)JK,Q1,IA,NT,L,NPASUS,DI,VPT,DELTAP
* U,T2,CFIJO,CAGUA,COSTOT
67   FORMAT(1X,I3,1X,K11,1X,I6,1X,I5,2(1X,I3),2X,A4,2F5.2
* ,3X,I3,1X,F6.2,3(1X,K11) )
   WRITE(7,67)JK,Q1,IA,NT,L,NPASUS,DI,VPT,DELTAP,U,T2
193   FORMAT(I4,I12,I10,A6)
   GO TO 76
3000 CALL EXIT
      END

```

```

SURROUTINE UT (VPT,IBWG,IMT,ID,T1,U)
COMMON /B/ B(12,5)
IF ( ID .EQ. 1 .OR. ID .EQ. 2 ) GO TO 109
IF ( ID .EQ. 3 .OR. ID .EQ. 4 ) GO TO 110
GO TO 111
109 U = 185.548786 + 113.4*VPT - 7.648*(VPT**2) + .298*(VPT**3)
GO TO 115
110 U = 202.600659 + 94.57657 * VPT - 3.41017577 * (VPT**2)
GO TO 115
111 U = 137.806363 + 132.43478 * VPT - 11.342811 * (VPT**2) +
115 FCT = 515168437 * ( VPT ** 3 )
FCT = - 0.017735 + .0719668067 * T1 - .600108371641*( T1**2)
FIMT = B(IMT,IBWG)
U = U * FCT * FIMT
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE DPKERN(VPT,DIAMIN,NPASOS,DELTAP,IBWG,W,HT,L,VIS )
DINT = DIAMIN/12
AT = DINT**2 * 3.141592 / 4.
ANT = AT * HT / NPASOS
GT = W / ANT
RE = DINT * GT / ( VIS * 2.42)
RE = ALOG(RE)
FRICC = -7.022975 + .1417649*RE - .43418115E-1*(RE**2)
*+.152704659E-2 *(RE**3)
FRICC = EXP(FRICC)
DELTAP = FRICC * GT**2 * L * NPASOS / (5.26E12 * DINT )
-TERMV2=0.000727-0.721477467E-8*GT+0.15005737E-12*GT**2 - 0.55071
133E-20 * GT**3
DELTAPR = 4 * NPASOS * TERMV2
DELTAP = DELTAP + DELTAPR
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE ENTER(IAREA,IAA,INDIAA)
REAL IA,IAREA
IA = IAREA
IF (IA .LE. 1500.) GO TO 4
IF (IA .GT. 1500. .AND. IA .LT. -8000) GO TO 7
IF (IA .GE. 8000. .AND. IA .LT. 10000) GO TO 8
IF (IA .GE. 10000. .AND. IA .LT. 20000) GO TO 9
IF (IA .GE. 20000. .AND. IA .LT. 50000) GO TO 10
IF (IA .GE. 50000. .AND. IA .LT. 100000) GO TO 11
4 IA = IFIX(IA/ 100.) * 100.
GO TO 15
7 IA = IFIX(IA/ 250.) * 250.
GO TO 15
8 IA = IFIX(IA/ 500.) * 500.
GO TO 15
9 IA = IFIX(IA/ 1000.) * 1000.
GO TO 15
10 IA = IFIX(IA/ 2500.) * 2500.
GO TO 15
11 IA = IFIX(IA/ 5000.) * 5000.
15 IA = SORT(IA)
IAA = .00067561 * .122316544 * IA - .748005523E-3 * (IA**2) +
1 .21463269E-5 * (IA**3) - .229040792E-8 * (IA**4)
IA = IAA**2
IAA = IAA**2
IF (IAA .GT. 7.9 .AND. IAA .LT. 11.8 .OR. IAA .GT. 16. .AND. IAA
1 .LT. 19. .OR. IAA .GT. 35.5 .AND. IAA .LT. 37.8 .OR. IAA .GT. 50. .OR.
2 46. .AND. IAA .LT. 49. .OR. IAA .GT. 53.5 .AND. IAA .LT. 59. .OR.
3 IAA .GT. 63.9 .AND. IAA .LT. 65.9 .OR. IAA .GT. 68. .AND. IAA .LT.
4 70. .OR. IAA .GT. 76. .AND. IAA .LT. 77.) GO TO 91
IF (IAA .GT. 11.8 .AND. IAA .LT. 15. .OR. IAA .GT. 37.8 .AND. IAA
1 .LT. 45. .OR. IAA .GT. 65.9 .AND. IAA .LT. 68.) GO TO 92
IF (IAA .GT. 23. .AND. IAA .LT. 32.9) GO TO 93
GO TO 94
91 IAA = IAA + 1; GO TO 94
92 IAA = IAA + 2; GO TO 94
93 IAA = IAA - 1; GO TO 94
94 IAA = IFIX(IAA)
IF (INDIAA .EQ. 3) IAREA = IA
RETURN
END

```



```

SUBROUTINE COSTS(A,WAG2,DELTAP,RO,EFBOMB,COSTCT,CINV,CFIJO,CAGUA,
* CMTOT,CIT,L)
DIMENSION FMBOMB(10)
COMMON /INBOMB/-INBOMB
DATA FMBOMB/1.,1.28,1.32,1.93,2.10,2.44,2.89,3.23,3.48,8.98/
REAL H3,HL,L
H3 = WAG2/(RO*35.31446)
HL = 144 * DELTAP/RO
GPM = WAG2*7.43/(RO * 60.)
BHP = GPM * HL * RO/(247000*EFBOMB)
CBHP = BHP * 3540.24
PROD = GPM * DELTAP
PROD = ALOG(PROD)
COSBAS = 11.68946 - 0.707852898E1*PROD + 0.3423991E1*(PROD*PROD) -
* 0.849953569*(PROD**3) + 0.11868699*(PROD**4) - 0.93828496E-2 *
* (PROD**5) + 0.393598361E-3*(PROD**6) - 0.681136822E-5*(PROD**7)
COSBAS = EXP(COSBAS)
CESPER = COSBAS * FMBOMB(INBOMB) * 584./273.1
MODULO = COSBAS * FMBOMB(INBOMB)
COSMOD = MODULO * 3.38
COSHOD = MODULO + (CESPER - COSBAS)
CMTOT = COSHOD * 1.15 * 25
CAGUA = H3 * 3 * 24 * 330 + CROMB
CINV = A * 200.
CIT = CMTOT + CINV
CFIJO = CIT * (0.15 + 0.04)
COSTCT = CFIJO + CAGUA
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE RESULT (Q,Q1,T1,T22,TS,RO,IA,WAG2,MT,L,INV,VPT,
* CARCA,NPASOS,I,JD,IBWG,SPPL,ASPT,DELTA,LMTD,CAGUA,CINV,COSTOT,
* JK,CMTOT,CIT,CFIJC)
COMMON /RESULT/ Q(200),Q1(200),T1(200),T122(200),TTS(200),
* A(200),WWAG2(200),BMT(200),LL(200),IMV(200),VVPT(200),
* CCARGA(200),NPPASO(200),IID(200),ITD(200),IIW(200),CSPPL(200),
* AASPT(200),DDELTA(200),LLMTD(200),DESV(200),DELTA(200),
* GGPM(200),CCAGUA(200),CCINV(200),CCOSTO(200),CCF(200),CCFIJ(200),
* CCI(200)
REAL LMTD,LLMTD
GPM = WAG2/(RO*60.)*7.48
DESV = (Q - Q1)/Q * 100.
DELTA = T22 - T1
DESV = (Q - Q1)/Q * 100.
DELTA = T22 - T1
Q(JK) = Q
T1(JK) = T1
TTS(JK) = TTS
WWAG2(JK) = WAG2
LL(JK) = L
VVPT(JK) = VPT
NPPASO(JK) = NPASOS
IID(JK) = IID
SSPPL(JK) = SPPL
DDELTA(JK) = DELTA
DDESV(JK) = DESV
GGPM(JK) = GPM
CCFIJ(JK) = CFIJC
CCOSTO(JK) = COSTOT
CCI(JK) = CIT
RETURN
ENTRY OPTIMI (JK,RO,INDICA)
350 WRITE(6,350)
FORMAT(1H1)
WRITE(6,351)
351 FORMAT(10(//))
IF (INDICA .NE. 1) WRITE(6,6) JK
6 FORMAT(50X,"NO. DE CONDENSADORES CALCULADOS=",I4,/)
5 COSTOP = CCOSTO(1)
JJK = 1
IF (JK .LT. 1) RETURN.
IF (JK .EQ. 1) GO TO 15
DO 10 I=1,JK - 1
IF (LL(I+1) .EQ. 16) GO TO 255
IF (LL(I+1) .EQ. 20) GO TO 255
IF (LL(I+1) .EQ. 24) GO TO 255
IF (LL(I+1) .EQ. 30) GO TO 255
255 GO TO 10
COSNVO = AMIN1(CCOSTOP,CCOSTO(I+1))
IF (COSNVO .LT. COSTOP) JJK = I + 1
COSTOP = COSNVO
10 CONTINUE
WRITE(6,/) "CONDENSADOR OPTIMIZADO"
GO TO 15
ENTRY DIAMET(JJK,DI,INDIAM,BWG)
15 CONTINUE
IF (IID(JJK) .EQ. 1) DI = 4H5/8
IF (IID(JJK) .EQ. 2) DI = 4H3/4
IF (IID(JJK) .EQ. 3) DI = 4H7/8
IF (IID(JJK) .EQ. 4) DI = 4H 1
IF (IIRWG(JJK) .EQ. 1) BWG = 3H 12
;Q1(JK)=Q1
;T22(JK)= T22
;A(JK)=IA
;BMT(JK)= BMT
;WWAG(JK)= WAG
;CCARGA(JK)= CARGA
;IID(JK)= IID
;IIBWG(JK)= IBWG
;AASPT(JK)= ASPT
;LLMTD(JK)= LMTD
;DELTA(JK)= DELTA
;CCAGUA(JK)= CAGUA
;CCINV(JK)= CINV
;CCH(JK)= CMTOT

```

```

IF (IIBWG(JJK) .EQ. 2) BWG == 3H 14
IF (IIBWG(JJK) .EQ. 3) BWG == 3H 16
IF (IIBWG(JJK) .EQ. 4) BWG == 3H 18
IF (IIBWG(JJK) .EQ. 5) BWG == 3H 20
IF (INDIAM .EQ. 1) RETURN
216 WRITE(6,216) JJK
      FORMAT(2X,"CONDENSADOR NO.",I5,I5X,"NLTODU LEL",H,F,I,"//2)
      WRITE(6,205) QQ(JJK),CR1(JJK),BDFSV(JJK),A(JJK),WWC2(JJK),NLT(JJK),
*GGPM(JJK),LL(JJK),WV(JJK),VVPT(JJK),CCARG(JJK),IMPASO(JJK),
*UI(JJK),DI,TTS(JJK),BWG,TT1(JJK),SSPPL(JJK),
*TT22(JJK),AASPT(JJK),DELTA(JJK),DELTA(JJK),LLMT(JJK),
*CCAGUA(JJK),CCF(JJK),CCINV(JJK),CCFIJ(JJK),CCOSTO(JJK)
205 FORMAT(1X,102(1H*))//,20X,"C E O H //102(1H*)//,2X,
*E L E C C I O N "A,KF17.5," BTU/HP",//,3X,
*"CARGA TERMICA CRIGEL"==,"KF17.5," BTU/HP",2X,
*"CALOR TRANSMITIDO"==,"KF17.5," %",//,3X,
4"PORCIENTO DE DESVIAC"==,"KF17.5," LB/HP",5X,
*"AREA"==,"KF17.5," LB/HP",5X,//,3X,
7"GASTO DE AGUA"==,"KI111.5X,GPM",//,3X,
9"NUMERO DE TUBOS"==,"KF17.5," FT",//,2X,
2"GALONES POR MINUTA"==,"KI111.5X, LB/HP",//,3X,
1"LONGITUD DE C/TUBO"==,"KF17.5," FT/SEG",2X,
4"GASTO DE VAPOR"==,"KF17.5," LB/FT2/HP",//,3X,
5"VELOCIDAD DEL AGUA"==,"KI111.5X, LB/FT2/HP",//,3X,
6"CARGA DE VAPOR"==,"KF17.5," FT/HP",//,3X,
7"NUMERO DE PASOS"==,"KI111.5X, FT/HP",//,3X,
6"U"==,"KF17.5," INCH 2",1X,
*"DIAMETRO DE TUBOS"==,"KF17.5," INCH 2",1X,
3"TEMP DEL VAPOR"==,"KF17.5," GRAD F",//,3X,
*"TEMP DE BWG"==,"KF17.5," GRAD F",//,3X,
8"TEMP AGUA DE ENTRADA"==,"KF17.5," GRAD F",//,3X,
*"SUPERF POR PIE LINEAL"==,"KF17.5," GRAD F",//,3X,
1"TEMP AGUA DE SALIDA"==,"KF17.5," GRAD F",//,3X,
6"AREA SECCIONAL TURB"==,"KF17.5," GRAD F",//,3X,
5"DELTA"==,"KF17.5," GRAD F",//,3X,
3"CAIDA DE PRESTION"==,"KF17.5," GRAD F",//,25X,
*"DIF LOGARIT VARIABLES"==,"$KF18.2",//,25X,
*"COSTOS DE LA BOMBA"==,"$KF18.2",//,25X,
*"COSTO DEL CONDENSADOR"==,"$KF18.2",//,25X,
*"COSTOS FIJOS"==,"$KF18.2",//,25X,
*"COSTO TOTAL ANUAL"==,"$KF18.2",//,25X,
7 /102(1H*)
CALL CRONOS
RETURN
END

```


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

- 1.- Williams, A.G., Nandapurkar S.S., y Holland F.A.
"A review of methods for enhancing Heat Transfer rates in Surface Condensers"
The Chemical Engineering, Nov. 1968, pp 367-373
- 2.- Rohsenow, W.M. , Trans Am. Soc. Mech Engrs. 1956, 78,
1645
- 3.- Landau, L., Fluids Mechanics, 1959, p 230 (New York,
Pergamon Press)
- 4.- Tomas D.G. Ind. Eng. Chem. Fundamentals, 1967, 6,
No. 1, p 97
- 5.- Nandapurkar, S. y Beatty K.O., Chem. Eng. Prog. Symp
Ser., 1960, 56, No. 30, p. 129
- 6.- Haughey D.P. , Trans. Instn. Chem. Engrs., 1963, 43,
p. 40
- 7.- Silver, R.S. , "An approach to a General Theory of -
Surface Condensers" , Instn. Mech. Engrs., 1963-64,
Vol. 278, pt 1, No. 14, pp 339-359
- 8.- Kern , D.Q. , Procesos de Transferencia de Calor, **CECSA**
1974, p. 940

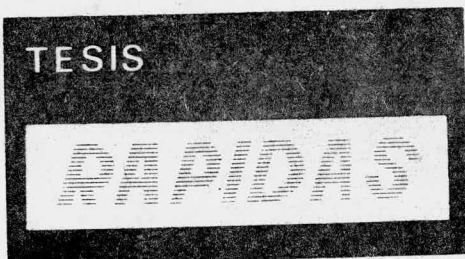
- 9.-Mc Adams, Heat Transmission, Mc Graw Hill 1954, p 345
- 10.-Sparrow E.M., Minkowycz W.J., y Saddy M.
"Forced Convection Condensation in the presence of
non-condensables and interfacial resistance",
I.J. Heat Mass Transfer, Vol. 10, pp 1829-1845,
Pergamon Press Ltd, 1967
- 11.-Mc Adams, Heat Transmission, Mc Graw Hill 1954, pp
344-347
- 12.-Kern D.Q., Procesos de Transferencia de Calor,
CECSA 1974, pp 941-942
- 13.-Guthrie, W.R., "data and techniques for... Prelimina
ry Capital Cost Estimating ", Chemical Engineering,
Marzo 24, 1969, pp. 126-129
- 14.-Morse S.M., Centrales Eléctricas, Ed. Continental
1961
- 15.-Edmister Wayne, Marchello Joseph, "Applied Heat Trans
fer Design for the HPI", Petro Chem. Engineering, -
Junio 1966, pp 49-58
- 16.-Fraaz, Design of Heat Exchangers, Wiley 1965, pp.
208-212

- 17.- Mills, A.F., y Seban R.A., J. Heat Mass Transfer,
Vol .10, pp 1815-1827, Pergamon Press Ltd.,1967
- 18.-Archbold Marion , "Economic Sizing of Condensers
through the use of Digital Computers ", Proceedings
of the American Power Conference, 1960, Vol XXII,
pp. 332-357
- 19.-Karassik Igor, Krutzsch William, Pump Handbook,
Mc Graw Hill 1976, pp 10-55 a 10-73
- 20.-Heat Exchange Institute, Standars for Surface Con-
densers, 1965
- 21.-Anaya,Alejandro y Landgrave,Julio, Determinación de
las Condiciones Optimas de un Sist. de Enfriamiento
con agua en circuito cerrado.
Artículo de la revista del IMIQ, pp 33-56
- 22.-Gartman, De Laval Engineering Handbook, Mc Graw H
Hill, 1970, CAP. 8
- 23.-Hicks, Standard Handbook of Engineering Calculations,
Mc Graw Hill 1972, pp 3-215 a 3-220
- 24.-Robert H. Perry, Cecil A. Chilton, Chemical Enginee-
ring Handbook, Mc Graw Hill, 5a. Edición.

25.-Walter Gloyer, HYDROCARBON PROCESSING, Julio 1970

26.-Francisco Javier Lara, CONDENSADORES DE SUPERFICIE,
Oficina de Diseño Térmico, Depto. de Transf. de Ca-
lor, I.MEP.

Tesis por computadora
único sistema en el país



Paseo de las Facultades Núm. 34 Locales C-D

Tels. 550-86-32 y 550-87-43