



20
Zej
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
" A R A G O N "

**ANALISIS Y OPTIMIZACION DEL SISTEMA
DE VAPOR AUXILIAR SECUNDARIO DE LAS
PLANTAS TERMoeLECTRICAS**

TESIS PROFESIONAL

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N :

RICARDO ALFONSO RODRIGUEZ PEREZ

GUSTAVO RUIZ MIRANDA

MEXICO, D. F.

1986.



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON
DIRECCION

UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA

RICARDO ALFONSO RODRIGUEZ PEREZ
P R E S E N T E .

En contestación a la solicitud de fecha 4 de junio del año en curso, presentada por Gustavo Ruiz Miranda y usted, relativa a la autorización que se les debe conceder para que el señor profesor, Ing. EVERARDO ESQUIVEL SANCHEZ pueda dirigirles el trabajo de Tesis denominado " ESTUDIO Y OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE VAPOR AUXILIAR Y COMBUSTOLEO EN LAS PLANTAS TERMO-ELECTRICAS ", con fundamento en el punto 6 y siguientes, del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por ustedes reúne los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobada su solicitud.

Sin otro particular, aprovecho la ocasión para reiterar a usted las bondades de mi distinguida consideración.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
San Juan de Aragón, Edo. de Méx., junio 7 de 1984.
EL DIRECTOR

LIC. SERGIO ROSAS ROMERO

c.c.p. Coordinación de Ingeniería (26).
Unidad Académica.
Departamento de Servicios Escolares.
Asesor de Tesis.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON
DIRECCION

GUSTAVO RUIZ MIRANDA
P R E S E N T E .

En contestación a la solicitud de fecha 4 de junio del año en curso, presentada por Ricardo Alfonso Rodríguez Pérez y usted, relativa a la autorización que se les debe conceder para que el señor profesor, Ing. EVERARDO ESQUIVEL SANCHEZ pueda dirigirles el trabajo de Tesis denominado " ESTUDIO Y OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE VAPOR AUXILIAR Y COMBUSTOLEO EN LAS PLANTAS TERMoeLECTRICAS ", con fundamento en el punto 6 y siguientes, del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por ustedes reúne los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobada su solicitud.

Sin otro particular, aprovecho la ocasión para reiterar a usted las bondades de mi distinguida consideración.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
San Juan de Aragón, Edo. de Méx., junio 7 de 1984.
EL DIRECTOR

LIC. SERGIO ROSAS ROMERO

c.c.p. Coordinación de Ingeniería (26).
Unidad Académica.
Departamento de Servicios Escolares.
Asesor de Tesis.

I N D I C E

	<u>Página</u>
I. INTRODUCCION	1
II. DESCRIPCION GENERAL DE UNA PLANTA TERMoeLECTRICA	3
III. DISEÑO TERMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR	71
IV. ANALISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE CONTROL DEL CALENTADOR PRINCIPAL DE CCMBUSTIBLE DE UNA PLANTA TERMoeLECTRICA.	108
V. OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE VAPOR AUXILIAR SECUNDARIO.	124
VI. CONCLUSIONES	144

CAPITULO I

INTRODUCCION

Optimización: Término que implica la búsqueda y aplicación de nuevas y mejores ideas a un algo que redituará el máximo beneficio con el mínimo gasto de recursos. Esto será posible sólo como fruto de la conciencia del no desperdicio, de la experiencia y, sobre todo, del conocimiento tecnológico que proporcionará las armas para lograrlo.

En base a tales conocimientos, que el estudio de la Ingeniería otorga, se analizan en esta Tesis, las alternativas de control del calentador principal de combustible (integrante de un sistema que en la actualidad opera problemáticamente y sin un control real), que ofrecen los elementos y variables de diseño seleccionadas para su mejor funcionamiento. Este análisis se realiza dentro del marco que presentan la descripción general de una Planta Termoeléctrica y el estudio en el diseño de un intercambiador de calor del mismo tipo, que darán un panorama amplio de la raíz, y objeto del análisis, y las bases para optimizar la operación y control del calentador en cuestión, y con esto, del sistema del que forma parte. Bajo estos términos, cualquier estudio de optimización pretende obtener mayor eficiencia de un todo, que en nuestro caso, será la propia Central Termoeléctrica.

En esencia, la Central Eléctrica es una instalación que transforma energía natural en energía eléctrica, y el tipo de central eléctrica se determina ante todo, por la especie de energía natural que utiliza. Las que más divulgación han tenido, son las centrales termoeléctricas, en las que se usa la energía térmica liberada al quemar combustible orgánico. En las Centrales Termoeléctricas, se genera cerca del 76% de la energía eléctrica producida en nuestro planeta. Esto se debe a que en casi todas las regiones del mundo existe combustible orgánico, a la posibilidad de transportarlo desde el lugar de su extracción, hasta la Central Termoeléctrica, al progreso técnico de las propias centrales que aseguran su construcción de gran potencia, etc. Las centrales termoeléctricas comenzaron a desarrollarse en los años 80 del siglo XIX, y desde los años 20 del presente siglo, comenzaron a obtener el aspecto contemporáneo.

La exigencia principal que debe satisfacer una Planta o Central Termoeléctrica, es su fiabilidad, es decir, la producción ininterrumpida de energía eléctrica en concordancia con la demanda por parte de los consumidores y el diagrama de carga, para lo cual, será indispensable, el óptimo funcionamiento de cada uno de los elementos y sistemas de la central. De aquí que cada día se estudien y analicen de mejor forma, las posibilidades de aumentar la fiabilidad de las Centrales Termoeléctricas, como se pretende en esta Tesis.

Octubre, 1986

CAPITULO II

DESCRIPCION GENERAL DE UNA PLANTA TERMOELECTRICA

II.1. GENERALIDADES:

En la actualidad el hombre recurre a diferentes fuentes de energía para obtener potencia, de las cuales la más utilizada y, por lo tanto la más importante, es la energía calorífica (poder calorífico), propiedad de los combustibles.

Lo anterior nos sugiere que los sistemas utilizados para obtener potencia, (entiéndase como potencia la cantidad de energía que fluye y que se asocia primeramente con el trabajo mecánico y posteriormente a la energía eléctrica) a partir de la utilización de un combustible como materia prima, son primero que todo sistemas para producir calor, y si definimos una Planta de Fuerza como una unidad que se construye para la producción y distribución de una corriente de energía eléctrica que puede operar por medio de la utilización de combustible, estaremos hablando entonces de las características de funcionamiento de las llamadas Plantas Termoeléctricas.

Por otra parte, atendiendo a las diferentes formas en que el combustible es utilizado, las Plantas Termoeléctricas se pueden clasificar en:

II.1.1. PLANTAS TERMOELECTRICAS QUE UTILIZAN MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

En este caso se utiliza fuerza mecánica, resultado de un motor térmico, para mover generadores y obtener fuerza electromotriz.

Generalmente se usan motores de combustión interna para este fin cuando se requieren unidades de reserva para una estación central, para generadores portátiles, etc. y su tipo puede variar según su peso, combustible usado, arranque, costo, etc.

Industrialmente se conocen nueve variedades de motores de combustión interna: de gasolina, de gas, de gas inyectado, de inyección de gasolina,

Hasselman, con evaporación de combustible, Diesel, Diesel de gas y de dos combustibles, mismos que tienen como detalles comunes:

1. El uso de un pistón y cilindro para crear una cámara de volumen variable en la que se lleva a cabo el ciclo térmico.
2. Un medio de operación gaseoso.
3. Ciclos térmicos abiertos, lo que implica una corriente de aire y otra de combustible dentro del motor y la descarga de los productos gaseosos de su combustión.
4. Ciclos mecánicos de dos o cuatro tiempos.
5. Producción de potencia de magnitud cíclica no uniforme, lo que hace necesario la utilización de volantes de inercia o cilindros múltiples.

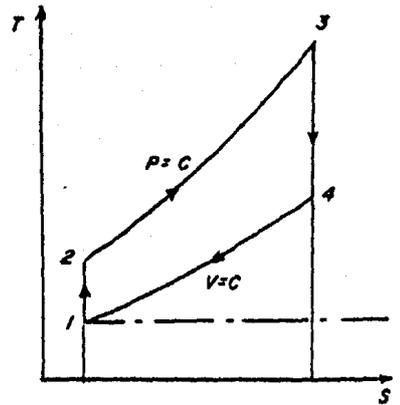
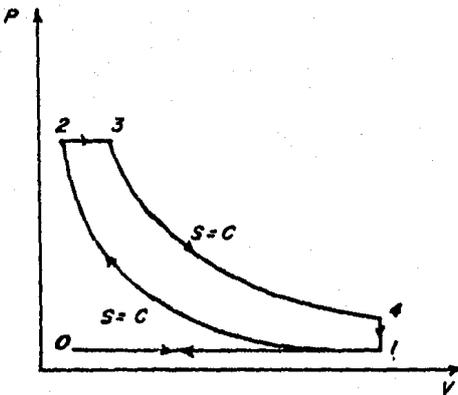
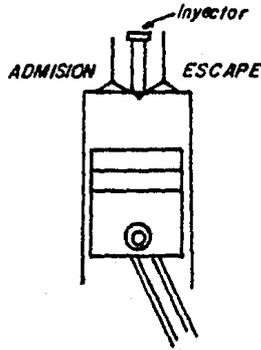
Son más usuales las máquinas que utilizan combustibles líquidos que gaseosos, por ser más fáciles de transportar líquidos que gases. Los motores de gasolina y de diesel son los que usan combustibles líquidos.

Debido a que para la generación de potencia eléctrica los motores diesel tienen mayor importancia por el hecho de utilizar combustible más barato que los otros tipos de motores y por otras ventajas tales como: mayor obtención de trabajo de cada unidad térmica de diesel, eficiencia uniforme en todos los tamaños, no necesita un período largo de calentamiento, no tiene pérdidas cuando está de reserva, distribución sencilla de las Plantas y por ser un motor excelente para la generación eléctrica en capacidades de 100 a 5,000 H.P., es, además, el tipo de motor de combustión interna que más nos concierne, por lo que a continuación se describen sus principios, detalles de funcionamiento y características:

MOTOR DIESEL

Es un motor de un ciclo de cuatro tiempos o carreras en que sólo se introduce aire al cilindro en la carrera de aspiración. Después se inyecta el combustible iniciando esta inyección, teóricamente al final de la carrera de compresión, continuándola a tal intensidad, que la combustión prosiga a presión constante. Bajo estos términos, el ciclo de sucesos que tienen lugar en un motor Diesel de cuatro tiempos será el siguiente:

1. Una carrera de aspiración que introduce únicamente aire.
2. Una carrera de compresión.
3. Encendido del combustible que ha sido inyectado a alta presión al cilindro (idealmente al final de la carrera de compresión), por autoignición del mismo.
4. Una carrera de expansión, o carrera de potencia, durante la cual, se efectúa un trabajo positivo.
5. Una carrera de escape o expulsión, en la que la mayor parte de los productos de la combustión se sacan del cilindro.



(Fig. II.1)

En base a la fig. II.1, el ciclo estandar de aire (cerrado) es el 1-2-3-4, y el ciclo de aire ideal abierto sería el mismo, con 0-1 como aspiración, y 1-0 como descarga o expulsión. En consecuencia, para calores específicos constantes tenemos:

$$Q_A = h_3 - h_2 = \int c_p dT = c_p (T_3 - T_2) \frac{\text{KCal}}{\text{Kg}} \text{ ó } \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

con:

Q_A = Calor absorbido por el ciclo

$$Q_R = U_1 - U_4 = \int c_v dT = c_v (T_1 - T_4) = -c_v (T_4 - T_1) \frac{\text{KCal}}{\text{Kg}} \text{ ó } \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Q_R = Calor que rechaza el ciclo.

$$W = \Sigma Q = c_p (T_3 - T_2) - c_v (T_4 - T_1) \frac{\text{KCal}}{\text{kg}} \text{ ó } \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

y con esto, la eficiencia térmica estará dada por:

$$\eta = \frac{W}{Q_A} = 1 - \frac{c_v (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{k (T_3 - T_2)} \quad \dots(\text{II.a.})$$

con: $k = \frac{c_p}{c_v}$ = constante

Podemos expresar tres temperaturas en función de la cuarta, por ejemplo, en función de T_1 . Por lo tanto, a lo largo de la isentrópica 1-2 de la figura I.1.

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k-1} = T_1 r_k^{k-1} \quad \dots(\text{II.b.})$$

en donde:

$$r_k = \frac{V_3}{V_2} = \text{relación de compresión.}$$

A lo largo de la línea de presión constante 2-3, se verifica la Ley de Charles: $T_3/T_2 = V_3/V_2$, y si llamamos "grado de admisión del combustible" a la relación $V_3/V_2 = r_c$, obtenemos:

$$T_3 = T_2 \left(\frac{V_3}{V_2}\right) = T_1 r_k^{k-1} r_c \quad \dots(\text{II.c.})$$

Utilizando la ecuación (II.b.). Para el proceso isentrópico 3-4, $T_4/T_3 = (V_3/V_4)^{k-1}$. Por definición del grado de admisión, $V_3 = r_c V_2$. Utilizando este valor de V_3 , el de T_3 de la ecuación (I.c.) y con $r_k = V_1/V_2$, obtenemos:

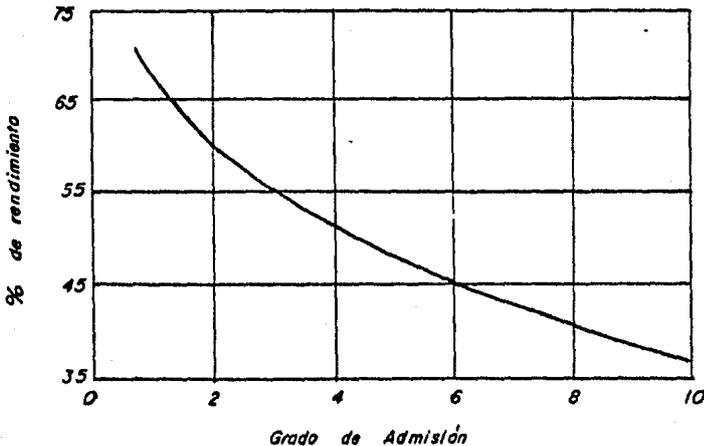
$$T_4 = T_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} = T_1 r_c^k$$

Sustituyendo en la ecuación (I.a.) los valores de T_2 , T_3 y T_4 obtenemos:

$$\eta = 1 - \frac{T_1 r_c^k - T_1}{k (T_1 r_k^{k-1} r_c - T_1 r_k^{k-1})} = 1 - \frac{1}{r_k^{k-1}} \left[\frac{r_c^{k-1}}{k (r_c - 1)} \right] \dots(\text{II.d.})$$

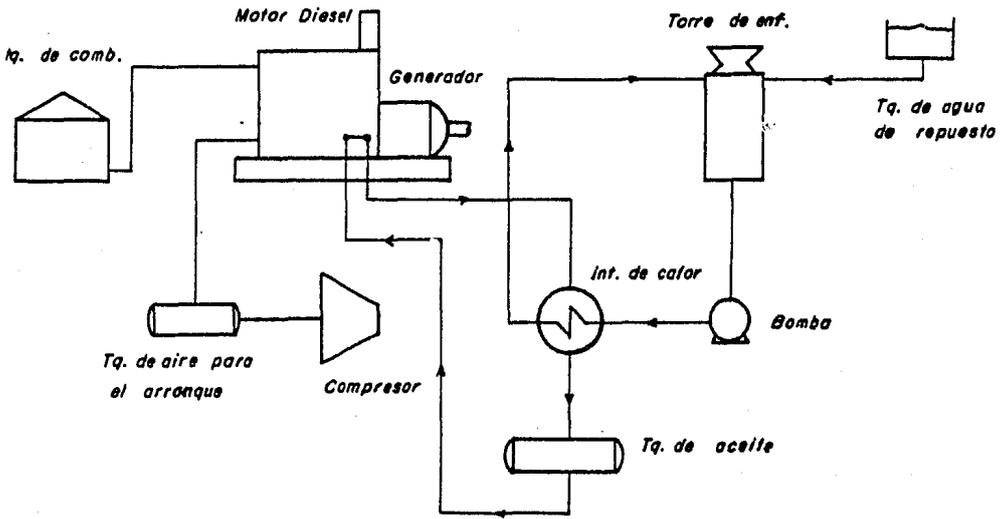
que es la eficiencia térmica ideal del ciclo.

El estudio de la ecuación (I.d.) demuestra que cuando el grado de admisión r_c aumenta, el factor entre corchetes también aumenta, y el rendimiento disminuye. Por tanto, los grados de admisión del combustible más bajos conducen a más altos rendimientos, pero los grados mayores, dan como resultado mayor potencia.



(Fig. II.2)

El tiempo de ignición se regula mediante la inyección del combustible al aire que ha sido comprimido politrópicamente en el cilindro, por esta razón, la gran importancia del Sistema de Inyección de Combustible, radica en el hecho de que debe comprimir, dosificar e inyectar el combustible con la precisión necesaria para lograr el mayor grado de eficiencia y potencia en el motor.



PLANTA GENERADORA DIESEL

(Fig. II.3)

II.1.2. PLANTAS TERMoeLECTRICAS QUE OPERAN POR MEDIO DE TURBINAS DE GAS.

Se ha mencionado ya a los motores de combustión interna como equipos importantes para la generación de energía eléctrica. La turbina de gas también es una máquina utilizada con este propósito y al igual que los motores de combustión interna, también obtiene la fuente para la generación de potencia, del calor liberado por la combustión de una sustancia determinada.

En estos dos equipos (motores de combustión interna y turbinas de gas), los productos de la combustión constituyen lo que se conoce como medio operante, es decir, la sustancia que transportará la energía en for-

ma adecuada para su correcto aprovechamiento.

En la turbina de gas, la combustión es realizada en una zona ubicada fuera del motor, es decir, fuera de la región donde se realiza la transmisión de la energía térmica de la sustancia hacia el medio transductor, por lo que este tipo de máquinas no quedan incluidas dentro de las catalogadas como máquinas de combustión interna ni dentro de las pertenecientes al grupo de máquinas de combustión externa, donde, como se verá posteriormente, el medio operante no serán directamente los gases producto de la combustión, sino que éstos se utilizarán para transportar su energía a otra sustancia, para que ésta a su vez, como medio operante, interactúe con el dispositivo diseñado para transformar la energía que transporta en un trabajo de flecha que se puede utilizar para generar potencia eléctrica.

Las características de una turbina de gas, tal como la concebimos actualmente, comprenden un proceso de compresión y otro de adición de calor (combustión) antes de que el medio operante se expanda y produzca trabajo neto en lo que sería la turbina propiamente dicha. Para que este sistema produjera cantidades prácticas de energía, se vencieron principalmente dos problemas:

1. Las temperaturas que se requieren al inicio de la expansión deben ser bastante altas, lográndose alcanzar en la actualidad hasta 1100°C . en esa zona.
2. Las eficiencias, tanto del compresor como de la turbina, deben ser altas, lo cual se ha logrado gracias a los estudios e investigaciones que sobre el diseño aerodinámico se han hecho y que han dado como resultado el poder fabricar compresores y turbinas con más de un 80% de rendimiento.

Ahora bien, de acuerdo a su funcionamiento, las plantas productoras de energía por turbinas de gas se clasifican en:

De ciclo abierto y

De ciclo cerrado

De ciclo abierto: El aire entra continuamente en el compresor en el estado 1, Fig. II.4. Después de la compresión entra a los combusto-

res del ciclo abierto, circulando parte, alrededor del exterior de la cámara de combustión y otra parte circulará por el interior de ésta para proporcionar el oxígeno necesario para quemar el combustible que continuamente es inyectado. Debido a la elevación de su temperatura, los gases se expanden a presión constante (Ley de Charles) y penetran a la turbina en el estado 3. Después de que el medio operante se expande en la turbina, el ciclo abierto establece la expulsión a la atmósfera en el estado 4.

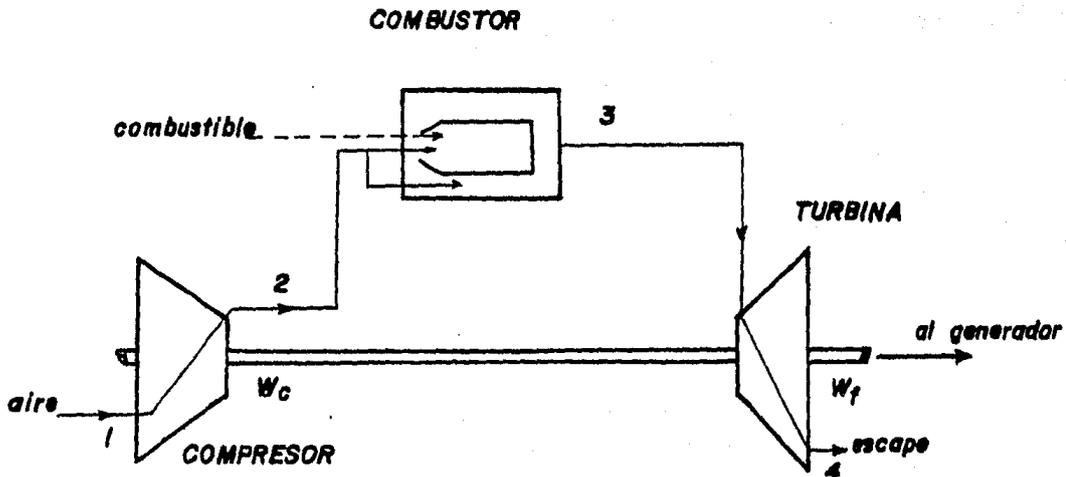
En la forma que comunmente cada una de las partes mencionadas (compresor, combustor y turbina) se encuentran conjugadas, el trabajo que nos entrega la turbina (W_t) deberá ser lo suficientemente grande para impulsar el compresor y entregar trabajo al freno, es decir:

$$W_t = W_c + W_f$$

Donde W_c .- Trabajo para mover el compresor

W_f .- Trabajo al freno suficiente para impulsar un generador.

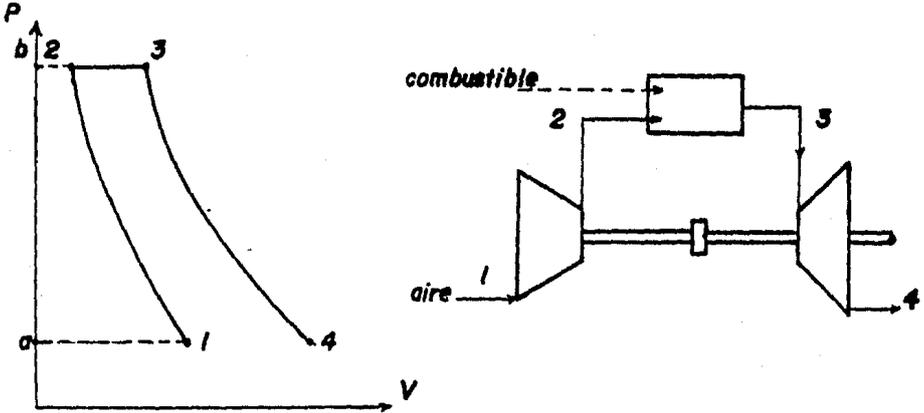
NOTA: Es conveniente señalar que para el arranque de este tipo de plantas se necesitan medios externos que proporcionen la energía necesaria para la compresión del aire y la ignición de la mezcla aire-combustible.



(Fig. II.4)

A la parte del equipo que precede a la turbina, el compresor y el combustor, se le denomina en ocasiones gasificador o generador de gases, por razones obvias.

Representantdo en un diagrama P-V el ciclo abierto de la Planta de Turbina de Gas, obtenemos lo siguiente:



(Fig. II.5.)

Refiriéndonos a este diagrama, el aire que se encuentra en el estado 1 en la atmósfera, como ya se mencionó, se lleva al compresor y se comprime al estado 2 en donde queda listo para pasar a la cámara de combustión. El trabajo de compresión está representado por el área $a12b$. La relación aire-combustible utilizada es la necesaria y suficiente para producir al final de la combustión la temperatura T_3 , que será la de mayor magnitud en todo el ciclo. Ordinariamente, los límites de T_3 oscilan entre 649 y 816°C , aunque para casos especiales se pueden alcanzar temperaturas mayores.

Los productos de la combustión a P_3 y T_3 , serán expansionados en la turbina pasando a un estado 4 correspondiente a la descarga. Si se supone un ciclo ideal entonces $P_3 = P_2$ y $P_4 = P_1$, donde los procesos de compresión y expansión serán isentrópicos.

EL COMPRESOR: Los compresores giratorios se encuentran entre las máquinas de trabajo y las turbinas entre las máquinas de fuerza en una unidad generadora. Estos compresores giratorios pueden, según la dirección del flujo de aire, clasificarse como radiales y axiales.

Los compresores radiales son los que dominan el campo de las pequeñas turbinas, su aplicación es restringida debido a que el desarrollo de un compresor de este tipo, es el trabajo más difícil en el proyecto de una turbina de gas por tratarse de corrientes retardadas en contra de lo que sucede en una turbina. De lo anterior se concluye que los compresores de flujo axial serán los más utilizados en Plantas estacionarias debido a su eficiencia y a su alta velocidad de rotación inherente.

Estos compresores son de etapas múltiples y debido a la forma de trabajo parecen turbinas invertidas. Los álabes del compresor están diseñados de tal forma que desvían la corriente de aire, disminuyendo su velocidad y aumentando su presión, pero si la velocidad se mantiene aproximadamente constante, entonces, por el principio de continuidad, la altura de los álabes disminuye al aumentar el número de etapas de compresión debido a la densidad creciente del fluido.

Es lógico pensar que si los álabes del compresor poseen ángulos de ataque grandes (de menor a mayor para producir un área de salida más grande) más rápido será el incremento de presión, pero debe tenerse cuidado para no trabajar cerca del ángulo crítico, ya que esto producirá turbulencias peligrosas.

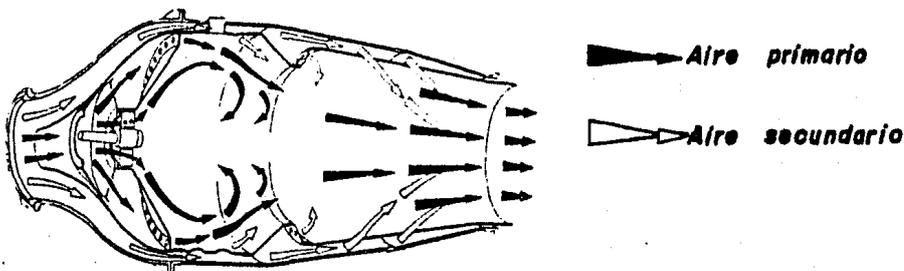
En la actualidad se han logrado diseñar compresores con eficiencias tan altas como de 85% operando a velocidades que varían entre 5000 y 10000 RPM. La eficiencia adiabática o interna de un compresor se obtiene con la razón del trabajo idealmente realizado con una compresión isentrópica al del realizado con una compresión real.

$$\eta_c = \frac{\text{TRABAJO IDEAL DE COMPRESION}}{\text{TRABAJO REALMENTE REQUERIDO POR LA COMPRESION.}}$$

EL COMBUSTOR: Como se mencionó anteriormente, los motores actuales de turbina de gas trabajan con un ciclo en el cual uno de los procesos que lo constituyen es un proceso de adición de energía en forma de calor a presión constante. La combustión (característica de este proceso) se realiza ininterrumpidamente por medio de una corriente continua de aire que atraviesa la cámara de combustión a presión constante. Pero no toda la cantidad de aire impulsado por el compresor toma parte en la combustión.

Antes bien, la cantidad total de aire se divide, a la entrada de la cámara de combustión, en una corriente llamada primaria y otra secundaria. La corriente primaria será aquella que únicamente tome parte en la combustión y la secundaria, que posee una cantidad de aire más del doble de la que corresponde a la corriente primaria, se aporta de una manera escalonada a la mezcla obtenida de la combustión, como aire de refrigeración. De esta forma se reduce la temperatura de dichos gases desde más de 2000°C hasta la temperatura T3 de entrada a la turbina.

Algunas veces, como se verá más adelante, antes del combustor se coloca un pre-calentador de aire aprovechando la temperatura de los gases a la salida de la turbina.



(Fig. II.6.)

LA TURBINA: El aspecto crítico y más importante, ya que es el que al final de cuentas nos interesa en cualquier Planta de Turbina de Gas, es el que se lleva a cabo en la turbina.

Teóricamente es posible una expansión adiabática y reversible de un gas, si éste se hace pasar a través de una tobera de la forma adecuada (convergente) de una región de alta a una región de baja presión. La relación entre la alta y la baja presión se llama Relación de Presión ($P_2/P_1 = P_3/P_4$ del diagrama P-V) ya sea que el proceso sea de expansión o de compresión. Las expansiones en la realidad son casi reversibles; las irreversibilidades que se presentan se pueden deber principalmente a los rozamientos y turbulencias que se presentan durante el funcionamiento de la tobera.

El resultado de este proceso es un chorro de gases que contienen una elevada energía cinética. Este chorro es dirigido a los álabes de la turbina para transformar esta energía cinética en un esfuerzo sobre los álabes, lo que trae como consecuencia la producción de un par motor en la flecha.

En la turbina de gas una tobera estacionaria descarga un chorro de gas (producto de la combustión) contra los álabes colocados en la periferia del rotor de la turbina. En ellos el chorro se desvía y pierde velocidad mientras que las paletas reciben una fuerza de impulso que se transmite como par motor a la flecha. La velocidad que posee el chorro es a veces suficientemente alta para poder dividir la expansión en varias etapas, con un juego de toberas y un rodete de álabes para cada etapa y montándose todos los rodetes en el mismo eje.

A medida que la caída de presión en las toberas disminuye, las RPM en la flecha se reducen fácilmente.

El calor disponible para convertirlo en trabajo durante una expansión isentrópica es:

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad \frac{\text{KCal}}{\text{Kg}}$$

Donde C_p = Calor específico medio de los gases para una expansión dada.

ΔT = Caída de temperatura, o_C .

Como las turbinas de gas trabajan con una sustancia gaseosa a alta temperatura, deberán usarse buenos datos experimentales para determinar correctamente o en lo mejor posible el valor de C_p , ya que éste no es constante para los gases y variará al cambiar la temperatura.

La eficiencia de una turbina de gas se toma como la relación del trabajo real entregado por la turbina, al trabajo que se puede obtener de un proceso adiabático reversible. La imposibilidad que tiene la turbina de gas de convertir toda la energía disponible en trabajo útil se puede atribuir a diversas razones:

1. Fugas a través del rotor y del estator de la turbina.
2. Rozamientos y turbulencias irreversibles.

3. Velocidades residuales de los gases de escape.

En las turbinas de gas existen también dos tipos: las axiales y las radiales, aunque en la actualidad se emplean casi sin excepción las de flujo axial para este tipo de Plantas Generadoras. El rendimiento que se consigue en las turbinas axiales es superior al 90% cuando son turbinas que manejan vapor. Sin embargo, para la constitución de una turbina de gas hay otros puntos de vista distintos a los de la turbina de vapor, ya que éstas trabajan a temperaturas bastante más bajas, aproximadamente de 530 a 540°C para Plantas como las Del Valle de México, Mazatlán II, Salamanca, Tula y Altamira y el "parentesco" es más bien desde el punto de vista de mecánica de los fluidos.

Las exigencias especiales respecto a la constitución de una turbina de gas, se derivan de las elevadas temperaturas de trabajo. En la actualidad existen materiales que, a temperaturas de hasta 1000°C, poseen aún elevada resistencia. Por enfriamiento de los álabes puede conseguirse incluso, temperaturas de entrada a la turbina de hasta aproximadamente 1300°C que corresponden a los gases de la combustión. Sin embargo deben evitarse cambios bruscos de temperatura porque los materiales empleados tienen tendencia a la formación de grietas (termoshock). Ahora bien, con la introducción de materiales resistentes a las altas temperaturas, no se solucionan los problemas constructivos relativos a éstas. Hay que luchar también con las dilataciones térmicas, que exigen una construcción con suficiente garantía de resistencia y rigidez.

Esta resistencia y rigidez, generalmente se logra conectando la flecha de la turbina a la del compresor, de tal manera que los esfuerzos axiales que se presentan en la turbina los absorba el cojinete fijo del rotor del compresor, de tal manera que la turbina sólo gira sobre un apoyo libre suplementario colocado normalmente antes del primer disco de la turbina. Los cojinetes de la turbina están sometidos a temperaturas de hasta aproximadamente 300°C. Exigen aceros resistentes al calor y estar bañados por lubricantes que sirvan al mismo tiempo como refrigerantes. Para evitar el calentamiento excesivo de los cojinetes a causa del calor que almacenan los discos, se deja a la turbina trabajar en vacío durante algunos minutos antes de parar la Planta.

Un sobrecalentamiento del rotor de la turbina, especialmente de los álabes, por un exceso, por ejemplo, de alimentación de combustible, debe evitarse colocando medios adecuados. Los materiales termoresistentes empleados adquieren una coloración permanente según la temperatura alcanzada, de tal manera que al realizarse las revisiones periódicas puede conocerse si han existido sobrecalentamientos.

En todas las turbinas, al contrario de lo que ocurre en los compresores, el fluido de trabajo pasa primeramente por la corona directriz y después por el rodete. Los álabes de la corona directriz de los primeros escalones han de resistir las temperaturas más elevadas pero en cambio, están poco cargadas en relación con los del rodete que están sometidos a grandes fuerzas centrífugas.

Las diferencias de longitud entre el estado frío y el caliente, son de sólo décimas de milímetro. Por esta razón, los álabes directores se fijan únicamente por un lado a la carcasa, por ejemplo a la pared externa. Por su extremo inferior asientan en forma móvil sobre un anillo interno de la carcasa.

Los álabes directores están sometido igualmente a elevadas dilataciones térmicas y exigen un huelgo radial, con respecto a la carcasa, relativamente grande. Como protección a la pared interna se coloca, frecuentemente, sobre los álabes, un revestimiento a base de material blando, por ejemplo latón.

Los tres equipos mencionados y estudiados hasta ahora, como se observó en un principio, son los integrantes y conformadores de una Planta generadora de potencia eléctrica que funciona con un ciclo térmico abierto, llamado ciclo Brayton, que como veremos a continuación, no presenta una gran ganancia en lo que se refiere a eficiencias comparándolo con los ciclos de funcionamiento de los motores Diesel o de las Plantas de vapor; sin embargo, las Plantas de turbina de gas sí presentan ventajas en lo referente al peso, tamaño y vibraciones características de su funcionamiento.

La eficiencia de una Planta como la descrita es muy baja, si se tiene el arreglo de los equipos dispuesto en la forma común, es decir, sin ninguna variante en los procesos que conforman el ciclo; sin embargo, se pueden sobrepasar estos límites de eficiencia haciendo varios refinamientos al

ciclo, tales como:

Regeneración
Enfriamiento intermedio
Recalentamiento

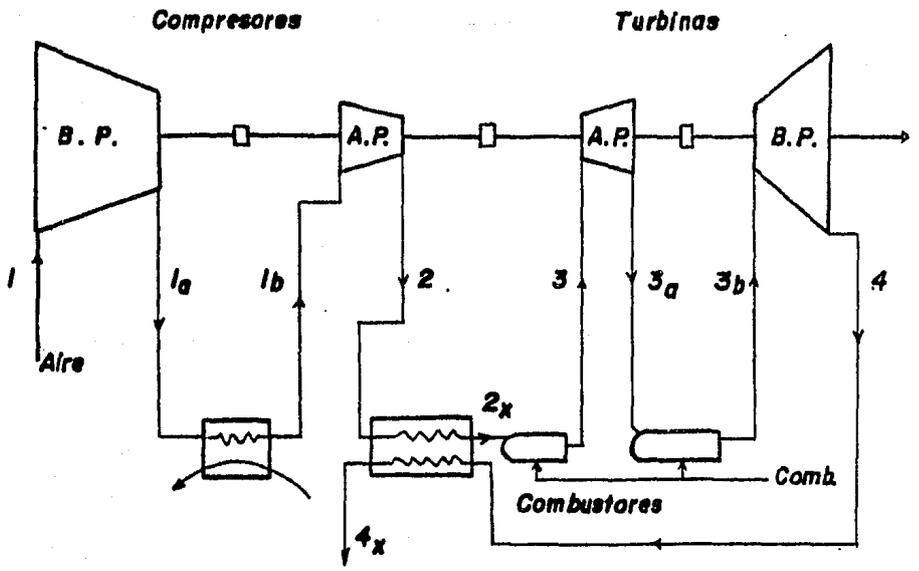
REGENERACION.- Se entiende como regeneración la acción de suministrar energía por medio de calor al aire que circula del compresor al combustor aprovechando la temperatura de los gases en la descarga de la turbina. El enfriamiento resultante de los gases de escape, representa una reducción en el desperdicio de calor.

ENFRIAMIENTO INTERMEDIO.- Consiste en quitar energía al aire que se encuentra entre diferentes etapas de compresión provocándole una disminución a su temperatura. Esto reduce el consumo interno de potencia de la turbina. Generalmente se utilizan enfriadores de agua y el compresor deberá forzosamente, tener las secciones de compresión (alta y baja) separadas.

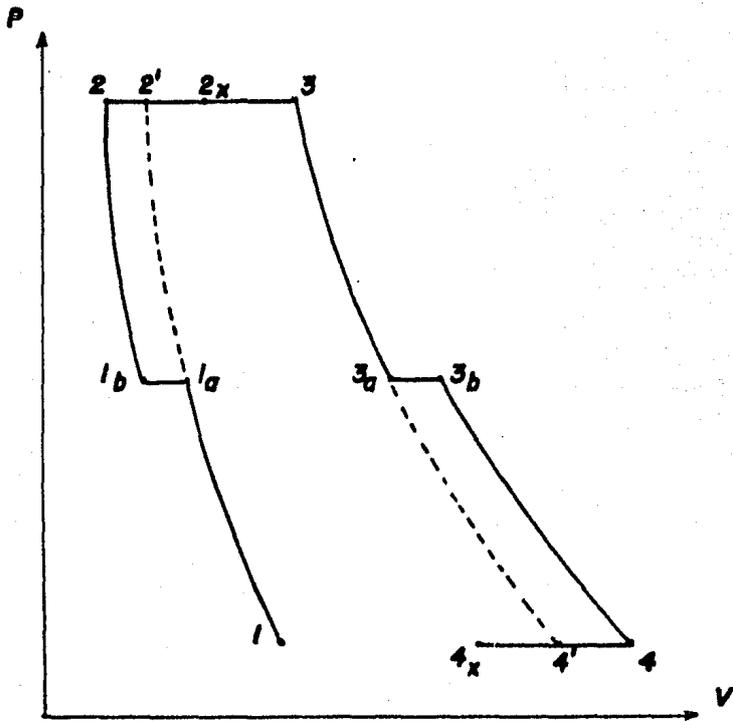
RECALENTAMIENTO.- Es un proceso que consiste en aumentar la temperatura de los gases parcialmente dilatados en una de las diferentes secciones de la turbina, esto se logra quemando más combustible y aunque parezca que el suministro de energía se hace muy grande, se obtienen ganancias todavía más grandes, ya que el trabajo de la turbina crece y la temperatura de los gases aumenta favoreciendo la regeneración.

Los refinamientos citados, pueden hacerse aislada o conjuntamente, llegando a producir eficiencias de hasta 30%, con lo cual este tipo de Plantas pueden competir con las ya mencionadas.

El diagrama de flujo de una Planta que opera con un ciclo Brayton abierto, regenerativo con enfriamiento intermedio y con recalentamiento, se muestra a continuación, en la Fig. II.7., y el ciclo térmico correspondiente a esta Fig. representado ahora en un diagrama P-V queda como se muestra en la Fig. II.8.



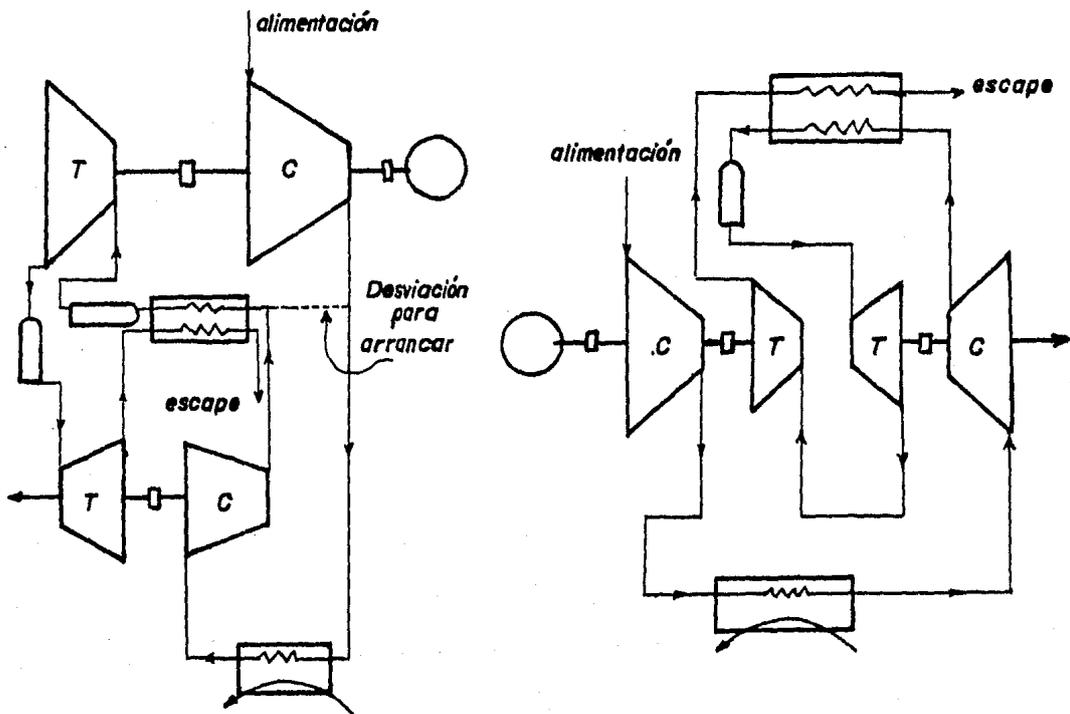
(Fig. II.7.)



(Fig. II.8.)

El ciclo básico sencillo para la relación de preseions P_2/P_1 sería 1, 2', 3, 4'. El Area encerrada representa en el diagrama P-V el trabajo neto obtenido con este ciclo para un suministro de calor representado con el proceso 2'-3. Pero con los refinamientos acondicionados, el trabajo neto obtenido es mayor porque el Area 1-2-3-4 es más grande que 1-2'-3-4' y como el efecto de la combustión 2x-3 más 3a-3b es menor que el realizado en el ciclo básico por 2'-3, entonces se obtiene una mayor eficiencia. Ahora bien, es ventajoso disponer de un sistema lo más seccionado que se pueda, es decir, no disponer los equipos interconectados todos entre sí, ya que para el caso de variaciones de carga resulta más conveniente y más fácil de controlar un sistema con dos ejes y además, para el arranque se tiene una disminución de la potencia requerida del motor auxiliar, ya que no moverá a todo el sistema sino sólo a una parte, la cual va a depender del arreglo que se tenga.

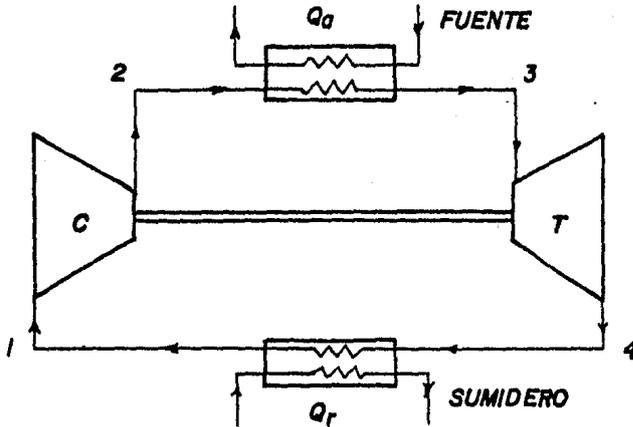
A continuación se muestran algunos de los principales arreglos de Plantas con dos ejes y con compresores y turbinas de varias etapas



(Fig. II.9.)

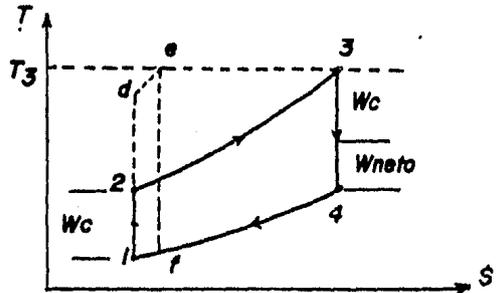
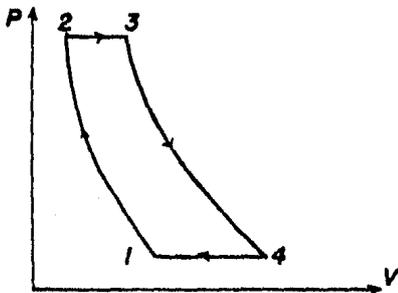
CICLO CERRADO.- Supongamos ahora que el combuster utilizado en el proceso de suministro de calor durante el desarrollo del ciclo abierto es sustituido por un cambiador de calor y admitamos que la cantidad de calor añadida a la sustancia de trabajo es igual a la cantidad de calor que se desprende de la combustión y también consideramos que el gas expulsado por la turbina pasa también por el cambiador donde se retira energía a éste hasta llevarlo a alcanzar las condiciones representativas del estado inicial, es decir, el estado en que se encontraba el gas a la entrada del compresor.

Al ser enfriado el gas en este intercambiador (sumidero) el gas comienza otra vez a ser sometido a los diferentes procesos que conforman el ciclo que en esta ocasión y por lo antes mencionado, será cerrado.



(Fig. II.10.)

Si el fluido de trabajo es una masa constante de aire, entonces se tratará con un ciclo de aire estándar representado en los diagramas P-V y T-S como se ilustra a continuación.



(Fig. II.11.)

Como se ilustra en la figura anterior, en el ciclo ideal la compresión 1-2 y la expansión 3-4 son isentrópica y el suministro de calor 2-3 y el rechazo de calor 4-1 son dos procesos a presión constante, por lo tanto, si admitimos que el calor específico del aire se mantiene constante, al final tenemos:

$$Q_A = h_3 - h_2 = \int c_p dT = c_{p2-3} (T_3 - T_2)$$

$$Q_R = h_1 - h_4 = \int c_p dT = c_{p4-1} (T_1 - T_4)$$

Para simplificar el análisis: $c_{p2-3} = c_{p4-1} = c_p$

∴ $W = Q_A + Q_R = h_3 - h_2 + h_1 - h_4$, ya que Q_R tiene signo negativo.

$$W = c_p (T_3 - T_2) + c_p (T_1 - T_4)$$

Si definimos la eficiencia del ciclo como:

$$\eta = \frac{W}{Q_A} = \frac{h_3 - h_2 + h_1 - h_4}{h_3 - h_2} = 1 + \frac{h_1 - h_4}{h_3 - h_2} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2}$$

como: $h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1)$ y $h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$

Obtenemos:

$$\eta = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad \dots(\text{II.e.})$$

Esta expresión nos determina el rendimiento térmico del ciclo y, como se puede observar, se podrá tener un mayor rendimiento a medida que la temperatura de entrada a la turbina se haga más grande (T_3) y la temperatura de escape de ésta (T_4), más pequeña.

Esta ecuación puede disponerse en diversas formas significativas, por ejemplo, si utilizamos la definición de relación de presiones $r_p = p_2/p_1$ y la relación entre P y T para un proceso isentrópico tenemos:

$$P_1/(T_1)^{k/(k-1)} = P_2/(T_2)^{k/(k-1)} \quad \therefore \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (r_p)^{(k-1)/k}$$

y también:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = (r_p)^{(k-1)/k}$$

Concluimos:

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} \quad \text{para } k = \text{cte.}$$

Reordenando tenemos:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_3}{T_2} \quad \text{y} \quad \frac{T_4}{T_1} - 1 = \frac{T_3}{T_2} - 1$$
$$\frac{T_4 - T_1}{T_1} = \frac{T_3 - T_2}{T_2}; \quad \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_4}{T_3}$$

Sustituyendo en la ecuación (II.e.)

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = \frac{T_3 - T_4}{T_3} \quad \dots(\text{II.f.})$$

En la ecuación II.f. se puede apreciar más claramente como aumenta el rendimiento al incrementar T_3 y T_2 y al disminuir T_4 ó T_1 .

Por otra parte sí:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} = (r_k)^{k-1}$$

Donde $r_k = V_1/V_2 =$ Relación de compresión, tenemos entonces que:

$$\eta = 1 - \frac{1}{T_2/T_1} = 1 - \frac{1}{(r_k)^{k-1}} \quad \dots(\text{II.g.})$$

$$\eta = 1 - \frac{1}{T_2/T_1} = 1 - \frac{1}{(r_p)^{(k-1)/k}} \quad \dots(\text{II.h.})$$

Un análisis cuidadoso de las dos últimas expresiones obtenidas, nos sugiere que el rendimiento posible de obtener será mayor cuando la relación de compresión (r_k) crece y también cuando la relación de presiones (r_p) aumenta.

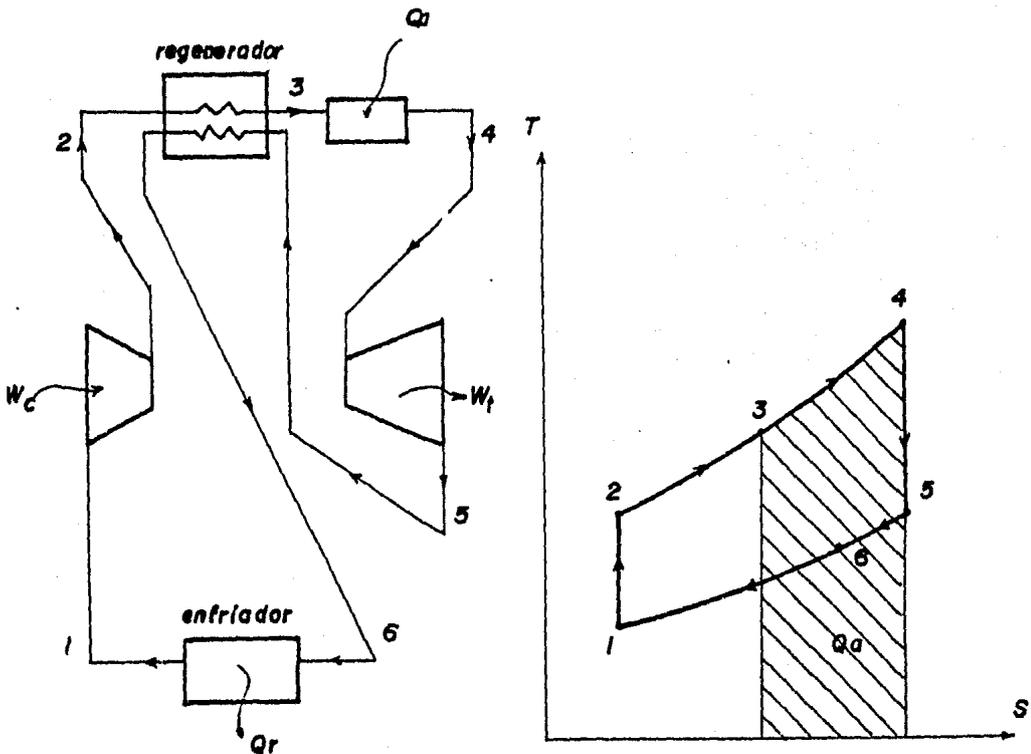
Al observar detenidamente la ecuación II.f., podría confundirse con el rendimiento obtenido operando con un ciclo de Carnot, pero ésta no corresponde, porque para un ciclo de Carnot operando entre los mismos límites de temperatura, la eficiencia está dada por:

$$\eta_{\text{CARNOT}} = \frac{T_3 - T_1}{T_3}$$

En el diagrama T-S mostrado anteriormente, sea el ciclo considerado l-d-e-f, en el que la relación de compresión (l-d) es grande y el rendimiento del ciclo tiende al Carnot (si d-e es muy pequeño, el calor se suministra a $T = \text{Cte.}$), es fácil ver que el trabajo neto efectuado tiende a cero.

Como es lógico pensar, en la realidad el rendimiento será menor al obtenido por cualquiera de las expresiones anteriores, ya que en éstas se consideraron solo circunstancias especiales, pero, para fines de aumento en el rendimiento mediante soluciones prácticas, existen los arreglos ya mencionados en los ciclos abiertos y que para este tipo de sistemas cerrados también proporcionan grandes ventajas, nos estamos refiriendo a la regeneración, recalentamiento y enfriamiento intermedio ya descritos.

En el proceso de regeneración, el gas de salida de la turbina se utiliza para precalentar el gas procedente del compresor y en consecuencia se reducirá la cantidad de energía requerida en el calentador. Con un regenerador (Intercambiador de calor) a contracorriente es posible, en teoría, calentar el gas desde el estado 2 hasta la temperatura correspondiente al estado 5 mediante la transferencia de energía por medio de calor (figura II.12)

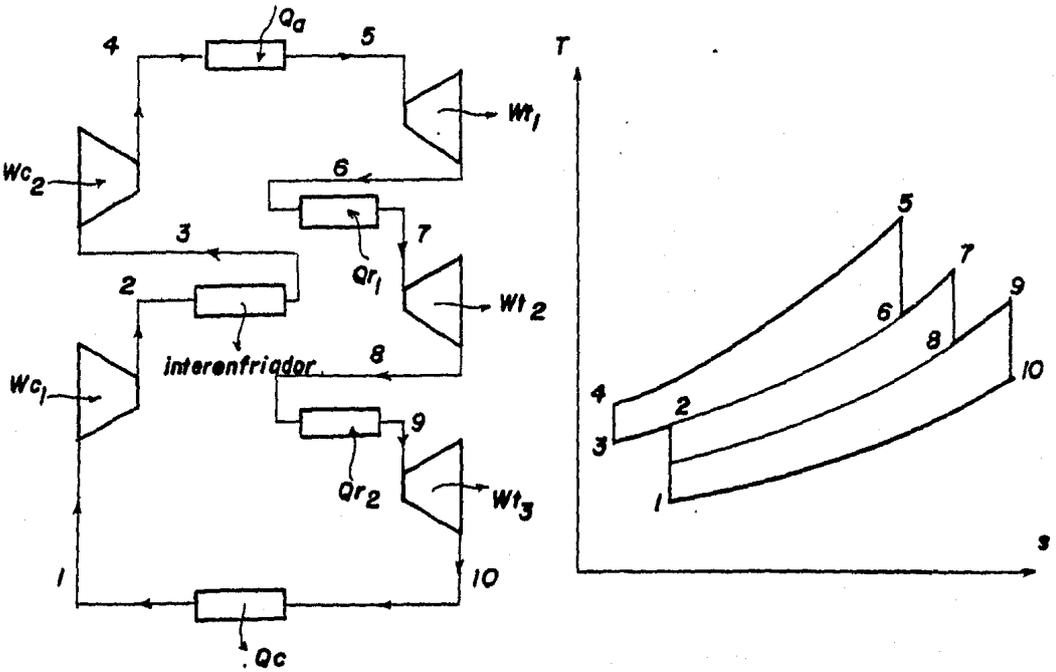


(Fig. II.12.)

Esto a su vez provocaría un enfriamiento de los gases de escape de la turbina hasta alcanzar la temperatura del estado 2, pero requeriríamos un calentador enorme, es decir, es muy poco factible de realizar todo este proceso tal cual; sin embargo, en la actualidad se construyen ya calentadores con eficiencias de hasta 95%.

La máxima regeneración posible, como puede observarse en el diagrama T-S de la figura II.12., se podría lograr con relaciones de presión bajas ya que en este caso la diferencia de temperaturas entre T2 y T5 sería menor, por lo que en el ciclo Brayton con regeneración se obtiene la máxima eficiencia cuando las relaciones de presión son mínimas.

En las grandes centrales eléctricas que utilizan turbinas de gas, se sirven en ocasiones, del interenfriamiento y el recalentamiento. En la figura II.13. se muestra un sistema con una sola etapa de interenfriamiento y dos de recalentamiento.



(Fig. II.13.)

Como se aprecia en la figura, el interenfriamiento entre las etapas del compresor reduce el trabajo requerido por éste. A medida que aumenta el número de etapas de interenfriamiento, el trabajo requerido para dicha compresión se acerca al mínimo representado por la compresión isotérmica. En forma similar, el recalentamiento entre las etapas de la turbina incrementa el trabajo de salida para una relación determinada de entrada y salida de la temperatura y presión. En consecuencia el trabajo de salida obtenido aumenta ya sea por recalentamiento o por interenfriamiento. Sin embargo, la eficiencia de un ciclo Brayton de este tipo no mejora e incluso puede ser menor a la obtenida con un ciclo simple de Brayton, ya que se suministra mucha energía en forma de calor.

Este sistema de recalentamiento e interenfriamiento se utiliza principalmente para aumentar el potencial de regeneración al elevar la temperatura a la salida de la turbina y disminuir la de la salida de las etapas de compresión. Por lo tanto, estos dos procesos se utilizan, generalmente, conjuntamente con el de regeneración.

A pesar de que los sistemas que operan exclusivamente con gas tienen teóricamente ciertas desventajas, como se verá posteriormente, comparados con los que involucran un cambio de fase del medio operante en el transcurso de su funcionamiento, presentan en la práctica ciertas ventajas:

1. Arranque rápido a plena carga.- El sistema energético de vapor requiere hasta de 24 horas para alcanzar su potencia total desde el arranque en frío.
2. El consumo de agua las favorece.
3. Presentan menos vibración que los motores de combustión interna.
4. La relación potencia-peso aumenta.

A las ventajas expuestas se debe, básicamente, la utilización de Plantas de este tipo principalmente para cubrir las variaciones de la demanda que no puedan ser cubiertas por las unidades generadoras que utilizan vapor.

Plantas termoeléctricas como las de Salamanca, la del Valle de México y la de Dos Bocas, Veracruz, que incluso operan con ciclo combinado,

utilizan las turbinas de gas para el aporte de potencia necesario.

En la actualidad la potencia instalada en el país correspondiente a las turbinas de gas asciende a 2822 MW.

II.1.3. PLANTAS GENERADORAS POR COMBUSTION EXTERNA (CICLO DE VAPOR).

Como hemos podido apreciar, los dos anteriores medios descritos para la generación de energía eléctrica producen buenos resultados, y de hecho son bastante aplicables para solucionar ciertos problemas de demanda con mucha aceptación, pero nunca llegarán a ocupar el lugar de importancia que actualmente poseen las Plantas Termoeléctricas que utilizan el vapor de agua como medio operante (sustancia del trabajo) del ciclo térmico.

Este tipo de Plantas se clasifican como de combustión externa, ya que a diferencia de los motores Diesel y las turbinas de gas, los gases resultantes de la combustión de una sustancia (combustible) no son los que se someten al ciclo térmico para la obtención de trabajo, sino que, son utilizados para ceder energía por medio de calor al agua y que ésta sea la que realice la función de ser sometida a diferentes procesos, necesarios para la obtención de trabajo útil.

Ahora bien, hemos mencionado al agua como medio operante y realmente esta función la podría realizar aún una sustancia gaseosa cediéndole a ésta, calor por medio de la alta temperatura a la que se encuentran los gases producto de la combustión de otra sustancia, pero como ya se ha apreciado y como se demostrará posteriormente con más detalle, el trabajo requerido para el proceso de compresión, indispensable para el ciclo, es muy grande y, por lo tanto, el rendimiento de operación disminuye, sin embargo, con la utilización del agua se aprovechan dos características que resultan ventajosas, éstas son, su punto de ebullición y de condensación a presiones y temperaturas moderadas.

El ciclo más elemental al que es sometida el agua mostrará los elementos básicos e indispensables que componen una Planta termoeléctrica. Este ciclo se inicia en el generador de vapor, dispositivo que se encarga de suministrar al agua la energía necesaria para, en primera instancia, elevarle la temperatura y posteriormente cambiarla de fase líquida a vapor. El vapor obtenido pasa ahora a un motor o turbina donde se expansionará produ-

ciendo por este cambio de volumen un trabajo que es posible utilizar, es decir, es aquí donde la energía que posee la sustancia de trabajo es transformada en trabajo mecánico.

El vapor que se descarga por el motor o turbina es fácilmente condensable, operación que se realiza en el condensador; a la salida de éste, se conecta una bomba para regresar el agua condensada al interior del generador de vapor, para lo cual la bomba utiliza parte del trabajo mecánico entregado por la turbina, produciéndose de esta manera un ciclo cerrado.

El ciclo termodinámico que realiza la sustancia de trabajo se define como "una sucesión de procesos termodinámicos que sufre un fluido vaporizable, por medio de los cuales se produce trabajo mecánico de la energía térmica y después de esta conversión, el fluido vuelve a su estado inicial listo para comenzar otro ciclo".

Es importante señalar ahora, antes de profundizar en el análisis de los sistemas reales de generación de potencia por medio de vapor, algunos de los criterios a considerar para la selección del medio operante y que dan como resultado al agua como la sustancia óptima de operación.

El Medio Operante debe de poseer:

1. Bajas presiones de saturación a temperaturas máximas para reducir al mínimo la presión en el recipiente (caldera) y los costos de tubería.
2. Presiones poco menor a la atmosférica para una temperatura de condensación dada, a fin de eliminar los problemas de filtraciones de aire.
3. Las líneas de presión en el diagrama h-s deben diverger rápidamente para reducir al mínimo la energía requerida por la bomba y mejorar las condiciones en el recalentamiento.
4. Un valor elevado de la entalpía de vaporización con el fin de reducir al mínimo el flujo de masa para una potencia de salida dada.
5. Debe de poseer aspectos no degradantes, es decir, no corrosivos ni incrustantes.
6. Debe de poseer rasgos no peligrosos, no tóxico ni inflamable.
7. Se deberá poder disponer de él en cantidades abundantes a bajo costo.

8. Debe ser estable químicamente a las máximas temperaturas de trabajo.

9. Debe disminuir considerablemente su volumen al condensarse.

Es evidente que el agua satisface los incisos 3, 4, 6, 7, 8 y 9, y aunque existen sustancias con propiedades suficientes para satisfacer correctamente y en mejor forma los demás incisos, el agua es el fluido predominante en las Plantas de Generación de Energía.

Para dar una idea general acerca de la importancia que actualmente tienen los sistemas de generación de potencia que utilizan la combustión externa y al agua como medio operante, podemos mencionar que a finales de 1983 existían 87 centrales termoeléctricas en nuestro país. De estas 87 centrales en las cuales se engloban también las que utilizan turbinas de gas y motores de combustión interna, 34 son Plantas Termoeléctricas que trabajan con el vapor de agua, dando como resultado una capacidad de generación instalada de 10053 MW de donde si descontamos también la capacidad debida a las Plantas Carboeléctricas y Geotermoeléctricas, quedando sólo las Plantas Termoeléctricas que utilizan combustibles fósiles y las que trabajan con ciclo combinado, tendremos una capacidad instalada de 9548 MW, lo que nos representa el 52% de la capacidad de generación total instalada en el país.

Debido a esos resultados, se entiende el porqué de la importancia de analizar y estudiar cuidadosamente el funcionamiento, diseño y perfeccionamiento de los procesos, sistemas y elementos que componen, o mejor dicho, que son necesarios para el mejor funcionamiento de estas Plantas.

II.1.4. PLANTAS TERMOELECTRICAS OPERADAS POR CICLOS COMBINADOS.

Generalmente se han usado modificaciones del ciclo básico de vapor, con la finalidad de alcanzar la mayor economía de operación con la mejor eficiencia posible.

El recalentamiento y la regeneración son dos de los recursos que se combinan fácilmente con el propósito mencionado y en términos generales podemos decir que la tendencia es la de aumentar la diferencia de temperatura entre la salida del sobrecalentador y la entrada al condensador, para lo cual se podría pensar, por ejemplo, en un aumento del grado de recalenta-

miento, lo que traería como consecuencia lógica una mayor inversión en recalentadores. Otra solución podría ser el aumento de presión en la caldera, pero esto a su vez requeriría de una construcción más pesada y costosa de caldera, tuberías y turbina, además, como se sabe, a mayor presión mayor temperatura y provocaríamos entonces debilidad en el metal para resistir esfuerzos de tensión.

Además de las alternativas descritas se plantea también la opción de disminuir la presión en el condensador, pero esto, debido al gran aumento en el volumen específico del vapor por la baja presión, traería como consecuencia la necesidad de construir un condensador más grande del cual se requeriría también mejor calidad para evitar las infiltraciones de aire y gases no condensables en el agua de alimentación.

Ahora bien, analizando teóricamente los ciclos térmicos, se observa que en las Centrales de Vapor se manejan dos fluidos principales: una mezcla en combustión para el generador de vapor, y vapor para su expansión en una turbina.

Con el desarrollo de ciclos con presiones supercríticas y los incrementos de temperatura hasta límites prácticos, se observa que las mejoras del ciclo por el lado del vapor se puede decir que no existen o que son mínimas. Como consecuencia, la parte del ciclo donde pueden conseguirse mejoras es en el lado del aire-combustible.

En el caso de la turbina de gas, el factor determinante que afecta grandemente la eficiencia del ciclo de operación, es la gran cantidad de energía que se envía a la atmósfera en los gases de escape de la misma. Para la turbina de vapor el punto de pérdida importante, es el calor que se disipa en el condensador, es decir, en el agua de circulación, y de aquí a la atmósfera.

Al combinar ambos ciclos, parte de la energía calorífica que se enviará a la atmósfera en los gases de escape del turbogas, se aprovechan para producir vapor en un generador de vapor para usarse como fluido de trabajo en una turbina de vapor. Esta combinación mejora enormemente la eficiencia de los ciclos.

En México actualmente se cuenta con 5 Plantas Generadoras que ope-

ran con este ciclo combinado de generación, es decir, con un arreglo gas-vapor, dichas Plantas son:

<u>C E N T R A L</u>	<u>POTENCIA INSTALADA (MW)</u>
Dos Bocas (Veracruz)	360
Huiralá	252
Gómez Palacio (Durango)	180
Francisco Pérez Tíos (Hidalgo)	278
El Sauz	<u>153</u>
	1223 (Datos 1983)

La capacidad de generación instalada en Plantas de este tipo representaba para 1983 el 6.7% del total instalado en ese año.

A continuación se da la descripción general del acoplamiento, funcionamiento y características principales de la Central Generadora Gómez Palacio para que se tenga presente la forma real de interacción entre los dos ciclos de generación.

La Central está integrada por dos turbinas de gas con capacidad nominal de 85 MW cada una, dos unidades recuperadoras de calor generadoras de vapor a las cuales se les proporciona calor adicional mediante quemadores que se encuentran dentro del ducto de gases, una turbina de vapor y un condensador axial.

Las tres unidades motrices se acoplan a sus respectivos generadores enfriados por cierto con hidrógeno y cuyo estator gira a 3600 RPM.

Siguiendo la trayectoria de los diferentes fluidos el sistema se comporta de la siguiente manera:

El aire ambiente es aspirado por el compresor comprimiéndolo a 9.8 kg/cm^2 , de ahí se mezcla con combustible y se enciende, los gases de la combustión se expanden en la turbina de gas que produce trabajo aprovechado para la generación de energía eléctrica, los gases de escape a alta temperatura se hacen pasar por el recuperador generador donde ceden gran parte de su energía para producir vapor, después de este punto el ciclo de vapor sigue su comportamiento normal como tal y los gases de escape del recuperador generador son aprovechados al máximo por medio de un economizador.

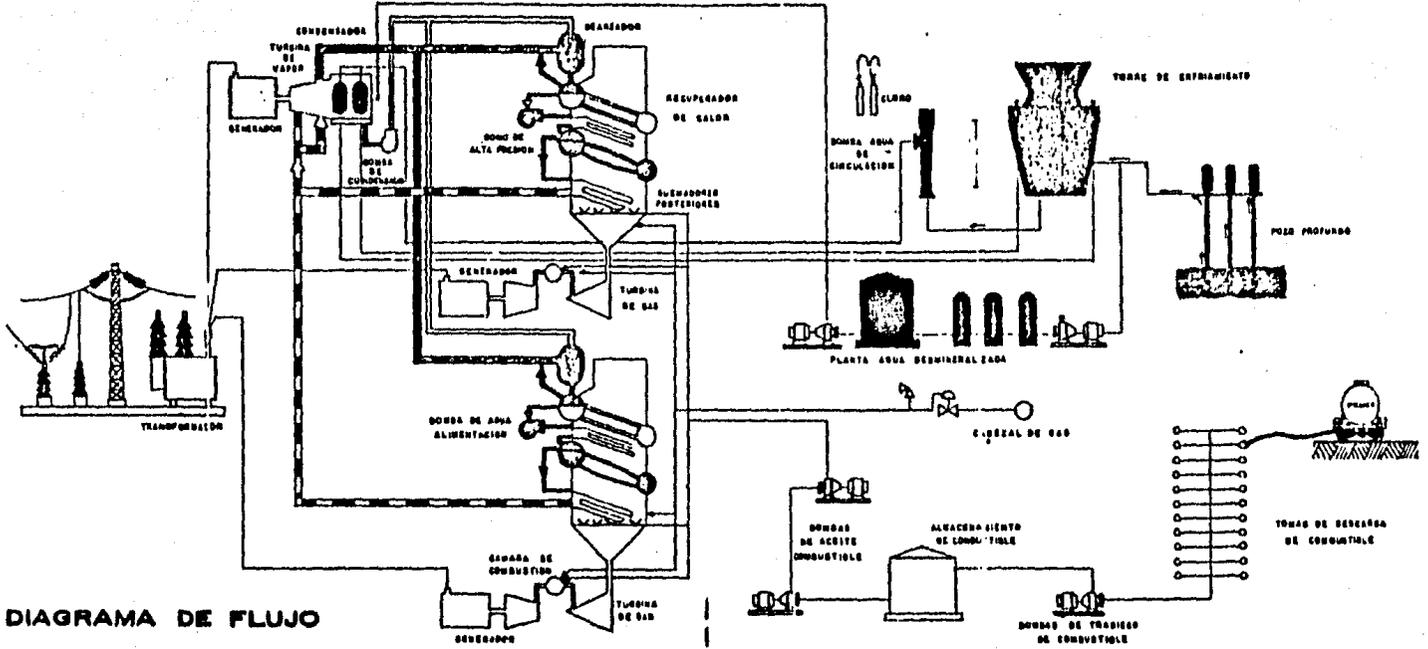


DIAGRAMA DE FLUJO

CENTRAL GENERADORA GOMEZ PALACIO

II.1.5. PLANTAS NUCLEOELECTRICAS

Uno de los proyectos más importantes que actualmente desarrolla el Sector Eléctrico Nacional es el de La Planta Nucleoeléctrica de Laguna Verde, Veracruz. Pese a las dificultades que el proyecto ha encontrado, se espera que esta planta sea la primera que en México utilice combustible nuclear, generando entre sus dos unidades, una capacidad de un millón 300 mil KW, lo que representará el 8% de toda la energía eléctrica que entonces se produzca en el país.

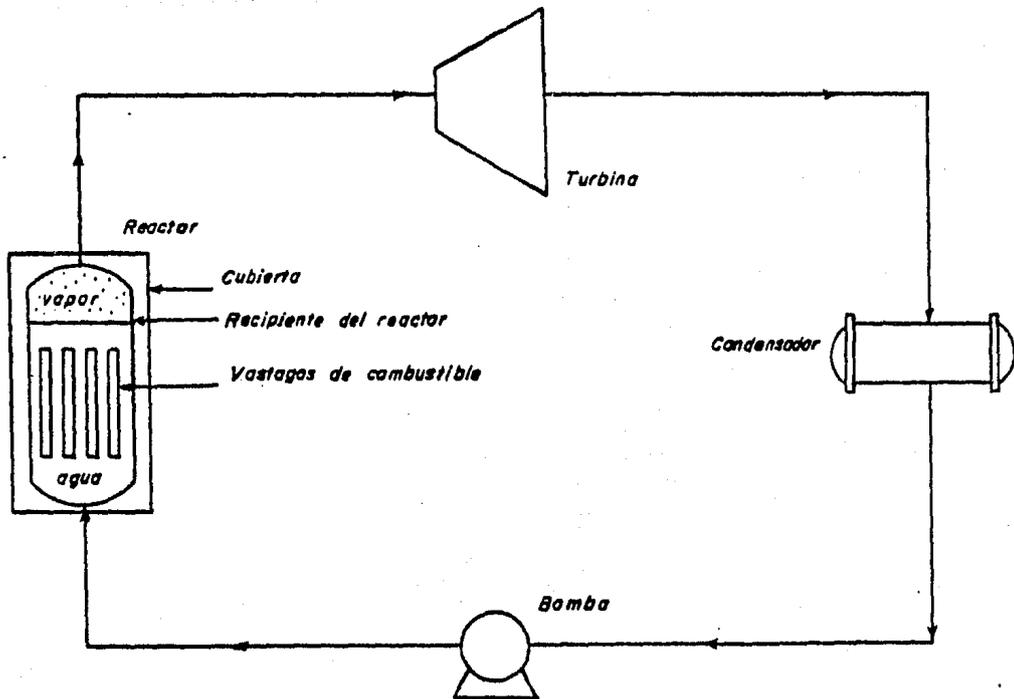
Como es sabido, los países altamente industrializados, deben el suministro de la mayor parte de energía eléctrica a la utilización de Plantas Nucleoeléctricas, lo que habla del alto nivel tecnológico que ha de tenerse para el empleo de las mismas.

La utilización de calor en la producción de electricidad a partir de combustibles fósiles (carbón, petróleo, gas) tiene un proceso muy similar al de una Planta Nuclear, a excepción de que la caldera es sustituida por el reactor, y el combustible es uranio. La energía liberada por la fisión del átomo del combustible nuclear, proporciona una nueva fuente de calor que reduce la contaminación atmosférica (los residuos de la fisión quedan en el reactor hasta que son retirados, y el agua usada para enfriamiento circula por separado, sin entrar en contacto con materiales radioactivos), produce más energía eléctrica a menor costo potencial (1/2 kilogramo de uranio del tamaño de un limón, tiene el mismo potencial de energía de 150 toneladas de carbón, equivalentes a 25 furgones de ferrocarril llenos, aproximadamente) y conserva las reservas de carbón, petróleo y gas.

En esencia, una Planta Nucleoeléctrica funciona como se muestra en el esquema de la (Figura II.14).

Como podrá observarse, el reactor es la parte distintiva y la más importante de la planta por lo que el propósito de esta sección, es dar una descripción general de los reactores nucleares utilizados en la operación de las plantas nucleoeléctricas, y sus especificaciones básicas, debido al gran desarrollo que estas plantas están teniendo en el mundo entero.

El tipo de reactores a que nos referimos, son llamados "reactores nucleares comerciales", atendiendo a su disponibilidad en el mercado comer-



(Fig. II.14)

cial de los países que actualmente los fabrican, como son U.S.A., U.R.S.S., Alemania, Canadá, Inglaterra, Francia, Japón y Suecia. Tales reactores se dividen en las siguientes variedades:

- Reactores de agua ligera (LWR), que a su vez pueden ser reactores de agua presurizada (PWR) o reactores de agua hirviente (BWR).
- Reactores de agua pesada (HWR), particularmente el construido en Canadá (CANDU).

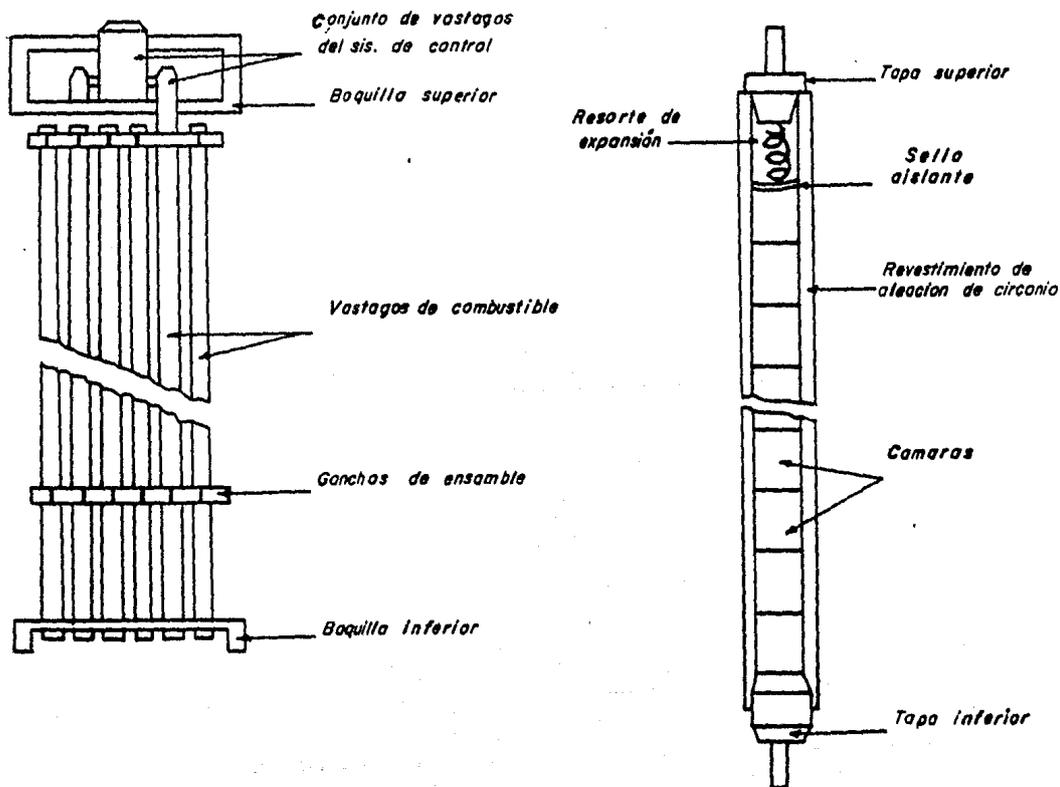
Existen otros tipos de reactores comerciales llamados "convertidores" ya que producen material fisionable (^{239}Pu ó ^{235}U) a partir de materia les fértiles (enriquecidos de uranio).

La gran mayoría de los reactores nucleares utilizados actualmente (y aún de los que están en construcción) para la generación de energía eléctrica, son reactores de agua ligera, y de éstos, una mayor parte, reactores de agua presurizada.

REACTORES DE AGUA LIGERA (LWR):

1. REACTORES DE AGUA PRESURIZADA (PWR)

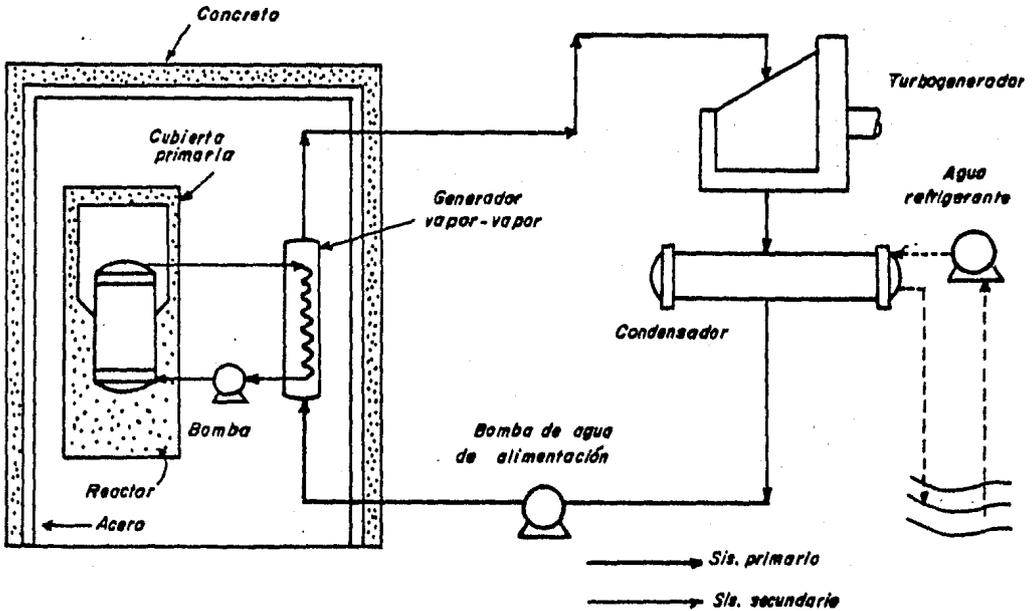
El elemento principal del reactor lo constituye el conjunto de vástagos o pernos en los que se inyecta el material combustible (dióxido de uranio UO_2) en cámaras cilíndricas de aproximadamente 0.5" de diámetro por 0.5" de altura, a lo largo de dichos vástagos (de aproximadamente 12 pies de longitud). En estas cámaras se lleva a cabo la reacción en cadena bajo una atmósfera de gas helio (que se inyecta también en las cámaras). Los vástagos de combustible están recubiertos de circonio y se ensamblan en arreglos cuadrados de 15 x 15 en una matriz sin cubierta exterior, sujetos por pequeños ganchos y boquillas en la parte superior e inferior, como se muestra en la siguiente figura:



(Fig. II.15)

Como la estructura es abierta, permite el flujo del agua refrigerante para generación de vapor vertical y horizontalmente a través del "panal" que forman los vástagos.

El agua refrigerante entra al reactor a través de boquillas ubicadas en la parte superior, y desciende entre la pared exterior del reactor (cuerpo) y una segunda pared que forma una especie de barril entre el elemento principal y el cuerpo del reactor. Al llegar a la parte inferior, el agua fluye hacia arriba a través del elemento principal (conjunto de vástagos de combustible) y sale del reactor nuevamente por la parte superior de éste hacia el generador vapor-vapor. De aquí, el refrigerante se recircula hacia el elemento principal del reactor mediante bombas. El circuito mencionado, constituye el sistema primario de enfriamiento, y los elementos que lo conforman, se ubican dentro de una estructura de seguridad hecha de acero en la parte interior y de concreto en el exterior. El sistema secundario lo comprende el trayecto del vapor procedente del generador vapor-vapor hacia el turbogenerador (saliendo de la estructura), después de lo cual es condensado y regresado a los generadores de vapor mediante bombas de alimentación.

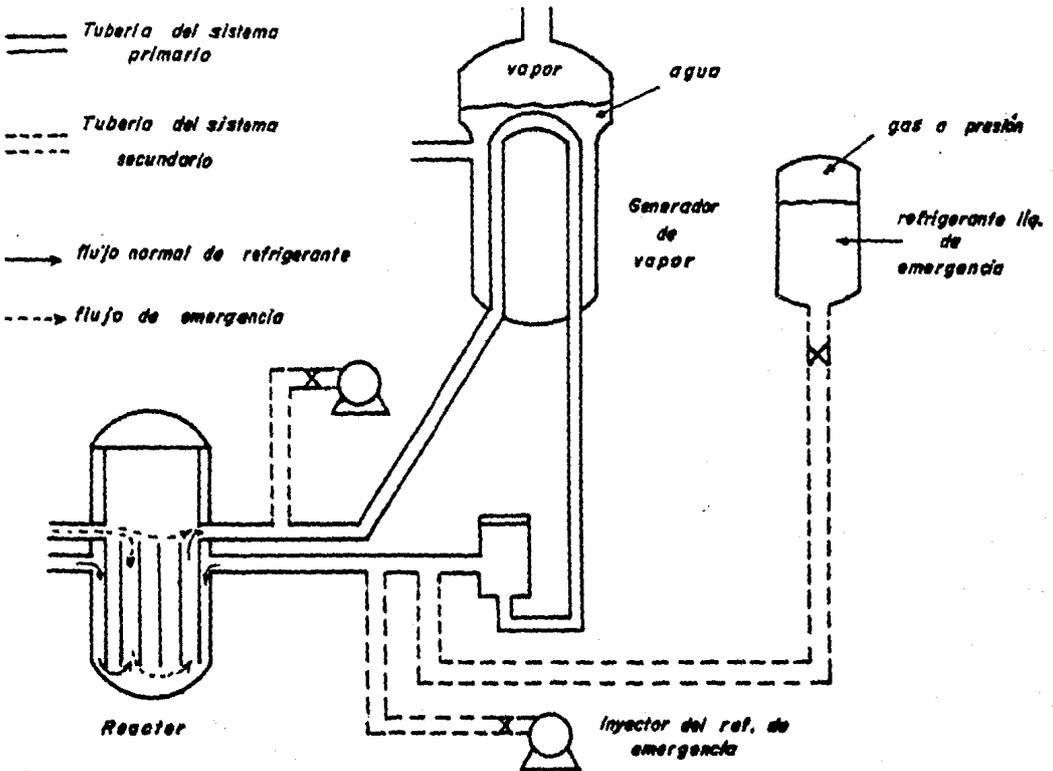


(Fig. II.16)

La temperatura del agua durante la operación del reactor, es de aproximadamente 315°C. (600°F.), la cual mantiene la cubierta de los vástagos de combustible a una temperatura ligeramente menor de 371°C.(700°F.).

En el caso de que el flujo de agua refrigerante hacia el reactor se interrumpa o disminuya, se cuenta con un sistema de inyección de emergencia que provee enfriamiento continuo al elemento principal del reactor. Este sistema de enfriamiento de emergencia, también se encuentra dentro de la estructura de contención acero-concreto, la cual está acondicionada para minimizar la cantidad de radioactividad que pudiera escaparse en caso de escurrimiento del combustible.

La siguiente figura muestra la disposición del sistema de enfriamiento de emergencia al reactor y del sistema primario de enfriamiento:



(Fig. II.17)

El sistema de enfriamiento de emergencia opera mediante válvulas check que abren tan pronto como la presión del sistema primario de enfriamiento baje de 1,000 psi (7 MPa). Cada reactor cuenta con dos o mas unidades refrigerantes de emergencia, conteniendo cerca de 1,000 ft³ (28 m³) de líquido por unidad.

Los reactores de agua presurizada cuentan con diversos sistemas auxiliares para su mejor funcionamiento, que proveen servicios básicos, como son enfriamiento de componentes específicos, suministro de potencia, y los principales que son:

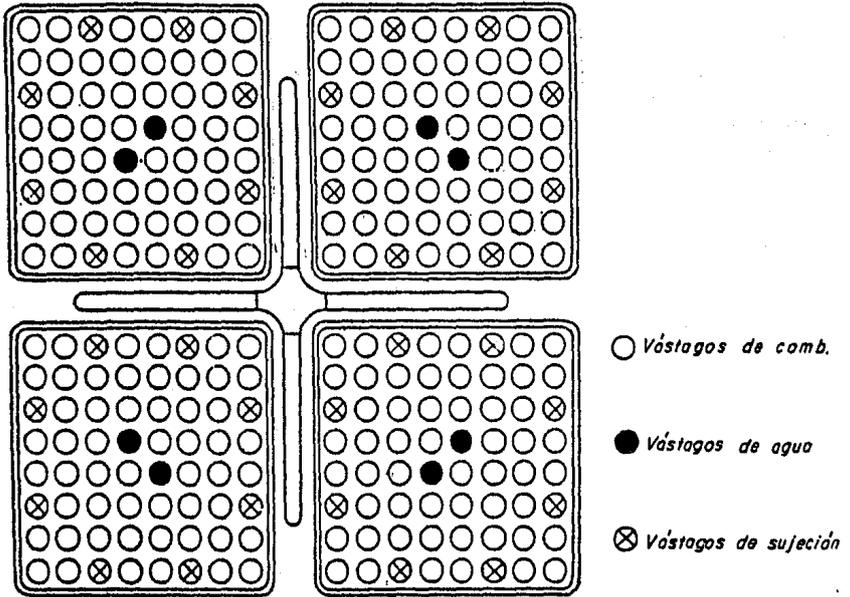
- Sistema de control químico y volumen del agua que se suministra al sistema primario de enfriamiento. Reduce la concentración de agentes corrosivos y desechos de la fisión nuclear, mediante la acción de ácido bórico, desmineralizadores y tanques de control de volumen.
- Sistema de eliminación de calor residual, que funciona cuando el reactor deja de operar. Inicialmente, el calor es absorbido por el generador de vapor, y posteriormente, la carga térmica residual es eliminada por este sistema, descargándola directamente al condensador sin pasar por la turbina.

2. REACTORES DE AGUA HIRVIENTE (BWR)

La característica distintiva de este tipo de reactores, es el cuerpo o carcasa de los mismos, el cual sirve como recipiente de ebullición del sistema nuclear de suministro de vapor. Al fluir el agua a través del conjunto de vástagos de combustible (elemento principal del reactor), se genera el vapor que moverá al turbogenerador (después de pasar por dispositivos de secado de vapor, que también son parte del reactor) para ser posteriormente condensado y regresado al reactor como agua de alimentación.

La constitución de cada vástago de combustible es muy similar a la descrita para los reactores de agua presurizada y son ensamblados en un arreglo llamado cruciforme, como se ilustra en la (Figura II.18).

Los pernos de sujeción funcionan también como espaciadores, y los de agua (pernos con agua en lugar de UO₂) actúan como moderadores dentro del arreglo.

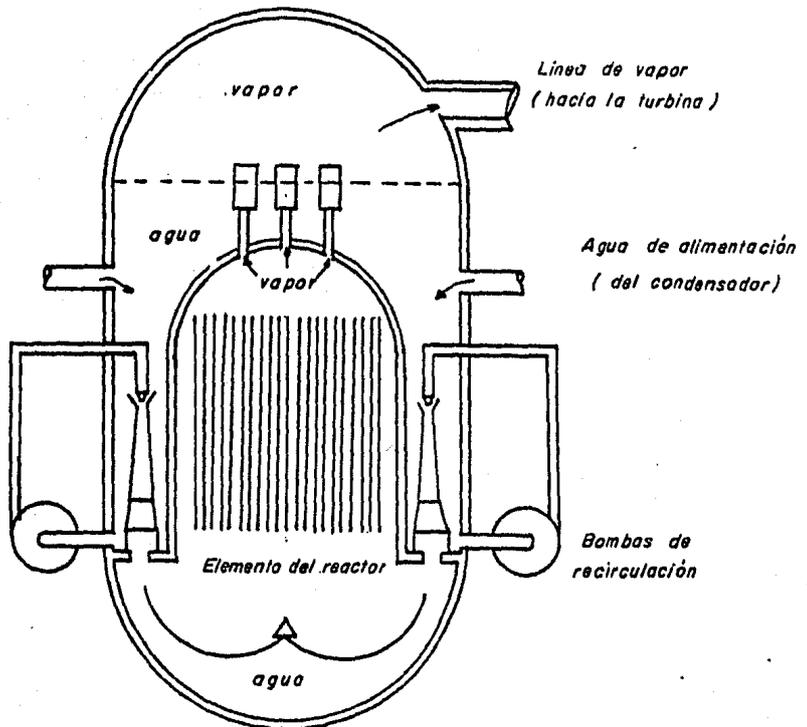


(Fig. II.18)

El sistema del reactor de agua hirviente se mantiene a una presión de 1000 psi (7MPa) aproximadamente, a la cual el agua hierve a una temperatura de 545°F. (285°C.). Por supuesto, no toda el agua que pasa a través del elemento principal del reactor es vaporizada. Sólo un 13% de esta agua sale como vapor del reactor, el resto es recirculada hacia la parte inferior del mismo mediante bombas, pasando por el espacio existente entre el cuerpo y el conjunto de vástagos de combustible, para fluir nuevamente a través de éstos, como se muestra en la (Figura II.19).

El elemento principal del reactor genera un promedio de 51 KW/litro de combustible, con un rango de flujo de agua refrigerante de 105×10^6 lb/hr (13 Mg/s), alimentada del condensador a una temperatura aproximada de 191°C. (376°F.).

Al igual que los demás tipos de reactores enfriados por agua, los reactores de agua hirviente, poseen sistemas de control químico y volumen de agua, de rechazo de calor residual y de filtración y desalojo de impurezas, productos corrosivos y deshechos de la fisión.



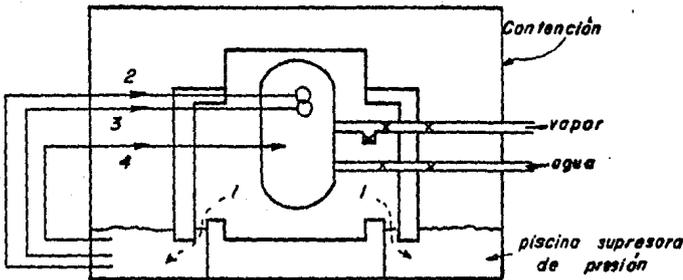
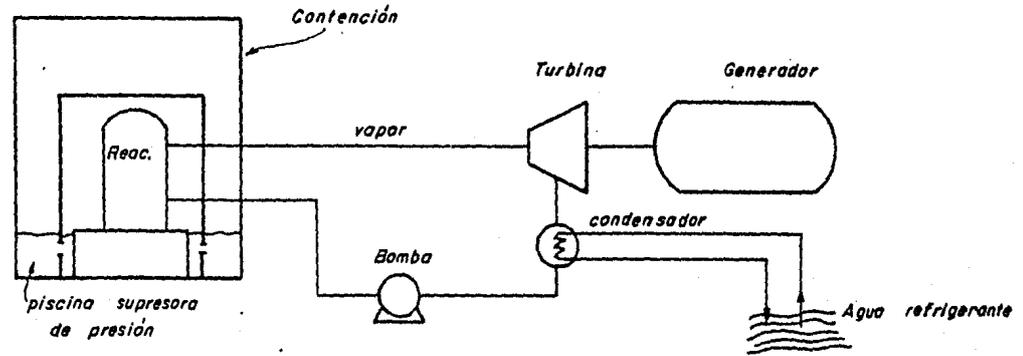
(Fig. II.19)

Otra característica distintiva de los reactores de agua hirviente es la piscina supresora de presión, que forma parte del sistema de enfriamiento de emergencia. Esta piscina es parte integral de la estructura de contención del reactor y conecta con el interior del compartimiento donde se encuentra el reactor por medio de canales horizontales. En caso de fallar el sistema primario de enfriamiento, el aumento de presión por generación excesiva de vapor, será controlado por la piscina al condensar el vapor sobregenerado.

El reactor en su totalidad, incluyendo la piscina reductora de presión, se encuentra protegido por una carcasa de acero que impide la fuga de radiación y es capaz de soportar las altas temperaturas y presiones que pudieran surgir en caso de accidente por pérdida de agua refrigerante al reactor.

El espacio existente entre esta carcasa de acero y la contención del reactor, se mantiene a una presión negativa, lo cual actúa como un colector de radioactividad en condiciones de accidente. La atmósfera de este

espacio es filtrada para eliminar materiales radioactivos en suspensión.



- (1) Sobrepresión hacia la piscina
- (2) Atomización de alta presión
- (3) " " " baja "
- (4) Inyección de refrigerante

(Fig. II.20 y II.20a.)

REACTORES DE AGUA PESADA (HWR) O TIPO CANDU:

Esta clase de reactores, son esencialmente reactores de agua pre-saturada, con la distinción, por supuesto, de emplear agua pesada como moderador, circulando a través de canales individuales entre los pernos de combustible del alma del reactor.

Como puede observarse en la Figura II.21, el agua pesada que circula por los canales del reactor, produce vapor a partir de agua ordinaria en los generadores de vapor, el cual hará funcionar el turbogenerador. En la misma figura se muestran dos de los cientos de canales que existen entre los pernos de combustible. Estos pernos, a su vez, se ensamblan en aire

Los de 37 generalmente, formando un conjunto de racimos llamado Calandria.

El agua moderadora posee su propio sistema de enfriamiento (que incluye dos bombas y dos intercambiadores de calor) y mantienen a la misma a una temperatura de 70°C. (160°F.) aproximadamente, y a una presión cercana a la atmosférica, por lo que no requiere recipiente de presión. El agua pesada que sirve de enfriamiento al agua moderadora, circula a través de tubos a una presión de aproximadamente 1,500 psi (10 MPa) alcanzando temperaturas de 310°C. (590°F.) sin alcanzar el punto de ebullición a esa presión.

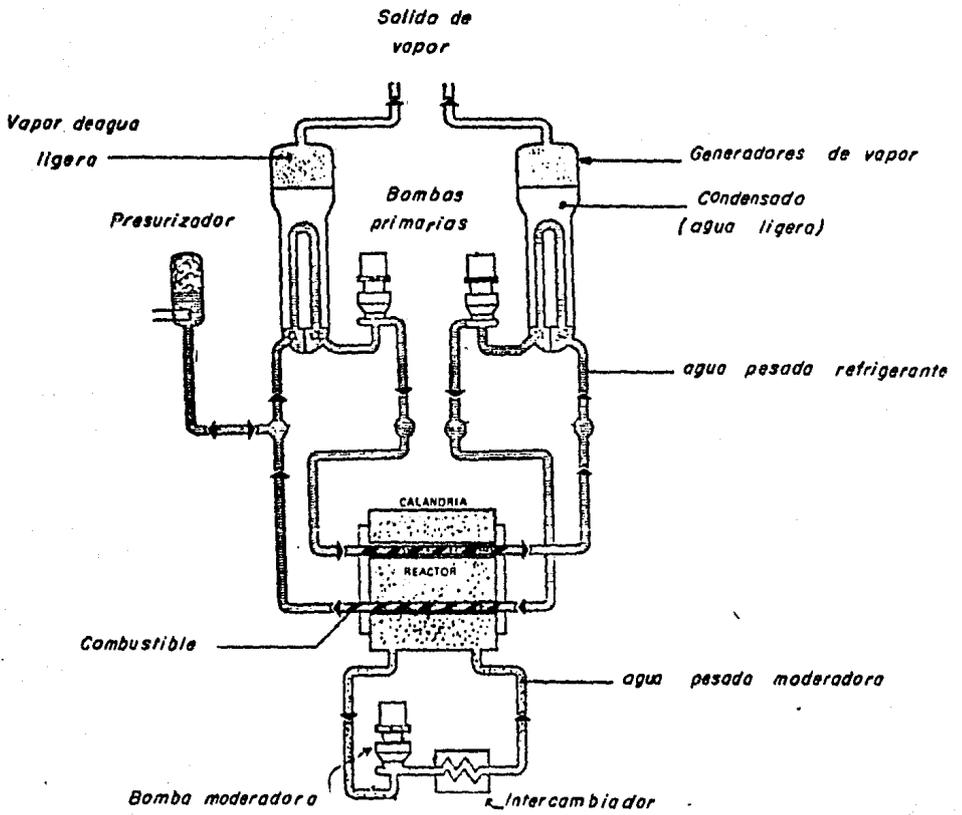
El sistema primario de enfriamiento es relativamente simple: el agua de enfriamiento proveniente de la bomba primaria pasa a través de tomas de distribución hacia los tubos individuales, circulando por el reactor, después por las tomas a los generadores de vapor y por tubos en "U" a través de éstos, y de aquí, hacia la bomba primaria. El rango de flujo es de cerca de 60 millones de libras por hora (7.6 Mg/s).

El flujo de enfriamiento secundario es de agua ligera, y como en cualquier Planta, este vapor es el que mueve a la turbina, se condensa y es recirculado a los generadores de vapor como agua de alimentación.

La eficiencia térmica de los sistemas CANDU es de aproximadamente 29%, significativamente menor a la mayoría de las Plantas Nucleoeléctricas.

El combustible empleado en los reactores tipo CANDU es similar al de los reactores de agua ligera (LWR) sin embargo, el uranio de los reactores de agua pesada contiene únicamente la concentración natural de ^{235}U , 0.7%.

Los sistemas auxiliares y de seguridad de los reactores CANDU, son similares también a los utilizados en los reactores de agua presurizada, salvo las diferencias requeridas por tener separados al sistema moderador y al de enfriamiento.



(Fig. II.21)

II.2. EL CICLO TERMODINAMICO:

En las Plantas Generadoras de Electricidad, el objetivo principal, como se ha venido mencionando, es el de convertir la energía interna de las moléculas de combustibles compuestos por hidrocarburos, y en la actualidad la energía atómica de algunas sustancias, para producir energía mecánica aprovechable y generar así energía eléctrica.

Esta energía disponible en los combustibles ya sea fósiles (hidrocarburos) o atómicos, será recogida y aprovechada por la sustancia de trabajo, la cual nos entregará la potencia requerida al ser sometida a los procesos y en los dispositivos ya mencionados.

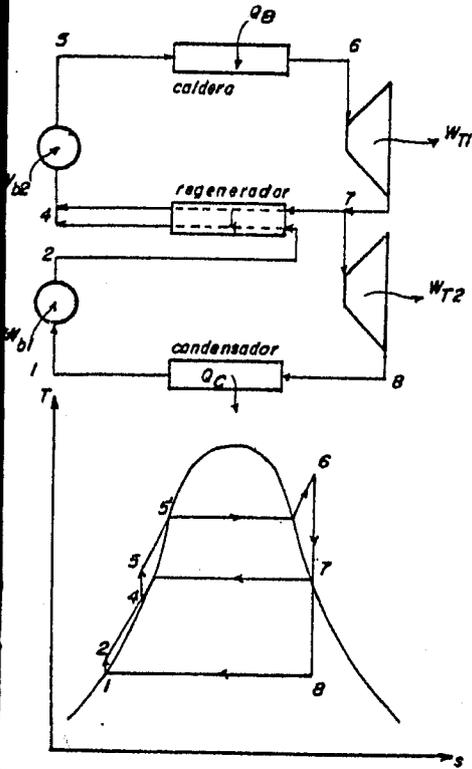
Es obvio que las Plantas Termoeléctricas actuales no operan con un ciclo tan sencillo como el descrito, pero los cuatro procesos (2 isobáricos y 2 adiabáticos) que conforman el ciclo Rankine mas elemental, son la base para todas las modificaciones que de éste se puedan obtener.

Si analizamos un poco más detenidamente este ciclo, podremos apreciar cómo se logran las mejoras, en cuanto a eficiencia se refiere, en el funcionamiento integral de los equipos que conforman una Planta Termoeléctrica. Analicemos primero la turbina; si ésta opera en un intervalo amplio de presión, la variación de las densidades internas puede ser enorme, para solucionar este problema las turbinas actuales se construyen en etapas múltiples que operan con intervalos más reducidos de presión, inclusive, cada etapa se puede fabricar por separado, pero en cada una de ellas se obtendrá aproximadamente la misma potencia. Otro problema que se presenta en la turbina es la formación de gotas de agua líquida, las cuales debido a la gran energía cinética que poseen pueden, y de hecho se presenta este caso en la realidad, erosionar los álabes de ésta. Este problema se presenta cuando la presión en el condensador es demasiado baja, provocando que la expansión del vapor en los últimos pasos de la turbina sea tal que exista una cantidad de agua líquida presente en el vapor. La solución a esta inconveniencia, no es aumentar la presión en el condensador ya que conviene expandir lo más posible el vapor en la turbina para obtener de él, el máximo de trabajo por transformación de su energía de presión en energía cinética, lo que se hace actualmente es sobrecalentar el vapor ya sea dentro de la misma caldera o mediante un intercambiador de calor separado y con ello conseguir un aumento

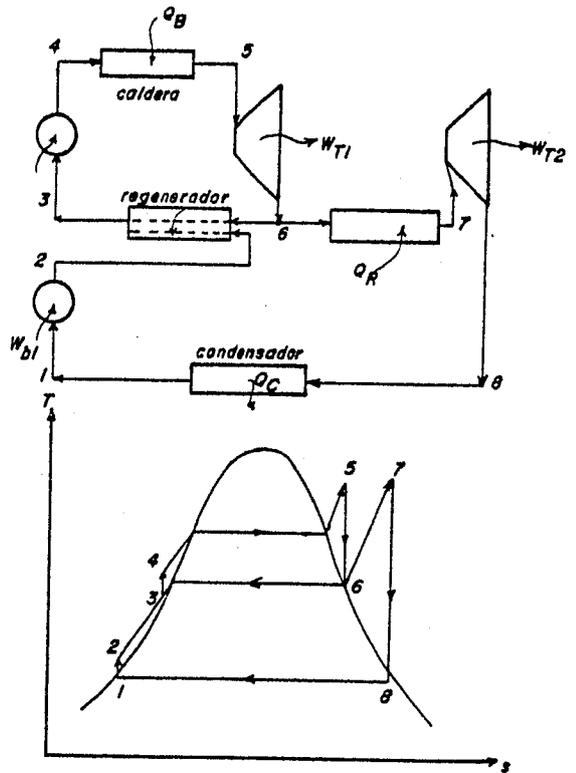
de la temperatura del vapor, a presión constante, a la entrada de la turbina.

Otra modificación del ciclo Rankine que normalmente se emplea en las Plantas Termoeléctricas es el recalentamiento. El vapor que sale de la primera etapa de la turbina se recalienta antes de ser inyectado a la siguiente etapa, lo cual proporciona un mayor cambio de entalpía en toda la turbina; esto trae como consecuencia un aumento de la potencia obtenida, pero la eficiencia de todo el ciclo aumentará o disminuirá dependiendo de la temperatura y presión del recalentamiento. Las grandes centrales eléctricas utilizan una o dos etapas de recalentamiento, cada una de ellas aumentando la eficiencia una cantidad pequeña, que podría ser insignificante, pero se ha observado que con aumentos de eficiencia de un sólo punto se logra gran economía, sobre todo en el consumo de combustible.

Una de las modificaciones más importantes es la regeneración, o sea el aprovechamiento de parte de la energía del vapor para calentar el agua de alimentación a la caldera. Esto se logra extrayendo vapor parcialmente expandido en diferentes zonas de cada una de las etapas de la turbina, la energía transferida por este fluido se suministra en forma de calor al líquido de baja temperatura que sale de la bomba de condensados o de la bomba principal de agua de alimentación, dependiendo de la presión y temperatura del vapor extraído. De esta manera, la única energía que se debe suministrar al agua por medio externo, es decir, la liberada por el combustible, será casi únicamente la suficiente para cambiar de fase al agua líquida a una presión determinada (proceso 5' a 6 de la Fig. II.21a). Con el recalentamiento se necesita suministrar calor para lograr, por una parte, el recalentamiento y por otra el cambio de fase de la sustancia de trabajo, se gana en potencia obtenida en la turbina y a pesar que parte de este trabajo es utilizado para mover las bombas de agua de alimentación, la relación entre trabajo neto obtenido y calor total suministrado crece debido a que el trabajo requerido para bombear el agua es muy pequeño comparado con la ganancia de trabajo en la turbina. Este aspecto es uno de los más importantes para que se dé en la actualidad gran importancia a las Plantas Generadoras con ciclo de vapor.



(Fig. II.21a)

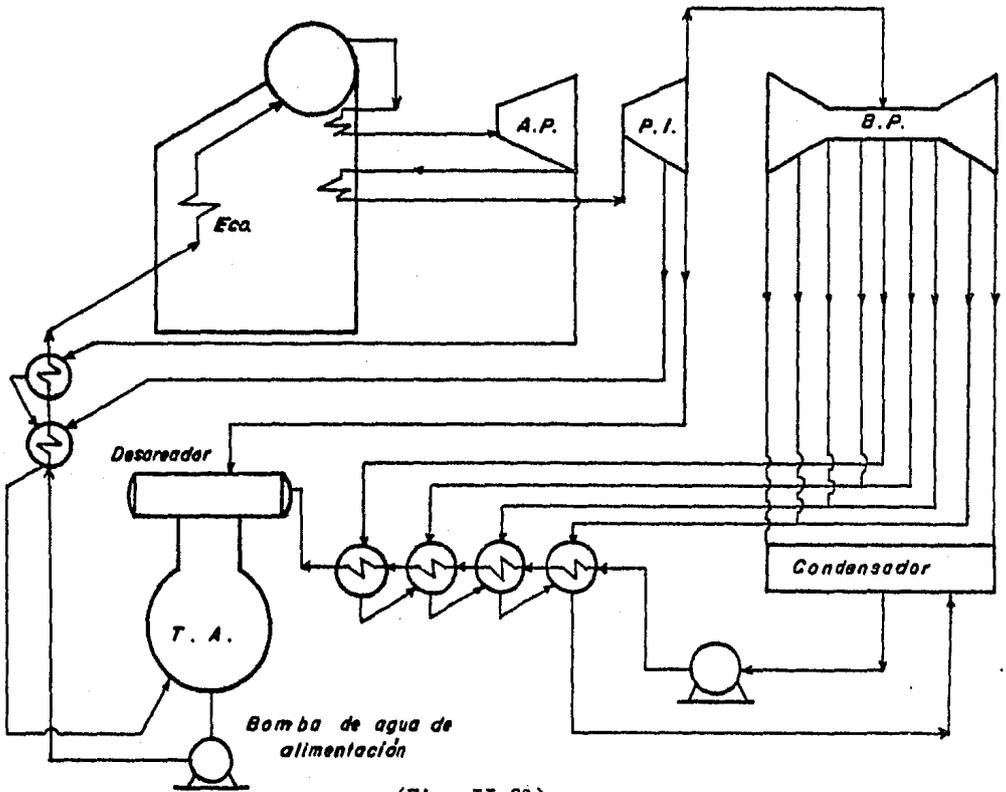


(Fig. II.21b)

Hay que hacer notar que existen dos tipos de regeneradores: el cerrado y el abierto, en este último, el vapor extraído se mezcla directamente con el líquido que pasa por el intercambiador.

Ahora bien, nos podríamos preguntar cual es el número de extracciones necesarias para hacer al sistema lo más eficiente que fuese posible, y la respuesta a este cuestionamiento es que se necesitarían todas las extracciones posibles, ya que con cualquier paso de regeneración la eficiencia del ciclo siempre se verá beneficiada y lo que restringe aquí el grado de regeneración es el aspecto económico relacionado con la potencia generada. Así, por ejemplo, una Planta Generadora de 300 MW aprovecha el calentamiento con vapor obtenido de 6 extracciones, 2 de alta presión y 4 de baja, refiriéndose la alta o baja presión a la que posee el agua de alimentación y no la zona de extracción del vapor.

El arreglo general del ciclo del vapor en una Planta de este tipo se muestra en la (Figura II.22).



(Fig. II.22)

De igual manera, para Plantas de 150 MW se pueden tener 2 calentadores de alta presión y 2 de baja más el deareador y para Plantas de 84 MW se tienen usualmente un calentador de alta presión y uno de baja.

En teoría, si se pudiera utilizar un número infinito de etapas de extracción y regeneración, el suministro externo de calor se realizaría a una sola temperatura y como el intercambio de calor en el condensador es también a temperatura constante, el funcionamiento del sistema sería como una máquina de Carnot en donde obtendríamos por lo tanto la máxima eficiencia posible de alcanzar.

Analizando ahora el generador de vapor, podemos decir que no existen en la actualidad generadores con eficiencias de aprovechamiento de energía igual al 100%, es decir, parte de la energía del combustible será desperdiciada (aproximadamente del 5 al 10%) y para evitar esto al máximo posible, existen economizadores que calientan el agua de alimentación y precalentadores de aire que utilizan también la temperatura de los gases de la com-

bustión a la salida del generador para precalentar el aire requerido para la combustión, lográndose así un mejor aprovechamiento de la energía disponible y liberada por el combustible.

La complejidad con que en la realidad se llevaría a cabo cada uno de los procesos mencionados, hace necesario el estudio de las Plantas Termo-eléctricas por sistemas independientes e interconectados entre sí ya que una modificación como el recalentamiento o la regeneración implica variaciones en el comportamiento y características de trabajo de todos y cada uno de los elementos que integran el ciclo así como de las sustancias involucradas en él, es decir, vapor, agua y combustible.

II.3. PRINCIPALES SISTEMAS DE UNA PLANTA TERMOELECTRICA.

II.3.1. SISTEMA DE VAPOR PRINCIPAL

El sistema de vapor principal, como su nombre lo sugiere, es el que promueve la generación de energía eléctrica, finalidad de la Planta.

La extensión del sistema, comprende desde la formación del vapor en el domo del generador de vapor, hasta el escape de la turbina de baja presión, pasando por el sobrecalentador, la turbina de alta presión, el recalentador, la turbina de presión intermedia, y por supuesto, la turbina de baja presión, como se ilustra en el diagrama de flujo de la Fig. II.23.

Durante su operación en el sistema de vapor principal, el vapor generado en el domo, pasa en seguida de éste, a través del sobrecalentador, resultando el vapor sobrecalentado seco, que hará funcionar a la turbina de alta presión. A la salida de la misma, el vapor regresa al generador de vapor para circular a través del calentador, en el que recuperará carga térmica antes de mover los álabes de las turbinas de presión intermedia y de baja presión.

El generador de vapor es la parte del equipo que más restringe la capacidad de la planta, ya que proporciona los parámetros iniciales del vapor que provocará el funcionamiento del turbogenerador. Estos parámetros son la temperatura y la presión del vapor a la entrada de la turbina y sus parámetros correspondientes a la salida de los generadores del vapor.

Las centrales eléctricas con turbinas de vapor que usan combustible orgánico emplean el vapor recalentado, cuyo estado se determina por la temperatura y la presión. La elevación de los parámetros iniciales de vapor, aumentando su capacidad de trabajo y la caída disponible de calor, es una de las fuentes principales de economía de combustible en las centrales eléctricas.

La eficacia energética de la elevación de la temperatura inicial del vapor se puede ilustrar en la expresión del rendimiento del ciclo de Carnot:

$$\eta_c = \frac{T_o - T_f}{T_o} = 1 - \frac{T_f}{T_o}$$

donde T_o y T_f son respectivamente, las temperaturas inicial y final del ciclo de Carnot con las cuales el calor se suministra al cuerpo de trabajo (va

por), y se extrae de él. La elevación de la temperatura inicial del vapor, que también es favorable en el ciclo Rankine, está limitada prácticamente por las propiedades de resistencia y tecnológicas de los metales, por su fiabilidad en el trabajo, por su encarecimiento con el aumento de la temperatura, particularmente al pasar de una clase de acero a otra más perfeccionada. Así, hasta 725°K se pueden emplear los aceros al carbono; hasta 825°K, los aceros de baja aleación de la clase perlítica; hasta 870 y 970°K, los aceros de las clases ferrítico-martensítica y austenítica, respectivamente. El paso de cada una de estas clases de acero a la siguiente, más resistente a altas temperaturas y al fuego, va acompañado de un aumento de 2 a 5 veces su precio.

La necesidad del paso de una clase de acero a otra, depende también de la presión del vapor.

La elevación de la presión inicial del vapor, como regla, contribuye al aumento del rendimiento del ciclo del vapor de agua. Es una excepción la zona circuncrítica de los estados del vapor, en la cual se puede observar una dependencia inversa: la disminución del rendimiento, con el aumento de la presión, tanto del vapor saturado, como la del vapor recalentado a la temperatura dada.

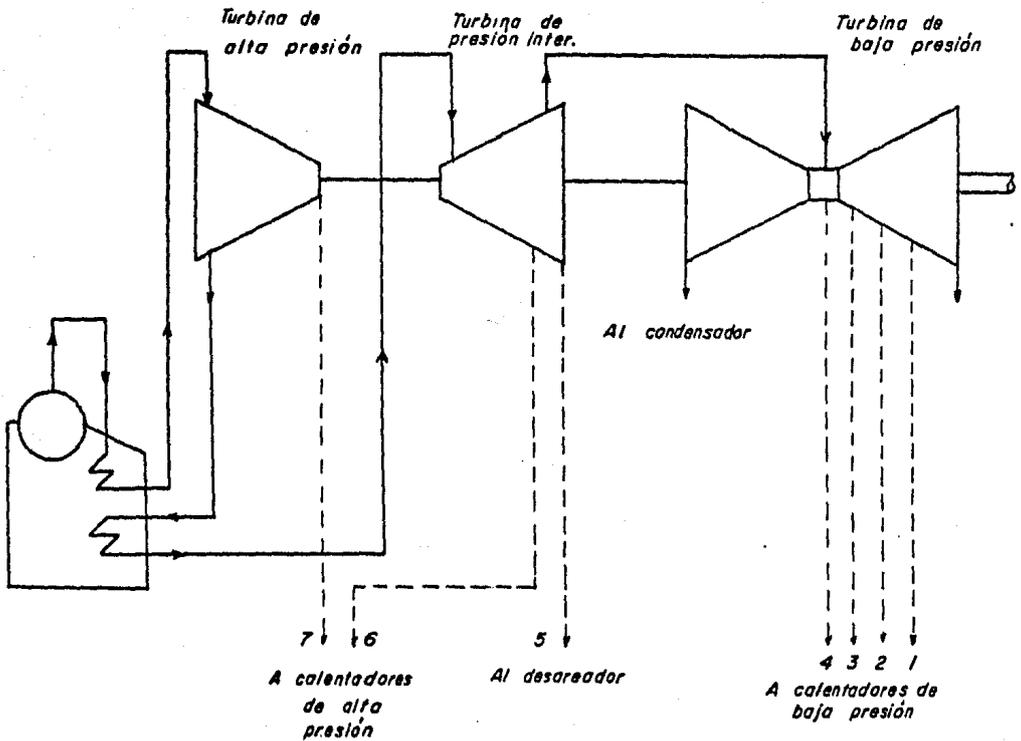
Lo más eficaz desde el punto de vista termodinámico, es el aumento simultáneo de la temperatura inicial y de la presión inicial del vapor.

El aumento de la densidad del vapor con la elevación de su presión, permite aumentar esencialmente su consumo en masa y el trabajo realizado por él en la turbina, que como sabemos, es una máquina en la cual, toda la caída de presión del vapor, se transforma en carga de velocidad de los álabes de la misma, y cuyas dimensiones están limitadas por las condiciones constructivas.

Al fluir el vapor a través de las turbinas, un paso en donde el álabe fijo cambia de dimensión, y el móvil sólo de posición, se llama paso de acción o impulso, como sucede en el paso Curtis de la turbina de alta presión. Si en los álabes se varía la velocidad, disminuyendo la separación entre éstos, el paso será de reacción. De esta manera, los pasos de acción producen gran potencia y los pasos de reacción son más eficientes, por lo que se combinan, y en las turbinas comerciales, conforme aumenta el número

de pasos, se tendrán características de mayor reacción.

Las extracciones que se indican en el diagrama de flujo del sistema de vapor principal de la Fig.II.23, son las que se efectúan en las plantas termoeléctricas de 300 MW o más, como las que operan en nuestro país.



(Fig.II.23)

II.3.2. SISTEMA DE CONDENSADO

Este sistema permite volver a su estado líquido, el vapor que abandona la turbina de baja presión, lo cual se logra circulando agua a través de los tubos que constituyen la superficie de enfriamiento del condensador principal. Dicho sistema se encarga también de enviar el condensado recibido en el pozo caliente del condensador, hasta el desaereador (desgasificador) mediante las bombas de condensado, y pasando después por las unidades pulidoras de condensado, el condensador de vapor de sellos, el condensador de los eyectores de aire, un enfriador de drenes y por los calentadores de agua de alimentación de baja presión. El paso del condensado a través de cada uno de estos equipos (a excepción de las pulidoras) incrementa gradualmente su temperatura, aumentando con esto el rendimiento del ciclo regenerativo de operación de la Planta.

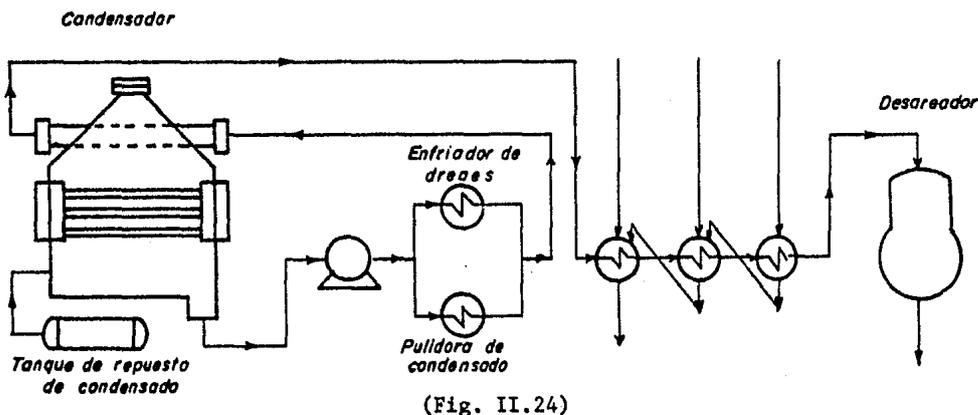
El almacenamiento y suministro del agua de repuesto al ciclo principal de la planta también es función del sistema de condensado, con lo que el alcance del mismo, comprende básicamente, desde el tanque de repuesto de condensado, hasta antes de las válvulas de control del desaereador.

En condiciones de operación normal, el vapor de escape de la turbina de baja presión, es vuelto a su fase líquida en el condensador principal, cuyo cuerpo se mantiene en condiciones de vacío provocando la succión del mayor volumen de vapor posible. El espacio disponible en el cuerpo del condensador, se maximiza mediante la operación de los eyectores de aire, que extraen los gases incondensables que pudieran ser absorbidos por el condensador.

Una vez que el vapor se ha condensado, éste se deposita en el pozo caliente del condensador, del cual toman succión las bombas de condensado. Las tuberías de descarga de estas bombas se unen en un cabezal común, del que se deriva una línea en donde se encuentra instalada una válvula de control que regula el nivel del pozo caliente, y en caso de que éste aumente demasiado, retornará el exceso de condensado al tanque de repuesto de condensado.

Los eyectores de aire utilizan para su funcionamiento, vapor procedente de una extracción del cabezal de vapor auxiliar primario, y el condensado resultante, se inyecta directamente al pozo caliente del condensador.

El paso siguiente del condensado, es a través del enfriador de drenes, cuya función es reducir la temperatura de los mismos para evitar que exista flasheo al entrar en contacto con los tubos del condensador. En seguida, el flujo de condensado circula por los calentadores de baja presión, y posteriormente, a través del desaereador, en donde se eliminan gases incondensables y el oxígeno que pudiera haber absorbido el sistema, o resultar de disociación molecular en el trayecto del condensado por las tuberías. Esto se logra poniendo en contacto el condensado con vapor procedente de la extracción No. 5 de la turbina,* elevando en consecuencia su temperatura. El desaereador es un calentador abierto a la atmósfera, y cuenta con un tanque de almacenamiento en su parte inferior, a donde se descarga el condensado, mismo que en este punto, cambia su denominación a "agua de alimentación".



II.3.3. SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACION.

La función del sistema es alimentar de agua al generador de vapor además de darle un precalentamiento a través de los calentadores de agua de alimentación de alta presión, los cuales utilizan vapor de extracción de la turbina. Este sistema también proporciona agua de atemperación al recalentador y sobrecalentador y comprende desde el desgasificador (desaereador) hasta la entrada al economizador.

La presión requerida por el ciclo es suministrada por las bombas de agua de alimentación, las cuales succionan el agua del tanque de almace-

* En plantas de 300 MW

namiento del desaereador, que se encuentra a una altura tal, que proporciona la carga neta positiva que requieren dichas bombas.

Como es fácil de suponer, la calidad del agua de alimentación debe evitar problemas de incrustación, corrosión, espuma, arrastre de vapor y fragilidad que afectan el buen funcionamiento de los equipos del sistema, principalmente del generador de vapor, en el que pudiera reducirse la capacidad de producir vapor de los tubos, o generar su calentamiento excesivo.

Estos trastornos son causados por las sales (carbonatos, sulfatos y cloruros de calcio, sodio y magnesio, y ocasionalmente, sales de hierro, aluminio y magnesio), gases disueltos (oxígeno y bióxido de carbono), y materias orgánicas en suspensión (alúmina y sílice en forma de lodo o limo, aguas negras y desperdicios industriales) que generalmente contienen las aguas naturales, lo que hará necesario su tratamiento mediante equipos de desaeración térmica, de filtración y de dosificación química, entre otros.

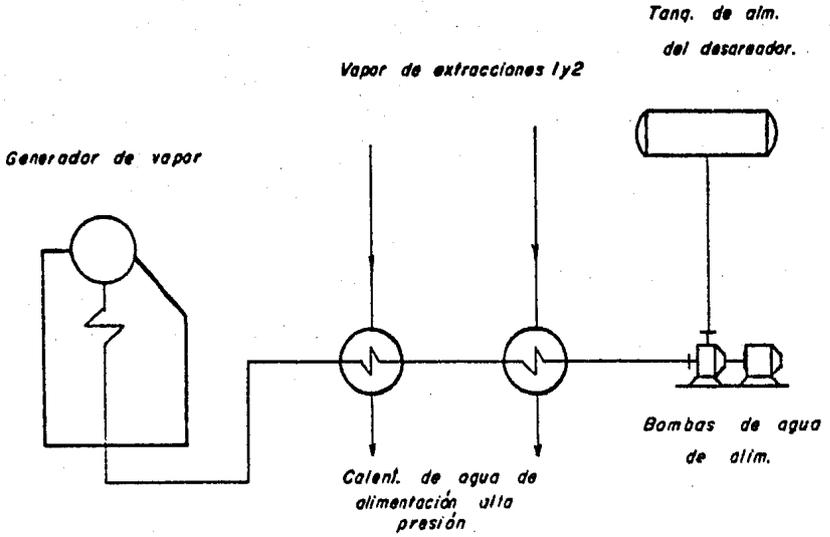
Otro aspecto importante que debe satisfacer el agua de alimentación a la caldera, es su calentamiento, que redituará una eficiencia térmica mayor del ciclo de operación de la Planta, dado que contribuye al ahorro de combustible, a la mejora de la eficiencia por calentamiento regenerativo, además de disminuir o eliminar los esfuerzos térmicos que pueden producirse en las superficies de la caldera por corrientes de agua fría, y aumentar la capacidad de vaporización por metro cuadrado de la misma.

En operación normal de la Planta, el sistema de agua de alimentación inicia su función una vez que el condensado se deposita en el tanque de almacenamiento del desaereador (condensado que ya ha sido precalentado en los calentadores de baja presión). Después de ser succionada por las bombas de agua de alimentación, el agua se descarga a un cabezal común, de donde pasará a los calentadores de alta presión, y de éstos, a la entrada del economizador.

Una derivación aguas abajo del cabezal de descarga, suministra el agua de atemperación al vapor sobrecalentado.

Como parte de los equipos auxiliares del sistema en cuestión, se cuenta con un cabezal común de inyección de agua de sellos para las bombas de agua de alimentación, proveniente de la descarga de las bombas de conden

sado.



(Fig. II.25)

II.3.4. SISTEMA DE AGUA DE CIRCULACION.

La función principal del sistema es proveer el rechazo de calor del ciclo de operación de la Planta, proceso que se realiza en el condensador principal, mediante el flujo del agua proveniente de la fuente disponible en la zona de ubicación de la Planta Termoeléctrica para tal fin.

En base a la naturaleza de la fuente que proporciona el agua de circulación, se denominan circuitos abiertos a las que utilizan el agua proveniente de lagos, ríos grandes y principalmente del mar, y se regresa a los mismos con un mínimo de recirculación. Si el agua se toma de un lago, la descarga se sitúa de manera que el agua caliente que sale del condensador haga el recorrido necesario suficiente para que se enfríe en el propio lago, antes de llegar nuevamente a la toma.

En la operación de los circuitos abiertos se requiere la utilización de materiales resistentes a la corrosión, como lo es el cobre para las tuberías y de esta manera se previenen los daños que pudieran causar los agentes corrosivos del agua.

Cuando el agua de circulación es escasa o muy cara, se utilizan torres de enfriamiento o estanques, también de enfriamiento, con lo que se constituye un circuito cerrado. En éste, el agua permanece totalmente dentro del sistema, salvo sus purgas y fugas por causas diversas, como filtraciones y evaporaciones, que se compensan con el agua de reposición que se añade conforme se necesita.

Los circuitos cerrados de agua de circulación hacen necesario el empleo de equipos de dosificación química, que contrarrestan las modificaciones que sufre el agua en su composición a través de su recorrido por el circuito.

La expresión termodinámica que nos presenta el flujo de calor recogido por el agua de circulación en el condensador, es la siguiente:

$$\dot{Q}_c = W_v(h_8 - h_1) + \sum W_d(h_d - h_1)$$

con: W_v - Flujo de vapor que entra al condensador

h_8, h_1 - Entalpías del vapor a la entrada y a la salida del condensador

W_d - Flujo de drenes que llegan al condensador provenientes de diver-

esos equipos, como eyectores, calentadores, ect.

hd - Entalpía de los mismos drenes al entrar al condensador.

El esquema en que se indica el proceso de condensado y el flujo de agua de circulación estará dado por la expresión:

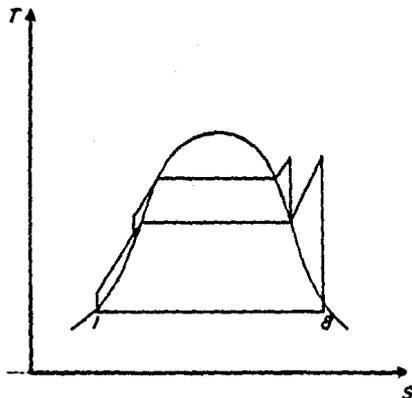
$$W_{ac} = \frac{\dot{Q}_c}{c \Delta t_c}$$

con: $\Delta t_c = t_1 - t_2$ = Diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del agua de circulación al condensador.

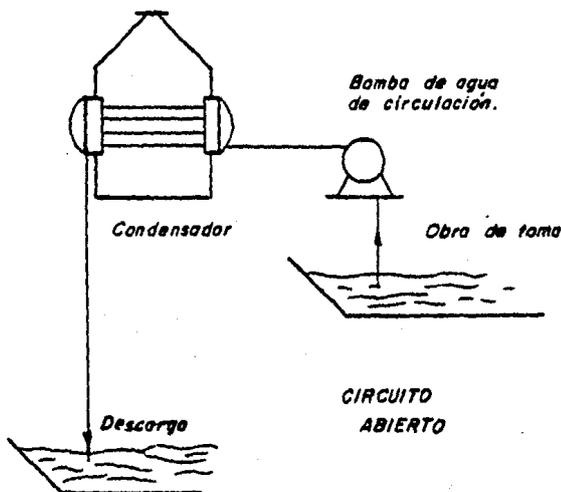
c = Calor específico del agua de circulación.

Este proceso de condensado se representa en el diagrama t - s de la figura II.26a. De esta manera los principales elementos del sistema de agua de circulación son:

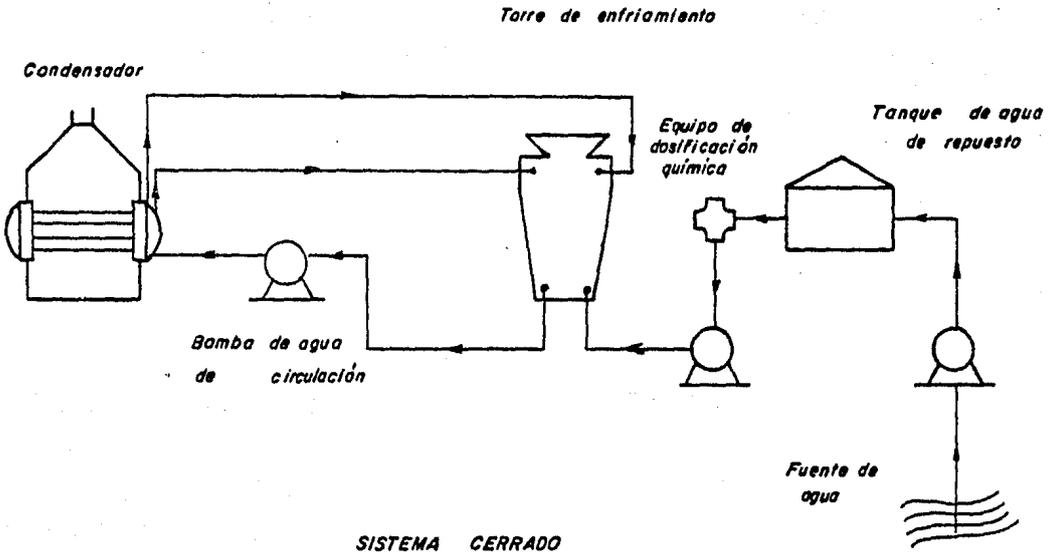
- Obra de toma incluyendo canal de entrada
- Tubería de alimentación y descarga
- Bombas de agua de alimentación
- Condensador
- Torre de enfriamiento o estanque para circuitos cerrados.



(Fig. II.26a)



(Fig. II.26b)



(Fig.II.27)

Es importante mencionar al sistema de agua de enfriamiento como un sub-sistema del agua de circulación, ya que de una extracción de la torre, por ejemplo, se suministra agua refrigerante a equipos como enfriadores de superficie para aceite de lubricación de las turbinas y para el hidrógeno o aire (que a su vez se utiliza para enfriar el generador eléctrico), bombas, coples hidráulicos, motores eléctricos grandes, etc.

II.3.5. SISTEMA DE COMBUSTIBLE.

Es obvio que la materia prima requerida en las Plantas Termoeléctricas, la constituyen el combustible y el oxígeno necesario para la combustión de éste. La combustión consiste en la realización de un proceso químico de oxidación exotérmica, es decir, cuando al unirse un átomo de un elemento del combustible con uno de oxígeno, el nivel energético de la molécula formada disminuye, produciéndose entonces la liberación de energía en forma de calor; ahora bien, para que se dé la unión de estos elementos, es necesario alcanzar un punto óptimo de oxidación que corresponde, como se sabe, al momento en que se alcanza la temperatura de ignición. Los elemen-

tos que se buscan en todo combustible para que reaccionen con el oxígeno, son el carbono y el hidrógeno, estos dos elementos se combinan con otros de diferente manera para producir los combustibles comerciales.

Para obtener una combustión eficiente de cualquier tipo de combustible se requiere lo siguiente:

1. Una mezcla adecuada aire-combustible; para derivados del petróleo se utiliza generalmente una proporción de 12 partes de aire en peso por una de combustible.
2. Contacto entre las partículas de oxígeno y combustible durante el tiempo adecuado para que se termine la combustión.
3. Una zona de combustión mantenida a una temperatura superior a la de ignición del combustible.

NOTA: Las características mencionadas varían su valor dependiendo del combustible utilizado.

Actualmente se emplean, principalmente, 3 tipos de combustible para la generación de vapor en Plantas Termoeléctricas, uno de ellos, el más importante y de mayor consumo en la actualidad, es el combustible líquido obtenido de los desperdicios de las refinerías de petróleo, a este aceite combustible se le conoce con el nombre de Bunker "C" o bien "fuel oil No. 6", aunque también se llega a utilizar, sobre todo para los pilotos de algunos hogares, combustible diesel o "fuel oil No. 2". El carbón sub-bituminoso es, de los combustibles sólidos que forman parte también de los tres tipos mencionados el más utilizado, y por último, el tercer tipo de combustible importante para la generación de energía eléctrica, lo constituyen el gas natural y el que resulta como producto secundario de la industria.

El gas natural posee ventajas con respecto a los combustibles sólidos y líquidos, tales como fácil control, combustión sin humo y ausencia de cenizas, pero su costo es desfavorable debido a la necesidad de instalaciones recompresoras a intervalos regulares a lo largo del trayecto de su distribución, sin embargo, para 1984 la demanda de gas para las Plantas Termoeléctricas nacionales fue de $3'339,294 \times 10^3$ de m^3 , considerando aquí el gas consumido por Plantas de ciclo combinado, turbogas, motores de combustión interna y las plantas generadoras convencionales, para representar en

potencia calorífica con $28,243 \times 10^9$ Kcal utilizadas, el 20.7% del total consumido en ese año.

Ahora bien, como se mencionó en los párrafos anteriores, el combustible más utilizado es, actualmente, el combustible líquido derivado del petróleo, que a pesar de que su costo es más elevado que el del gas y el carbón de piedra, tomando únicamente como base de comparación la potencia calorífica de éstos, factores como la simplificación del generador de vapor y equipo auxiliar, traen como consecuencia un bajo costo inicial del equipo, reducción de espacio y eliminación de mano de obra y si además sumamos la característica de la realización de una combustión casi sin humo, justificamos el porqué de la gran utilización de este tipo de combustible, ya que para 1983, el consumo de combustóleo representó el 71.3% del total de energía consumida para generar potencia eléctrica en todo el país.

Para no dejar de mencionar la utilización actual en México del carbón de piedra, debemos decir que sólo se contaba hasta 1982 con una sola Planta que procesaba dicho combustible, es la Planta José López Portillo, ubicada en Río Escondido, Coahuila, con una potencia real instalada de 300 MW y una generación de 1'278,460 MW/h.

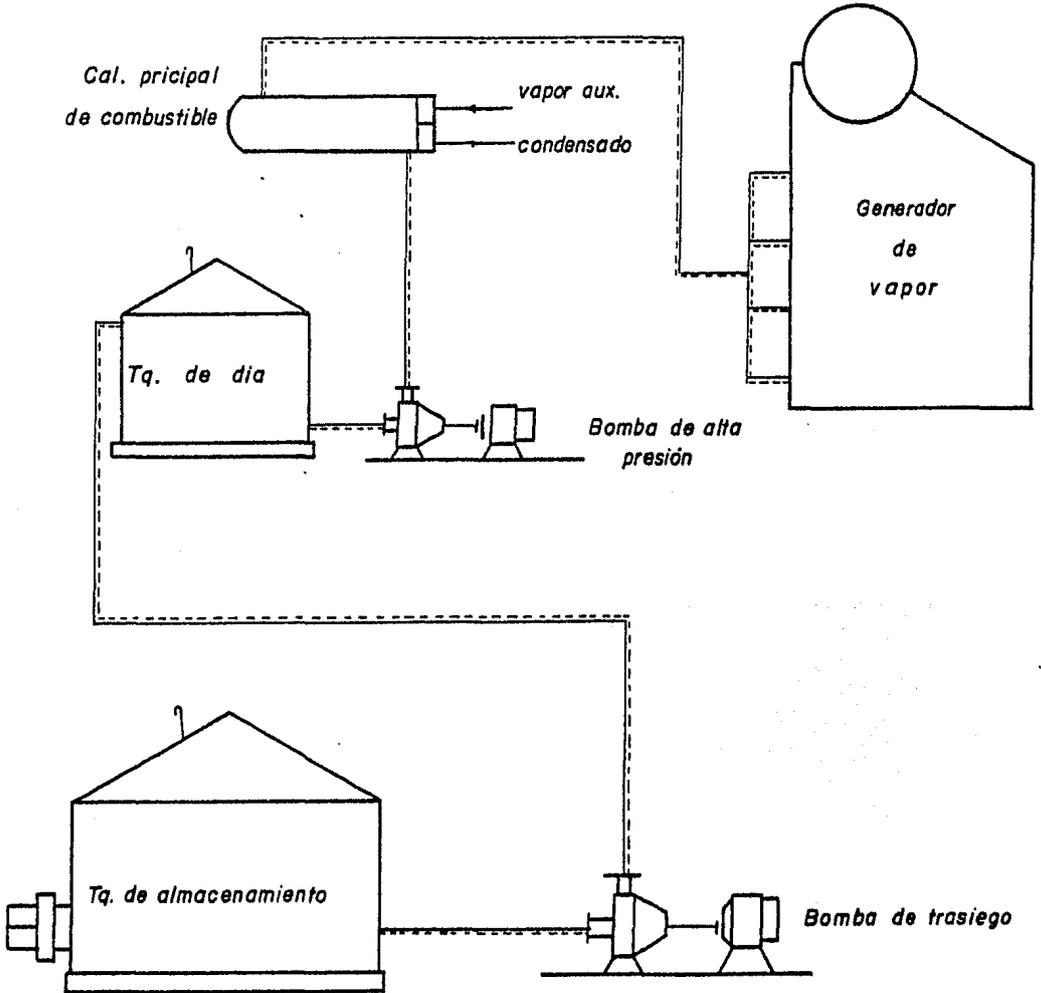
Debido a la situación expuesta, es evidente que el sistema de combustión para Plantas Termoeléctricas que utilizan combustóleo adquiere una relevante importancia y merece que se le dediquen análisis y estudios con tendencia a mejorar cada vez más las condiciones y procedimientos involucrados en su funcionamiento y lograr así la optimización del mismo.

El equipo que conformará a todo el sistema de combustible, será el necesario para: crear las condiciones requeridas para la combustión, abastecer el aire y el combustible y transportar los productos de la combustión a la atmósfera en la forma más adecuada para su total aprovechamiento y para ceder el mínimo de contaminación al ambiente.

Los conductos de gas, los depósitos y conductos de combustóleo, los calentadores para facilitar el manejo de éste, los aparatos para suministrar el combustible y el aire a la cámara de combustión, la cámara de combustión (hogar), los pilotos y quemadores, el equipo necesario para favorecer la evacuación de los productos de la combustión, la chimenea y el equipo de

regulación y control del sistema, conforman el sistema de combustible para una Planta que utiliza combustóleo.

A continuación se presenta el diagrama de flujo del sistema de combustible que opera en la Planta de Guaymas unidades 3 y 4, con el fin de visualizar el arreglo convencional de los dispositivos mencionados.



(Fig. II.28)

El aceite combustible que se recibe en la Planta, viene por oleoducto desde el muelle de PEMEX, descargando en 2 tanques de 22800 m³, uno para cada unidad, suficiente para 20 días de operación al 100% de carga. Estos tanques están localizados al sur de la casa de máquinas dentro de un dique de protección común para éstos y para el de las unidades 1 y 2 ya instaladas, con capacidad para retener una y media veces el volumen de los tanques. A un lado, fuera del recinto, está la caseta de bombeo, en la cual hay 3 bombas que sirven para transportar el combustible al tanque de día. De estas 3 bombas, llamadas bombas de trasiego operan 2 y la restante queda de reserva, son del tipo tornillo y cada una es capaz de manejar 1524 litros por minuto a una presión de 3 kg/cm² y están acopladas a motores eléctricos de 50 HP.

El combustible llega a los tanques de día de 1144 m³ cada uno, suficiente para 8 horas de operación a plena carga, estos tanques tienen como finalidad principal hacer mediciones de consumo. Desde este tanque se envía el combustible a los quemadores de los generadores de vapor por medio de las bombas secundarias de alta presión. Se cuenta con 4 bombas, 2 para cada unidad, de las cuales, una estará en operación y la otra de reserva. Son también de tipo tornillo, capaces de manejar 757 litros por minuto a una presión de 34 kg/cm² y están acopladas a motores de 100 HP.

Los tanques de almacenamiento y de día, tienen calentadores de combustible que sirven para facilitar el manejo del mismo.

Antes de entrar a los quemadores del generador de vapor, el combustible es calentado una vez más, pero ahora no con el fin primordial de favorecer su manejo, sino más bien para facilitar su atomización en los quemadores y lograr con esto una mejor combustión, para ello se utiliza un intercambiador de calor que emplea como fluido caliente vapor auxiliar proveniente de un generador vapor-vapor. Hay que hacer notar que el vapor auxiliar secundario se utiliza también para los calentadores en los tanques de almacenamiento y de día, pero este sistema de circulación y manejo será analizado en el punto correspondiente a análisis de sistemas de vapor auxiliar.

El intercambiador de calor que recibe el nombre de calentador principal de combustible, es del tipo de tubos y coraza, y nos entrega a la salida el combustible a una temperatura aproximada de 120°C.

Se puede apreciar que a lo largo de la descripción del sistema analizado no se han dado temperaturas óptimas de bombeo, esto se debe a que la temperatura ideal para el manejo de combustible, dependerá precisamente de la viscosidad de éste y se calcula con la ayuda de diagramas o información almacenada en computadoras.

Otra cosa que se debe señalar, es que la temperatura de 120°C que se dió como la resultante del combustible a la salida del calentador principal, no será siempre la misma para todos los generadores, ésta es determinada por el fabricante de los quemadores utilizados.

En la línea del combustible, entre el calentador principal y el generador de vapor, existen dos válvulas, una de paro automático en casos de emergencia, como por ejemplo a falta de aire o de energía eléctrica y otra para el control de la regulación del gasto de combustible.

El combustible al llegar al hogar, se distribuye de tal manera que se tiene una línea para cada nivel de quemadores (4 ó 5 niveles generalmente) con 4 ó 5 quemadores por nivel, cada uno con su respectiva válvula de paro automático y su válvula de purga.

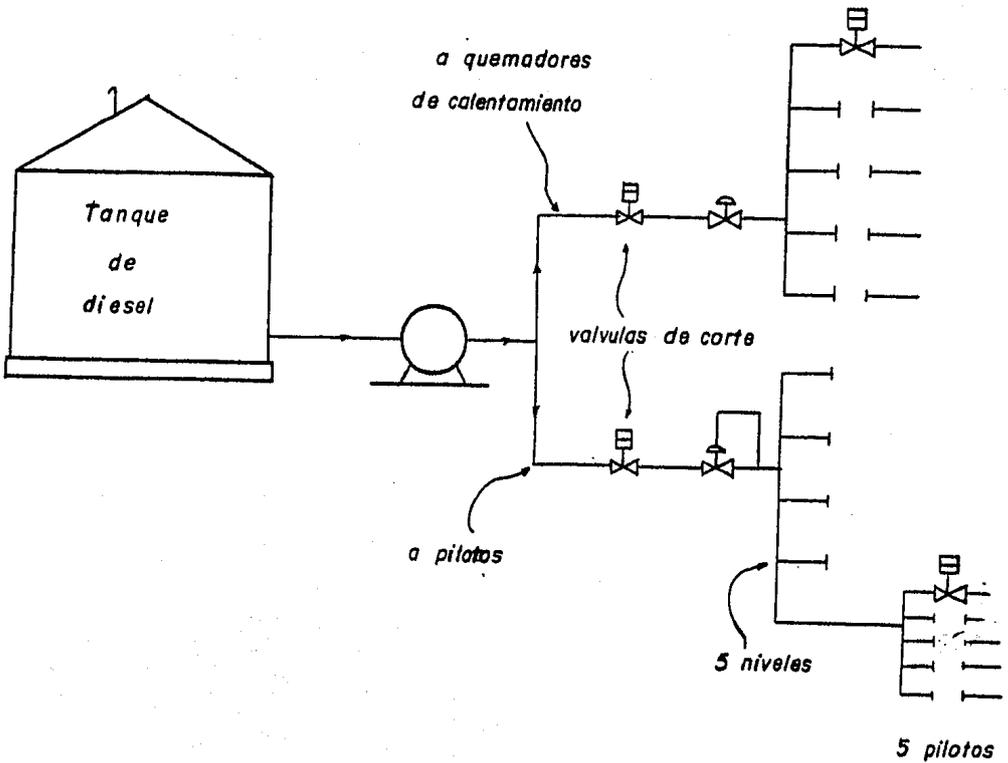
A cada quemador llega también vapor de atomización y el aire necesario para la combustión.

El resto del equipo que conforma el sistema de combustible de la Planta Termoeléctrica de Guaymas, lo constituye el hogar del generador de vapor y los equipos auxiliares. El generador de vapor es del tipo radiante de circulación natural, con un solo domo, de hogar presurizado diseñado para quemar aceite combustible "Bunker C". El equipo auxiliar incluye ventiladores de tipo forzado, ventiladores de recirculación de gases, precalentadores de aire regenerativos, sobrecalentador primario y secundario, recalentador, atemperadores, sopladores de hollín, circuito cerrado de televisión para observación del hogar, chimenea, ductos e instrumentación.

Para concluir con el sistema de combustible, se debe de mencionar que existen algunas Plantas en que el combustible que se utiliza para los pilotos no es el mismo que se maneja en los quemadores, sino que utilizan para los pilotos y los quemadores de calentamiento o WARM-UP BURNES (los cuales tienen como finalidad precalentar el hogar de la caldera), aceite

diesel o "fuel oil No. 2". Este combustible tiene también su propio sistema de abastecimiento y manejo.

A continuación se presenta el diagrama de flujo del manejo de diesel en una Planta convencional de 300 MW (2 unidades de 150 MW cada una).



(Fig.II.29)

NOTA: Las bombas de alimentación pueden ser de engranes o centrífugas y normalmente se tienen 3, una opera para cada unidad de 150 MW y una queda de reserva.

II.3.6. SISTEMA DE VAPOR AUXILIAR.

La función de este sistema es la de proporcionar durante la operación normal, en el arranque y bajo condiciones de emergencia en la Planta, el vapor requerido por los equipos y sistemas considerados como auxiliares. Estos llamados sistemas auxiliares, tendrán dentro de sus metas principales que solventar el problema de dar mantenimiento a los calentadores de aire regenerativos y por medio de lavados ácidos también a la caldera, además, se encargarán de la atomización del combustible en los quemadores, del precalentamiento del aire, de mantener la presión de vacío adecuada en el condensador y del calentamiento del combustible en toda su trayectoria hasta alcanzar su combustión dentro del hogar del generador de vapor.

El vapor requerido para los fines mencionados, puede provenir de cualquiera de las 3 fuentes que a continuación se citan:

1. De una etapa del sobrecalentador
2. De la extracción 5 de la turbina
3. De la extracción 6 de la turbina

Las extracciones 5 y 6 generalmente corresponden a extracciones hechas en la turbina de presión intermedia y esto, tanto como la elección de la zona del sobrecalentador de donde se extraerá el vapor para los sistemas auxiliares, depende del diseño de la Planta.

Si el vapor es extraído del sobrecalentador, va a dar a un cabezal después de pasar por una estación reductora de presión y temperatura. Este cabezal, llamado cabezal de vapor auxiliar, va a suministrar vapor de la siguiente forma:

1. Durante el arranque, se utiliza el vapor extraído del cabezal para precalentar el agua del tanque del calentador desaerador, para precalentadores de aire a vapor y para el inicio del calentamiento del combustible.
2. Cuando se opera con bajas cargas (menos de 50% y 75%) el vapor es destinado a precalentar el aire, para alimentar al generador vapor/vapor, para la atomización del combustible en quemadores y para los eyectores de aire.

3. Cuando la Planta se encuentra operando normalmente, es decir, por encima del 75% de su capacidad, el vapor del cabezal del vapor auxiliar es destinado únicamente a los eyectores de aire del condensador y a la atomización del combustible en quemadores.
4. En forma intermitente el vapor de esta zona es utilizado para el calentamiento del agua utilizada para el lavado de precalentadores de aire regenerativos, para el lavado ácido de la caldera y como emergencia en el calentador desaereador, así como de respaldo para la puesta en marcha de otra unidad.

Según lo anterior, el suministro normal de vapor para los precalentadores de aire a vapor no se hace desde el cabezal de vapor auxiliar, sino que se utilizará el proveniente de una de las extracciones de la turbina, esto surge sólo cuando se trabaja a partir de un 50% de la carga total de la Planta, aunque en caso de fallar en la extracción de la turbina, el vapor seguirá siendo suministrado por el cabezal de vapor auxiliar, también se puede distinguir que el vapor requerido para el funcionamiento del generador vapor/vapor va a ser el que se obtenga de la otra extracción de la turbina cuando se esté operando con el 75% de la carga total, aunque, mientras se llega a esta capacidad y para casos de emergencia el vapor provendrá del cabezal de vapor auxiliar.

El diagrama que nos ilustra el arreglo unifilar de este sistema se muestra en la figura II.30; este arreglo no es el mismo para todas las plantas generadoras, ya que como se dijo, existen varios diseños pero, en su concepción general, éste es ilustrativo, contemplando todas las modificaciones que se hagan de él, ya que todos, o en su gran mayoría, conservan las mismas consideraciones en el diseño.

En este diagrama podemos distinguir la estación reductora de presión a la salida de la zona del sobrecalentador de donde se consideró la extracción; esta estación está constituida por dos válvulas de rango compartido teniéndose una válvula con rango de flujo mínimo (0.5 a 5 ton/h) y otra con rango de flujo máximo (4 a 45 ton/h) produciendo a la salida de éstas una caída isoentálpica de la presión y la temperatura, para obtener así las condiciones requeridas en el vapor del cabezal de vapor auxiliar.

En este cabezal se tienen extracciones para las diferentes utilizations que se darán al vapor, interconectándose dos de ellas a las extracciones hechas en la turbina de presión intermedia.

Una de estas extracciones del cabezal de vapor auxiliar, la que se conecta con la extracción 5 de la turbina, pasa primero por una válvula reductora de presión y temperatura para igualar las condiciones del vapor de ambas extracciones; dicho vapor, ya sea el que viene del cabezal o el de la extracción de la turbina, será pasado por los precalentadores de aire a vapor, cuyos drenajes son recolectados entanques y de ahí, por medio de bombas, son trasladados a la entrada del desaereador o, en caso de emergencia, al condensador.

La función que tienen estos precalentadores de aire a vapor, es la de mantener una temperatura adecuada en el lado frío de los calentadores de aire regenerativos y se encuentran localizados en los ductos de aire entre los ventiladores de tiro forzado y los calentadores regenerativos.

La extracción del cabezal de vapor auxiliar que se interconecta con la otra extracción de la turbina, va a alimentar al generador vapor/vapor; si el vapor proviene directamente del cabezal de vapor auxiliar, pasa directo al generador vapor/vapor, pero cuando entra en función el vapor proveniente de la extracción de la turbina, tendrá que ser primero atemperado, utilizando para esto, agua de las bombas de condensado. La atemperación, que es una forma de regular el grado de sobrecalentamiento, nos sirve en este caso para evitar la excesiva temperatura en los tubos del generador vapor/vapor, que son los que en su interior van a manejar este vapor, protegiendo de esta manera la vida del cambiador de calor y además, como es lógico pensar, se utiliza también para poder variar las condiciones de presión y temperatura del fluido caliente dependiendo de los requerimientos demandados por los sistemas a los que alimenta al nuevo vapor.

El vapor primario proveniente, ya sea del cabezal de vapor auxiliar o del atemperador citado, al salir condensado del generador vapor/vapor, es colectado en un tanque llamado tanque receptor de drenes del generador vapor/vapor y transportado de la salida de éste al desaereador o, en caso de emergencia, al condensador.

Se tiene siempre un generador vapor/vapor por unidad generadora de potencia; dicho generador es un intercambiador de calor tipo hervidor, de tu bos en "U", de dos pasos por el lado de los tubos y un paso por el lado de la carcaza, el cual produce vapor saturado y seco por el lado de la carcaza por circulación de vapor apenas sobrecalentado en el lado de los tubos. El intercambiador cuenta con un precalentador desaereador lo cual, aparte de expulsar el aire e incondensables a la atmósfera, da un precalentamiento al agua de alimentación del generador vapor/vapor con el fin de evitar posibles choques térmicos. Este intercambiador se diseña en base a las normas del código TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) clase R y a las normas del Código ASME.

El vapor generado en el lado de la carcaza debe, por lo menos, tener una calidad de 99% y será el destinado al calentamiento del combustible.

Como ya se mencionó, existe un generador vapor/vapor para cada uni dad generadora de potencia, y para cada dos generadores de vapor/vapor existe un solo cabezal donde se colecta el vapor saturado proveniente de éstos; dicho cabezal recibe el nombre de cabezal de vapor auxiliar secundario y de éste se tomará el vapor necesario para:

- El calentamiento de aceite combustible en el área de descarga y almacenamiento.
- Para los calentadores de succión de los tanques de día de ambas unidades.
- Para los calentadores principales de combustible, también en ambas unidades.
- Para las venas de vapor que calientan el combustible durante la circulación de éste por los sistemas de tubería.

El vapor condensado a la salida de los calentadores utilizados en el área de descarga y almacenamiento de combustible, es almacenado en un tanque común para las dos unidades que son alimentadas por el mismo cabezal au xiliar secundario y de ahí, por medio de una bomba, trasladado a un tanque denominado tanque de retorno de condensado, ambos tanques son atmosféricos, es decir, no se encuentran presurizados como en el caso del tanque receptor de drenes del generador vapor-vapor.

El condensado proveniente de los calentadores de succión de los

tanques de día y de las venas de vapor de ambas unidades, serán también recolectados en el tanque atmosférico de retorno de condensados, el cual proporcionará la alimentación al generador vapor-vapor por medio de las bombas de retorno de condensado.

La alimentación normal del generador vapor/vapor será a través de dos válvulas que operan con rango compartido en donde, por una de las cuales, se proporcionará el repuesto al generador vapor/vapor en caso de bajo nivel del mismo.

Ahora bien, se puede observar que el retorno de condensado de los calentadores principales de combustible, no es dirigido al tanque de retorno de condensado, sino directamente al generador vapor/vapor correspondiente a cada unidad, este hecho es precisamente el punto principal de estudio al que se dirige esta Tesis.

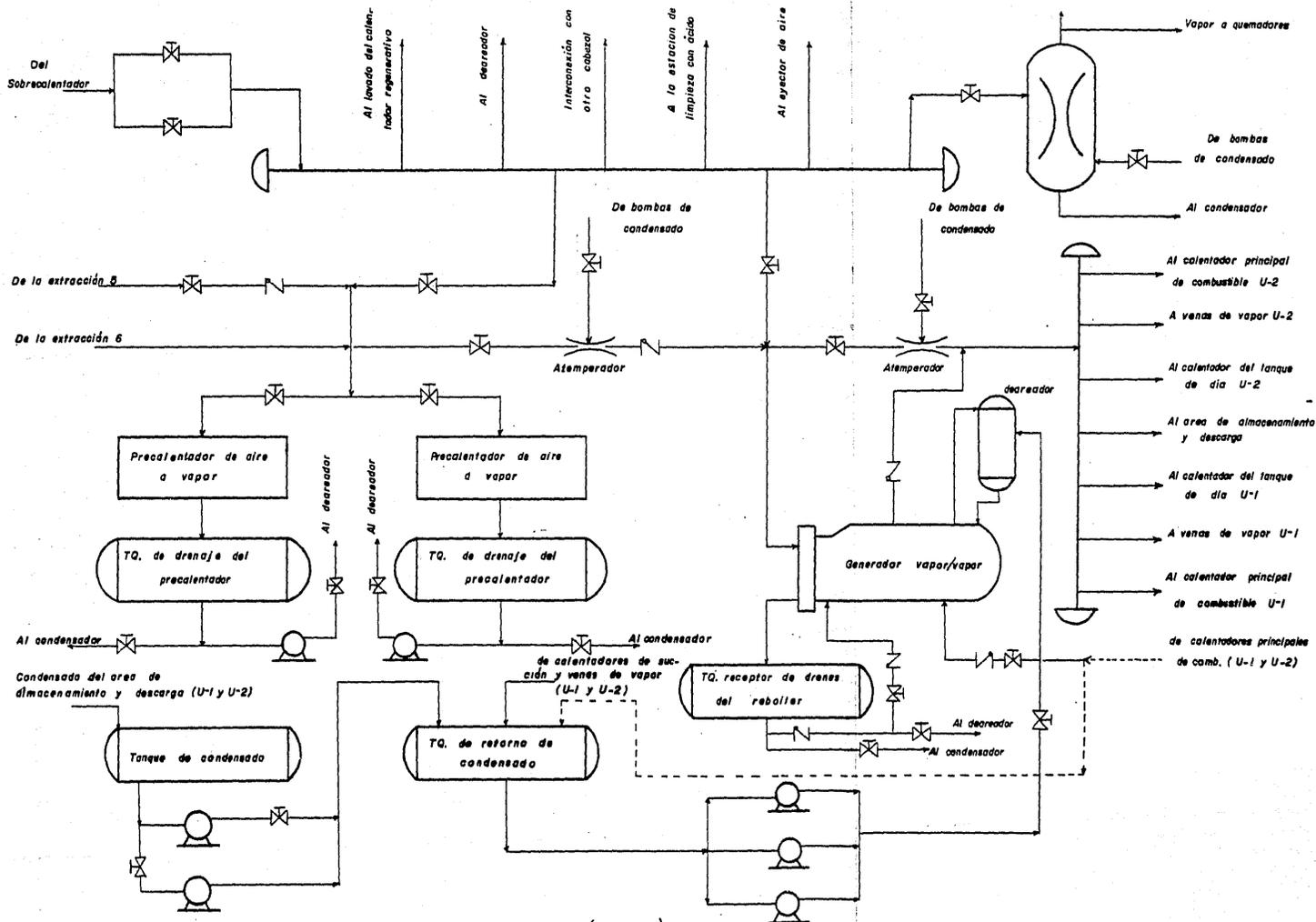
Para que el condensado proveniente del calentador principal de combustible pueda entrar al generador vapor/vapor, es necesario vencer la presión a la que se encuentra la carcaza de dicho generador; como el vapor que se encuentra condensado en la carcaza del calentador de combustible se encuentra a una presión menor que la existente dentro del generador vapor/vapor, se requiere de una carga extra de presión que será dada por la altura a la que se sitúe el calentador de combustible por encima del generador vapor/vapor lo que, como es lógico, implica gastos en la construcción de la estructura que soporta el calentador y en el material para la conducción adecuada del condensado hasta la entrada del generador vapor/vapor. Por otra parte, ésta no es la desventaja principal del diseño, sino que, al existir variaciones en la demanda de la energía, lógicamente el gasto de combustible también tiene que variar, dando como consecuencia fluctuaciones del nivel de condensado.

Se ha comprobado que este sistema puede llegar a autocontrolarse por medio de la variación del nivel de condensado formado dentro de los tubos del intercambiador, pero esto trae como resultado la desventaja de la corrosión de los tubos del calentador por el contacto con el condensado caliente, por lo que el propósito perseguido en este estudio es el de encontrar un sistema de control con el que se corrija este inconveniente y optimizar un nuevo sistema, proponiendo desalojar el condensado de estos calen

tadores también al tanque de retorno de condensados.

Para finalizar la descripción del sistema de vapor auxiliar mencionaremos la presencia de un desobrecalentador para la obtención del vapor saturado necesario para la atomización del combustible en los quemadores. La presión del vapor proveniente del cabezal de vapor auxiliar, es reducida por medio de una válvula hasta la presión requerida en el desobrecalentador.

Con el fin de desobrecalentar el vapor auxiliar, se suministra agua proveniente de las bombas de condensado, la cual es controlada por una válvula de operación normal, si el nivel de agua del desobrecalentador aumenta por alguna falla en el control, existe una válvula de sobreflujo que permite que el excedente sea mandado al condensador.



(Fig. II.30)

CAPITULO III

DISEÑO TERMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR (CALENTADOR PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE)

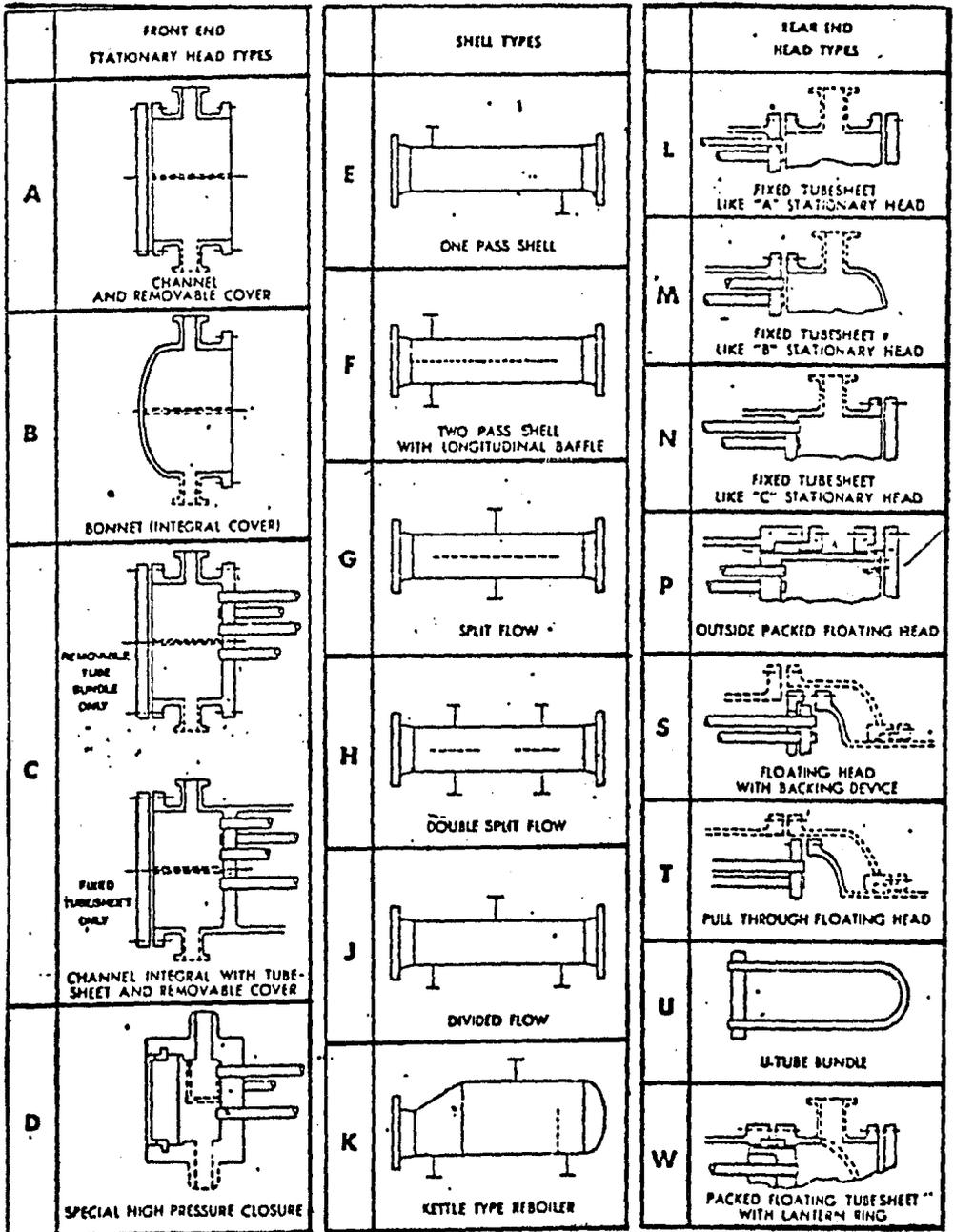
Teniendo como objetivo fundamental de este trabajo analizar y optimizar el sistema de vapor auxiliar y siendo a su vez de éste, el calentador principal de combustible una parte importante en su funcionamiento, es necesario que se conozcan y asimilen todos los factores que intervienen en el diseño y operación de un intercambiador de calor.

Los intercambiadores de calor propiamente dichos, recuperan calor entre dos corrientes en un proceso. El vapor y el agua de enfriamiento son servicios y no se consideran en el mismo sentido que las corrientes de proceso recuperables. Si un intercambiador se usa para calentar fluidos de proceso utilizando vapor para este fin, se debe hablar entonces de un calentador, es decir, este tipo de intercambiadores se ubicarán dentro de esta clasificación.

En el diseño térmico de los intercambiadores-calentadores que utilizan vapor como medio calefactor, existe ya una metodología reglamentada, esto es, se debe cumplir con las condiciones estipuladas en normas. Las normas que se seguirán en el diseño del calentador principal de combustible son las establecidas por la "Tubular Exchanger Manufacturers Association", conocidos también como TEMA.

Las normas mecánicas TEMA clase "R" especifican el diseño, construcción y materiales de cambiadores de tubo y coraza no expuestos al fuego, para los requerimientos generalmente severos del petróleo y las aplicaciones de proceso relativas a éste. Los equipos fabricados de acuerdo a estas normas se diseñan para seguridad y durabilidad bajo servicio riguroso y condiciones normales de mantenimiento en tales aplicaciones.

Generalmente los intercambiadores destinados para este tipo de procesos, son los clasificados por las normas TEMA como intercambiadores BEU, es decir, de bonete integrado, un paso por la carcaza y de tubos en "U" según se muestra en la Figura III.1.



(Fig. III.1)

El sistema de vapor auxiliar es, esencialmente, el mismo para todas las Plantas Termoeléctricas y la disposición del calentador principal de combustible dentro de éste también, lo que no es igual, y que depende de la capacidad y diseño de cada Planta, son los parámetros de operación, mejor conocidos como condiciones de proceso. A continuación se mostrará el mecanismo del diseño térmico del calentador principal de combustible, utilizando, para fines de cálculo, las condiciones de proceso requeridas en el sistema de vapor auxiliar de la Planta Generadora de Manzanillo, unidas 1 y 2 actualmente en construcción:

CONDICIONES DE PROCESO:

Vapor de agua:

Flujo = \dot{M} = 6862 kg/h

Temperatura de entrada T_1 = 157°C.

h_1 = Entalpía de entrada = 2754.89 kJ/kg = h_g a T_1

Temperatura de salida T_2 = 156.2°C.

h_2 = Entalpía de salida = 659 kJ/kg = h_f a T_2

Combustóleo:

Flujo = \dot{m} = 85283 kg/h = 187848.02 lb/h

Velocidad = \bar{v} = 0.27 m/s

Temperatura de entrada = t_1 = 60°C

Temperatura de salida = t_2 = 140°C

Densidad °API = 12

NOTA: t_2 es la temperatura óptima de atomización en los quemadores y ésta puede variar de 120 a 140°C, dependiendo del diseño de éstos.

DISEÑO TERMICO:

Paso 1.- Balance de energía:

Se ha definido a la "transferencia de calor" como el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y recibidores, debido a una diferencia de temperatura entre éstos. Los procesos de transmisión de calor se relacionan con las razones de intercambio térmico, tales como los que ocurren en los intercambiadores-calentadores que se han mencionado. El problema típico del proceso de transferencia de calor involucra las cantidades de energía que deben transferirse, las razones a las cuales pueden transferirse debido a la naturaleza de los cuerpos, la diferencia de potencial, la extensión y arreglo de las superficies que separan la fuente y el recibidor y la cantidad de energía mecánica que debe disiparse para facilitar la transferencia de energía. Puesto que la transferencia de calor considera un intercambio en un sistema, la pérdida de energía de un cuerpo deberá ser igual a la energía absorbida por el otro dentro de los límites del mismo sistema; a este fenómeno se le conoce como balance de energía, por lo tanto:

$$\dot{Q} = \dot{M} (h_2 - h_1) = \dot{m} c_p (t_2 - t_1)$$

$$\dot{Q} = (6862) (2754.89 - 659) = 14,381,997 \text{ kJ/hr}$$

La energía total que se transfiere del vapor al combustible en este intercambiador será de:

$$\dot{Q} = 14,381,997 \text{ kJ/h}$$

Paso 2.- Definir los lados del cambiador de calor:

Existen varios criterios para seleccionar los lados del intercambiador de calor, los cuales son enumerados a continuación:

- A. Conviene pasar el fluido de menor coeficiente de transferencia de calor por el lado de la carcasa.
- B. Los fluidos muy corrosivos se pasan por el lado de los tubos.
- C. El fluido de mayor presión va por el lado de los tubos.
- D. El fluido de mayor temperatura (caliente) va por el lado de la carcasa.
- E. Los fluidos más sucios se pasan por el lado de los tubos.

De acuerdo a los criterios mencionados, conviene pasar el vapor por la carcaza ya que cumple con los criterios C, D y E, sin embargo, el factor que se toma más en cuenta para optar por pasar el vapor a través de los tubos del intercambiador, es la característica altamente corrosiva del condensado a elevadas temperaturas, es decir, dando mayor paso al criterio B se concluye que el vapor de agua irá por los tubos y el combustible por la carcaza.

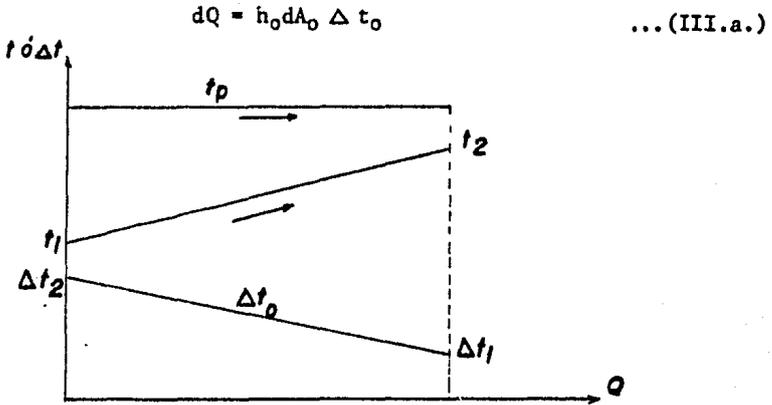
Paso 3.- Cálculo de la diferencia de temperatura corregida (ΔT corr) del C.C.

Antes de proceder al cálculo de la diferencia de temperatura corregida en el C.C., se debe afectar un análisis profundo del comportamiento de la temperatura en los procesos de la transferencia de calor que se presentan en este tipo de intercambiadores, para poder, así, entender adecuadamente el significado de este parámetro que será de gran importancia en el proceso de diseño que se está describiendo.

Cuando un líquido fluye por fuera de un tubo y a lo largo del eje de éste, absorbe o transmite energía en forma de calor y la temperatura del líquido varía en la longitud del tubo. En el caso de flujo de calor a través de una pared plana, la temperatura sobre el área completa de cada cara de la pared es idéntica y la diferencia de temperatura es simplemente la diferencia entre cualquier punto de las dos caras. Si la temperatura de la circunferencia exterior de la pared de un tubo es casi constante en toda su longitud, como sucede cuando el fluido fuera del tubo se calienta con vapor, habrá dos diferencias de temperatura distintas en las terminales del tubo, una entre la pared del tubo y el líquido que entra al intercambiador y otra en el otro extremo entre la pared del tubo y el líquido calentado. Surge entonces una pregunta: ¿Cuál es la diferencia de temperatura apropiada para usarse en la ecuación de Fourier $Q = UA \Delta T$?

En la figura III.2, la temperatura constante de la pared exterior del tubo se muestra por la línea horizontal t_p . Si se supone que el calor específico es constante para el líquido que se calienta durante todo el proceso, el aumento de la temperatura es proporcional al calor total recibido por él, al pasar de la temperatura t_1 a la temperatura t_2 y si "U", que en

este caso quedaría representado sólo con h_o , se mantiene constante, se tiene que:



(Fig. III.2.)

La pendiente de la línea inferior que define la diferencia de temperaturas Δt_o como función de Q es:

$$\frac{d \Delta t_o}{dQ} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{Q} \quad \dots(\text{III.b.})$$

Donde: $\Delta t_2 = t_p - t_1$ y $\Delta t_1 = t_p - t_2$

Trabajando las ecuaciones III.a y III.b se tiene:

$$h_o dA_o \Delta t_o = \frac{Q d \Delta t_o}{\Delta t_2 - \Delta t_1}$$

$$\frac{h_o dA_o (\Delta t_2 - \Delta t_1)}{Q} = \frac{d \Delta t_o}{\Delta t_o}$$

Integrando cada miembro de la ecuación anterior:

$$\frac{h_o (\Delta t_2 - \Delta t_1)}{Q} \int dA_o = \int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} \frac{d \Delta t_o}{\Delta t_o} = \ln \Delta t_o \Bigg|_{\Delta t_1}^{\Delta t_2}$$

$$\frac{h_o (\Delta t_2 - \Delta t_1) A_o}{Q} = \ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}$$
$$\therefore Q = \frac{h_o A_o (\Delta t_2 - \Delta t_1)}{\ln (\Delta t_2 / \Delta t_1)} \quad \dots(\text{III.c.})$$

La expresión $\frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln (\Delta t_2 / \Delta t_1)}$ es la media logarítmica de la diferen

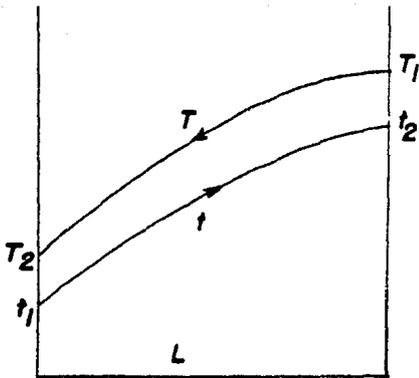
cia de temperaturas y se abrevia MLDT en español y LMTD en inglés. El valor de h_o que se obtiene de la ecuación III.a. cuando Δt_o es el medio logarítmico, es un valor específico de h_o . Si el valor de Δt_o fuera tomado arbitrariamente como el medio aritmético de Δt_2 y Δt_1 , el valor de h_o tendría que designarse de manera que se indicara que no corresponde al medio logarítmico de temperaturas. Cuando Δt_2 y Δt_1 se aproximan, es decir, cuando tienden a ser iguales, el medio aritmético y logarítmico se asemejan uno a otro.

Ahora bien, ordinariamente, no es posible en el equipo industrial registrar la temperatura de pared del tubo del intercambiador. Unicamente, las temperaturas de entrada y salida de los fluidos caliente y frío se conocen o pueden ser medidos, estas temperaturas se conocen como temperaturas de proceso. Si se indica a la temperatura del fluido caliente por la letra "T" y la del fluido frío como "t", denotando además con el subíndice "1" la entrada y son el subíndice "2" la salida, la diferencia terminal fría Δt_1 ó Δt_f es dada por $T_2 - t_1$ y la diferencia terminal caliente Δt_2 ó Δt_c por $T_1 - t_2$, además, el rango de temperatura para el fluido caliente será $T_1 - T_2$ y para el frío $t_2 - t_1$.

Otro término conocido como "aproximación", tiene dos significados diferentes dependiendo si se aplica a equipo diseñado para operar a contracorriente o con flujo paralelo. Para contracorriente es el número de grados de entre la entrada del fluido caliente y la salida del fluido frío, $T_1 - t_2$, o la salida del fluido caliente y la entrada del fluido frío, $T_2 - t_1$, cualquiera que sea menor. Así, una aproximación muy cerrada significa que una diferencia terminal es muy pequeña, un factor significativo en la transferencia de calor. Para el flujo paralelo se debe entender la aproximación en un sólo sentido, el que se refiere a la diferencia $T_2 - t_2$, que como se sabe, implica una desventaja con respecto al fenómeno que se presenta en los inter

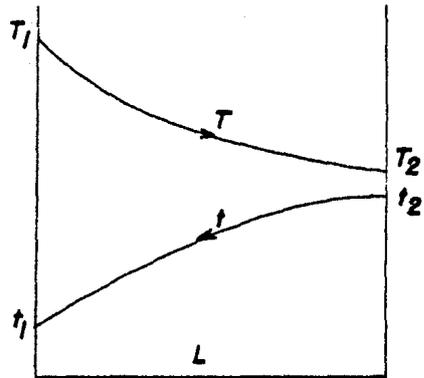
cambiadores a contracorriente, a pesar de que también se pueden obtener valores muy bajos de la aproximación.

La gráfica de la temperatura Vs. longitud de tubo, t . Vs. L , para un sistema de dos tubos concéntricos en el cual el fluido del ánulo se enfría sensiblemente y el fluido en el tubo se calienta también sensiblemente, se muestra en las figuras III.3 y III.4. La temperatura del fluido en el tubo interior en ambos casos varía de acuerdo con una curva a medida que se desplaza a lo largo de la longitud del tubo y la temperatura del fluido del ánulo varía de acuerdo con otra curva. La diferencia de temperatura a cualquier distancia del origen donde $L = 0$, es la distancia vertical entre las dos curvas.



Contracorriente

(Fig. III.3.)



Paralelo

(Fig. III.4.)

Los dos tubos concéntricos de las figuras III.3 y III.4 llevan juntas dos corrientes, cada una teniendo un coeficiente de película particular y cuyas temperaturas varían de la entrada a la salida. Para establecer la diferencia de temperatura en estos arreglos entre una temperatura general "T" del fluido caliente y alguna otra temperatura "t" del fluido frío, es necesario hacer estimaciones también sobre todas las resistencias entre las dos temperaturas. En el caso de dos tubos concéntricos, siendo el interior muy delgado, las resistencias encontradas son la resistencia de la película de fluido en el tubo, la resistencia de la pared del tubo y la resistencia de la película de fluido en el anulo. Puesto que Q es igual a $\Delta T / \Sigma R$, se tiene:

$$Q = \frac{\Delta T}{\Sigma R} \quad \text{con: } \Sigma R = \frac{1}{h_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_o} \quad \dots(\text{III.d.})$$

Donde ΣR es la resistencia total. Es costumbre sustituir R por $\frac{1}{U}$ donde U se conoce como "coeficiente global de transferencia de calor". Ya que un tubo real tiene diferentes áreas tanto en su interior como en su exterior, h_i y h_o deben referirse a la misma área de flujo de calor o en otra forma no coincidirán por unidad de longitud. Si se usa el área exterior "A" del tubo interno, entonces h_i (coeficiente de película del fluido que circula por el tubo) debe multiplicarse por A_i/A para dar el valor que tendría h_i si se calculara originalmente en base al área mayor A. Para una tubería de pared gruesa, la ecuación III.d. queda como:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i (A_i/A_o)} + \frac{D_o \ln \frac{D_o}{D_i}}{k_m} + \frac{1}{h_o} = \frac{1}{h_i (D_i/D_o)} + \frac{D_o \ln \frac{D_o}{D_i}}{k} + \frac{1}{h_o}$$

NOTA: Los subíndices "o" e "i" se refieren a la superficie exterior e interior del tubo interior, respectivamente.

La forma integrada de la ecuación de Fourier para un sistema en estado estable, sin fuentes internas de energía, conformando por un cilindro hueco infinito, puede escribirse:

$$Q = UA_o \Delta t \quad \dots(\text{III.e.})$$

o sea:

$$Q = \frac{A_o (T - t)}{\frac{1}{h_i (D_i/D_o)} + \frac{D_o \ln \frac{D_o}{D_i}}{k} + \frac{1}{h_o}} \quad \dots(\text{III.f.})$$

Donde Δt es la diferencia de temperatura entre las dos corrientes

para la superficie total A_0 . Como los tubos utilizados en el proceso de intercambio de calor, a nivel comercial, poseen un espesor de pared pequeño y una conductividad térmica (k) grande, el término que evalúa la resistencia de la pared del tubo es despreciable, quedando la ecuación III.f. como se indica a continuación:

$$Q = \frac{A_0 \Delta T}{\frac{1}{h_1(D_1/D_0)} + \frac{1}{h_0}} \quad \text{es decir: } \frac{1}{U} = \frac{1}{h_1(A_1/A_0)} + \frac{1}{h_0} \quad \dots(\text{III.g.})$$

La ecuación III.e es de gran valor en el diseño cuando los coeficientes de película individuales son calculados mediante el uso de ecuaciones empíricas obtenidas principalmente por el método de análisis dimensional, ya que "U" puede ser calculado por medio de ellos y entonces se facilita el cómputo del área total o longitud de la trayectoria requerida cuando se da Q y ΔT se calcula a partir de las temperaturas de proceso.

Debemos mencionar un hecho importante; si un coeficiente de película es pequeño y otro muy grande, el coeficiente menor proporciona la mayor resistencia y el coeficiente global de transmisión de calor para el aparato es muy parecido al recíproco de la resistencia mayor. Es decir:

$$\text{Si: } h_1(A_1/A_0) \ll h_0 \Rightarrow R_1 = \frac{1}{h_1(A_1/A_0)} \text{ y } R_0 = \frac{1}{h_0}$$

$$\text{Si: } R_T = R_1 + R_0, \text{ y como: } U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_1 + R_0}$$

si se tiene que $R_0 \rightarrow 0$, entonces: $U \approx \frac{1}{R_1} \approx h_1(A_1/A_0)$

Como conclusión se puede decir que cuando existe una diferencia significativa, el coeficiente menor será el coeficiente de película controlante.

Regresando a la ecuación de Fourier, el problema que importa ahora es cómo conocer ΔT de la expresión para el intercambio de calor. Aún cuando dos fluidos pueden transmitir calor en un aparato de tubos concéntricos, ya sea a contracorriente o flujo paralelo, la dirección relativa de los dos fluidos influye en el valor de la diferencia de la temperatura.

Para la obtención de la diferencia de la temperatura entre los fluidos, tomando como ejemplo el fenómeno que se presenta cuando la dirección rela

tiva de éstos es a contra corriente (Fig. III.3.) se hacen las siguientes suposiciones:

1. El coeficiente global de transferencia de calor "U" es constante en toda la trayectoria.
2. El gasto másico de los fluidos es constante para cumplir con el principio de continuidad ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2$).
3. El calor específico es constante en toda la trayectoria.
4. No hay cambios parciales de fase en el sistema (la derivación es aplicable también cuando la vaporización o condensación es isotérmica en toda la trayectoria).
5. Las pérdidas de calor son despreciables.

Aplicando la ecuación de Fourier en su forma diferencial para condiciones de estado estable se tiene:

$$dQ = U(T - t) a''dL \quad \dots(\text{III.h.})$$

Donde a'' son los metros cuadrados de superficie por metro lineal de tubos:

$$dA = a''dL \quad \dots(\text{III.i.})$$

De un balance de energía entre las dos corrientes se tiene:

$$dQ = WCdT = wc dt \quad \dots(\text{III.j.})$$

En cualquier punto del tubo de izquierda a derecha, el calor ganado por el fluido frío es igual al cedido por el fluido caliente, tomando el balance de calor de $L = 0$ a $L = X$

$$WC(T - T_2) = wc(t - t_1) \quad \dots(\text{III.k.})$$

$$T = T_2 + \frac{wc}{WC} (t - t_1) \quad \dots(\text{III.l.})$$

De las ecuaciones III.h y III.j, se tiene:

$$dQ = wc dt = U \left[T_2 + \frac{wc}{WC} (t - t_1) - t \right] a''dL$$

$$\int \frac{Ua''dL}{wc} = \int \frac{dt}{T_2 - \left(\frac{wc}{WC}\right)t_1 + \left(\frac{wc}{WC} - 1\right)t}$$

Integrando:

$$\frac{UA}{wc} = \frac{L}{\left(\frac{wc}{WC} - 1\right)} \ln \left[\frac{T_2 - \left(\frac{wc}{WC}\right)t_1 + \left(\frac{wc}{WC} - 1\right)t_2}{T_2 - \left(\frac{wc}{WC}\right)t_1 + \left(\frac{wc}{WC} - 1\right)t_1} \right]$$

De la ecuación III.e. se despeja T_2 y se sustituye en esta última ecuación:

$$\frac{UA}{wc} = \frac{1}{\left(\frac{wc}{WC} - 1\right)} \ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}$$

Si: $\frac{wc}{WC} = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$, Tenemos: $\frac{UA}{wc} = \frac{1}{\left(\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} - 1\right)} \ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)$

$$\therefore wc(t_2 - t_1) = UA \left[\frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \right], \text{ con lo que: } Q = UA \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln(\Delta t_2 / \Delta t_1)} \dots \text{(III.m)}$$

La expresión entre paréntesis es, de nuevo, la media logarítmica de la diferencia de temperaturas, pero ahora ha sido evaluada utilizando las temperaturas de proceso.

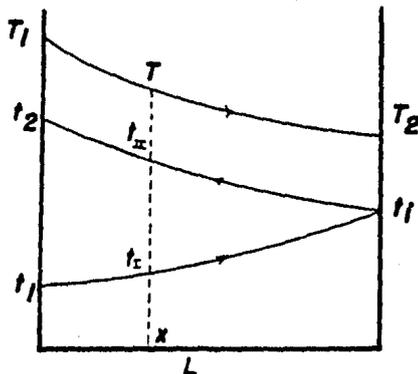
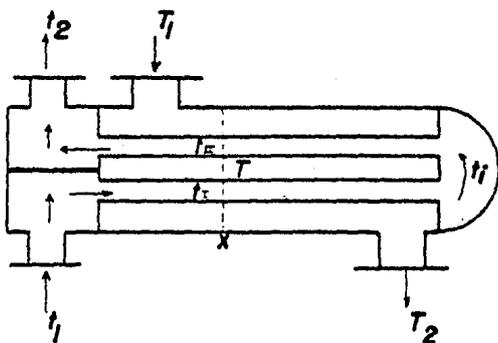
La ecuación III.m obtenida para flujo a contracorriente es exactamente la misma que se utilizaría si el flujo fuera paralelo aunque el comportamiento de las temperaturas de proceso, por no ser el mismo, lleva a obtener valores distintos de la MLDT, exceptuando los casos, como en el de nuestro calentador, en que existe un cambio de fase, es decir, la MLDT será la misma independientemente de si el flujo es paralelo o a contracorriente, si en el intercambiador alguna de las dos sustancias del proceso cambia de fase isotérmicamente.

Ahora bien, una gráfica típica de temperatura Vs. longitud para un intercambiador de tubos y carcaza, con un paso en la carcaza y dos por los tubos, se muestra en la Figura III.5. respecto al flujo de la carcaza, un paso en los tubos está en contracorriente y otro en paralelo. Por análisis de la expresión que define la MLDT se puede saber que siempre se encontrarán mayores valores de ésta cuando las corrientes del proceso están a contracorriente y menores cuando están en paralelo. El intercambiador 1-2 presenta una combinación de ambos y la MLDT para contracorriente o paralelo no puede ser la diferencia verdadera de temperaturas que se utiliza en la ecuación de Fourier para un arreglo contracorriente-paralelo, así que sería necesario desarrollar una nueva ecuación para el cálculo de esta diferencia de temperatura que reemplace la MLDT. Sin embargo, como en el calentador que se está diseñando el vapor que se utiliza para calentar el combustible experimenta un cambio de fase a temperatura constante en el proceso de intercambio de energía, ésta corrección que se haría sobre la MLDT sale sobrando, es decir, el factor que se ob-

tendría utilizando el método común de Mueller y Nagle adquiere el valor de la unidad, entonces:

$$\text{Si: } \Delta T_{\text{corr}} = F_t \cdot \text{MLDT y } F_t = 1$$

$$\text{tenemos entonces: } \Delta T_{\text{corr}} = \text{MLDT}$$



(Fig. III.5)

Haciendo el cálculo de ΔT_{corr} de acuerdo a los datos de proceso, se obtiene:

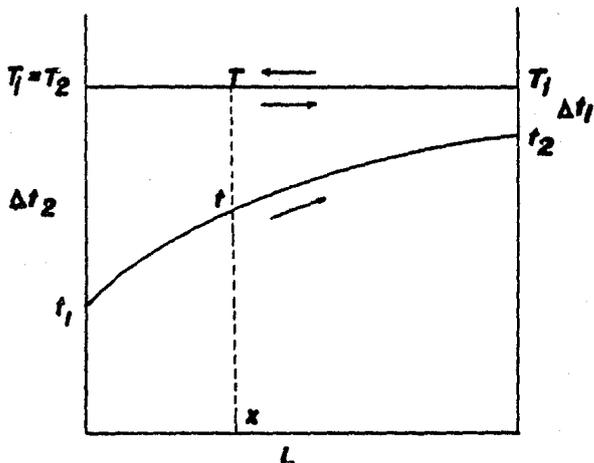
$$\Delta T_{\text{corr}} = \text{MLDT} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln(\Delta t_2 / \Delta t_1)} = \frac{(157-60) - (157-140)}{\ln \frac{157-60}{157-140}}$$

$$T_{\text{corr}} = 45.93^\circ\text{C}.$$

El diagrama T Vs. L del cambiador donde el vapor sigue dos pasos por los tubos y el combustible que circula por afuera de ellos se calienta, se muestra en la Figura III.6.

Paso 4.- Selección del número de pasos por los tubos y por la carcaza.

La única restricción importante para la selección del número de pasos, es la que establece que F_t no debe ser menor de 0.75, pero como en nuestro caso no es necesaria la obtención de este valor por las características ya expuestas del proceso de intercambio de calor que se presentan, se selecciona como primera opción un intercambiador 1-2, es decir, un paso por la cora



(Fig.III.6.)

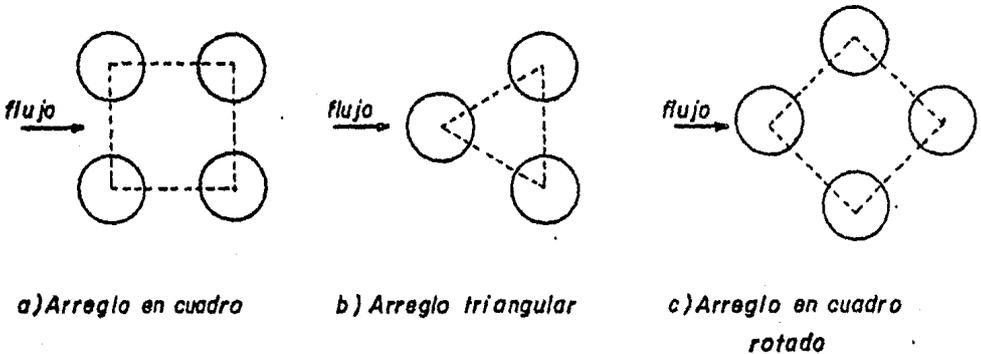
za y dos por los tubos; y si después de realizados los cálculos no se puede obtener un intercambiador de tamaño estandar y se encuentran dificultades para el ajuste del comportamiento a las condiciones requeridas, se tendrá que elegir otro tipo de arreglo en los pasos del intercambiador.

Paso 5.- Selección del arreglo entre los tubos y el espaciamiento entre ellos (Pitch).

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deben confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para intercambiadores de calor, es el diámetro exterior real dentro de tolerancias muy estrictas. Estos tubos se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, admiralty, latón, 70-30 cobre-niquel, aleaciones como aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable, la selección del material dependerá del tipo de sustancias que se manejen en el proceso. También se pueden obtener con diferentes espesores de pared definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. En la tabla III.1 que se muestra a continuación, se enlistan los tamaños estandar de tubo que generalmente están disponibles y de los cuales, según las normas TEMA clase "R", para el diseño de intercambiadores de calor, los recomendados son los de 3/4" ó 1" de diámetro exterior.

Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha del metal entre los tubos adyacentes

tes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura y por norma no podrán ser menores a 1/4 del diámetro exterior de los tubos, por lo tanto, los tubos deberán ser espaciados con una distancia mínimo de centro a centro de 1.25 veces el diámetro exterior de éstos. Los tubos se colocan en arreglos, ya sea triangulares o cuadrados como se muestra en la Figura III.7. La ventaja del arreglo en cuadro es que los tubos son accesibles para limpieza externa y se presenta además una menor caída de presión en el flujo de fluido que circula por el exterior de ellos en la dirección que se ilustra en la figura.



(Fig.III.7.)

CRITERIO PARA LA SELECCION DE ARREGLOS:

1. El arreglo triangular no deberá ser usado cuando el lado de la coraza va a ser limpiado mecánicamente.
2. Se presenta mayor caída de presión en el arreglo triangular (lado coraza).
3. Por facilitar el mantenimiento se sugiere el rectangular.
4. Por compactividad, el arreglo triangular es preferible.
5. Para reducir P_{en} el arreglo triangular, se puede aumentar el (Pitch).

De acuerdo a los criterios de diseño mencionados y teniendo en cuenta la característica del combustible que circula por afuera de los tubos, de ser un fluido ensucianta que produce incrustaciones en la pared exterior de ellos, se elige un arreglo en cuadro de tubos de 3/4" de diámetro con un "Pitch" (distancia menor de centro a centro en dos tubos adyacentes) de 1".

De la tabla III.1, utilizando un BWG conservador del número 14, tenemos:

Diámetro exterior de los tubos. De $3/4" = 19 \text{ mm.}$

Arreglo = cuadrado (90°) Material-A-179

"Pitch" o paso entre tubos = $1" = 25.4 \text{ mm.}$

BWG = 14

Espesor de pared del tubo = $0.083" = 2.1 \text{ mm.}$

A continuación se harán los cálculos para concluir con el diseño del calentador, utilizando esta selección de tubos y si resultase difícil el ajuste del resultado final entre condiciones estándar y de proceso, se tendrá que elegir otro tipo de tubos para la obtención de mejores resultados.

Paso 6.- Suponer un coeficiente global de transferencia de calor (U).

De la ecuación de Fourier, si $Q = UA\Delta T_{\text{CORR}}$, el problema al que nos enfrentamos no es determinar "U", sino aplicar valores experimentales de éste para obtener "A", la superficie de transferencia de calor.

En el intercambiador-calentador, el fluido caliente (vapor) posee una viscosidad a la entrada que aumenta un poco a medida que se condensa al acercarse a la salida y el fluido frío (combustóleo) entra con una viscosidad que disminuye a medida que se calienta. Hay entonces, una terminal caliente y una terminal fría y los valores de h_0 y h_1 (A_1/A_0) varían a lo largo del tubo para producir un valor de "U" mayor en la terminal caliente que en la fría.

Las variaciones de "U" pueden tomarse en cuenta por integración numérica de dQ , el calor transferido sobre longitudes diferenciales de tubería a $dL = dA$, y usando valores promedios de "U" de punto a punto en la ecuación diferencial $dQ = U_p dA\Delta T$. La integral da entonces $Q = UA\Delta T$ con poco margen de error. Este es un método muy tardado. Sin embargo, Colburn dió la solución del problema con valores variables de "U", suponiendo que "U" varía linealmente con la temperatura. En la tabla III.2* se muestran valores a-

* Pag. 945. "Procesos de Transferencia de Calor". D. Q. Kern.

proximados de "U" dependiendo de las viscosidades a temperatura promedio de las sustancias que intervienen en el proceso.

Para entrar a la tabla III.2, se debe conocer la viscosidad absoluta del combustible a temperatura promedio o a temperatura calórica. Aquí, el uso de la temperatura calórica está en contradicción parcial de la derivación de la diferencia de temperatura para un intercambiador 1-2 en flujo paralelo-contracorriente en el que "U" se supuso constante. El uso de las temperaturas calóricas presume que una variación lineal de "U" con respecto a "T", puede considerarse en el cálculo del producto "U" a $T_{cal} - T$, donde T es la diferencia verdadera de temperatura en el proceso flujo paralelo-contracorriente cuando "U" es constante.

Debido a que el coeficiente de transferencia de calor por convección para el lado de vapor es mucho más grande comparado con el que se obtendrá del lado del combustible, las paredes del tubo estarán considerablemente más cerca de la temperatura del vapor que de la temperatura calórica del combustible, por lo que se puede trabajar sin incurrir en un grave error, con la temperatura media aritmética del combustible para encontrar las propiedades de este en el proceso de transferencia de calor, así:

$$t_c = t_{promedio} = \frac{140 + 60}{2} = 100^{\circ}\text{C}.$$

con $t_{promedio} = 100^{\circ}\text{C} = 212^{\circ}\text{F}$. y una línea promedio en el rango de viscosidades del 'fuel oil' No. 6, de la carta de viscosidades de la ASTM se obtiene:

$$\delta = 62 \text{ ssu} = 10 \text{ centistokes}$$

además, de la tabla III.3* Q. Kern con $t = 212^{\circ}\text{F}$. y 12° API se tiene:

$$G.a. = 0.93$$

$$\mu = \delta \cdot G.a. = (10) (0.93) = 9.30 \text{ centipoises} = 22.506 \text{ lb/ft.hr},$$

ya que 1 ctp = 2.42 lb/ft.hr

con este valor según la tabla III.2 en el renglón correspondiente a vapor y sustancias orgánicas pesadas tenemos:

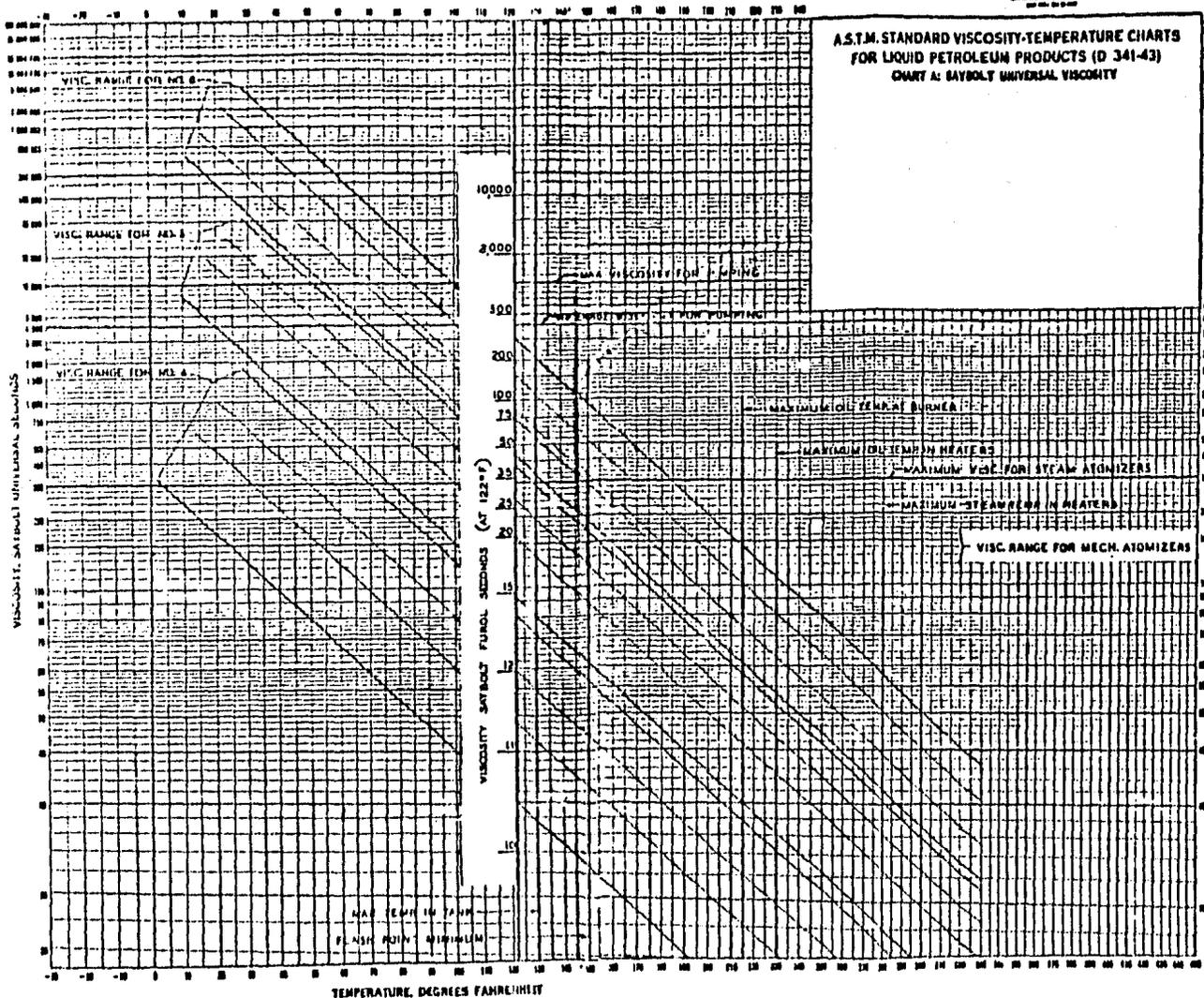
$$U_D = 6 \text{ a } 60 \text{ BTU/lb. ft}^2.\text{°F}$$

* (Pag. 914, "Procesos de transferencia de calor", D. Q. Kern).

TEMPERATURE, DEGREES FAHRENHEIT

AMERICAN STANDARD
D 341-43

A.S.T.M. STANDARD VISCOSITY-TEMPERATURE CHARTS
FOR LIQUID PETROLEUM PRODUCTS (D 341-43)
CHART A: SAYBOLT UNIVERSAL VISCOSITY



VISCOSITY, SAYBOLT UNIVERSAL SECONDS

DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES
E INTERCAMBIADORES DE CALOR

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

TABLA III.2.

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

Enfriadores

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

Calentadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Vapor de agua	Agua	200-700 *
Vapor de agua	Metanol	200-700 *
Vapor de agua	Amoniaco	200-700 *
Vapor de agua	Soluciones acuosas:	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500 ⁴
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	6-60
Vapor de agua	Gases	5-50 *

Intercambiadores

Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500 *
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500 *
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

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

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

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

* Factor de obstrucción 0.001.

* Caída de presión de 20 a 30 lb/plg²

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

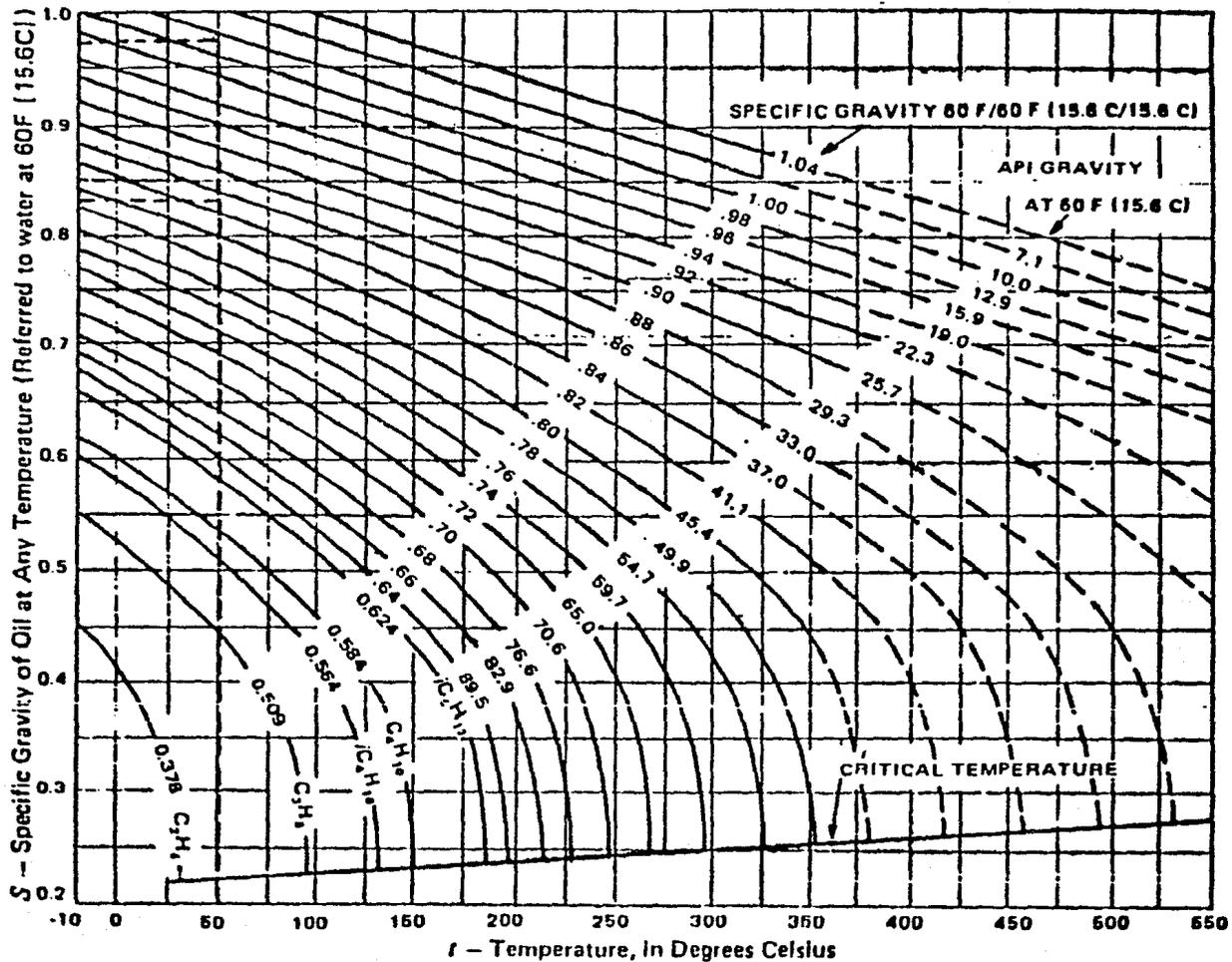


TABLE III.3.

TABLA III.4.

DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO

Tubos de 3/4" DE, arreglo en cuadro de 1 plg						Tubos de 1" DE, arreglo en cuadro de 1 1/4 plg					
Coraza DI. plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI. plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13 1/4	97	90	82	76	70	13 1/4	61	56	52	48	44
15 1/4	137	124	116	108	108	15 1/4	81	76	68	68	64
17 1/4	177	166	158	150	142	17 1/4	112	112	96	90	82
19 1/4	224	220	204	192	188	19 1/4	138	132	128	122	116
21 1/4	277	270	246	240	234	21 1/4	177	166	158	152	148
23 1/4	341	324	308	302	292	23 1/4	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600
Tubos de 1 1/4" DE, arreglo en cuadro de 1 5/16 plg						Tubos de 1 1/2" DE, arreglo en cuadro de 1 7/8 plg					
10	16	12	10			12	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	12	16	16	12	12	
13 1/4	32	30	30	22	22	13 1/4	22	22	16	16	
15 1/4	44	40	37	35	31	15 1/4	29	29	25	24	22
17 1/4	56	53	51	48	44	17 1/4	39	39	34	32	29
19 1/4	78	73	71	64	56	19 1/4	50	48	45	43	39
21 1/4	96	90	86	82	78	21 1/4	62	60	57	54	50
23 1/4	127	112	106	102	96	23 1/4	78	74	70	66	62
25	140	135	127	123	115	25	94	90	86	84	78
27	166	160	151	146	140	27	112	108	102	98	94
29	193	188	178	174	166	29	131	127	120	116	112
31	226	220	209	202	193	31	151	146	141	138	131
33	258	252	244	238	226	33	176	170	164	160	151
35	293	287	275	268	258	35	202	196	188	182	176
37	334	322	311	304	293	37	224	220	217	210	202
39	370	362	348	342	336	39	252	246	237	230	224

Si se toma al mayor valor de coeficiente de temperatura de calor para obtener un área mínima que cumpla con los requerimientos, se tendría:

$$U_D = 60 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F} = 378.53 \text{ KJ/hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$$

Sin embargo, cabe la posibilidad de manejar un coeficiente mayor que nos proporcionaría lógicamente una menor área requerida para el intercambio de calor, por lo que, si se tomara en lugar del límite superior de valores correspondientes a sustancias orgánicas pesadas, el límite inferior del renglón correspondientes a las sustancias orgánicas ligeras y vapor, se tiene que:

$$U_D = 100 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2\cdot^\circ\text{F} = 631 \text{ KJ/hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}.$$

Lo anterior se justifica porque no existe un método estricto a seguir. La flexibilidad en el diseño de intercambiadores es muy grande y las alternativas que se presentan como solución óptima, se eligen de acuerdo al criterio del diseñador, así, aceptar o no las proposiciones del método Kern es una decisión que depende de la consideración de quien esté diseñando.

Paso 7.- Dimensionar el cambiador

a) Obtener el número de tubos por paso:

De la ecuación de continuidad, tenemos que:

$$\text{Gasto másico por los tubos } \dot{M} = 6862 \text{ kg/h} = \rho \bar{v} S$$

Donde ρ = densidad del vapor (se tomará el menor valor para encontrar la mayor área de flujo)

\bar{v} = velocidad del vapor en los tubos.

S = área de flujo por paso.

$$\therefore S = \frac{\dot{M}}{\rho \bar{v}} = \frac{1.90611}{(3)(8.9)} = 0.07138 \text{ m}^2$$

NOTA: ρ .- de tablas de vapor con T = 157°C. se obtiene primero v_g en kg/m^3

\bar{v} .- es una velocidad recomendada para la circulación correcta de vapor en tubería de intercambiadores, en m/s.

Por otra parte, el área de cada tubo, según su diámetro exterior y su calibre BWG de tabla III.1 obtenemos que:

$$s = 0.2679 \text{ in}^2 = 0.00017 \text{ m}^2$$

Por lo tanto, el número de tubos por paso será de:

$$\frac{\text{No. de tubos}}{\text{paso}} = \frac{S}{s} = \frac{0.07138}{0.00017} = 419.9 = 420 \frac{\text{tubos}}{\text{paso}}$$

Si se dieron dos pasos por los tubos se tiene:

$$\text{Número total de tubos} = 420 \times 2 = 840 \text{ tubos}$$

b) Obtener la longitud de los tubos:

$$\text{Si: } Q = AU \cdot \Delta T = A_{\text{sup}} U_{\text{sup}} \cdot \Delta T_{\text{corr}}$$

$$\text{Se tiene que: } A_{\text{sup}} = \frac{Q}{U_{\text{sup}} \cdot \Delta T_{\text{corr}}} = \frac{14381997}{(631)(45.93)} \left(\frac{\text{kJ/hr}}{\text{kJ} \cdot ^\circ\text{C}} \right) \text{ hr m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$A_{\text{sup}} = 496.24 \text{ m}^2$$

Este último resultado adquiere relevante importancia porque nos representa el área necesaria para que, de acuerdo a las temperaturas de proceso y el coeficiente de transferencia de calor supuesto a priori, se dé el flujo de energía en forma de calor (Q) que se advirtió como el que se tendría que poner en juego entre los dos sistemas, es decir, entre el vapor y el combustible.

Por lo tanto, si se sabe ahora el área necesaria y se conoce el número de tubos y su diámetro exterior, se puede conocer entonces la longitud que de éstos se requiere, así:

$$L = \frac{A_{\text{sup}}}{\pi \cdot \text{Dext} \cdot N^2 \text{ de tubos}} = \frac{496.24}{\pi (0.019)(840)} = 9.8 \text{ m}$$

c) Cálculo del diámetro interno de la coraza:

Con Dext. = 3/4", arreglo en cuadro, "pitch" = 1", dos pasos por los tubos y 840 tubos de la tabla III.4 de la página 946 del Donald Q. Kern:

$$\text{Diámetro interior de la coraza} = DI = 35" = 889 \text{ mm.}$$

Paso 8.- Cálculo del espaciamiento y corte de mamparas.

Es obvio que se obtendrán siempre mejores coeficientes de transferencia de calor cuando el flujo de las sustancias que intervienen en el proceso sea turbulento. Para inducir turbulencia fuera de los tubos del inter-

cambiador es costumbre usar deflectores que hacen que el combustible fluya a través de la coraza en ángulos rectos con respecto al eje de los tubos. Esto causa considerable turbulencia aún cuando por la coraza fluye una cantidad pequeña de combustible. La distancia de centro a centro entre los deflectores se llama espaciamiento de mamparas y por norma, este espaciamiento nunca es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la coraza ni menor que una distancia igual a un quinto del mismo diámetro.

El por ciento de corte de mamparas se refiere al espacio que deja cada una de estas para que circule el fluido por la coraza a lo largo de toda la longitud del intercambiador. Las normas TEMA establecen porcentajes entre 25 y 40% de corte en mamparas para este tipo de calentadores.

Tanto el corte como el espaciamiento en la mamparas intervienen directamente en el valor que pueda alcanzarse de la caída de presión en el lado de la coraza y del coeficiente global de transferencia de calor, es pues conveniente, no perder de vista la intervención de estos factores en el proceso de transferencia de calor, porque en un momento dado puedan requerirse, para que, a través de la modificación de éstos se ajuste el comportamiento del calentador diseñado a condiciones preestablecidas por el proceso.

Paso 9.- Cálculo del coeficiente individual para el lado de los tubos y para el lado de la carcasa.

No es posible obtener un modelo matemático sencillo para la determinación de los coeficientes individuales de transferencia de calor, porque éstos, además de ser una medida del flujo de calor por unidad de superficie y por unidad de diferencia de temperatura, indican la velocidad en la cual los fluidos que tienen una variedad de propiedades físicas y bajo diferentes grados de agitación, transfieren calor. Además otros factores como: tamaño de tubos y consideraciones sobre la circulación del fluido dentro o fuera de éstos, intervienen para modificar de forma directa el valor que pueda adquirir el coeficiente que se esté calculando. Con tantas variables, y cada una teniendo su propio grado de influencia en la razón de transferencia de calor, es obvio que no exista una expresión sencilla que permita el cálculo directo de los coeficientes de película. Sin embargo, en forma empírica y con la ayuda de métodos como el de análisis dimensional, Morris y Whitman obtuvieron una expresión para el cálculo del coeficiente de película para el lado de los

tubos. Esta ecuación obtenida es:

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.0115 \left(\frac{D_i G_c}{\mu} \right)^{0.9} \left(\frac{C_M}{k} \right)^{1/3}$$

En donde:

$$\frac{h_i D_i}{k} = \text{Número de Nusselt (Nu)}$$

$$\frac{D_i G_c}{\mu} = \text{Número de Reynolds (Re)}$$

$$\frac{C_M}{k} = \text{Número de Prandtl (Pr)}$$

En la expresión anterior, se observa que h_i depende de propiedades del fluido como su conductividad térmica (k), su viscosidad absoluta (μ) y su calor específico, de propiedades del flujo como el número de Reynolds (Re) y su masa velocidad (G_c) y también del tamaño de los tubos por donde circule el fluido.

Sieder y Tate llevaron a cabo una corrección posterior, tanto para el calentamiento como para el enfriamiento de varios fluidos en tubos horizontales y verticales, llegando a determinar dos ecuaciones, una para flujo laminar y otra para flujo turbulento.

Para el flujo laminar donde $Re < 2100$ se tiene:

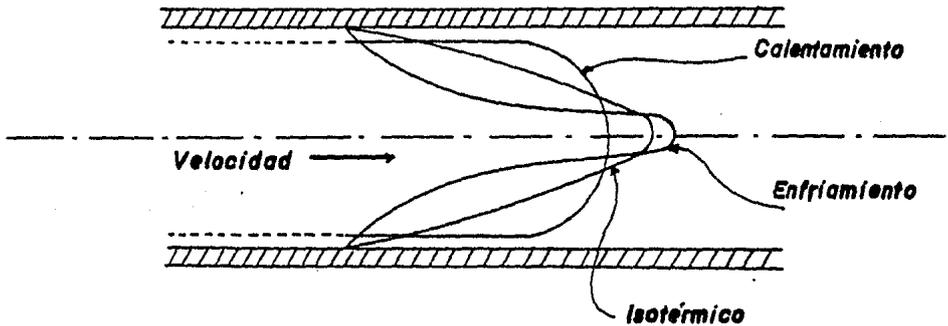
$$\frac{h_i D_i}{k} = 1.86 \left[\left(\frac{D_i G_c}{\mu} \right) \left(\frac{C_M}{k} \right) \left(\frac{D_i}{L} \right) \right]^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Para el flujo turbulento donde $Re > 2100$ se tiene:

$$\frac{h_i D_i}{k} = 0.027 \left(\frac{D_i G_c}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_M}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

De las expresiones anteriores el término $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$ es la corrección determinada por Sieder y Tate por efecto de la viscosidad sobre la pared del tubo. Cuando una cantidad dada de líquido se calienta a medida que se desplaza por el tubo, la viscosidad de éste cerca del tubo es menor que en la parte media. El fluido cerca de la pared se desplaza a mayor velocidad que como lo haría en flujo isotérmico y modifica la distribución parabólica de velocidad, como se indica en la curva de calentamiento de la Figura III.8. Si el líquido se enfría, ocurre lo contrario; el fluido cerca de la pared fluye a menor velocidad que en el flujo isotérmico. Para el fluido que flu-

ye más rápidamente en la pared durante el calentamiento, algo del fluido cerca del eje central del tubo, debe fluir hacia afuera en dirección de la pared para mantener el incremento de velocidad. Este es el componente radial de velocidad que realmente modifica la naturaleza del flujo laminar.



(Fig. III.8.)

Es conveniente observar la dependencia directa de h_1 con G_t , ya que será de mucha importancia para el análisis del comportamiento del sistema a optimizar en los capítulos siguientes. G_t definido como la masa velocidad del fluido que circula por los tubos se obtiene del cociente del gaso masa a través de los tubos entre el área de flujo total de éstos, es decir:

$$G_t = \frac{W_t}{a_t} = \frac{\dot{M}}{a_t} \quad \text{y a su vez:} \quad a_t = \frac{N_t \cdot a'_t}{n}$$

Aquí: N_t = Número total de tubos

a'_t = Área en la sección recta de uno sólo de los tubos

n = Número de pasos por el lado de los tubos

Debido a todo lo expuesto, no se va a tener siempre el mismo valor de h_1 para todas las fluctuaciones de gasto del fluido que circula por los tubos, por la dependencia proporcionalmente directa de estas dos propiedades. Sin embargo, como en el calentador que se está analizando el fluido que circula por los tubos es vapor saturado, el comportamiento del coeficiente de película para variaciones de gasto no es representativo. Esto es debido a que el coeficiente de transferencia de calor asociado en la condensación de

vapor es muy alto comparado con el del combustible que circula por fuera de los tubos, así, es costumbre adoptar un valor conservador convencional para el coeficiente de película del vapor, puesto que éste nunca es la película controlante en lugar de obtenerlo por cálculo. Este valor es de:

$$h_1 = h_1 \left(\frac{D_1}{D_0} \right) = h_{10} = 1500 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

NOTA: Recordando, si un coeficiente de película es muy pequeño y otro muy grande, el coeficiente menor proporciona la mayor resistencia y el coeficiente total de transferencia de calor para el sistema es muy cercano al recíproco de la resistencia mayor. Por lo tanto el coeficiente menor es el coeficiente de película controlante.

Ahora bien, el coeficiente de película por afuera del haz de tubos se conoce como coeficiente del lado de la coraza. Cuando el intercambiador emplea deflectores para dirigir el flujo del fluido de la coraza a través de los tubos, desde la parte superior a la parte inferior, los coeficientes de transferencia de calor son mayores que para el flujo libre a lo largo de los ejes de los tubos. Esto se debe al aumento de la turbulencia del fluido. Por otra parte, se debe contemplar también la influencia del tipo de arreglo en los tubos, debido a que según el arreglo de éstos se pueden lograr ventajas para mejorar este coeficiente de película.

En un arreglo cuadrado la velocidad del fluido está sometida a continuas fluctuaciones debido a la reducción del área entre los tubos adyacentes comparada con el área de flujo entre las hileras sucesivas. En los arreglos triangulares todavía hay mayor turbulencia debido a que el fluido que circula entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente en la hilera siguiente. Bajo condiciones similares de flujo y tamaño de tubos, los arreglos triangulares dan coeficientes cercanos al 25% mayores que los obtenidos con arreglos en cuadro.

La expresión obtenida para el coeficiente de transmisión de calor por el lado de los tubos obviamente no es aplicable a los fluidos que circulan por fuera de ellos, esto se ha demostrado experimentalmente. Sin embargo, para valores del número de Reynolds del flujo en la coraza entre 2000 y 1'000,000, se tiene una expresión que al igual que la que establece el coeficiente de película para el lado de los tubos también es empírica y que además

define el comportamiento del coeficiente por el lado de la coraza con una muy buena aproximación. Esta expresión establece que:

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Donde, para nuestro calentador:

- h_o - Coeficiente de transferencia de calor lado coraza
- k - Conductividad térmica del combustible
- μ - Viscosidad absoluta del combustible
- D_e - Diámetro equivalente
- G_s - Masa-velocidad del fluido en la coraza
- c - Calor específico
- μ_w - Viscosidad absoluta a temperatura de pared del tubo

Debe notarse, de la expresión anterior, la relación directamente proporcional de h_o y G_s , es decir, entre el coeficiente de transferencia de calor lado coraza y la masa-velocidad, la cual a su vez, se define como:

$$G_s = \frac{W_s}{a_s} = \frac{\dot{m}}{a_s}$$

Donde $\dot{m} = W_s$ - Gasto masa del fluido en la coraza

a_s - Area total de flujo

Además:

$$a_s = \frac{DI \cdot C' \cdot B}{P_T \cdot 144}$$

DI - Diámetro interior de la coraza (in)

C' - Claro entre tubos ($P_T - D_{ext}$) (in)

P_T - Pitch (in)

B - Espaciamiento entre mamparas (in)

NOTA: No existe un valor del área de flujo verdadero mediante el cual la masa velocidad sea computada puesto que el área de flujo varía a través del diámetro de la coraza y en cada hilera longitudinal de tubos.

La velocidad lineal y de masa del fluido en la coraza cambian continuamente a través del haz de tubos, ya que el ancho de la coraza y el número de tubos varía de cero en la parte superior y en el fondo a un máximo en el centro de la coraza. La amplitud de área de flujo en la expresión presentada, se tomó en la hilera hipotética de tubos que poseen la máxima área

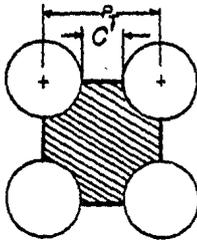
de flujo y que corresponde al centro de la coraza.

Refiriéndonos ahora al "De" o diámetro equivalente de flujo en la coraza, se puede decir que es equivalente a cuatro veces el radio hidráulico, el cual, por definición es el radio que corresponde al de un círculo equivalente al área del canal no circular y consecuentemente en un plano a ángulos rectos a la dirección del flujo.

$$De = 4(\text{radio hidráulico}) = \frac{4 (\text{área libre})}{\text{perímetro húmedo}}$$

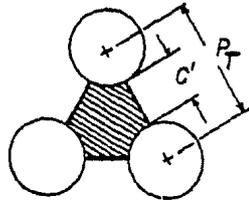
Para un arreglo en cuadro

$$De = \frac{4(P_T^2 - \pi D_o^2 / 4)}{\pi D_o}$$



Para un arreglo triangular

$$De = \frac{4 [(1/2 P_T \cdot) (0.86) (P_T) - (1/2 \pi D_o^2 / 4)]}{(1/2) \pi D_o}$$



Por último, al igual que lo explicado para el coeficiente de película lado de los tubos, este coeficiente no es uno sólo para el intercambiador, ya que dependerá del gasto-masa de combustible con que se está trabajando para fijar el valor de h_o en uno determinado. Este es el coeficiente de película controlante porque normalmente es mucho menor que el fijado para el vapor.

Paso 10.- Cálculo del factor de obstrucción.

Quando un intercambiador de calor ha estado en servicio por algún tiempo, se le depositan incrustaciones y basura en la parte interior y exterior de los tubos añadiendo dos resistencias más de las que fueron incluidas en el cálculo de "U". La resistencia adicional reduce el valor original de "U", y la cantidad requerida de calor ya no se transmite por la superficie original "A"; T_2 (temperatura de salida del fluido caliente) aumenta y t_2 (temperatura de salida del fluido frío) disminuye respecto a las temperaturas de salida deseadas, aún cuando h_1 y h_o se mantienen sustancialmente constantes. Para contemplar esta eventualidad se acostumbra diseñar el cambia-

dor de calor anticipando la depositación de basura e incrustaciones, introduciendo para esto la resistencia R_d llamada factor de obstrucción. Este factor es, a su vez, integrado por la suma de dos resistencias R_{d1} y R_{d0} donde R_{d1} es el factor de obstrucción por el lado de los tubos y R_{d0} es el factor de obstrucción por el lado de la coraza.

El valor de "U" obtenido únicamente a partir de $\frac{1}{h_{i0}}$ y $\frac{1}{h_o}$ puede designarse como coeficiente total limpio establecido por " U_c " para indicar que los lodos o basura no han sido tomados en cuenta.

El coeficiente total de transferencia de calor que incluye los factores de obstrucción se llama coeficiente total de diseño " U_d ". El valor del área de transferencia de calor correspondiente a " U_d " en lugar de " U_c ", proporciona las bases con las cuales el equipo debe construirse en última instancia. " U_d " y " U_c " se relacionan de manera siguiente:

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + R_{d1} + R_{d0}$$

Donde: $R_{d1} + R_{d0} = R_d \therefore \frac{1}{U_d} = \frac{1}{U_c} + R_d$

En la actualidad se cuenta con tablas muy completas en donde se pueden encontrar los factores de obstrucción para un proceso cualquiera dependiendo de los fluidos que intervengan y de las velocidades de éstos dentro del intercambiador.

Paso 11.- Cálculo de las caídas de presión del cambiador de calor.

Cuando un fluido fluye en una tubería isotérmicamente, experimenta una disminución en la presión. Se ha demostrado empíricamente que esta caída de presión depende del número de Reynolds y de la rugosidad de la tubería. La ecuación de Fanning es una ecuación empírica que relaciona la caída de presión en una tubería con las dos variables mencionadas. Dicha ecuación se presenta en seguida:

$$\frac{\Delta P_{2g} \odot D}{4G^2 L} = \frac{\alpha}{Re} = f$$

- Donde: Re - Número de Reynolds
 α - Rugosidad de la tubería
 f - Factor de fricción de Fanning
 G - Masa velocidad

- L - Longitud del tubo
- D - Diámetro del tubo
- ρ - Densidad de la sustancia
- g - Aceleración de la gravedad

Ahora bien, la caída de presión en la coraza de un intercambiador es proporcional también al número de veces que el fluido cruza el haz de tubos entre los deflectores y a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza. Haciendo una modificación de la ecuación de Fanning se obtuvo una correlación usando el producto de la distancia a través del haz y el número de veces que el haz es cruzado por el fluido (N + 1).

La ecuación obtenida involucrando además la corrección de Sieder y Tate por viscosidad, se presenta a continuación:

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{2g \rho D_e \phi_s} = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e s \phi_s} \left[\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \right]$$

- Donde:
- f - Factor de fricción de Fanning, obtenible de tablas o diagramas para un cierto "Re" (es a dimensional).
 - G_s - Masa velocidad del fluido en la coraza lb/hr·ft²
 - D_s - Diámetro interno de la coraza (ft)
 - N - Número de deflectores
 - N+1 - Número de veces que el fluido cruza el haz desde la entrada hasta la salida = L/B
 - g - Aceleración de la gravedad = 4.1669 x 10⁸ ft/h²
 - ρ - Densidad (lb/ft³)
 - D_e - Diámetro equivalente (ft)
 - s - Gravedad específica
 - ϕ_s - Corrección de Sieder y Tate

Para el cálculo de la caída de presión por el lado de los tubos se parte también de la ecuación de Fanning y se obtiene:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L_n}{5.22 \times 10^{10} D_s \phi_t} \left(\frac{\text{lb}}{\text{ft}^2} \right)$$

- Donde:
- P_t - Caída de la presión por el lado de los tubos
 - L - Longitud de los tubos
 - n - Número de pasos por el lado de los tubos

D - Diámetro interior de los tubos

G_t - Masa velocidad por el lado de los tubos

De estas dos últimas expresiones no se dan valores de sus desviaciones pero han sido aceptadas por la "Tubular Exchanger Manufacturers Association" y como se puede observar en cada una de ellas, se tendrán valores distintos de caída de presión P_s y P_t al cambiar el flujo de masa en la carcaza y en los tubos respectivamente, por lo que no se obtienen valores únicos de las caídas de presión en nuestro proceso de diseño térmico del cambiador de calor al igual que sucedió en el caso de los coeficientes de transferencia de calor.

Paso 12.- Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor en base a los datos de proceso de la Planta Manzanillo II, Unidades I y II.

Por el lado de los tubos:

Este coeficiente de película es el correspondiente al vapor y, como se ha mencionado, es usual utilizar un valor estándar representativo de 1500 BTU/hr ft²°F para todo el rango de operación de intercambiador. Es decir:

$$h_{io} = 1500 \text{ BTU}/(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}) = 8.51 \text{ kg}/(\text{seg} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

Por el lado de la carcaza:

$$\text{Si: } \frac{h_o D_e}{k} = 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$h_o = \left(\frac{k}{D_e} \right) 0.36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$h_o = (G_s)^{0.55} 0.36 \left(\frac{k}{D_e} \right) \left(\frac{D_e}{\mu} \right)^{0.55} \left(\frac{c\mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \dots(\text{III.n.})$$

$$\text{En donde: "De" = diámetro equivalente} = \frac{4(Pt - (\pi D_o)/4)}{\pi D_o} \dots(\text{III.ñ.})$$

Sustituyendo en III.ñ. los valores del intercambiador diseñado se tiene:

$$D_e = \frac{4(12 - \pi(0.75)^2/4)}{\pi(0.75)} = 0.9476" = 2.4 \text{ cm}$$

Puede observarse de la expresión III.n. que todo lo que se encuentra dentro del paréntesis rectangular es constante para las condiciones de proceso dadas y las dimensiones del intercambiador diseñado; por lo tanto, podemos escribir:

$$h_o = G_s^{0.55} k_o \dots(\text{III.o.})$$

Ahora bien, como: $G_s = \frac{\dot{m}}{as}$ y a su vez $as = \frac{DI \cdot C' \cdot B}{P_T}$

Entonces: $G_s = \frac{\dot{m} P_T}{DI \cdot C' \cdot B}$

- Donde: \dot{m} - Gasto másico del combustible
 P_T - Pitch del intercambiador
 DI - Diámetro interno de la carcaza.
 $C' - p^t - Do$
 B - Espaciamiento entre mamparas
 Do - Diámetro exterior de los tubos

Regresando a la ecuación (III.o.):

$$h_o = \left(\frac{\dot{m} P_T}{DI \cdot C' \cdot B} \right)^{0.55} k_o$$

$$h_o = \dot{m}^{0.55} \left(\frac{P_T}{DI \cdot C' \cdot B} \right) k_o$$

La expresión $\left(\frac{P_T}{DI \cdot C' \cdot B} \right) k_o$ es una constante para el intercambiador diseñado y entonces:

$$h_o = \dot{m}^{0.55} k_T$$

Obteniendo el valor de k_T de acuerdo a las características del intercambiador ya calculado y a las propiedades del combustible que circula por él, se tiene:

$$h_o = \dot{m}^{0.55} (5.76 \times 10^{-4}) \frac{KJ}{seg \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

En esta última expresión \dot{m} debe estar dado en kg/hr. Por lo tanto, para un flujo de combustible de 85283 kg/hr se tiene:

$$h_o = (5.76 \times 10^{-4}) (85283)^{0.55} = 0.2967 \frac{KJ}{seg \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

Determinación del factor de incrustamiento interno y externo.

De las normas TEMA clase "R", páginas 124 y 125, se tiene:

$$R_{di} = 0.0005 \frac{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}{BTU} = 0.088 \frac{seg \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{KJ}$$

$$R_{do} = 0.004 \frac{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}{BTU} = 0.70 \frac{seg \cdot m^2 \cdot ^\circ C}{KJ}$$

Por otro lado, como el coeficiente global de diseño se da por:

$$UD = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{\frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_{o0}} + R_{di} + R_{do}}$$

Sustituyendo, tenemos:

$$UD = \frac{1}{\frac{1}{8.51} + \frac{1}{0.2967} + 0.088 + 0.7} = 0.2338 \left(\frac{KJ}{seg \cdot m^2 \cdot ^\circ F} \right)$$

$$UD = 841.68 \left(\frac{KJ}{seg \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

Dejando la expresión para el cálculo de "U_d" en función del gasto de combustible, se obtiene que:

$$UD = \frac{1}{\frac{1}{8.51} + \frac{1}{(5.76 \times 10^{-4}) \dot{m}^{-0.55}} + 0.0088 + 0.7} =$$

$$UD = \frac{1}{0.905 + 1736.1 \dot{m}^{-0.55}} \left(\frac{KJ}{seg \cdot m^2 \cdot ^\circ C} \right)$$

La gráfica que corresponde a la expresión anterior se muestra en la Fig. III.9.

Como se puede observar al aumentar el gasto másico de combustible, el coeficiente global de transmisión de calor aumenta también, lo que se traduce en un mejor aprovechamiento de energía en el proceso de transmisión de calor que se verifica en el intercambiador, por lo que, en un momento dado, como el área del intercambiador es fija puede resultar sobrada para las temperaturas de proceso requeridas.

Lo anterior trae consigo un grave problema en el control del nivel de vapor condensado dentro de los tubos del intercambiador, ya que como el coeficiente de transmisión de calor aumenta para un área dada y las temperaturas de proceso son fijadas por las necesidades de manejo y combustión, se robará más energía al vapor que circula por los tubos, aumentando el nivel de condensado y por lo tanto, con esto, reduciendo el área neta de transmisión de calor creando así un sistema autorregulable pero que no permite tener inferencia directa en el comportamiento del mismo.

Este fenómeno se aprecia también si se analiza el comportamiento

de la caída de presión en los tubos del intercambiador al variar la demanda de combustible.

Si el gasto de combustible aumenta, el gasto de vapor, espontáneamente también lo hace por la necesidad de satisfacer la demanda de energía requerida por el combustible. Ahora bien, este aumento espontaneo del gasto másico de vapor acarrea, según las expresiones antes mencionadas, una caída de presión cada vez más grande mientras más grande sea el aumento de gasto de vapor. Así, recordando que:

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D s \phi_t}$$

Donde: ΔP_t - Caída de presión por el lado de los tubos

f - Factor de fricción de Fanning

L - Longitud de los tubos

n - Número de pasos por los tubos

D - Diámetro interior de los tubos

s - Gravedad específica

ϕ_t - Factor de corrección de Sieder-Tate

G_t - Masa velocidad = $\frac{\dot{m}_t}{a_t}$

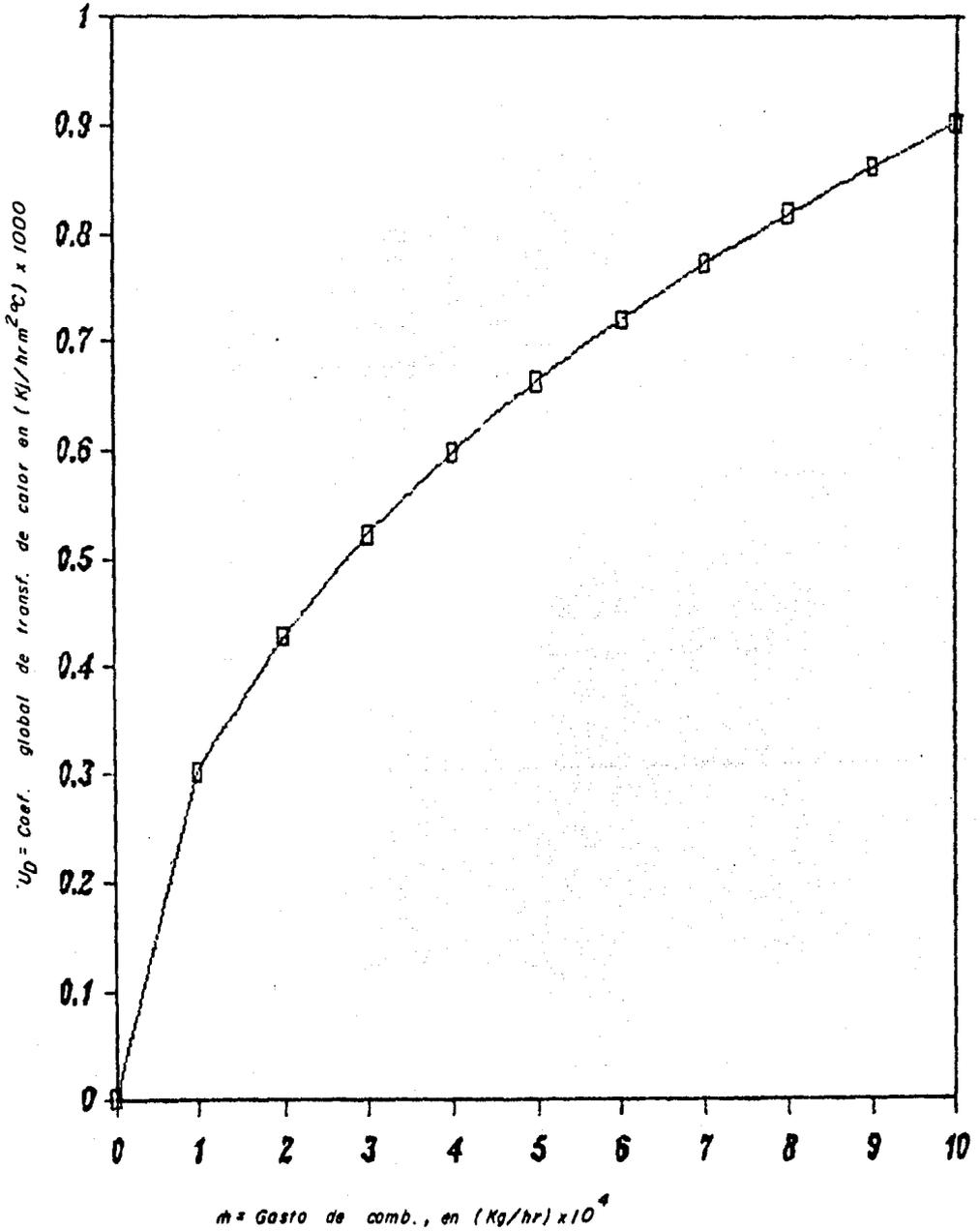
a_t - Area de flujo a través de los tubos

Podemos escribir, para un intercambiador dado:

$$\Delta P_t = K \dot{m}_t^2 \quad \text{Donde: } \dot{m}_t = \text{Gasto másico en los tubos}$$

Esta última expresión nos dice, en nuestro caso, que las caídas de presión por el lado de los tubos aumenta o disminuye exponencialmente al aumentar o disminuir el gasto del vapor que circule por los tubos. Es evidente que un sistema de control como el que actualmente existe para este sistema en las Plantas Termoeléctricas del país, carece de funcionalidad ya que éstos pretenden, mediante una carga neta positiva y una válvula de regulación, controlar el sistema que de por sí, como se ha demostrado, es autocontrolable por lo que, fundamentando la conclusión siguiente en lo expuesto, es preferible descargar el condensado del intercambiador a un tanque de retorno de condensado en lugar de alimentar directamente al generador vapor-vapor del sistema de vapor auxiliar secundario ya descrito en el desarrollo de esta tesis, y así, controlar simplemente con una válvula a la entrada

del intercambiador el gasto y la temperatura del vapor que se requiere para el calentamiento del combustible.



(Fig. III.9)

CAPITULO IV

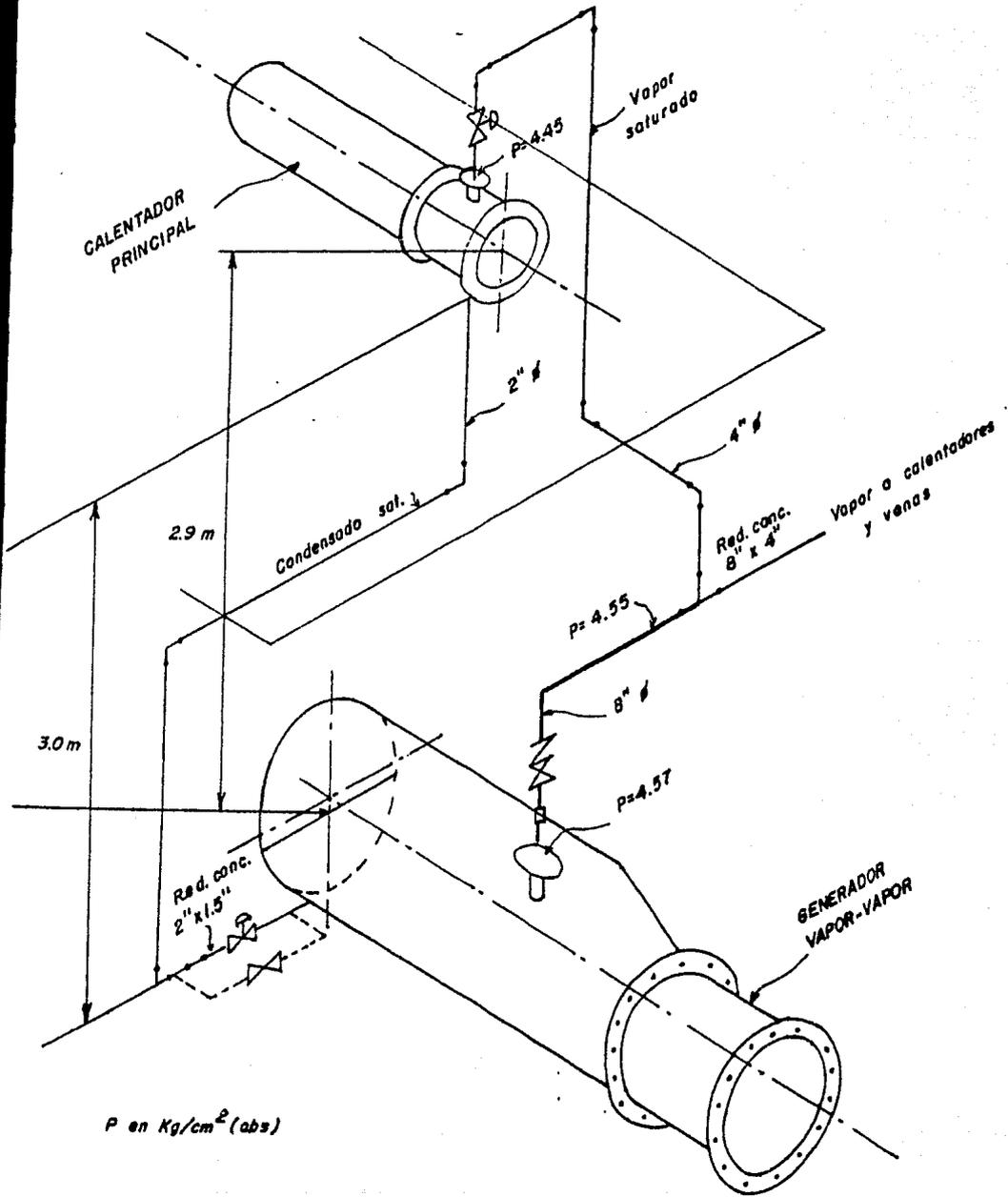
ANALISIS DE LAS ALTERNATIVAS DE CONTROL DEL CALENTADOR PRINCIAL DE COMBUSTIBLE DE UNA PLANTA TERMoeLECTRICA

En atención a la gran importancia que revisten los intercambiadores de calor estudiados en el Capítulo III que utilizan vapor como medio de calentamiento, por su aplicación en los llamados servicios auxiliares de las Plantas Generadoras de Energía, se expondrán algunos fenómenos importantes que se presentan durante su operación y que obstaculizan su satisfactorio funcionamiento.

Uno de estos servicios auxiliares, es el calentamiento del combustible, desde su almacenamiento y distribución, hasta su inyección a los quemadores del hogar del generador de vapor. En nuestro caso, el calentador que adquiere relevante importancia debido a los problemas que actualmente se tienen para su control, es el denominado "calentador principal de combustible".

Este calentador forma parte de un sistema compuesto por el cabezal de vapor auxiliar secundario, un generador vapor-vapor (reboiler), una válvula de control por temperatura, y los tramos de tubería que interconectan cada uno de los mencionados equipos, y que además, proporcionan en una parte del trayecto, la carga positiva de vapor condensado entre el calentador principal de combustible y el reboiler. El arreglo del sistema se muestra en la Figura IV.1. y la referencia al mismo para su mejor comprensión y ubicación, en el punto II.3.6.

Como resultado de estudios y análisis realizados por ingenieros de la Comisión Federal de Electricidad (C.F.E.) y el Instituto Mexicano del Petróleo (I.M.P.), se concluyó que la mejor ubicación de la válvula de control sería en la línea de condensado, es decir, en la línea de descarga del calentador principal de combustible, en lugar de colocarla en la línea de vapor (alimentación al mismo calentador), en donde actualmente se localiza en todas las Plantas Termoeléctricas del país.



(Fig. IV.1.)

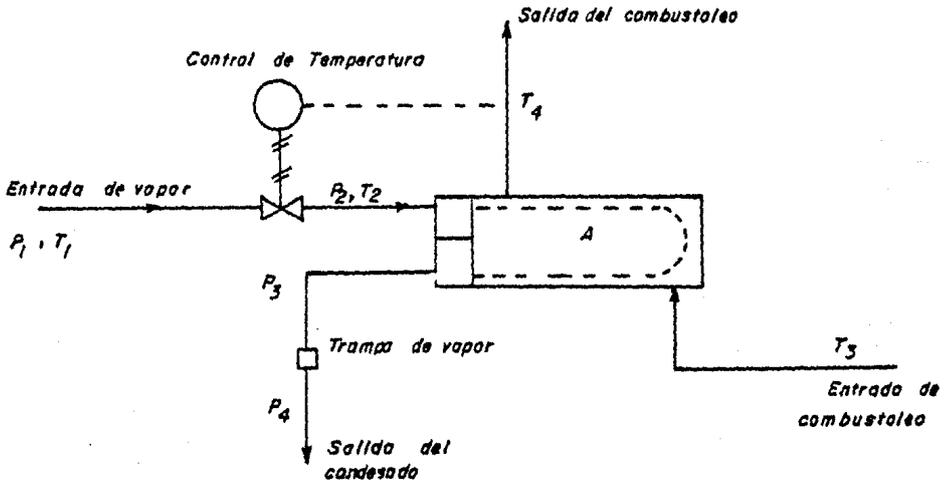
Sin embargo, en la práctica ninguna de estas dos alternativas permite un control adecuado del sistema durante su operación, y ante las fluctuaciones en la demanda de carga térmica para calentamiento del combustible, que normalmente se presentan como respuesta al porcentaje de capacidad al que opere la Planta Termoeléctrica. Esta carencia de control es debido a las siguientes situaciones:

Cuando la P.T. opera con un porcentaje de carga total, es decir, al 100% de su capacidad, se debe manejar un gasto de combustible dado y un gasto de vapor suficiente, con una temperatura adecuada, para proporcionar la carga térmica que demanda el combustible (consultar los datos del diseño de intercambiador para la Planta de Manzanillo, Capítulo III). Así, la caída de presión que sufre el vapor al circular por el sistema es tal, que para que éste pueda regresar al interior del generador vapor-vapor se requiere de una carga neta positiva entre el calentador principal y el generador vapor-vapor de aproximadamente 3m (con una apertura de la válvula de control entre el 80% y 85%). Cuando el porcentaje de carga se reduce, las caídas de presión disminuyen, tanto en la tubería como en el intercambiador de calor, y esto se compensará con una menor apertura de la válvula de control, ocasionando que la caída de presión a través de ella aumente y entonces, la carga neta necesaria para alimentar el condensado nuevamente al reboiler, se mantendrá constante. Pero, como el coeficiente global de transferencia de calor también varía con relación al gasto de combustible, aumentará cuando el porcentaje de carga aumente, y disminuirá cuando éste disminuya, provocando, debido a que el área del intercambiador es fija, un aumento o disminución del nivel de vapor condensado dentro del intercambiador, lo que a su vez ocasiona que el área neta de transmisión de calor crezca o disminuya inversamente proporcional al aumento o disminución del coeficiente global de transferencia de calor, con lo que, aún, para fluctuaciones de carga, si se deja la válvula de control completamente abierta, la simple variación del nivel de condensado dentro del intercambiador, proporciona la carga neta suficiente para que el condensado regrese al reboiler a intervalos de tiempo que fluctúan dependiendo de la frecuencia de los aumentos o disminuciones del porcentaje de carga con que esté operando la Planta Termoeléctrica.

Lo anterior, además de no proporcionarnos un sistema que esté bajo nuestro control, trae consigo problemas como el desgaste prematuro del intercambiador debido a que opera continuamente inundado y a que el condensado a altas temperaturas, es altamente corrosivo. Se tienen también problemas de vibración y golpeteo, al colapsarse el vapor dentro del intercambiador cuando entra en contacto con el condensado que se ha subenfriado.

Algo similar ocurre cuando se utiliza una válvula de control en la entrada del vapor al intercambiador y una trampa de vapor en la línea de condensado, sistema que se analiza a continuación.

la siguiente figura ilustra un intercambiador en el cual la temperatura de salida, del fluido frío en el proceso, es regulada por medio de una válvula de control localizada en la línea de entrada del vapor (con desalojo de condensado a través de una trampa de vapor).



(Fig.IV.2.)

En este sistema se considera que la superficie total de transferencia de calor (A) está siempre disponible, lo cual es cierto sólo si la trampa de vapor ubicada en la línea de salida del mismo desaloja el condensado a medida que se va formando, con lo que, no habría inundación en el intercambiador.

Bajo estas condiciones, una reducción en la carga de calor Q oca

sionada por ejemplo, por una disminución en el flujo de proceso (en nuestro caso, combustoleo) se satisface mediante la reducción de la diferencia principal de temperatura MLDT. Ya que la temperatura del fluido a calentar se mantiene constante sin importar la cantidad de flujo, la MLDT variará solamente por cambios en la temperatura del lado del vapor (T_2), lo que se logra mediante estrangulamientos de la válvula. Esta se cierra hasta un grado que permita el suministro del vapor suficiente, para mantener el nuevo valor de T_2 a carga reducida.

La temperatura (T_{2M}) requerida en el lado de vapor a un factor de carga M, está dada por la siguiente ecuación, para el sistema mostrado:

$$T_{2M} = \left(\frac{T_3+T_4}{2}\right) \left(1 - \frac{M}{100}\right) + \left(\frac{M}{100}\right) T_1$$

Los subíndices de las temperaturas corresponden a los utilizados en la Figura IV.2.

A: PARA CONDICIONES DE DISEÑO AL 100% DE CARGA:

$$Q_{100} = U.A.MLDT_{100}$$

Ignorando la P a través de la válvula a condiciones de carga completa: $P_1=P_2$ y $T_1=T_2$.

$$\therefore MLDT_{100} = \frac{(T_1-T_3) - (T_1-T_4)}{2.3 \log \frac{(T_1-T_3)}{(T_1-T_4)}}$$

Para facilidad, usando el significado aritmético de ΔT en lugar del logarítmico:

$$\Delta T_{100} = \frac{(T_1-T_3) + (T_1-T_4)}{2} = T_1 - \frac{(T_3+T_4)}{2}$$

y si:

$$T_{S,100} = \frac{T_3+T_4}{2} \therefore \Delta T_{100} = T_1 - T_{S,100}$$

por tanto:

$$Q_{100} = UA (T_1 - T_{S,100})$$

B: A CONDICIONES AL M% DE CARGA:

$$Q_M = UA(T_{2M} - T_{SM})$$

o

$$T_{2M} = \frac{Q_M}{UA} + T_{S,M}$$

si

$$M = \frac{Q_M}{Q_{100}} \text{ o } Q_M = \left(\frac{M}{100}\right) Q_{100}$$

$$\begin{aligned} \therefore T_{2M} + \left(\frac{M}{100}\right) \left(\frac{Q_{100}}{UA}\right) + T_{SM} &= \left(\frac{M}{100}\right) (\Delta T_{100}) + T_{SM} \\ &= \frac{M}{100} (T_1 - T_{S,100}) + T_{SM} \end{aligned}$$

Para el sistema mostrado T_3 y T_4 se mantienen constantes a cualquier condición de carga:

$$T_{SM} = \frac{T_3 + T_4}{2}$$

Por lo tanto:

$$T_{2M} = \frac{M}{100} \left(T_1 - \frac{T_3 + T_4}{2}\right) + \left(\frac{T_3 + T_4}{2}\right) = \left(\frac{T_3 + T_4}{2}\right) \left(T_1 - \frac{M}{100}\right) + \left(\frac{M}{100}\right) T_1$$

Esta última ecuación permite calcular la temperatura (y su correspondiente presión de vapor) del lado de vapor del intercambiador a diferentes cargas de operación.

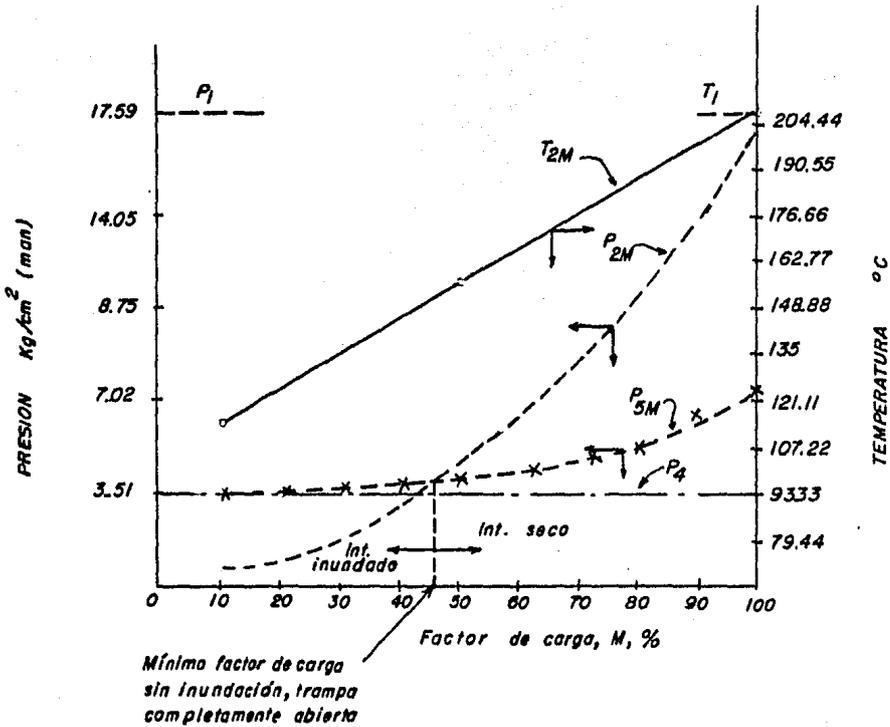
T_3 y T_4 son respectivamente, las temperaturas de entrada y salida del fluido a calentar. T_1 es la temperatura del vapor suministrado en la válvula y M es el factor de carga porcentual.

Examinamos un ejemplo de la aplicación de esta ecuación en un intercambiador diseñado para las siguientes condiciones.

Suministro de vapor a 17.59 kg/cm² (p_1), 207.77°C (T_1), $P_4=3.51$ Kg/cm² a la salida de la trampa de vapor. La temperatura del fluido en proceso a la entrada es de 40.55°C (T_3), y se desea que salga del intercambiador a 162.77°C.

Las temperaturas (T_{2M}) han sido calculadas a varios factores de carga, y se ilustran en la siguiente gráfica. Las presiones (P_{2M}) para vapor saturado, corresponden a las temperaturas (T_{2M}) y se tomaron de tablas de vapor. Las presiones (P_{5M}) son las requeridas a la entrada de la trampa de vapor para proporcionar la presión diferencial a través de la trampa, que permitirá a ésta descargar el condensado producido para los diferentes factores de carga. El intercambiador en cuestión está al 100% de carga a 7.91×10^2 KW, teniendo una condensación de 1,489.12 Kg/hr.

Las presiones (P_{5M}) se tomaron de tablas, de fabricantes de trampas de vapor (capacidad de condensación Vs. presión diferencial de la trampa).



(Fig. IV.3.)

Un análisis de la gráfica anterior revela que el intercambiador en cuestión se inundará si trabaja a menos de 47% de carga, lo cual se debe a que la presión en el lado del vapor (P_{2M}) no llega a ser la mínima requerida a la entrada de la trampa de vapor (P_{5M}) para que ésta descargue el condensado producido a esa carga. Por esta razón, el condensado regresará dentro del intercambiador, cubriendo parte de la superficie de transferencia de calor.

Si se trabaja a factores de carga mayores (o igual) del 47%, la presión en la línea de vapor (P_{2M}) será suficiente para vencer la contrapresión de la trampa de vapor, permitiendo a ésta trabajar satisfactoriamente, descargando el condensado generado, evitando inundación.

En el primer caso, cuando existe inundación en el intercambiador,

es posible que se establezca cierto equilibrio entre la presión ejercida en la línea de vapor (P_{2M}) y la porción inundada de la superficie total de transferencia de calor, permitiendo al intercambiador, operar apenas por encima del valor de la contrapresión (P_4) de la trampa de vapor, en cuyo caso, ésta controlaría al intercambiador de cualquier forma. Pero si sucede una reducción repentina en el factor de carga, este equilibrio podría no darse, y en su lugar se tendrían ciclos de inundación y desinundación del intercambiador (conforme operará la válvula de control de vapor), con lo que se presentan los ya mencionados problemas de ruido y golpeteo dentro del intercambiador, al colapsarse las burbujas de vapor al contacto con el condensado que se encuentra a menor temperatura, además del reflujo que se producirá si no existe válvula check a la salida de la trampa de vapor ubicada en la línea de escape de condensado.

Cabe mencionar que mientras se encuentre operando la válvula de control reguladora del flujo de vapor para reducir la carga térmica, se producirá una caída en la presión (P_{2M}), a la cual el vapor se condensará dentro del intercambiador, ocasionando dificultades para el desalojo del condensado resultante de la operación del sistema a carga reducida.

CONTROL A LA ENTRADA DEL VAPOR PROPORCIONANDO ADEMÁS, EXCESIVA SUPERFICIE DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

La misma situación que se presenta con la caída de presión en el lado de vapor ocurrirá si se dispone de áreas excesivas de transferencia de calor a causa del uso de coeficiente de transferencia muy conservadores o del sobredimensionamiento del intercambiador para condiciones de sobrecarga de emergencia.

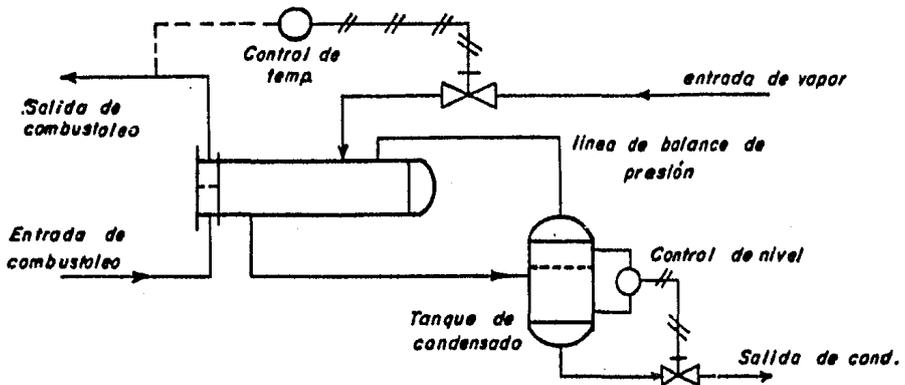
El funcionamiento de intercambiadores con una superficie excesiva de transferencia de calor, resultaría similar al descrito en la Figura IV.3, aún al 100% de carga, para lo que, la válvula de control se extrangularía, resultando P_2 substancialmente menor a P_1 , a fin de obtener un valor reducido de MLDT que nos lleve a Q_{100} en presencia de un alto valor de UA.

El trazo de la presión mínima de entrada a la trampa de vapor necesaria para desalojo de condensado (P_{2M}) mostrado en la Fig. IV.3., corresponde a una trampa diseñada para permitir el flujo de 1.75 veces al 100% de carga condensado a una presión diferencial de 14.07 kg/cm^2 (es decir, la

presión diferencial aplicable a condiciones de carga completa). Pero si el factor de seguridad de 1.75 usado fuera inadecuado, podría optarse por una trampa de capacidad mayor (área de orificio más grande) que amplíe la posibilidad de operación a baja presión (y por lo tanto, con mayor formación de condensado), pero esto ocasiona problemas mecánicos tales como diámetro de flotación más grande (más susceptible a la ruptura) u operación a carga normal con el orificio de la válvula trabajando casi cerrado, exponiendo a la misma a tirnarse o inclusive, a atascarse.

Para la trampa de vapor puede eliminarse del sistema mediante el uso de un tanque de retorno de condensado, como el ilustrado en la Fig. IV.4. La válvula de control utilizada en tal caso, tiene un rango de capacidad de flujo más amplio que la trampa de vapor, además de ser más robusta que las trampas usadas generalmente en los servicios de intercambiadores. De esta manera, cuando se opera con rangos de condensado muy altos que hacen difícil la selección adecuada de trampas de vapor, el empleo del tanque de retorno de condensado con una válvula de control, no tiene rival.

El arreglo de la Figura IV.4, no resuelve, sin embargo, el problema de desalojo de condensado cuando la presión del lado de vapor ha caído a niveles bajos comparada con la presión de retorno, o por debajo de la presión atmosférica. En tales casos, se hace necesario el uso de una bomba de vacío para disminuir la presión en el tanque de condensados, además de la bomba que se empleará para desalojar el condensado de este tanque hacia donde se desee.



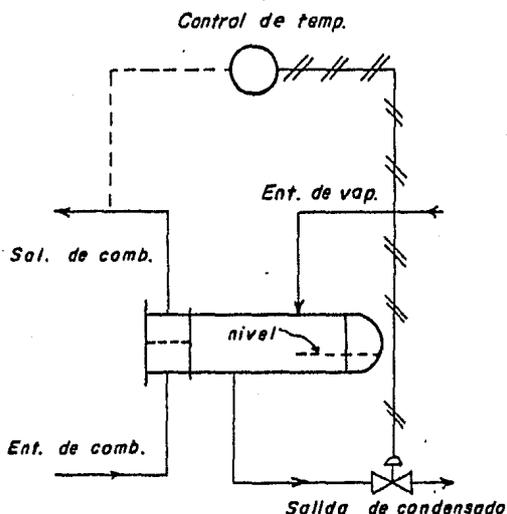
(Fig. IV.4.)

CONTROL A LA SALIDA DEL CONDENSADO.

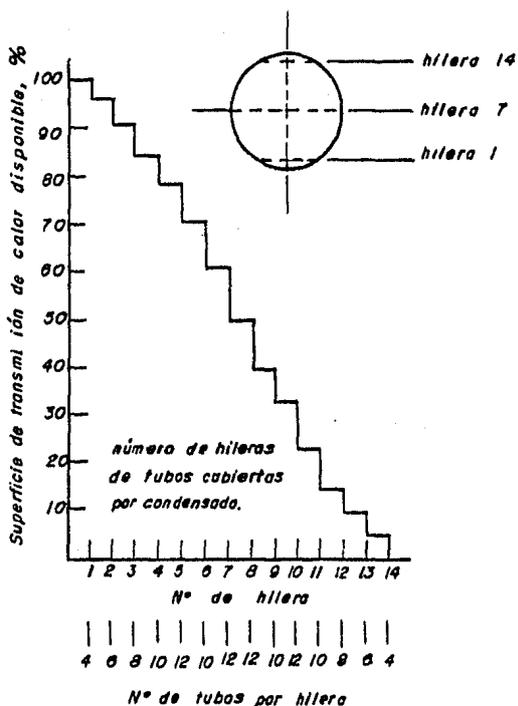
En la Fig. IV.5 se ilustra un intercambiador en donde la temperatura de salida del fluido de proceso (fluido a calentar), es controlada regulando el flujo de condensado proveniente del intercambiador (calentador principal de combustible, en nuestro caso), mientras que el vapor se condensa suministrando la presión de escape dentro del mismo intercambiador. A condiciones del 100% de carga, este sistema no es diferente al que tiene el control a la entrada del vapor, descrito en la Fig. IV.2., en el que la superficie total de transferencia de calor es utilizada completamente al no producirse inundación. A una carga menor del 100%, el sistema de control a la salida del condensado, hace variar la superficie de transferencia de calor disponible mediante la inundación de una fracción de esa área total (A), correspondiendo a la disminución en la demanda de carga térmica y manteniendo T constante. El porcentaje de área disponible de transferencia de calor a cualquier condición de carga, es idéntico al factor de carga en operación, es decir, a un 75% de carga, el sistema requiere únicamente del 75% del área total de transferencia de calor como se muestra en la Figura IV.6. Pero a pesar de que controlando el flujo de condensado se tiene siempre disponible una presión positiva para desalojo del mismo, las desventajas de este sistema tienden a enfatizarse.

Estas desventajas son: a) cheques térmicos que dañan al material del intercambiador, b) corrosión debida al nivel de condensado mantenido en el interior del intercambiador, c) frecuentemente, funcionamiento impredecible del sistema, debido a que existe gran variación en los lapsos de tiempo en que el intercambiador se inunda en respuesta a las modificaciones en el factor de carga de operación.

Aún cuando pudiera parecer que los intercambiadores sobredimensionados son más fácilmente manejados por el sistema de control a la salida del condensado, a menudo se presentan casos de golpeteo dentro del intercambiador o en las líneas de salida, lo cual puede ser causa principal de daños en el equipo.



(Fig. IV.5.)



(Fig. IV.6.)

CONTROL A LA ENTRADA DE VAPOR Y A LA SALIDA DEL CONDENSADO.

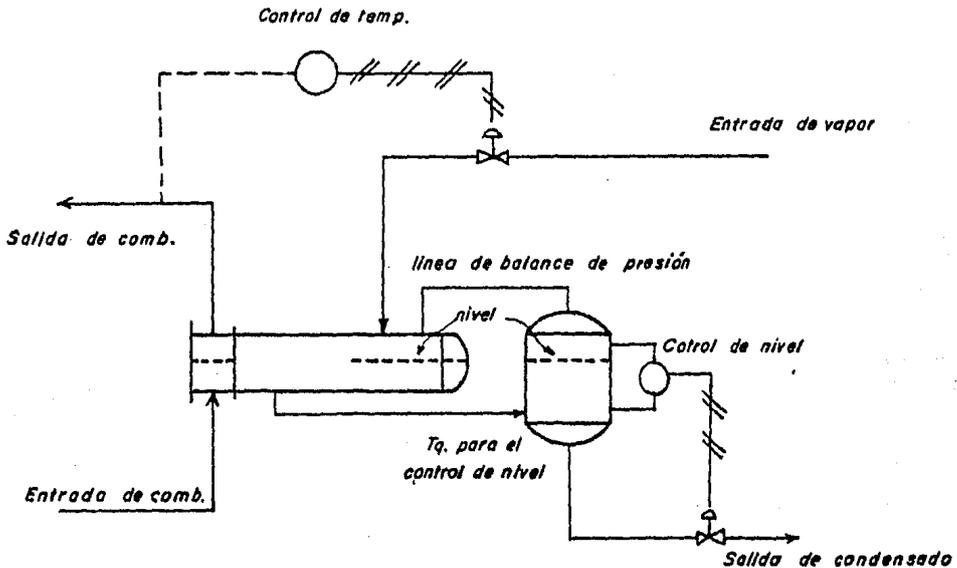
La Figura IV.7., ilustra un sistema que combina las virtudes de ambos tipos de control. Por un lado, se ejerce control sobre el flujo de vapor (control a la entrada de vapor), obteniendo respuesta rápida a las variaciones en el factor de carga, y por otro lado, la superficie de transferencia de calor es variada, proporcionando la presión necesaria para desalojar el condensado. La trampa de vapor es eliminada y la posición del tanque de retorno de condensado debe ser tal, que el nivel de condensado dentro del intercambiador, pueda ser variado moviendo el punto de fijación del controlador de nivel.

Refiriéndonos una vez más al funcionamiento del intercambiador mostrado en la Figura IV.3., se verá que a un factor de carga del 40%, la presión del lado de vapor no es suficiente para expulsar el condensado a través de la trampa, debido a que, a este nivel de carga, la diferencia de temperatura requerida es de 24.66°C, con una temperatura de vapor de 144.1°C, a la que corresponde una presión de 3.096 Kg/cm², la cual es menor

a los 3.52 Kg/cm^2 existentes en la cámara de retorno. Si cubrimos en 50% de la superficie del intercambiador por medio del control de nivel, la

T requerida, para un factor de carga del 40%, será de 67.11°C , necesitando una temperatura de vapor de 186.55°C , correspondiéndole una presión de 10.8 Kg/cm^2 , que es bastante mayor a la presión de la cámara de retorno, con lo que la válvula de control puede eliminar fácilmente el condensado.

El sistema combinado de la Figura IV.7., proporciona la mejor solución al funcionamiento de un intercambiador que debe operar a variadas condiciones de carga o que su diseño ha arrojado un sobredimensionamiento para operar en diferentes circunstancias, requiriendo respuestas rápidas de control.



(Fig. IV.7.)

Sin embargo, el problema de la inundación en los tubos del intercambiador no desaparece, sino al contrario, éste operará permanentemente inundado aún cuando se esté trabajando al 100% de carga térmica, lo que va, como se ha mencionado, en contra de la funcionalidad y durabilidad del sistema.

Por todo lo expuesto, consideramos que la mejor alternativa para controlar eficazmente al sistema y además protegerlo de un desgaste excesivo y prematuro a utilizar una válvula de control por temperatura en la línea de vapor y una trampa de vapor en la línea de condensado que descargue éste a un tanque de retorno de condensado a presión atmosférica, obteniendo así, la ventaja de controlar el sistema al variar la MLDT p. variaciones de carga térmica y evitando el problema de tener que descargar el condensado a una presión elevada suficiente para poder regresar al reboiler.

De esta manera, la trampa de vapor estará en operación continua para cualquier valor de carga térmica y además, el tanque de retorno de condensado podría ser el utilizado para coleccionar el condensado proveniente de los calentadores del tanque de almacenamiento y del tanque de día. (Para mayor información referirse al punto sobre el sistema de vapor auxiliar se cundario).

Ahora bien, en atención a la importancia que reviste la adecuada selección de la válvula de control, recurrimos al método de selección de industrias Masoneilan, cuyos estudios han dado como resultado ecuaciones empíricas que optimizan el dimensionamiento de válvulas para diferentes usos y condiciones de operación, para seleccionar una válvula que satisfaga las necesidades de control en nuestro sistema propuesto.

Este método para el dimensionamiento de válvulas, utiliza por primera vez, las fórmulas que arrojan la estimación más exacta del coeficiente de flujo C_v hasta ahora posible, y con esto, el recurrir a soluciones gráficas, se reduce al mínimo.

El uso del coeficiente C_v , introduciendo por vez primera por la Compañía Masoneilan en 1944 fue aceptado rápidamente como parámetro universal en el estudio de capacidad de válvulas y comportamiento de flujo.

Por definición, el coeficiente de flujo de válvulas (C_v) es la cantidad de galones de agua por minuto que pueden pasar a través de la válvula, con una restricción de flujo dada, con una caída de presión de 1 psi. Por ejem. una válvula de control que tiene un coeficiente máximo de flujo de $C_v = 12$, tiene un área efectiva de puerto, en la posición de abertura completa, tal que permitirá el paso de 12 galones por minuto de

agua, con una caída de presión de 1 psi.

Se han determinado numerosos C_v para diferentes condiciones de flujo, como puede ser agua líquida, vapor saturado y vapor sobrecalentado, pero en vista de que en el diseño de válvulas de control, varias condiciones de operación son asumidas arbitrariamente, sólo un buen sentido común y experiencia respaldaran el buen juicio del ingeniero en el dimensionamiento de válvulas de control.

De la lista de fórmula de C_v para servicios de gas y vapor, determinadas por Industrias Masoneilan, utilizaremos la que corresponde al uso de vapor saturado, para seleccionar nuestra válvula de control. Como se recordará, el vapor que circula del reboiler al calentador principal de combustible, es vapor saturado (tal vez, ligeramente sobrecalentado), con lo cual, atendiendo a nuestras condiciones de flujo:

$$C_v = \frac{72.4 W}{\sqrt{P(P_1 + P_2)}}$$

en donde:

- C_v - Coeficiente de flujo para vapor saturado
- P_1 - Presión absoluta en bars, a la entrada de la válvula.
- P_2 - Presión absoluta en bars, a la salida de la válvula.
- P - Caída de presión a través de la válvula, $P_1 - P_2$, en bars.
- W - Rango de flujo, en miles de Kg por hora.

con lo que, para nuestras condiciones de operación:

$$\dot{m} = 6862 \text{ Kg/hr}$$

$$P_1 = 6.7 \text{ b}$$

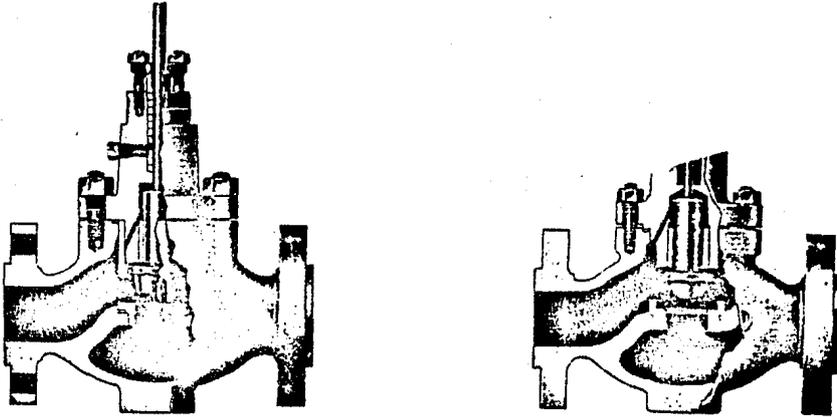
$$P_2 = 6.0 \text{ b}$$

$$C_v = \frac{72.4 (6.862)}{\sqrt{0.7(6.7 + 6.0)}} = 166.62$$

Que será el valor del coeficiente de flujo al 100% de carga. Con este dato, y de los diferentes tipos de válvulas expuestas por Masoneilan, escogemos aquella que, en un rango de apertura del 25 al 80%, opere satisfactoriamente con el anterior valor de C_v y el que se obtenga operando a carga reducida. Haciendo el mismo cálculo con $\dot{m} = 0.25 (6862) \text{ Kg/hr}$ (o sea, a un factor de carga del 25%):

$$C = \frac{(0.25) 72.4 (6.862)}{\sqrt{4.95 (6.7 + 1.75)}} = 19.2$$

Con tales resultados, se escoge la válvula de control, serie 20000 ANSI, clase 150-600, cuya tabla de valores de C_v en correspondencia con los diferentes tamaños de válvula y diámetros de orificio, se ilustra:



ANSI Class 150-600 (Sch. 40)

Nominal Trim Size	¼	½	¾	1	1½	2	3	4	6	8	10	
Orifice Dia. (in.)	.250	.375	.500	.750	.112	1.250	1.625	2.625	3.500	5.000	6.250	8.000
Valve Size (in.)	Reduced Trim				Full Capacity Trim							
¼	1.7	3.7	6.4	11								
1	1.7	3.7	6.4	11	12							
1½	1.7	3.8	6.6	12	13	25						
2	1.7	3.8	6.7	13	19*	26	46					
3				14		31	47	110				
4						32	49	113	195			
6							53	126	208	400		
8								133	224	415	640	
10									233	442	646	1000

* Orifice Diameter .994

(Fig. IV.8)

NOTA: La dirección del flujo será con sentido a abrir la válvula, como lo recomienda la literatura de válvulas de control.

En esta tabla, se observa que la válvula de 4" maneja nuestros valores de C_v en un rango de apertura de orificio de 83.6% cuando la Planta trabaja al 100% de carga y a 27.6% cuando la Planta se encuentre trabajando al 25%, ya que C_v varía de 166.66 a 19.2, cuando la Planta opera al 100% y al 25% de su capacidad, respectivamente, lo cual resulta perfectamente operable en una válvula de este tipo y para la aplicación propuesta.

CAPITULO V

OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE VAPOR AUXILIAR SECUNDARIO

Este sistema comprende la operación conjunta del generador vapor/vapor, los calentadores de succión del tanque de almacenamiento y del tanque de día, el calentador principal de combustible y las venas de vapor, así como el serpentín del tanque de almacenamiento.

V.L.Cálculo de las cargas térmicas requeridas en los calentadores de combustible y en el generador vapor/vapor.

Llamaremos vapor auxiliar principal al utilizado en el reboiler para generar el vapor auxiliar secundario, utilizado en los calentadores de combustible.

- Calentador de succión del tanque de almacenamiento.

Este calentador dará un incremento de temperatura suficiente para poder bombear el combustible del tanque de almacenamiento al tanque de día. Suponiendo que la temperatura del combustible en el tanque de almacenamiento sea de 35°C. y la temperatura a la salida del calentador de 55°C., como sucede en las unidades I y II de la Planta de Manzanillo, la carga térmica será:

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Donde: Q - Carga térmica a suministrar con vapor, en (kcal/hr)

\dot{m} - Flujo de combustible en (kg /hr)

c_p - calor específico del combustible en (kcal/kg°C.)

ΔT - Tdesc-Tsucc, con Tdesc = 55°C. y Tsucc = 35°C.

NOTA: PEMEX bombea el combustible a 45°C y se mantiene a 35°C dentro del tanque por medio de un serpentín de vapor interno.

Como para unidades de 300 MW el gasto de combustible usual es de 400 m³/hr en operación normal de la Planta (75 a 80% de su capacidad de generación), entonces:

$$Q = G \cdot s \cdot \rho_{H_2O} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

con: G - Gasto volumétrico (m³/hr)

s - Gravedad específica

ρ_{H_2O} - Densidad del agua (kg/m^3)

Con valores obtenidos de las tablas de propiedades de fluidos del libro "Flow & Fluids Through Valves, Tubes & Fittings" CRANE, página A7:

$$Q = (400) (0.981) (1000) (0.4605) (55-35) = 3614004 \text{ (kcal/hr)}$$

Ahora bien, como la carga térmica de los dos calentadores del tanque de almacenamiento se absorbe por un mismo reboiler, entonces:

$$Q = 2(3614004) = 7,228,008 \text{ kcal/hr} = 30,256,441 \text{ kJ/hr}$$

- Calentadores de succión de tanques de día.

Suponiendo que este calentador opera bajo las mismas condiciones que los calentadores del tanque de almacenamiento, o sea $\Delta T = 55^\circ C - 35^\circ C$ y sabiendo de datos reales que la descarga del tanque de día se realiza por medio de dos bombas cuyos gastos másicos son de 42000 kg/hr en cada una de ellas, se tiene:

$$Q = 42000 (2) (0.4605) (20) = 773640 \text{ kcal/hr} = 3238457 \text{ kJ/hr}$$

- Calentador principal de combustible.

Este calentador recibe el combustible a $50^\circ C$. (se tiene una pérdida de $5^\circ C$. entre el calentador de succión del tanque de día y éste), y como la temperatura requerida en los quemadores es de $110^\circ C$., por el diseño de éstos, los calentadores principales de combustible deberán incrementar la temperatura hasta $120^\circ C$., para compensar las pérdidas térmicas que tengan lugar en el trayecto del combustible del calentador a los quemadores, por lo tanto:

$$Q = (84000) (0.4900) (120-50) = 2881200 \text{ kcal/hr}$$

$$Q = 12060703 \text{ kJ/hr}$$

NOTA: $c_p = 0.49$ (kcal/kg°C.) a $85^\circ C$ de las mismas tablas

- Generador vapor/vapor (reboiler)

La carga térmica que habrá de manejar el reboiler, será la requerida en los calentadores mencionados y además, la necesaria en las venas de vapor y en el serpentín interior del tanque de almacenamiento. Por lo tanto:

$$\begin{aligned} Q \text{ reboiler} &= Q \text{ tq almac} + Q \text{ tq día} + Q \text{ cal princ.} \\ &= 30256441 + 3238457 + 12060703 = 45555601 \text{ kj/hr} \end{aligned}$$

Aumentando el 15% de este valor para considerar las cargas térmicas en las venas de vapor y en el serpentín del tanque de almacenamiento:

$$Q \text{ reboiler} = 52,388,941 \text{ kj/hr}$$

Atendiendo a las variaciones en la demanda de generación de energía eléctrica, el consumo de combustible debe variar también para satisfacer tales demandas, con lo que las cargas térmicas de los calentadores de combustible, dadas por la relación $Q = U \cdot A \cdot DMLT$ aumentan o disminuyen, y como en un intercambiador de calor el coeficiente global de transferencia de calor casi no cambia y el área permanece constante, la única forma de compensar dichas variaciones de las cargas térmicas será mediante el ajuste de la DMLT.

Sí la DMLT se expresa por:

$$DMLT = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_{svs} - T_1}{T_{svs} - T_2}}$$

con: T_{svs} = Temperatura de saturación del vapor auxiliar secundario.

Puede observarse que para aumentos o disminuciones de carga térmica, el único recurso de que nos podemos valer, es variar la temperatura de saturación del vapor auxiliar secundario en la proporción necesaria, fijada por el cambio de las cargas térmicas. Las temperaturas del combustible a la entrada (t_1) y a la salida (T_2) de los calentadores, por ser condiciones fijas del proceso, deben mantenerse constantes.

Como el vapor auxiliar secundario es generado en el reboiler a partir del vapor auxiliar principal, la carga térmica a proporcionar en el reboiler también se verá afectada por la variación del gasto de combustible.

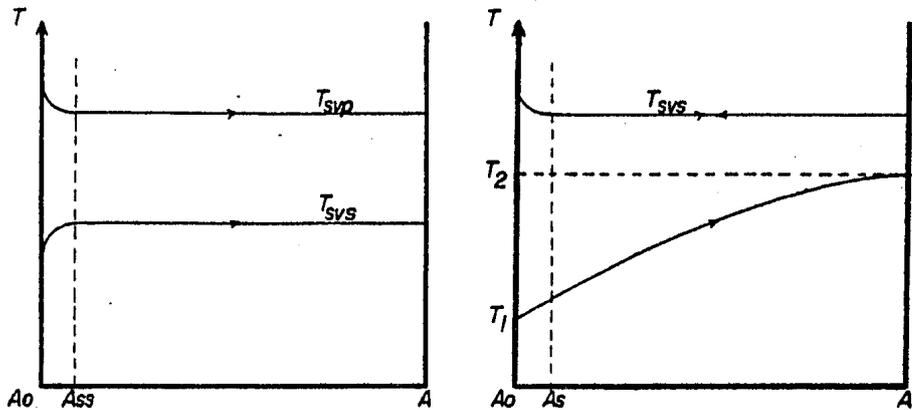
Al igual que en los calentadores de combustible, de la expresión de carga térmica para el generador vapor/vapor $Q = U \cdot A \cdot \Delta T$, U y A no cambian, para no modificar el comportamiento normal de diseño del intercambiador, y entonces, la manera de satisfacer el aumento o disminución de esa carga, es variar la diferencia de temperatura. Es decir, como ΔT se da por:

$$\Delta T = T_{svp} - T_{svs}$$

con: T_{svp} = Temperatura de saturación del vapor auxiliar primario.

La temperatura de saturación del vapor auxiliar secundario (T_{svs}), variará en correspondencia a los cambios que se tengan en la temperatura de saturación del vapor auxiliar primario, para finalmente proporcionar la nueva carga térmica requerida.

A continuación se muestran las gráficas de comportamiento de la temperatura en el reboiler y en los calentadores de combustible:



Reboiler $Q = UA(T_{svp} - T_{svs})$

Calentadores $Q = UA \cdot DMLT$

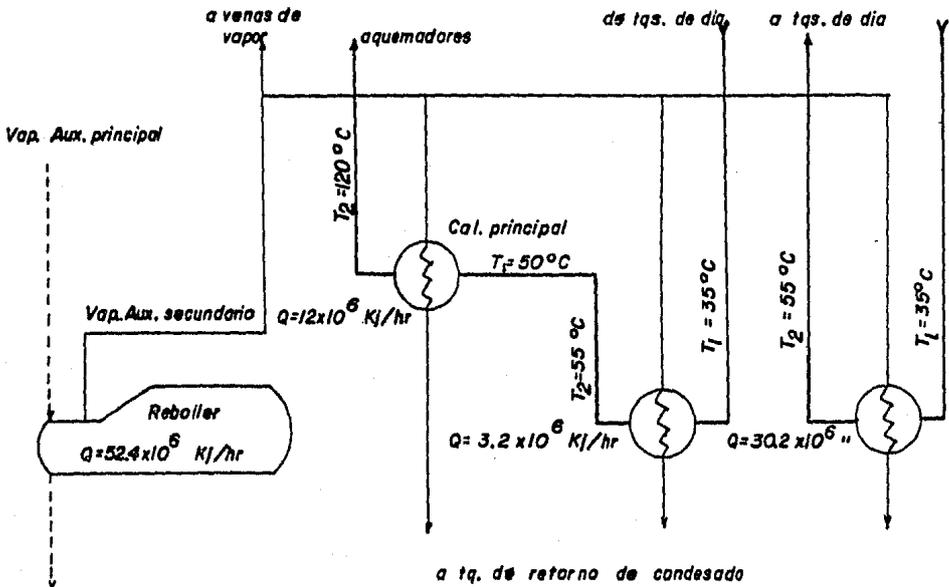
(Fig. V.1.)

El área Ass del diagrama del reboiler representa sólo un 5% del área total de transferencia de calor en éste, por lo que se considera que la transferencia de calor se realiza a temperatura constante por dentro y por fuera de los tubos del intercambiador. De igual forma, como el área As del diagrama de los calentadores de combustible representa únicamente el 1% del área total de transferencia de calor, su influencia en el proceso de transmisión de calor, es despreciable, y puede entonces estimarse un proceso isotérmico dentro de los tubos de estos calentadores. Ass y As se denominan áreas de transición.

Las temperaturas requeridas en el reboiler serán determinadas por

la presión a la que se suministra el vapor auxiliar principal y a la que se genera el vapor auxiliar secundario, lo que representa los parámetros a modificar para encontrar sus valores óptimos y obtener así el sistema más rentable.

En la siguiente figura se muestra el sistema de vapor auxiliar secundario, con un generador vapor/vapor por unidad, mostrando las cargas térmicas manejadas y los rangos de temperatura en cada calentador, para la operación normal de la Planta (75 a 80% de su capacidad).

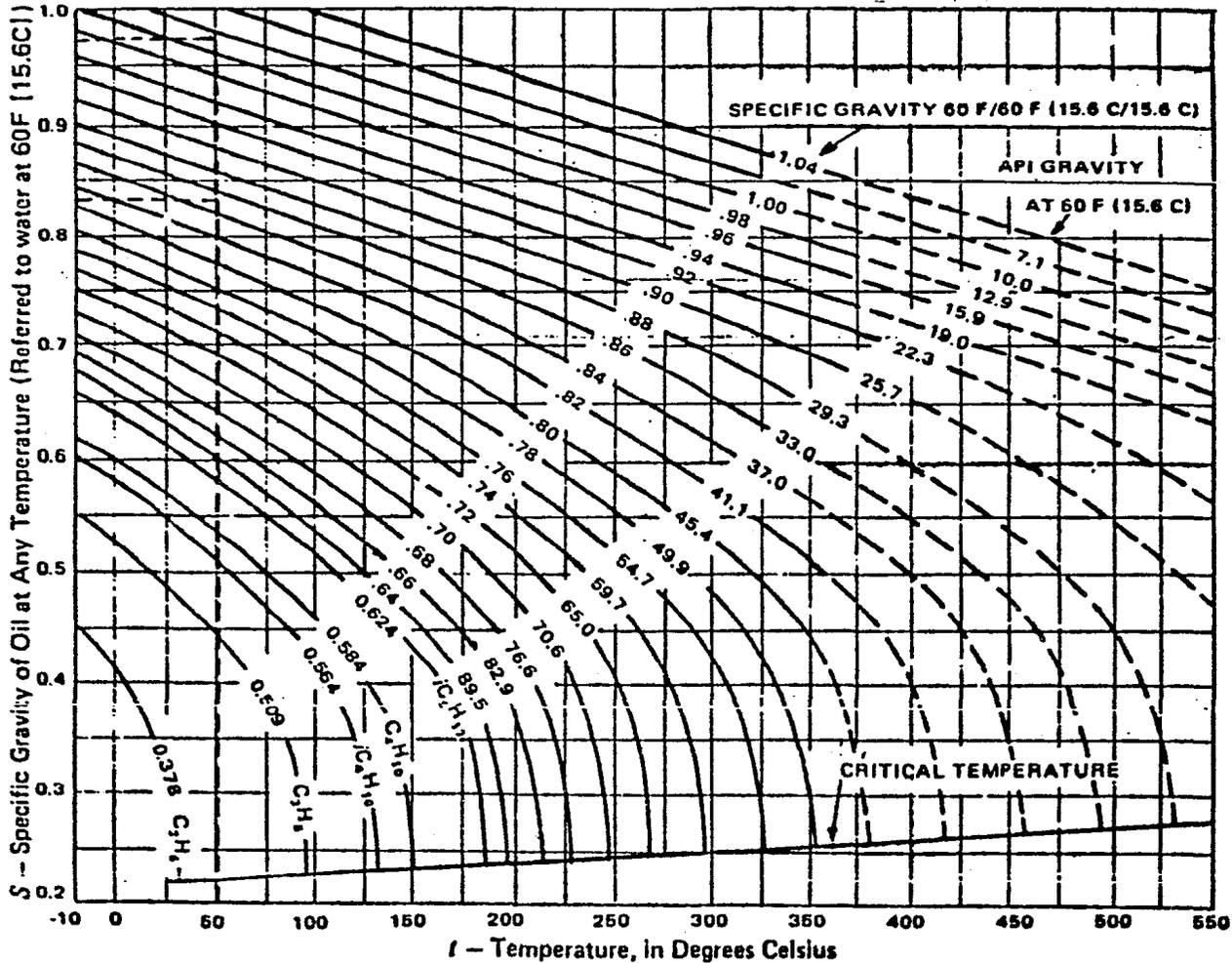


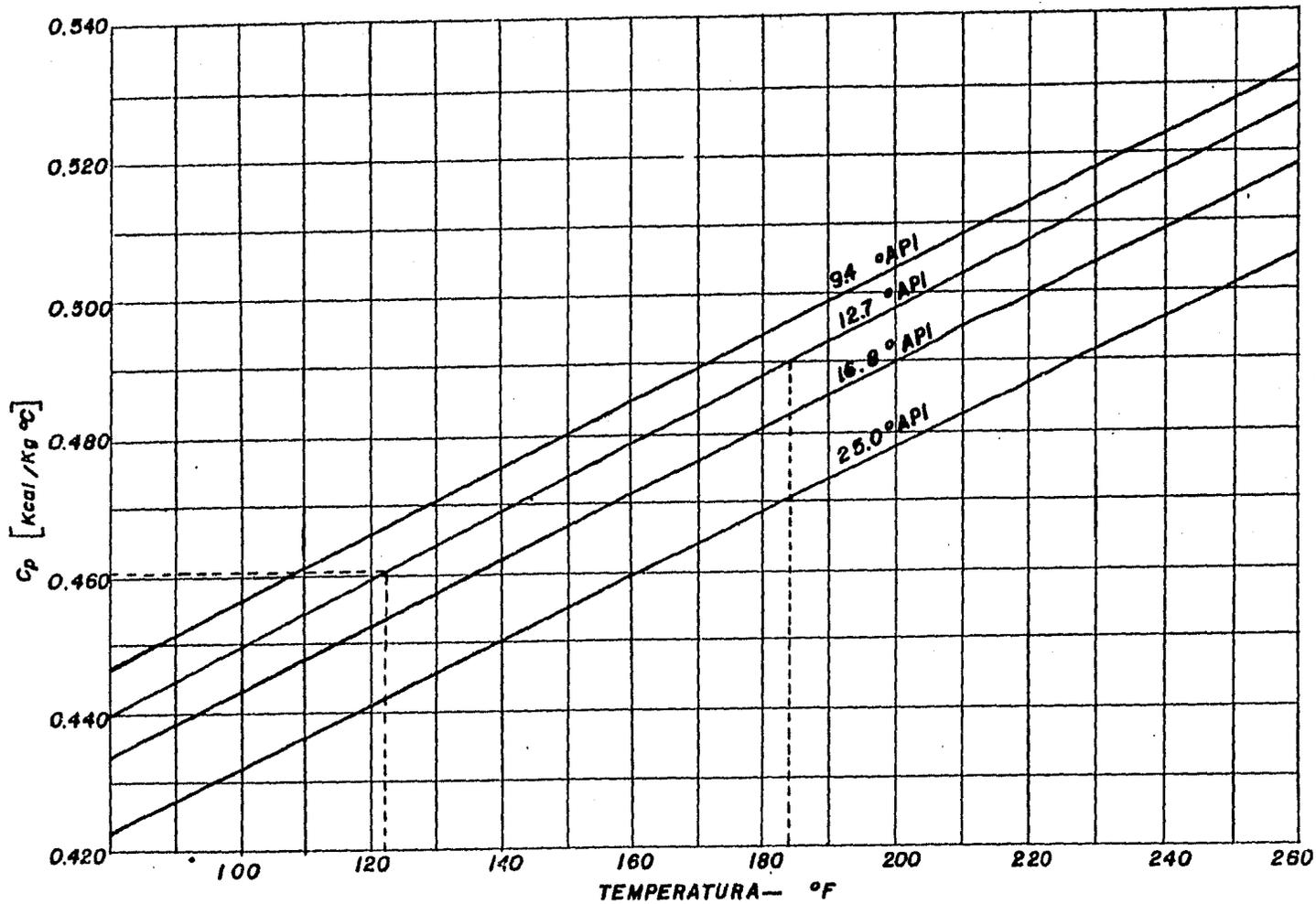
(Fig. V.2.)

Obteniendo mediante la variación de la temperatura de vapor auxiliar principal ($T_{s_{vp}}$) y de la temperatura del vapor auxiliar secundario ($T_{s_{vs}}$) las áreas individuales de cada intercambiador que sumadas den el área total de transferencia de calor mínima y el mínimo costo del sistema, se habrán logrado las condiciones óptimas de operación de éste.

- Obtención de los coeficientes globales de transferencia de calor.

Estos coeficientes se obtuvieron a partir de los valores correspondientes a los intercambiadores de calor similares, integrantes del mismo sistema, operando en Plantas de igual capacidad (300 MW) en el país.





Se debe recordar que el valor del coeficiente global de transferencia de calor, cambia proporcionalmente a la carga térmica demandada en cada intercambiador, sin embargo, como se ha mostrado, no es tan representativa esta variación.

De la tabla V.1., interpolando:

o Para el reboiler: $U = 1386 \text{ kcal}/(\text{hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}) = 5801.79 \text{ kJ}/(\text{hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$

o Para el calentador de succión del tanque de día: $U = 99 \text{ kcal}/(\text{hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}) = 414.414 \text{ kJ}/(\text{hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$

o Para el calentador de succión del tanque de almacenamiento:

$$U = 97 \text{ kcal}/(\text{hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}) = 406.04 \text{ kJ}/(\text{hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$$

o Para el calentador principal de combustible:

$$U = 235 \text{ kcal}/(\text{hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}) = 983.71 \text{ kJ}/(\text{hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C})$$

- Obtención de los costos por m^2 de área de cada calentador.

Los costos que a continuación se presentan fueron tomados de la oferta de SWECOMEX para la Termoeléctrica de Tampico, unidades 3 y 4:

o Para el generador vapor/vapor:

$$\text{Costo} = 4996.48 \text{ \$ para una superficie de } 604.2 \text{ m}^2$$

$$\text{Costo}/\text{m}^2 = 4996.48/604.2 = 8.27 \text{ \$/m}^2$$

o Para el calentador principal:

$$\text{Costo} = 2471.32 \text{ \$ para 3 unidades de } 135.3 \text{ m}^2$$

$$\text{Costo}/\text{m}^2 = 2471.32/(3) (135.3) = 6.09 \text{ \$/m}^2$$

o Para el calentador de succión del tanque de almacenamiento:

$$\text{Costo} = 905.147 \text{ \$ para 1 unidad de } 124.64 \text{ m}^2$$

$$\text{Costo}/\text{m}^2 = 905.147/124.64 = 7.26 \text{ \$/m}^2$$

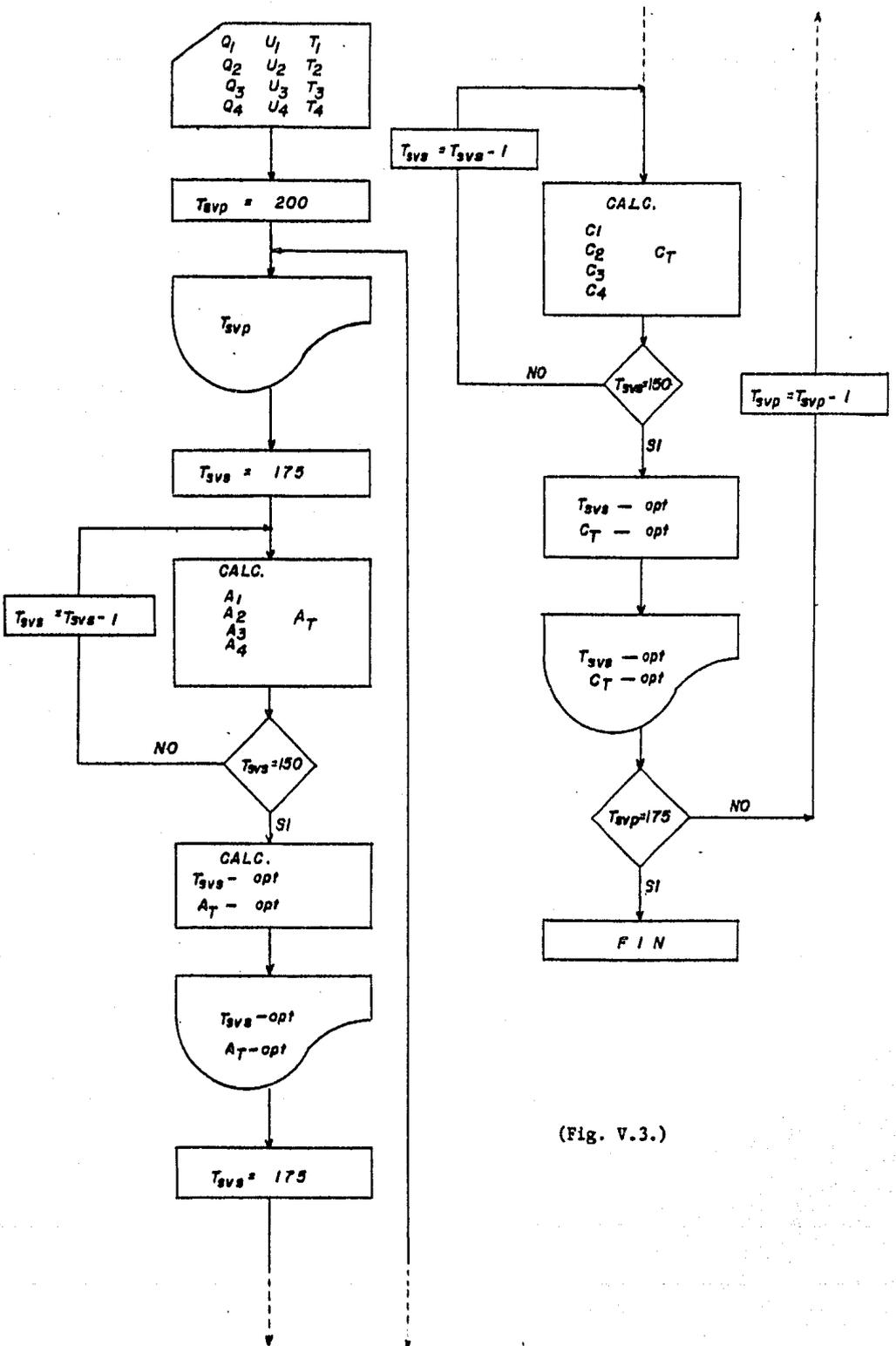
o Para el calentador de succión del tanque de día:

$$\text{Costo} = 1203.5 \text{ \$ para 2 unidades de } 65.63 \text{ m}^2$$

$$\text{Costo}/\text{m}^2 = 1203.5/(2) (65.63) = 9.17 \text{ \$/m}^2$$

A continuación se muestra el diagrama de flujo del programa de computadora diseñado para encontrar la combinación óptima de temperatura de saturación de vapor auxiliar secundario, con la cual se obtenga la menor área de transferencia de calor y el menor costo posible del equipo que constituye el sistema de vapor auxiliar secundario:

§ = dólares



(Fig. V.3.)

	GENERADOR VAPOR/VAPOR	CALENTADORES EXTERIORES TANQUE DE ALMAG.	CALENTADORES DE SUCCION DE TANQUES DE DIA	CALENTADORES PRINCIPALES
TULA U1, 2 (Datos de Equipo)	A=234.6 m ² Q=10,925,466 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$ DMT=31.6°C U _{serv.} =303/1478 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2\text{°C}}$ (1 unidad)	A=152.36 m ² Q=2,142,000 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$ DMT=143.9°C U _{serv.} =20/98 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2\text{°C}}$ (2 unidades)	A=71.53 m ² Q=1,071,000 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$ DMT=143.88°C(corregida) U _{serv.} =21.3/104 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2\text{°C}}$ (2 unidades)	A=139.36 m ² Q=2,520,400 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$ DMT=92.77°C(corregida) U _{serv.} =40.8/200 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2\text{°C}}$ (3 unidades)
TAMPICO U3 y 4 (Datos de Equipo)	A=302.1 m ² Q=9,454,911.8 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$ DMT=21.83°C U _{serv.} =1433.68 $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2\text{hr}^{\circ}\text{C}}$ (2 unidades)	A=124.64 m ² Q=1,802,267 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$ DMT=149.7°C U _{serv.} =96.57 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hrm}^2\text{°C}}$ (1 unidad)	A=65.53 m ² Q=972,728 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$ DMT=152°C U _{serv.} =97.69 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2\text{°C}}$ (2 unidades)	A=135.3 m ² Q=3,071,662.47 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$ DMT=88.33°C U _{serv.} =257.02 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2\text{°C}}$ (3 unidades)
VALLE DE MEXICO U 4 (Datos de Equipo)	A=111.35 m ² Q=5,433,161 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr}}$ DMT=25°C U _{serv.} =1,251.74 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr m}^2\text{°C}}$	A= ? Q=1,309,048 $\frac{\text{kcal}}{\text{hr}}$ DMT= ? U= ?	A=80.4 m ² Q=1,187,972.3 DMT=152.77°C U _{serv.} =96.71 $\frac{\text{Kcal}}{\text{hr m}^2\text{°C}}$	A=139.6 m ² Q=2,756,095.71 DMT=101.11°C U _{serv.} =125.26 $\frac{\text{Kcal}}{\text{m}^2 \text{ hr}^{\circ}\text{C}}$

TABLA V.1.

De los resultados arrojados por la computadora se puede apreciar que existe, para cada temperatura de vapor auxiliar principal, una temperatura de saturación de vapor auxiliar secundario en particular, que hace que el conjunto de equipos que integran el sistema ya descrito obtenga un valor mínimo de área de transferencia de calor que satisface las necesidades de carga. También se observa que la temperatura de vapor auxiliar secundario que proporciona el costo mínimo del sistema, no coincide con la que proporciona el área mínima aún para una misma temperatura de vapor auxiliar principal. Lo anterior es lógico porque el factor de costo no es el mismo para todos los calentadores involucrados en el sistema, y entonces se presenta una situación tal que el crecimiento del tamaño de las áreas individuales no es el mismo que el de los costos individuales.

Es en verdad evidente, que a medida que la temperatura de saturación del vapor auxiliar principal aumenta, tanto los costos como las áreas del sistema disminuyen, aunque la temperatura de saturación del vapor auxiliar secundario aumenta también. Lo anterior haría suponer que mientras más alta fuera la temperatura del vapor auxiliar principal, el área total del sistema y el costo de éste serían mínimos, pero lo anterior pierde sentido cuando se analiza el efecto de la presión que lleva consigo el vapor a altas temperaturas.

Si se toma la máxima temperatura del vapor auxiliar principal que se ha manejado en el programa, es decir: $T_{s_{vp}} = 200^{\circ}\text{C}$, se observa que a esta temperatura le corresponde una presión de 15.54 bar que es una presión relativamente alta, entonces, como a temperaturas mayores la presión también será más grande, el equipo requerido para manejar este vapor tendrá que mejorar sus características de diseño y construcción para poder ser destinado a operar con seguridad en estos procesos. Además, como para aumentos en la temperatura del vapor auxiliar principal también se tiene que la temperatura óptima del vapor auxiliar secundario aumenta, todos los calentadores que conforman el sistema tendrán que manejar en su interior mayores presiones y temperaturas, lo que trae como consecuencia un aumento en la robustez del equipo para que se puedan soportar los grandes esfuerzos generados.

Debido a lo anterior, las expresiones utilizadas para la evaluación del costo óptimo pierden validez y si se obtuvieran los costos del e-

quipo para estas condiciones de alta presión y temperatura con las mismas expresiones, los resultados no serían representativos de la realidad.

Por lo tanto, se puede elegir la siguiente combinación:

$$T_{s_{vp}} = 198^{\circ}\text{C}$$

$$P_{s_{vp}} = 15 \text{ bar}$$

$$T_{s_{vs}} = 163^{\circ}\text{C}$$

$$P_{s_{vs}} = 6.7 \text{ bar}$$

como la óptima y serían las temperaturas medias para un rango de variación de temperatura de vapor auxiliar principal de 200 a 194°C, que generalmente son las condiciones aproximadas de operación que se tienen en las Plantas de Generación Eléctrica en nuestro país.

A continuación se presenta el programa de computadora y los resultados arrojados para los diferentes valores de temperaturas de vapor auxiliar principal, así como la corrida por separado de la combinación óptima descrita.

LAS CARGAS TERMICAS EN KJ/HR 50M

10 REM *OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE VAPOR AUXILIAR CONSIDERANDO UN GENERADOR VAP/VAP POR UNIDAD TURBOGENERA-BORA*

```
20 READ Q1,Q2,Q3,Q4,U1,U2,U3,U4,T1,T2,T3,T4,T5
30 LPRINT TAB(10)*"LAS CARGAS TERMICAS EN KJ/HR 50M"
40 C LPRINT LPRINT TAB(10)*"PARA EL GENERADOR VAP/VAP Q1="Q1
50 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. TQ. DE DIA Q2="Q2
60 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. TQ. DE ALMA. Q3="Q3
70 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. PRIN. DE COMB. Q4="Q4 LPRINT LPRINT
90 LPRINT *"COEF. GLOBALES DE TRANS. DE CALOR EN KJ/HR-M2-C 50M" LPRINT
90 LPRINT TAB(10)*"PARA EL GENERADOR VAP/VAP U1="U1
100 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. TQ. DE DIA U2="U2
110 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. TQ. DE ALMA. U3="U3
120 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. PRIN. DE COMB. U4="U4 LPRINT
130 LPRINT *"LAS TEMP. DE PROCESO EN GRADOS CELCIUS 50M" LPRINT
140 LPRINT *"TEMP. DE SATURACION DEL VAPOR AUX. PRINC. T1="T1
150 LPRINT *"TEMP. DEL COMB. A LA SALIDA DE LOS CAL. DE TQ. DE
DIA Y ALMA. T2="T2
160 LPRINT *"TEMP. DEL COMB. A LA ENTRADA DE LOS CAL. DE TQ. DE
DIA Y ALMA. T3="T3
170 LPRINT *"TEMP. DEL COMB. A LA SALIDA DEL CAL. PRINCIPAL T4="T4
180 LPRINT *"TEMP. DEL COMB. A LA ENTRADA DEL CAL. PRINCIPAL T5="T5
190 DIM T(50),A(50),A2(50),A3(50),A4(50)
200 DIM C(50),C2(50),C3(50),C4(50),C5(50)
210 AN=1000000
220 LPRINT TAB(5)*"TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL" T1
230 LPRINT *"TEMP" TAB(8)*"GEN. V/V" TAB(19)*"TQ. DIA" TAB(29)*"TQ. ALMA." TAB(40)*"CAL. P" TAB(49)*"TOTAL"
240 LPRINT TAB(2)*"C" TAB(11)*"M2" TAB(21)*"M2" TAB(32)*"M2" TAB(42) "M2" TAB(51)*"M2"
250 ZZ=0
260 FOR I=1 TO 23
270 I=2
280 T(I)=1-175
290 T(1)=T(I)-1
300 T7=T1-T8(I)
310 A1(I)=Q1/T(I)+175
320 T8=(T2-T3)/LOG((T8(I)-T3)/(T8(I)-T2))
330 A2(I)=Q2/(U2+T8)
340 A3(I)=Q3/(U3+T8)
350 T9=(T4-T5)/LOG((T9(I)-T5)/(T9(I)-T4))
360 A4(I)=Q4/(U4+T9)
370 A5=A1(I)+A2(I)+A3(I)+A4(I)
370 LPRINT T8(I) TAB(7) A1(I) TAB(18) A2(I) TAB(29) A3(I)
TAB(40) A4(I) TAB(49) A5
400 IF T8(I)<152 THEN GOTO 450 ELSE GOTO 410
410 IF ZZ=0 THEN IF A5>AN THEN Z1=T8(I)-1 ZZ=AN+ZZ+1
420 AN=A5
430 I=I+1
440 GOTO 290
450 LPRINT TAB(3)*"TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL" T1
460 LPRINT *"TEMP" TAB(8)*"GEN. V/V" TAB(19)*"TQ. DIA" TAB(29)*"TQ
ALMA." TAB(40)*"CAL. P" TAB(49)*"TOTAL"
470 LPRINT TAB(2)*"C" TAB(11)*"M2" TAB(21)*"M2" TAB(32)*"M2" TAB(43)*"M2" TAB(50)*"M2"
480 ZZ=0
490 FOR I=1 TO 23
500 C1(I)=A1(I)*0.27
510 C2(I)=A2(I)*7.18
520 C3(I)=A3(I)*7.26
530 C4(I)=A4(I)*6.07
540 C5(I)=C1(I)+C2(I)+C3(I)+C4(I)
550 LPRINT T8(I) TAB(8) C1(I) TAB(19) C2(I) TAB(29) C3(I) TAB(40) C4(I) TAB(49) C5(I)
560 C5(I)=1000000
570 IF ZZ=0 THEN IF C5(I)>1 THEN IF C5(I)>C5(I-1) THEN Z5=C5(I-1) Z6=T8(I-1) ZZ=C5(I)
580 NEXT I
590 LPRINT LPRINT *"TEMP. VAP. SEC." T21 *" AREA OPTIMA" T22
600 LPRINT LPRINT *"TEMP. VAP. SEC." T24 *" COSTO OPTIMO" T25
610 IF T1<194 THEN GOTO 640 ELSE GOTO 620
620 T1=T1-1
630 GOTO 210
640 END
650 DATA 92300741.3230457.30206441.12060703
660 DATA 5001.77.414.41.406.05.703.71
670 DATA 190.55.35.120.50
```

LAS CARGAS TERMICAS EN KJ/HR 50M

10 REM *OPTIMIZACION DEL SISTEMA DE VAPOR AUXILIAR COSIDE-
RANDO UN GENERADOR VAP/VAP POR UNIDAD TURBOGENERA-
DORA*

```

20 READ Q1,Q2,Q3,Q4,U1,U2,U3,U4,T1,T2,T3,T4,T5
30 LPRINT TAB(10)*"LAS CARGAS TERMICAS EN KJ/HR SON:"
40 LPRINT LPRINT TAB(10)*"PARA EL GENERADOR VAP/VAP Q1="Q1
50 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. TQ. DE DIA Q2="Q2
60 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. TQ. DE ALMA. Q3="Q3
70 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. PRIN. DE COMB. Q4="Q4:LPRINT LPRINT
80 LPRINT "LOS COEF. GLOBALES DE TRANS. DE CALOR EN KJ/HR-M2-C SON          :LPRINT
90 LPRINT TAB(10)*"PARA EL GENERADOR VAP/VAP U1="U1
100 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. TQ. DE DIA U2="U2
110 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. TQ. DE ALMA. U3="U3
120 LPRINT TAB(10)*"PARA EL CAL. PRIN. DE COMB. U4="U4:LPRINT
130 LPRINT "LAS TEMP. DE PROCESO EN GRADOS CELSIUS SON:LPRINT
140 LPRINT "TEMP. DE SATURACION DEL VAPOR AUX. PRINC. T1="T1
150 LPRINT "TEMP. DEL COMB. A LA SALIDA DE LOS CAL. DE TQ. DE
    DIA Y ALMA. T2="T2
160 LPRINT "TEMP. DEL COMB. A LA ENTRADA DE LOS CAL. DE TQ. DE
    DIA Y ALMA. T3="T3
170 LPRINT "TEMP. DEL COMB. A LA SALIDA DEL CAL. PRINCIPAL T4="T
180 LPRINT "TEMP. DEL COMB. A LA ENTRADA DEL CAL. PRINCIPAL T5="
190 DIM T0(50),A1(50),A2(50),A3(50),A4(50)
200 DIM C1(50),C2(50),C3(50),C4(50),C5(50)
210 AN=1000000
215 GOTO 230
220 LPRINT TAB(5)*"TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL="T1
230 LPRINT "TEMP."TAB(8)*"GEN V/V:"TAB(19)*"TQ. DIA:"TAB(29)*"TQ. AL
240 LPRINT TAB(2)*"C:"TAB(11)*"M2:"TAB(21)*"M2:"TAB(32)*"M2:"TAB(42)
250 ZZ=0
260 P="13.23
270 I=2
280 T0(I-1)=175
290 T0(I)=T0(I-1)-1
300 T7=T1-T0(I)
310 A1(I)=Q1/(U1*T7)
320 T0(T2-T3)/LOG((T0(I)-T3)/(T0(I)-T2))
330 A2(I)=Q2/(U2*T0)
340 A3(I)=Q3/(U3*T0)
350 T9=(T4-T5)/LOG((T0(I)-T5)/(T0(I)-T4))
360 A4(I)=Q4/(U4*T9)
370 A2=A1(I)+A2(I)+A3(I)+A4(I)
380 GOTO 400
390 LPRINT T0(I):TAB(7):A1(I):TAB(18):A2(I):TAB(29):A3(I):
    TAB(40):A4(I):TAB(49):A5
400 IF T0(I)<152 THEN GOTO 450 ELSE GOTO 410
410 IF ZZ=0 THEN IF A3>AN THEN Z1=T0(I-1):Z2=AN:ZZ=1
420 AN=A3
430 I=I+1
440 GOTO 290
450 LPRINT TAB(5)*"TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL="T1
455 GOTO 480
460 LPRINT "TEMP."TAB(8)*"GEN. V/V:"TAB(19)*"TQ. DIA:"TAB(29)*"TQ.
    ALMA."TAB(40)*"CAL. P:"TAB(49)*"TOTAL"
470 LPRINT TAB(2)*"C:"TAB(11)*"M2:"TAB(21)*"M2:"TAB(32)*"M2:"TAB(43)*"M2"
    (TAB(58)*"M2"
480 ZZ=0
490 FOR I=1 TO 25
500 C1(I)=A1(I)+0.27
510 C2(I)=A2(I)+9.18
520 C3(I)=A3(I)+7.26
530 C4(I)=A4(I)+6.09
540 C5(I)=C1(I)+C2(I)+C3(I)+C4(I)
545 GOTO 560
550 LPRINT T0(I):TAB(8):C1(I):TAB(19):C2(I):TAB(29):C3(I):TAB(40)
    (C4(I):TAB(49):C5(I)
560 C5(I)=1000000
570 IF ZZ=0 THEN IF I<>1 THEN IF C5(I)>C5(I-1) THEN Z5=C5(I-1)
    Z4=(T0(I-1)+Z2)*I
580 NEXT I
590 LPRINT LPRINT "TEMP. VAP. SEC."Z1," AREA OPTIMA="Z2
600 LPRINT LPRINT "TEMP. VAP. SEC."Z4," COSTO OPTIMO="Z5
610 IF T1<175 THEN GOTO 640 ELSE GOTO 620
620 T1=T1-1
630 GOTO 210
640 END
650 DATA 52308741,3230497,30256441,12060703
660 DATA 3001,79,414,414,406,84,903,71
670 DATA 200,55,35,120,50

```

LAO C/7GAD TERMICAS EN KJ/HR SON:

PARA EL GENERADOR VAP/VAP Q1= 3.23007E+07
 PARA EL CAL. TQ. DE DIA Q2= 3.23046E+06
 PARA EL CAL. TQ. DE ALMA. Q3= 3.02364E+07
 PARA EL CAL. PRIN. DE COMB. Q4= 1.20607E+07

LOS COEF. GLOBALES DE TRANS. DE CALOR EN KJ/HR-M2-C SON

PARA EL GENERADOR VAP/VAP U1= 3801.79
 PARA EL CAL. TQ. DE DIA U2= 414.414
 PARA EL CAL. TQ. DE ALMA. U3= 406.04
 PARA EL CAL. PRIN. DE COMB. U4= 983.71

LAS TEMP. DE PROCESO EN GRADOS CELCIUS SON:

TEMP. DE SATURACION DEL VAPOR AUX. PRINC. T1= 200
 TEMP. DEL COMB. A LA SALIDA DE LOS CAL. DE TQ. DE
 DIA Y ALMA. T2= 53
 TEMP. DEL COMB. A LA ENTRADA DE LOS CAL. DE TQ. DE
 DIA Y ALMA. T3= 39
 TEMP. DEL COMB. A LA SALIDA DEL CAL. PRINCIPAL T4= 120
 TEMP. DEL COMB. A LA ENTRADA DEL CAL. PRINCIPAL T5= 50
 TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 200

TEMP. VAP. SEC.= 166	AREA OPTIMA= 1107.56
TEMP. VAP. SEC.= 164	COSTO OPTIMO= 8250.91
TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 179	
TEMP. VAP. SEC.= 165	AREA OPTIMA= 1117.6
TEMP. VAP. SEC.= 163	COSTO OPTIMO= 8309.79
TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 178	
TEMP. VAP. SEC.= 165	AREA OPTIMA= 1123.65
TEMP. VAP. SEC.= 163	COSTO OPTIMO= 8369.29
TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 177	
TEMP. VAP. SEC.= 164	AREA OPTIMA= 1133.86
TEMP. VAP. SEC.= 162	COSTO OPTIMO= 8429.37
TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 176	
TEMP. VAP. SEC.= 163	AREA OPTIMA= 1142.25
TEMP. VAP. SEC.= 161	COSTO OPTIMO= 8491.2
TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 175	
TEMP. VAP. SEC.= 163	AREA OPTIMA= 1150.8
TEMP. VAP. SEC.= 161	COSTO OPTIMO= 8553.93
TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 174	
TEMP. VAP. SEC.= 162	AREA OPTIMA= 1159.37
TEMP. VAP. SEC.= 160	COSTO OPTIMO= 8616.92
TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 173	
TEMP. VAP. SEC.= 161	AREA OPTIMA= 1168.13
TEMP. VAP. SEC.= 159	COSTO OPTIMO= 8681.27
TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 172	
TEMP. VAP. SEC.= 160	AREA OPTIMA= 1177.09
TEMP. VAP. SEC.= 158	COSTO OPTIMO= 8747.09
TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 171	
TEMP. VAP. SEC.= 160	AREA OPTIMA= 1186.19
TEMP. VAP. SEC.= 158	COSTO OPTIMO= 8813.64
TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 170	
TEMP. VAP. SEC.= 159	AREA OPTIMA= 1195.36
TEMP. VAP. SEC.= 157	COSTO OPTIMO= 8880.96

TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 189	
TEMP. VAP. SEC." 150	AREA OPTIMA" 1284.73
TEMP. VAP. SEC." 156	COSTO OPTIMO" 8949.86
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 188	
TEMP. VAP. SEC." 157	AREA OPTIMA" 1214.33
TEMP. VAP. SEC." 153	COSTO OPTIMO" 9238.39
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 187	
TEMP. VAP. SEC." 157	AREA OPTIMA" 1224.84
TEMP. VAP. SEC." 155	COSTO OPTIMO" 9091.11
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 186	
TEMP. VAP. SEC." 156	AREA OPTIMA" 1233.87
TEMP. VAP. SEC." 154	COSTO OPTIMO" 9163.35
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 185	
TEMP. VAP. SEC." 155	AREA OPTIMA" 1243.94
TEMP. VAP. SEC." 153	COSTO OPTIMO" 9237.39
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 184	
TEMP. VAP. SEC." 154	AREA OPTIMA" 1294.27
TEMP. VAP. SEC." 153	COSTO OPTIMO" 9312.66
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 183	
TEMP. VAP. SEC." 154	AREA OPTIMA" 1264.63
TEMP. VAP. SEC." 152	COSTO OPTIMO" 9388.57
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 182	
TEMP. VAP. SEC." 153	AREA OPTIMA" 1275.24
TEMP. VAP. SEC." 152	COSTO OPTIMO" 9388.57
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 181	
TEMP. VAP. SEC." 153	AREA OPTIMA" 1275.24
TEMP. VAP. SEC." 152	COSTO OPTIMO" 9388.57
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 180	
TEMP. VAP. SEC." 153	AREA OPTIMA" 1275.24
TEMP. VAP. SEC." 152	COSTO OPTIMO" 9388.57
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 179	
TEMP. VAP. SEC." 153	AREA OPTIMA" 1275.24
TEMP. VAP. SEC." 152	COSTO OPTIMO" 9388.57
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 178	
TEMP. VAP. SEC." 153	AREA OPTIMA" 1275.24
TEMP. VAP. SEC." 152	COSTO OPTIMO" 9388.57
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 177	
TEMP. VAP. SEC." 153	AREA OPTIMA" 1275.24
TEMP. VAP. SEC." 152	COSTO OPTIMO" 9388.57
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 176	
TEMP. VAP. SEC." 153	AREA OPTIMA" 1275.24
TEMP. VAP. SEC." 152	COSTO OPTIMO" 9388.57
TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL" 175	
TEMP. VAP. SEC." 153	AREA OPTIMA" 1275.24
TEMP. VAP. SEC." 152	COSTO OPTIMO" 9388.57

LAS CARGAS TERMICAS EN KJ/HR SON:

PARA EL GENERADOR VAP/VAP U1= 3.23087E+07
 PARA EL CAL. TQ. DE DIA U2= 3.23846E+06
 PARA EL CAL. TQ. DE ALMA. U3= 3.02364E+07
 PARA EL CAL. PRIN. DE COMB. U4= 1.20687E+07

LOS COEF. GLOBALES DE TRANS. DE CALOR EN KJ/HR-M2-C SON:

PARA EL GENERADOR VAP/VAP U1= 3801.79
 PARA EL CAL. TQ. DE DIA U2= 614.614
 PARA EL CAL. TQ. DE ALMA. U3= 406.04
 PARA EL CAL. PRIN. DE COMB. U4= 903.71

LAS TEMP. DE PROCEBO EN GRADOS CELCIUS SON:

TEMP. DE SATURACION DEL VAPOR AUX. PRINC. T1= 200
 DEL COMB. A LA SALIDA DE LOS CAL. DE TQ. DE DIA Y ALMA. T2= 33
 TEMP. DEL COMB. A LA ENTRADA DE LOS CAL. DE TQ. DE DIA Y ALMA. T3= 33
 TEMP. DEL COMB. A LA SALIDA DEL CAL. PRINCIPAL T4= 120
 TEMP. DTI COMB. A LA ENTRADA DEL CAL. PRINCIPAL T5= 30
 TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 200

TEMP	GEN V/V	TQ. DIA	TQ. ALMA.	CAL. P	TOTAL
C	M2	M2	M2	M2	M2
174	347.3	60.6997	578.805	143.601	1132.4
173	334.437	61.1759	583.345	147.457	1126.41
172	322.442	61.6596	587.757	149.363	1121.47
171	311.372	62.151	592.643	151.323	1117.49
170	300.993	62.6503	597.404	153.337	1114.30
169	291.204	63.1578	602.243	155.41	1112.07
168	282.101	63.6734	607.161	157.344	1110.36
167	273.63	64.1977	612.16	159.74	1109.73
166	265.302	64.7306	617.242	162.004	1109.36
165	257.994	65.2726	622.409	164.347	1109.01
164	250.828	65.8237	627.564	166.743	1111.36
163	244.040	66.3842	633.009	169.227	1112.67
162	237.626	66.9543	638.446	171.791	1114.82
161	231.533	67.5344	643.977	174.441	1117.49
160	225.743	68.1247	649.506	177.181	1120.66
159	220.239	68.7253	655.333	180.016	1124.31
158	214.995	69.3367	661.163	182.931	1128.45
157	209.995	69.959	667.077	185.993	1133.04
156	205.222	70.5927	673.14	189.147	1138.1
155	200.662	71.238	679.293	192.421	1143.61
154	196.3	71.8952	685.56	195.827	1149.59
153	192.123	72.5647	691.944	199.358	1155.99
152	188.121	73.247	698.449	203.037	1162.86
151	184.201	73.9421	705.078	206.874	1170.18

TEMP.	SAT. VAP.	PRINCIPAL=	200		
TEMP	GEN. V/V	TQ. DIA	TQ		
C	ALMA.	%	%		
	%	%	%		
174	0	0	0		
174	2872.17	557.223	4202.12	886.709	8310.22
173	2765.79	561.394	4239.08	899.011	8160.40
172	2667.01	566.035	4280.57	907.621	8411.24
171	2573.05	570.346	4322.59	921.335	8357.74
170	2489.21	575.13	4372.15	933.825	8335.32
169	2408.91	579.708	4372.29	946.440	8307.44
168	2333.04	584.522	4407.97	959.441	8205.59
167	2262.92	589.333	4444.28	972.819	8269.36
166	2196.36	594.227	4481.18	986.603	8230.37
165	2133.61	599.202	4518.69	1000.01	8222.31
164	2074.34	604.261	4556.04	1015.47	8220.91
163	2018.28	609.407	4593.63	1030.39	8243.92
162	1965.17	614.641	4635.12	1046.21	8261.12
161	1914.78	619.966	4679.28	1062.35	8272.37
160	1866.91	625.305	4716.14	1079.03	8297.46
159	1821.37	630.078	4757.71	1096.3	8306.20
158	1778.01	636.311	4800.04	1114.17	8320.73
157	1736.66	642.223	4843.12	1132.69	8334.7
156	1697.19	648.041	4886.99	1151.8	8384.13
155	1659.47	653.943	4931.67	1171.06	8416.93
154	1623.4	659.950	4977.14	1192.76	8453.12
153	1588.04	666.144	5023.51	1216.09	8492.61
152	1555.76	672.407	5070.74	1236.91	8535.42
151	1524.01	678.708	5110.06	1259.06	8581.32

TEMP. VAP. SEC.= 166 AREA OPTIMO= 1100.54

TEMP. VAP. SEC.= 164 COSTO OPTIMO= 9250.71

TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 199

TEMP	GEN V/V	TG. DIA	TG. ALMA.	CAL.P	TOTAL
C	M2	M2	M2	M2	M2
174	361.192	68.6977	378.889	143.681	1146.3
173	347.3	61.1759	583.345	147.457	1139.28
172	334.437	61.6396	387.937	149.363	1133.42
171	322.492	62.151	592.643	151.323	1128.61
170	311.372	62.6383	397.484	153.337	1124.76
169	300.993	63.1578	602.243	155.41	1121.8
168	291.284	63.6734	607.161	157.544	1119.66
167	282.181	64.1977	612.16	159.74	1118.28
166	273.63	64.7306	617.242	162.004	1117.61
165	265.582	65.2726	622.489	164.337	1117.6
164	257.974	65.8237	627.664	166.743	1118.23
163	250.828	66.3842	633.889	169.227	1119.45
162	244.048	66.9543	638.446	171.791	1121.24
161	237.626	67.5344	643.977	174.441	1123.58
160	231.533	68.1247	649.686	177.181	1126.44
159	225.745	68.7253	655.333	180.016	1129.82
158	220.239	69.3367	661.163	182.931	1133.67
157	214.993	69.9597	667.077	185.993	1138.04
156	209.993	70.5927	673.14	189.147	1142.87
155	205.222	71.238	679.293	192.421	1148.17
154	200.662	71.8952	685.56	195.822	1153.94
153	196.3	72.5647	691.944	199.358	1160.17
152	192.123	73.247	698.449	203.039	1166.86
151	188.121	73.9421	705.078	206.874	1174.81

TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 199

TEMP	GEN. V/V	TG. DIA	TG. ALMA.	CAL.P	TOTAL
C	1	1	1	1	1
173	0	0	0	0	0
174	2787.89	557.223	4282.12	886.789	8633.11
173	2872.17	561.574	4235.88	878.811	8566.86
172	2769.77	566.839	4268.57	909.621	8518.82
171	2667.81	573.13	4337.15	921.353	8461.7
170	2575.85	579.788	4372.29	946.448	8387.74
169	2488.91	584.522	4487.99	959.441	8368.86
167	2333.64	589.335	4444.28	972.819	8348.87
166	2262.72	594.227	4481.18	986.683	8324.93
165	2176.36	599.282	4518.69	1000.81	8315.87
164	2133.61	604.261	4556.84	1015.47	8318.18
163	2074.34	609.407	4595.65	1030.59	8318.97
162	2018.28	614.641	4635.12	1046.21	8314.24
161	1963.17	619.966	4675.28	1062.35	8322.73
160	1914.78	625.385	4716.14	1079.03	8333.33
159	1866.91	630.898	4757.71	1096.3	8331.02
158	1821.37	636.511	4800.84	1114.17	8372.1
157	1778.01	642.223	4845.12	1132.69	8396.85
156	1735.22	648.035	4890.57	1151.7	8424.6
155	1697.19	653.965	4937.17	1171.84	8434.66
154	1665.47	659.998	4977.16	1192.56	8489.19
153	1633.4	666.144	5023.31	1214.07	8527.13
152	1608.86	672.487	5078.74	1236.51	8568.52
151	1585.76	678.788	5118.86	1259.86	8613.27

TEMP. VAP. BEC.= 165 AREA OPTIMA= 1117.6

TEMP. VAP. BEC.= 163 COSTO OPTIMO= 8389.99

TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL= 198

TEMP	GEN V/V	TG. DIA	TG. ALMA.	CAL.P	TOTAL
C	M2	M2	M2	M2	M2
174	376.241	68.6977	378.889	143.681	1141.33
173	361.192	61.1759	583.345	147.457	1133.17
172	347.3	61.6396	387.937	149.363	1146.28
171	334.437	62.151	592.643	151.323	1148.98
170	322.492	62.6383	397.484	153.337	1135.88
169	311.372	63.1578	602.243	155.41	1132.18
168	300.993	63.6734	607.161	157.544	1129.37
167	291.284	64.1977	612.16	159.74	1127.38
166	282.181	64.7306	617.242	162.004	1126.16
165	273.63	65.2726	622.489	164.337	1125.85
164	265.582	65.8237	627.664	166.743	1125.81
163	257.974	66.3842	633.889	169.227	1126.81
162	250.828	66.9543	638.446	171.791	1128.82
161	244.048	67.5344	643.977	174.441	1130
160	237.626	68.1247	649.686	177.181	1132.54
159	231.533	68.7253	655.333	180.016	1135.61
158	225.745	69.3367	661.163	182.931	1139.2
157	220.239	69.9597	667.077	185.993	1143.29
156	214.993	70.5927	673.14	189.147	1147.87
155	209.993	71.238	679.293	192.421	1152.95
154	205.222	71.8952	685.56	195.822	1158.3
153	200.662	72.5647	691.944	199.358	1164.43
152	196.3	73.247	698.449	203.039	1171.84
151	192.123	73.9421	705.078	206.874	1178.82

TEMP	TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL- 170				CAL. P	TOTAL
	GEN. V/V		TQ. DIA			
	ALMA.	TQ.	ALMA.	TQ.		
C	1	1	1	1	1	1
173	0	0	0	0	0	0
174	3111.31	557.223	4282.12	806.789	8757.37	
173	2707.85	561.574	4239.80	870.811	8681.74	
172	2872.17	566.835	4268.57	907.621	8616.39	
171	2763.79	578.546	4382.59	921.553	8508.48	
170	2667.81	575.13	4337.15	933.825	8513.12	
169	2575.83	579.708	4372.29	946.448	8473.37	
160	2489.21	584.522	4407.99	959.441	8441.16	
167	2408.91	589.335	4444.20	972.819	8415.39	
166	2333.64	594.227	4481.18	986.683	8393.66	
165	2262.92	599.282	4518.69	1000.81	8381.92	
164	2196.36	604.261	4556.84	1015.47	8372.93	
163	2133.61	609.487	4595.63	1030.59	8369.23	
162	2074.34	614.641	4635.12	1046.21	8370.31	
161	2018.28	619.966	4675.28	1062.35	8375.87	
160	1965.17	625.409	4716.14	1079.03	8380.88	
159	1914.78	630.988	4757.71	1096.3	8392.63	
158	1866.91	636.511	4800.84	1114.17	8417.63	
157	1821.37	642.223	4845.12	1132.69	8459.43	
156	1778.81	648.041	4890.99	1151.9	8464.95	
155	1736.66	653.963	4938.67	1171.84	8494.13	
154	1697.19	659.998	4977.16	1192.56	8526.91	
153	1659.47	666.144	5023.51	1214.09	8563.22	
152	1623.4	672.407	5078.74	1236.51	8603.86	
151	1588.06	678.788	5140.86	1259.86	8646.37	

TEMP. VAP. SEC. - 169

AREA OPTIMA - 1123.85

TEMP. VAP. SEC. - 163

COSTO OPTIMO - 8369.23

TEMP	TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL- 157				CAL. P	TOTAL
	GEN. V/V		TQ. DIA			
	ALMA.	TQ.	ALMA.	TQ.		
C	1	1	1	1	1	1
174	392.6	68.6997	578.883	145.681	1177.7	
173	376.241	61.1759	583.345	147.457	1168.22	
172	361.192	61.6396	587.937	149.363	1168.17	
171	347.3	62.121	592.643	151.323	1153.42	
170	334.437	62.6583	597.484	153.337	1147.83	
169	322.492	63.1578	602.243	155.41	1143.3	
168	311.372	63.6733	607.161	157.544	1139.79	
167	300.973	64.1977	612.16	159.74	1137.89	
166	291.284	64.7386	617.242	162.004	1139.26	
165	282.181	65.2726	622.489	164.337	1134.2	
164	273.63	65.8237	627.664	166.743	1133.86	
163	265.582	66.3842	633.089	169.227	1134.2	
162	257.994	66.9543	638.446	171.791	1135.19	
161	250.828	67.5344	643.977	174.441	1136.78	
160	244.048	68.1247	649.606	177.181	1138.76	
159	237.626	68.7253	655.333	180.016	1141.1	
158	231.333	69.3367	661.163	182.921	1144.79	
157	225.745	69.959	667.097	185.993	1148.78	
156	220.239	70.5927	673.14	189.147	1153.12	
155	214.979	71.238	679.293	192.421	1157.93	
154	209.993	71.8952	685.56	195.822	1163.27	
153	205.222	72.5647	691.944	199.358	1169.87	
152	200.662	73.247	698.449	203.039	1175.4	
151	196.3	73.9421	705.078	206.874	1182.19	

TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL- 157

TEMP	TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL- 157				CAL. P	TOTAL
	GEN. V/V		TQ. DIA			
	ALMA.	TQ.	ALMA.	TQ.		
C	1	1	1	1	1	1
173	0	0	0	0	0	0
174	3246.8	557.223	4282.12	806.789	8922.85	
173	3111.31	561.574	4239.80	870.811	8881.28	
172	2707.85	566.835	4268.57	907.621	8731.28	
171	2872.17	578.546	4382.59	921.553	8666.86	
170	2763.79	575.13	4337.15	933.825	8611.9	
169	2667.81	579.708	4372.29	946.448	8523.94	
168	2575.83	584.522	4407.99	959.441	8527	
167	2489.21	589.335	4444.20	972.819	8492.63	
166	2408.91	594.227	4481.18	986.683	8478.92	
165	2333.64	599.282	4518.69	1000.81	8452.36	
164	2262.92	604.261	4556.84	1015.47	8437.47	
163	2196.36	609.487	4595.63	1030.59	8432.81	
162	2133.61	614.641	4635.12	1046.21	8427.57	
161	2074.34	619.966	4675.28	1062.35	8431.73	
160	2018.28	625.409	4716.14	1079.03	8438.88	
159	1965.17	630.988	4757.71	1096.3	8450.88	
158	1914.78	636.511	4800.84	1114.17	8465.5	
157	1866.91	642.223	4845.12	1132.69	8484.93	
156	1821.37	648.041	4890.99	1151.9	8508.31	
155	1778.81	653.963	4938.67	1171.84	8535.48	
154	1736.66	659.998	4977.16	1192.56	8564.38	
153	1697.19	666.144	5023.51	1214.09	8598.79	
152	1659.47	672.407	5078.74	1236.51	8639.13	
151	1623.4	678.788	5140.86	1259.86	8686.91	

TEMP. VAP. SEC. - 164

AREA OPTIMA - 1133.86

TEMP. VAP. SEC. - 163

COSTO OPTIMO - 8429.37

TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL- 196

TEMP	GEN V/V	TG. DIA	TG. ALMA.	CAL. P	TOTAL
C	M2	M2	M2	M2	M2
174	410.445	60.6797	370.8093	145.601	1195.99
173	372.6	61.1759	303.345	147.457	1189.90
172	376.241	61.6596	397.497	149.363	1179.22
171	361.192	62.151	592.643	151.323	1167.31
170	347.3	62.6503	377.404	153.337	1160.99
169	334.437	63.1578	682.243	155.41	1155.29
168	322.492	63.6734	607.161	157.544	1150.97
167	311.372	64.1977	612.16	159.74	1147.47
166	300.993	64.7306	617.242	162.004	1144.97
165	291.204	65.2726	622.409	164.337	1143.3
164	282.101	65.8237	627.664	166.743	1142.41
163	273.63	66.3842	633.009	169.227	1142.29
162	265.902	66.9543	638.446	171.791	1142.77
161	257.994	67.5344	643.977	174.441	1143.99
160	250.920	68.1247	649.606	177.181	1145.74
159	244.608	68.7253	655.333	180.016	1148.12
158	237.626	69.3367	661.163	182.951	1151.00
157	231.333	69.9577	667.097	185.979	1154.50
156	225.743	70.5927	673.14	189.117	1158.62
155	220.239	71.238	679.293	192.421	1163.19
154	214.993	71.8952	685.56	195.822	1168.27
153	209.995	72.5647	691.944	199.350	1173.86
152	205.222	73.247	698.449	203.039	1179.76
151	200.662	73.9421	705.078	206.874	1186.96

TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL- 196

TEMP	GEN V/V	TG. DIA	TG	CAL. P	TOTAL
C	%	%	%	%	%
174	3394.30	957.222	4282.12	806.709	9048.43
173	3296.0	361.974	4239.99	870.811	8741.49
172	3111.51	366.833	4260.37	787.621	8035.74
171	2903.03	378.346	3392.39	921.535	8701.74
170	2872.17	579.13	4337.15	933.825	8710.20
169	2769.79	377.708	4372.27	746.448	8664.32
168	2667.81	584.522	4407.99	959.441	8618.76
167	2573.83	389.333	4444.26	772.819	8581.48
166	2487.21	594.227	4481.10	986.683	8551.22
165	2400.91	377.282	4518.69	1000.01	8527.62
164	2313.64	604.261	4556.84	1015.47	8510.21
163	2226.92	409.187	4595.63	1030.59	8493.56
162	2139.36	614.641	4635.12	1046.21	8478.33
161	2051.61	619.966	4675.20	1062.35	8471.2
160	2074.34	625.303	4716.14	1079.83	8464.9
159	2018.20	630.898	4757.71	1097.3	8458.19
158	1969.17	636.511	4800.84	1114.17	8451.89
157	1914.70	642.223	4843.12	1132.69	8452.82
156	1866.91	648.041	4886.99	1151.9	8453.85
155	1821.37	653.763	4931.67	1171.84	8457.83
154	1778.01	659.790	4977.16	1192.56	8467.73
153	1736.66	666.144	5023.31	1214.89	8480.41
152	1697.19	672.487	5070.74	1236.51	8496.83
151	1659.47	678.780	5118.86	1259.86	8516.99

TEMP. VAP. SEC.- 163 AREA OPTIMA= 1142.29

TEMP. VAP. SEC.- 161 COSTO OPTIMO= 8491.2

TEMP. SAT. VAP. PRINCIPAL- 193

TEMP	GEN V/V	TG. DIA	TG. ALMA.	CAL. P	TOTAL
C	M2	M2	M2	M2	M2
174	429.99	60.6797	378.8093	145.601	1213.1
173	410.445	61.1759	303.345	147.457	1202.42
172	392.6	61.6596	397.497	149.363	1191.90
171	376.241	62.151	592.643	151.323	1182.36
170	361.192	62.6503	377.404	153.337	1174.98
169	347.3	63.1578	682.243	155.41	1169.11
168	334.437	63.6734	607.161	157.544	1162.81
167	322.492	64.1977	612.16	159.74	1158.99
166	311.372	64.7306	617.242	162.004	1155.29
165	300.993	65.2726	622.409	164.337	1153.01
164	291.204	65.8237	627.664	166.743	1151.91
163	282.101	66.3842	633.009	169.227	1150.80
162	273.63	66.9543	638.446	171.791	1150.00
161	265.902	67.5344	643.977	174.441	1149.57
160	257.994	68.1247	649.606	177.181	1149.71
159	250.920	68.7253	655.333	180.016	1149.9
158	244.608	69.3367	661.163	182.951	1149.7
157	237.626	69.9577	667.097	185.979	1149.67
156	231.333	70.5927	673.14	189.117	1149.41
155	225.743	71.238	679.293	192.421	1149.7
154	220.239	71.8952	685.56	195.822	1149.76
153	214.993	72.5647	691.944	199.350	1149.86
152	209.995	73.247	698.449	203.039	1149.73
151	205.222	73.9421	705.078	206.874	1149.12

TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL - 193

TEMP	GEN. V/V	TG. DIA	TG	ALMA.	CAL. P	TOTAL
C	°	°	°	°	°	°
175	0	0	0	0	0	0
17A	3356.02	357.233	4202.12	006.709	9202.07	
173	3394.38	361.374	4239.00	070.011	9809.07	
172	3246.0	300.000	4206.57	107.621	9711.02	
171	3111.31	370.346	4302.59	721.353	0906.21	
170	2907.03	375.13	4337.15	933.025	0033.16	
169	2072.17	377.700	4372.27	746.448	0770.69	
168	2763.79	384.222	4407.99	339.441	0717.74	
167	2667.01	389.335	4444.28	972.019	0673.03	
166	2373.03	394.227	4481.10	906.603	0637.05	
165	2409.21	399.202	4518.67	1000.01	0607.91	
164	2400.91	404.261	4556.04	1019.47	0583.49	
163	2333.64	409.407	4593.63	1030.39	0567.20	
162	2262.92	414.641	4631.12	1046.21	0550.09	
161	2174.36	419.766	4670.28	1062.35	0533.95	
160	2133.61	425.305	4716.14	1079.03	0516.16	
159	2074.34	430.070	4757.71	1096.3	0509.23	
158	2010.20	436.311	4800.04	1114.17	0509	
157	1965.17	442.223	4843.12	1132.69	0493.21	
156	1914.70	448.041	4886.99	1151.9	0481.72	
155	1066.91	453.963	4931.67	1171.04	0464.30	
154	1021.37	459.970	4977.16	1192.56	0451.07	
153	1770.01	466.144	5023.31	1214.09	0431.76	
152	1736.66	472.407	5070.74	1236.31	0416.32	
151	1697.19	478.700	5118.06	1259.06	0394.71	

TEMP. VAP. SEC. # 163 AREA OPTIMA= 1150.8

TEMP. VAP. SEC. # 161 COSTO OPTIMO= 8333.93

TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL - 194

TEMP	GEN. V/V	TG. DIA	TG. ALMA.	CAL. P	TOTAL
C	M2	M2	M2	M2	M2
17A	451.409	60.6777	370.049	163.601	1236.39
173	429.79	61.1739	303.345	167.457	1221.97
172	410.443	61.6596	307.457	169.363	1209.42
171	393.6	62.151	302.643	191.323	1190.72
170	376.241	62.6503	307.404	153.337	1109.63
169	361.192	63.1378	402.243	155.41	1102
168	347.3	63.6734	407.161	157.344	1173.60
167	334.437	64.1777	412.16	159.74	1170.53
166	322.472	64.7306	417.242	162.004	1166.47
165	311.372	65.2726	422.409	164.337	1163.39
164	300.973	65.0237	427.664	166.743	1161.22
163	291.204	66.3042	433.009	169.227	1159.9
162	202.101	66.9343	438.446	171.791	1159.37
161	273.63	67.5344	443.977	174.441	1159.30
160	263.302	68.1247	349.606	177.101	1160.07
159	257.994	68.7233	455.333	100.016	1162.02
158	250.020	69.3317	461.162	102.721	1162.20
157	244.040	69.939	467.097	105.993	1167.1
156	237.626	70.5727	473.14	109.147	1170.31
155	231.333	71.2300	479.293	192.421	1174.48
154	223.743	71.0732	485.36	195.022	1179.02
153	220.239	72.5647	491.544	199.380	1184.11
152	214.993	73.247	498.449	203.039	1189.73
151	209.993	73.7421	705.070	206.074	1195.09

TEMP. BAT. VAP. PRINCIPAL - 194

TEMP	GEN. V/V	TG. DIA	TG	ALMA.	CAL. P	TOTAL
C	°	°	°	°	°	°
175	0	0	0	0	0	0
17A	3733.02	357.233	4202.12	006.709	9379.07	
173	3396.02	361.374	4239.00	090.011	9250.71	
172	3394.30	366.035	4260.57	907.621	9130.61	
171	3246.0	370.346	4302.59	721.353	9041.49	
170	3111.31	375.13	4337.15	933.025	0957.62	
169	2707.03	377.700	4372.27	746.440	0009.30	
168	2072.17	384.222	4407.99	339.441	0024.16	
167	2763.79	389.335	4444.28	972.019	0722.23	
166	2667.01	394.227	4481.10	906.603	0729.02	
165	2373.03	399.202	4518.67	1000.01	0693.70	
164	2400.91	404.261	4556.04	1019.47	0663.70	
163	2400.91	409.407	4593.63	1030.39	0644.36	
162	2333.64	414.641	4631.12	1046.21	0629.6	
161	2262.92	419.766	4670.28	1062.35	0620.31	
160	2174.36	425.305	4716.14	1079.03	0614.92	
159	2133.61	430.070	4757.71	1096.3	0610.92	
158	2074.34	436.311	4800.04	1114.17	0629.07	
157	2010.20	442.223	4843.12	1132.69	0636.33	
156	1965.17	448.041	4886.99	1151.9	0652.11	
155	1914.70	453.963	4931.67	1171.04	0672.21	
154	1066.91	459.970	4977.16	1192.56	0693.41	
153	1021.37	466.144	5023.31	1214.09	0729.12	
152	1770.01	472.407	5070.74	1236.31	0774.67	
151	1736.66	478.700	5118.06	1259.06	0794.10	

TEMP. VAP. SEC. # 162 AREA OPTIMA= 1157.17

TEMP. VAP. SEC. # 161 COSTO OPTIMO= 8416.72

CAPITULO VI

CONCLUSIONES

Conforme a lo expuesto en cada uno de los capítulos anteriores, se plantea una solución a los problemas de operación y control del sistema de vapor auxiliar de las Plantas Termoeléctricas del país, problemas que, si bien, en apariencia no son de gran importancia, al analizarlos con más profundidad, se percibe la verdadera magnitud de los mismos, y su repercusión en el óptimo funcionamiento de toda la Planta.

Así pues, fundamentando las siguientes conclusiones en los análisis anteriores, diremos que:

Para el sistema de control del calentador principal de combustible, se propone una válvula de control ubicada en la línea de entrada del vapor al calentador, con la descarga del condensado a un tanque de retorno de condensados, de manera que no se realimente directamente al generador vapor/vapor (este tanque recibe también, los drenajes de los demás calentadores de combustible, y de las venas de vapor) evitando así, la permanente inundación del calentador principal de combustible, con la que ahora opera, y con la que operará con cualquiera de las demás alternativas expuestas.

La válvula seleccionada, es una válvula de control de globo de 4" de diámetro, de puerto completo, de acuerdo al catálogo de dimensionamiento de válvulas de control de Industrias Massoneilan.

La elección de este sistema de control, hace innecesario colocar el calentador principal a la altura que se localiza en operación actual; permite un control externo real de los parámetros del vapor requerido, en respuesta a las variaciones en la demanda de energía, y evita la prematura corrosión del material del calentador, al hacerlo trabajar permanentemente "seco" (sin inundación en los tubos).

Por otro lado, atendiendo a la optimización del sistema de vapor auxiliar secundario, se establecen las siguientes temperaturas y presiones, tanto para el vapor auxiliar primario, como para el vapor auxiliar secundario:

$$T_{s_{vp}} = 198^{\circ}\text{C}$$

$$P_{s_{vp}} = 15 \text{ bar}$$

$$T_{s_{vs}} = 163^{\circ}\text{C}$$

$$P_{s_{vs}} = 6.7 \text{ bar}$$

Con estos parámetros, se obtiene también la mínima área total de transferencia de calor necesaria para la óptima operación de los calentadores del sistema, trayendo consigo, su costo mínimo.

Variar los anteriores parámetros, implica que cada uno de los elementos del sistema modifique su comportamiento en distinta proporción, aunque en términos generales, puede asegurarse que si las temperaturas $T_{s_{vp}}$ y $T_{s_{vs}}$, el área de transmisión de calor de cada intercambiador, resultará sobrada generando un aumento en el nivel del condensado, y claro, si disminuyen las dimensiones de los intercambiadores, no satisfecerían las demandas de carga térmica, lo que requerirá un aumento de gasto de vapor, trayendo como consecuencia, una disminución en la eficiencia de la Planta Termoeléctrica.

La energía eléctrica generada por las Plantas Termoeléctricas de nuestro país representa ahora (y aún hasta el año 2010, según pronósticos especializados), más del 50% del total generado, de ahí que todo esfuerzo por optimizar el aprovechamiento de los hidrocarburos y su aplicación en beneficio de la producción de electricidad adquiere relevante importancia, al menos durante los próximos 35 años.

Las economías de combustible y energética forman en conjunto la economía energética de combustible. La formación correcta del balance energético de combustible, es una de las tareas más importantes de la economía nacional. De su resolución exitosa depende el desarrollo de la industria y la realización del progreso técnico para el bienestar material y cultural de la población.

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

1. "Centrales Eléctricas", Frederick T. Morse, 3a. Edición, C.E.C.S.A., México, 1984.
2. "Centrales Termoeléctricas", V. Ya. Rizhkin, Tomo I y II, Mir, URSS, 1979.
3. "Procesos de Transferencia de Calor", Donald Q. Kern, C.E.C.S.A., México, 1981
4. "Criterios de Diseño de Plantas Termoeléctricas", M. Aguilar, 1a. Edición, LIMUSA, México, 1981.
5. "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association" (Normas TEMA), 1980.
6. Folleto "Sector Eléctrico Nacional, Origen y Destino de La Energía Eléctrica", C.F.E., 1984.
7. "Regiones de Generación Termoeléctrica", C.F.E., Subdirección de Operación, 1984.
8. "Sistema de Vapor Auxiliar, Sección Mecánica", C.F.E., 1983.
9. "Alternativas de Control de Temperatura en Calentador Principal de Combustible", C.F.E., 1983.
10. "Principios de Transferencia de Calor", Frank Kreith, 1a. Edición, Herrero Hermanos, S. A., México, 1970.
11. Diagramas y Tablas de Información de la C.F.E., 1983.
12. "Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas", Claudio Mataix, HARLA, 1970.
13. "Ingeniería Termodinámica", William C. Reynolds y Henry C. Perkins, McGraw Hill, México, 1977.
14. "Termodinámica", Virgil M. Faires, 2a. Edición, U.T.E.H.A., España, 1978.
15. "Flow of Fluids Through Valves, Liftings and Pipe, (S.I)", CRANE, 1983.
16. "Trampas de Vapor MISCO", Cat. No. T-1, MISCO, S. A., 1983.
17. "Tablas de Vapor", L. Haar, J. S. Hallayher y G. S. Kell, 1a. Edición, Interamericana, México, 1985.
18. "Introducción a la Programación en BASIC", F. Ruíz Valerio y S. Maroto, HETEROS, S. A., México, 1982.
19. "Demanda y Recursos Energéticos a Nivel Mundial y Nacional" (Conferencia), M. en C. Juan Lartigue G., FQ UNAM, Septiembre de 1984.
20. "Massoneilan Handbook for Control Valve Sizing", Massoneilan International, Inc., 6a. Edición, Norwood, Massachusetts, U.S.A., 1977.