



Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Química

OPTIMIZACION DEL CONSUMO DE
COMBUSTIBLE EN UN CONJUNTO
DE PLANTAS DE PROCESO.



T E S I S

Que para obtener el título de
INGENIERO QUIMICO
p r e s e n t a n

Eduardo Diez Barroso Salido

Luis Fernández Posada

Pablo Tolentino Franco



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Universidad Nacional Autónoma de México

Tesis 1977
M-122 124
SCHA
RDC



LIBRARY

Jurado asignado originalmente
según el tema:

PRESIDENTE:
VOCAL:
SECRETARIO:
1er. SUPLENTE:
2do. SUPLENTE:

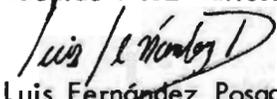
Dr. Francisco J. Garfias Ayala
Ing. Rudi P. Stivalet Corral
Ing. José Antonio Ortíz Ramírez
Dr. Francisco Barnes
Ing. Arturo López Torres

Sitio donde se desarrolló el tema:

Instituto Mexicano del Petróleo y
Facultad de Química

Nombre completo y firma
de los sustentantes:


Eduardo Diez Barroso Salido


Luis Fernández Posada


Pablo Tolentino Franco

Nombre completo y firma
del asesor del tema:


Ing. José Antonio Ortíz Ramírez

Da lo mejor de tí
en cada acto de tu vida

OPTIMIZACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN UN CONJUNTO DE PLANTAS DE PROCESO

INDICE

<u>Introducción</u>		<u>Página</u>
Capítulo 1.	GENERALIDADES	4
Capítulo 2.	DESCRIPCION DEL SISTEMA PROPUESTO	11
Capítulo 3.	MODULOS DE CALCULO	15
3.1.	Calentadores a fuego directo	
3.2.	Calderas	
3.3.	Intercambiadores de Calor S.C.F.	
3.4.	Rehervidores	
3.5.	Mezcla y derivaciones de corriente	
3.6.	Turbinas	
3.7.	Eyectores	
Capítulo 4.	DESCRIPCION DEL PROGRAMA PRINCIPAL	99
4.1.	Algoritmo de cálculo	
Capítulo 5.	EJEMPLO ILUSTRATIVO	108
5.1.	Descripción de las Plantas	
5.2.	Opciones propuestas	
5.3.	Análisis de Resultados	
Capítulo 6.	CONCLUSIONES	239
Apéndice		241
Nomenclatura		275
Bibliografía		305

INTRODUCCION

La creciente demanda de combustible en todo el mundo y la dificultad que, en un futuro próximo, representará disponer del combustible derivado del petróleo ya que su costo irá en aumento, pues se trata de un recurso no renovable, son algunas de las causas que nos motivaron a realizar el presente estudio. Además, el deseo de aplicar la ingeniería química en una forma metódica y congruente con las necesidades y el desarrollo actual del país.

Una de las necesidades que se presentan durante la fase de planeación de una planta o conjuntos de plantas de proceso, es el de determinar el consumo de combustible, requerimientos y distribución del vapor, para establecer, entre otras cosas, la capacidad de la caldera y el nivel de generación de la caldera, los niveles intermedios en las extracciones de las turbinas y otros equipos de proceso.

Generalmente, estos datos se determinan de una manera empírica en base a experiencias pasadas, mediante un estudio general sin profundizar en las características de los equipos involucrados, lo que ocasiona, en muchos casos un consumo innecesario de combustible. En este trabajo se propone un análisis más detallado, involucrando un dimensionamiento preliminar de equipos de tal manera que se pueda hacer una estimación del consumo de vapor y/o combustible lo más cercano posible al consumo que se tendrá durante la operación de las plantas de proceso. Se considera que con este trabajo se elaborará una herramienta haciendo uso de la computadora que permitirá realizar un estudio más completo tomando en cuenta las variables de diseño del sistema.

Sabemos que con esta tesis no se abarcarán todos los problemas involucrados con el consumo de combustible, pero deseamos agregar lo que esté de nuestra parte y a nuestro alcance para resolver un problema que a todos compete como seres humanos y que cada día lleva visos de ser más grave.

Nos sentiremos satisfechos si esta tesis, además de cumplir con sus objetivos, motiva a otras personas a seguir estudiando estos problemas, dando como resultado industrias y procesos más eficientes y la utilización de recursos humanos y naturales en forma más racional.

Capitulo I

GENERALIDADES

El futuro no está predestinado,
se construye con las decisiones de hoy.

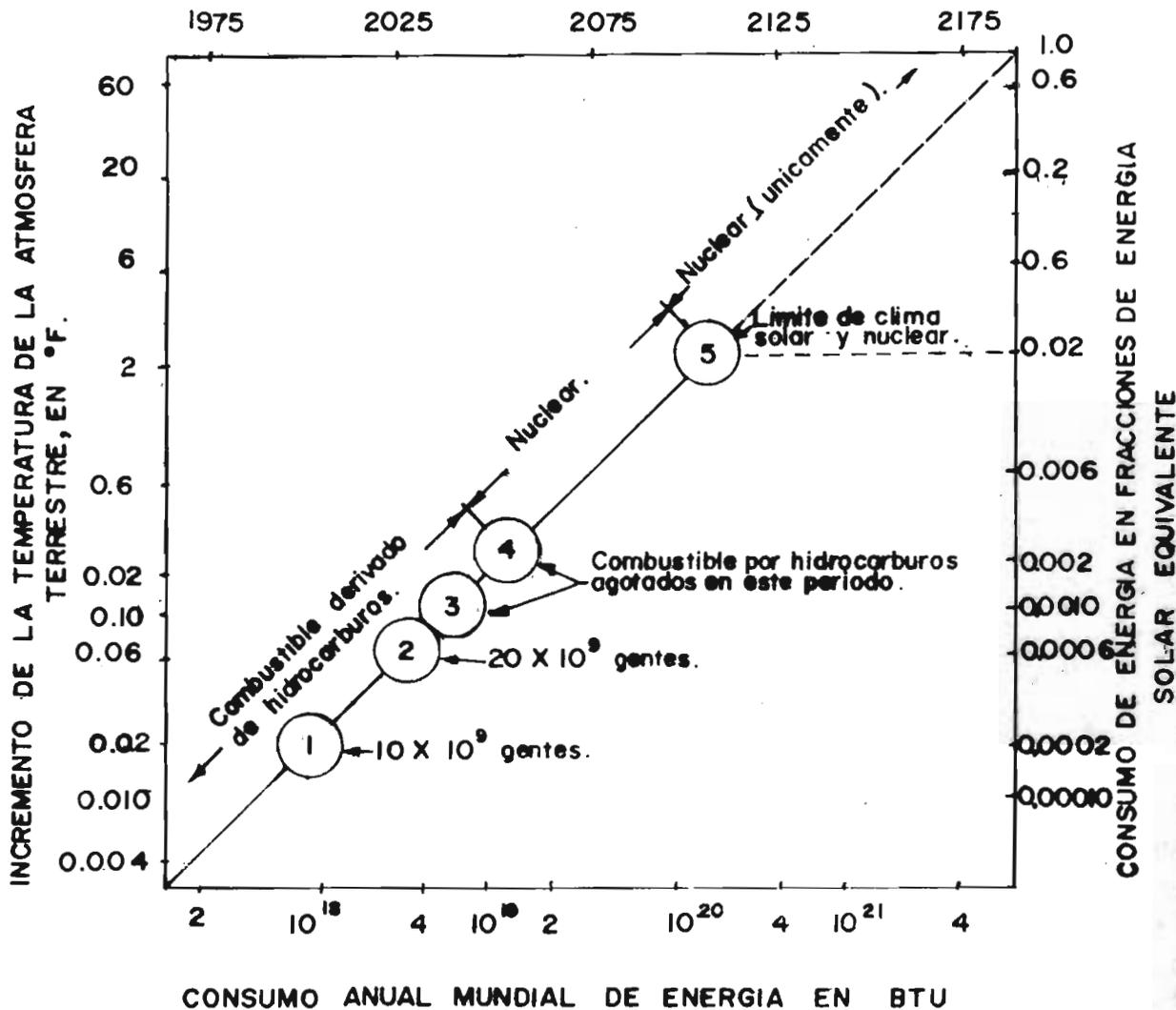
El consumo de combustible en plantas de proceso empieza a representar hoy en día un problema grave, ya que el precio del petróleo tiende a hacer esta fuente de energía no competitiva con otras fuentes. El problema se agrava si consideramos que la construcción de plantas industriales es más necesaria cada día, con el consiguiente aumento de consumo de combustible.

Por lo anterior y teniendo en cuenta, además, que el petróleo es un recurso no renovable, debemos usar nuestra imaginación para diseñar métodos que compartan inteligentemente las soluciones técnicas con los problemas a nivel político, ya que de estas decisiones dependerá en gran parte el desarrollo del país.

Es importante hacer notar el crecimiento exponencial de energéticos que actualmente existe; por ejemplo, si las reservas de petróleo tuvieran una duración de 2000 años, en términos del consumo actual, durarían un poco menos de 100 años bajo un incremento anual del 5%, como ha prevalecido en los últimos cien años. Manteniendo este porcentaje de crecimiento anual, se consumirá más energía entre los años 1975 y 1990, que toda la energía consumida desde la existencia del hombre hasta el año 1975. Es interesante observar la figura 1.1. para tener una idea de la demanda de energía que existirá en un futuro a un crecimiento del 5% anual.

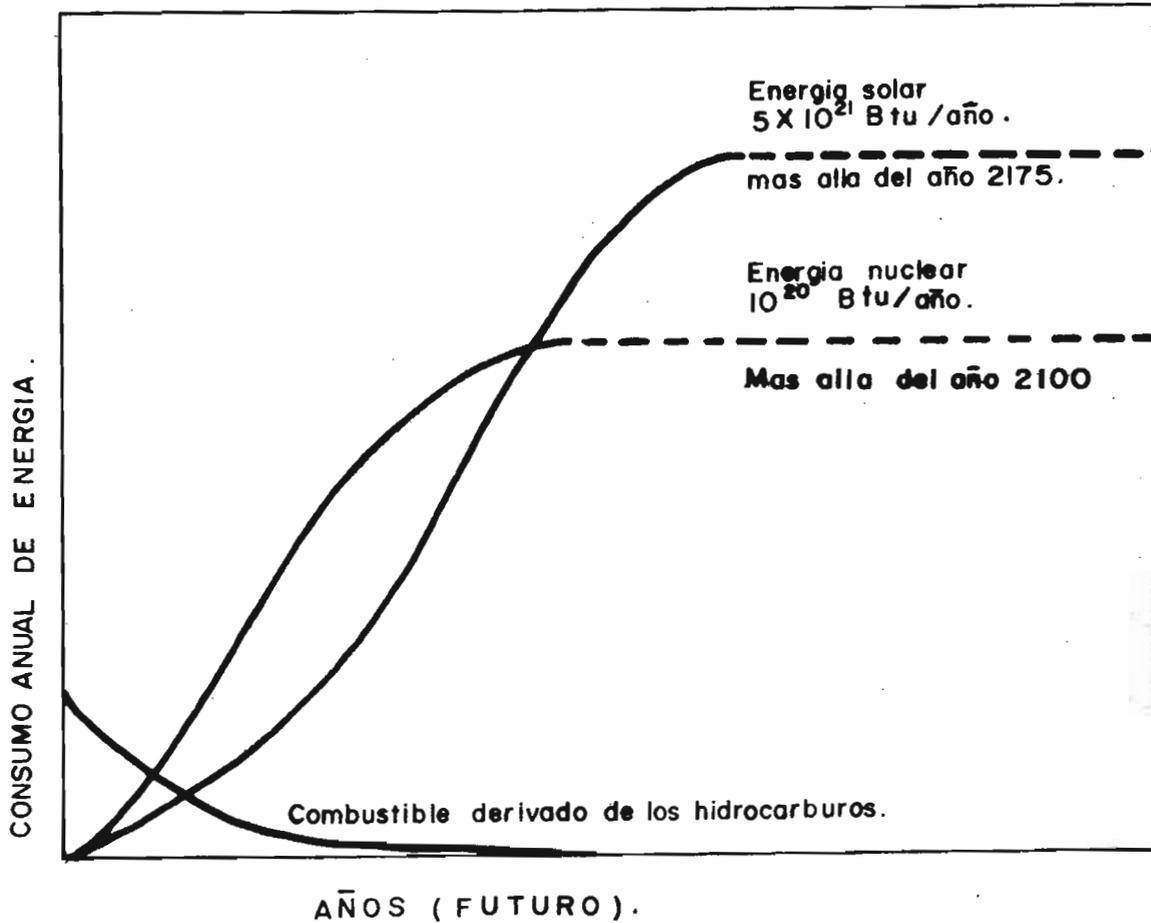
En vista de lo anterior, es importante empezar a resolver este problema en todo su alcance, creando soluciones para la conservación de este recurso, y no tanto para aumentar la producción, ya que, como se mencionó, esta fuente de energía es agotable. Cabe mencionar la posibilidad de crear o aprovechar otras fuentes de energía, tales como la nuclear y la solar, como una solución para el futuro. En la figura 1.2. se puede observar el decremento que tendrá la producción de petróleo en los próximos años contra el incremento de otras fuentes de energía; y en la tabla 1.3. se aprecia la duración de diferentes fuentes de energía en base a un consumo constante y a un incremento anual del cinco por ciento.

AÑOS



DEMANDA DE ENERGIA EN UN FUTURO A UN CRECIMIENTO DEL 5% ANUAL.

FIG 1:1



TENDENCIA REQUERIDA DE LAS DIFERENTES FUENTES DE ENERGIA PARA UN FUTURO.

FIG. 2

FUENTES DE ENERGIA	Reservas Mundiales (Aproximadas) en BTU	AÑOS DE ABASTECIMIENTO	
		Basado en una demanda anual de 2.42×10^{17} BTU	Basado en un crecimiento anual del 5%
Combustible derivado de hidrocarburos	2×10^{20}	800	75
Geotérmica	2×10^{22}	80,000	180
Nuclear (incluyendo el deuterio del Océano)	5×10^{27}	2×10^{10}	(125 - 425) *
Solar**	5×10^{30}	2×10^{13}	(200 - 525) **

TABLA 1.3. Duración de las diferentes fuentes de Energía.

* El abastecimiento total de energía de todas las fuentes nucleares (fusión y fisión) es suficiente para 400 años; el límite del clima restringirá su utilización después del año 2100, a un promedio de 10^{20} Btu/año.

** Cálculos realizados indican que el sol puede durar otros mil millones de años, basando esto en la suposición, de una conversión del 1% para su reacción de fusión. Ya que el sol cede a la tierra 5×10^{21} BTU por año, las reservas solares son $(5 \times 10^{21}) (10^9) = 5 \times 10^{30}$. Esta fuente también está restringida por el clima; por lo tanto el sol no puede soportar el crecimiento de la demanda de energía más allá del año 2175. La energía total disponible del sol para la tierra (5×10^{30} BTU) corresponden a una vida de 525 años a un crecimiento del 5% anual (Referencia: 51).

Una planta bien diseñada debe de tomar en cuenta medios para la conservación de la energía, o en otros casos, para un mejor aprovechamiento de ésta, teniendo como meta un ahorro en energéticos. Existen dos áreas en las cuáles la conservación de la energía puede ser utilizada para un determinado proceso: la fase de diseño y la fase operacional. La fase de diseño puede ser subdividida en diseño de equipo y diseño de proceso; el diseño de equipo considera cálculos como: la altura del empaque en torres, número y tipos de platos, caídas de presión, aislamiento, etc.. Nuestra tesis tratará únicamente un aspecto del diseño de proceso, en el cual nos interesa involucrar equipos que consuman directa o indirectamente combustible, como por ejemplo: turbinas de gas o de vapor, calentadores a fuego directo, rehervidores y otros.

En la fase de planeación de una planta es cuando se determinan los consumos y niveles de generación de vapor, capacidad de la caldera, la generación o compra de energía eléctrica y el tipo de energía que se utilizará para mover bombas, compresoras u otros equipos; porque es en esta etapa donde se debe decidir la compra de la caldera, por ser el tiempo de entrega de este equipo mayor que el de otros. Si el análisis que se haga en esta etapa es pobre, se llegará, seguramente, a resultados poco confiables donde el consumo de combustible sea elevado, encareciendo a su vez los costos de operación. Estos aspectos se han venido determinando haciendo un escalamiento de consumos y niveles de presión de vapor, en base a cargas térmicas requeridas o a barriles por día producidos, con plantas similares ya instaladas, sin hacer análisis técnicos y económicos más reales.

En el presente trabajo se propone un estudio que incluya aspectos técnicos, de ciertos equipos, como: calentadores a fuego directo, calderas, intercambiadores de calor, rehervidores, turbinas, condensadores de superficie y eyectores; en los cuáles se calcula un predimensionamiento para determinar los consumos de vapor y/o combustible, obteniéndose de esta manera, los costos de inversión en equipo y los costos de operación en base al consumo de combustible.

Este análisis requiere de la elaboración de un diagrama de consumo de vapor y combustible que involucre estos equipos, construyéndose en base a los requerimientos de vapor de la futura planta. Para realizar el análisis completo hay que plantear diferentes alternativas, tales como variar los niveles de generación, fuentes de suministro de energía a las turbinas y posibilidad de generación de vapor en otros equipos, además de la caldera. Y con cada una de las alternativas que se propongan determinar, finalmente, la óptima de las analizadas.

En los siguientes capítulos se amplían los puntos más importantes del trabajo que se elaboró. El Capítulo 2 trata del sistema propuesto, donde se analizan los puntos críticos de los equipos involucrados en el simulador y de las alternativas que estudiaremos. En el Capítulo 3 se describen, brevemente, características generales de cada uno de los equipos, así como su módulo de cálculo; este módulo consiste en el algo

rítmo de predimensionamiento, que explica los métodos utilizados. El Capítulo 4 explica qué es el simulador y cómo utilizarlo.

Finalmente, en los Capítulos 5 y 6 se aplica este método a un ejemplo ilustrativo en donde se analizan los resultados y se llegan a las conclusiones respectivas.

Capitulo 2

DESCRIPCION DEL SISTEMA PROPUESTO

Existen muchas maneras de mejorar la conservación de la energía en plantas de proceso, como, por ejemplo, en la industria de refinación o petroquímica. Estas se reducen a nueve categorías generales, que son:

- * Mejoramiento del proceso
- * Aumento en la eficiencia de los hornos
- * Bombas
- * Compresoras y sistemas de recuperación de energía
- * Intercambiadores y recuperación de calor de gases de desecho
- * Fraccionadores y diseño de tanques de almacenamiento
- * Instrumentación y aislamiento
- * Diseños de equipo
- * Diseños de tuberías

Todos estos puntos son importantes, pero el sistema propuesto sólo abarcará algunos de estos, que comprenden equipos de transferencia de calor y máquinas de intercambio de energía, con los que se puede determinar un balance de vapor y un consumo de combustible en toda la planta.

A continuación, mencionaremos los equipos que se encuentran dentro del sistema, analizando también los puntos críticos en donde pueda haber recuperación de energía o en donde esta sea utilizada.

Calentadores a fuego directo:

Cerca del 70 a 80% de la energía utilizada en una planta de procesos de hidrocarburos se utiliza en calentadores a fuego directo o para producir vapor. En el predimensionamiento que se realizó de este equipo existen tres puntos muy importantes que se consideran en el análisis global.

1. Adición de uno o más bancos de tubos en la sección de convección
2. La adición de un precalentador de aire para la combustión
3. El gasto de combustible

Con los dos primeros puntos se pueden plantear alternativas que nos mejoren la eficiencia del calentador o del diagrama general de vapor, calculando en cada caso el combustible requerido.

Además de los aspectos que analizamos, existen otros puntos importantes que no se tomaron en cuenta, pues forman parte del diseño final del equipo, como son: mejoramiento en el sistema de control, incluyendo analizadores de la combustión, mejoramientos mecánicos para los tubos y quemadores, mejores aislamientos en las paredes, tanto internos como externos del horno.

Calderas:

En este equipo no se hace ninguna consideración importante, ya que su cálculo depende de los requerimientos finales de vapor de la planta. Quedan fijados equipos recuperadores de calor, como economizador o precalentador de aire, que nos dará una mayor eficiencia en la caldera, evitando, con esto, un mayor consumo de combustible.

Cambiadores de calor:

Aunque estos equipos no intervienen en el diagrama de vapor, su inclusión está justificada para realizar intercambios de calor con diferentes corrientes del proceso que ahorrarían gastos de enfriamiento o calentamiento.

Rehervidores:

Los rehervidores son importantes porque consumen grandes cantidades de vapor. En estos equipos se deben considerar los siguientes aspectos:

1. Posibilidad de generación de vapor utilizando como medio de calentamiento una corriente de proceso.
2. Utilización de diferentes niveles de presión para calcular diferentes consumos de vapor.
3. Extracción del vapor a distintas presiones para estudiar la posibilidad de utilizarlos en otros equipos o mandarlo a condensado.
4. Selección de rehervidores tipo Kettle o termosifón, según las necesidades de la torre.

Con los puntos mencionados se analizan diferentes alternativas, determinando el consumo de vapor y el tipo de rehervidor más conveniente.

Turbinas:

Es en estos equipos donde se pueden dar alternativas que nos lleven a consumir grandes cantidades de vapor o de gas, porque es aquí cuando se toma la decisión de generar energía eléctrica mediante un turbogenerador o adquirirla del exterior y seleccionar el tipo de accionador para bombas y compresores, principalmente.

Otro aspecto que se presenta en el manejo de las turbinas es determinar el tipo de fluido utilizado para la generación de un trabajo mecánico.

Si se elige vapor como fluido se deben analizar los siguientes puntos:

1. Posibilidad de utilizar diferentes niveles de vapor a la entrada de la turbina, dándonos diferentes consumos de vapor para realizar un trabajo determinado.
2. Extracción del vapor a diferentes presiones intermedias o hasta su agotamiento, obteniéndose parcialmente condensado, según las necesidades del proceso.

En caso de que el fluido fuese gas, se tienen las siguientes opciones: turbina de gas con ciclo simple o con ciclo regenerativo y una combinación de turbina de gas con turbina de vapor (ciclo combinado).

Eyectores:

Este tipo de equipo fué incluido en el sistema debido a que es necesario determinar la cantidad de vapor que se requiere para impulsar una mezcla de hidrocarburos y/u otros componentes, que dependiendo de las condiciones de entrada del vapor originará diferentes consumos. Con este dato de consumo se complementa el balance general de vapor.

La extensión del estudio ha necesitado la utilización de una máquina computadora, como herramienta auxiliar, de lo contrario, se requerirían muchas horas-hombre para realizar este trabajo, perdiéndose así uno de los objetivos de la presente tesis.

Capitulo 3

MODULOS DE CALCULO

En este capítulo se describe brevemente cada uno de los equipos que forman parte del presente estudio y la explicación del algoritmo utilizado en su cálculo.

Los datos requeridos para cualquier módulo son leídos en el programa principal y transferidos a la subrutina correspondiente (tabla 4.2.).

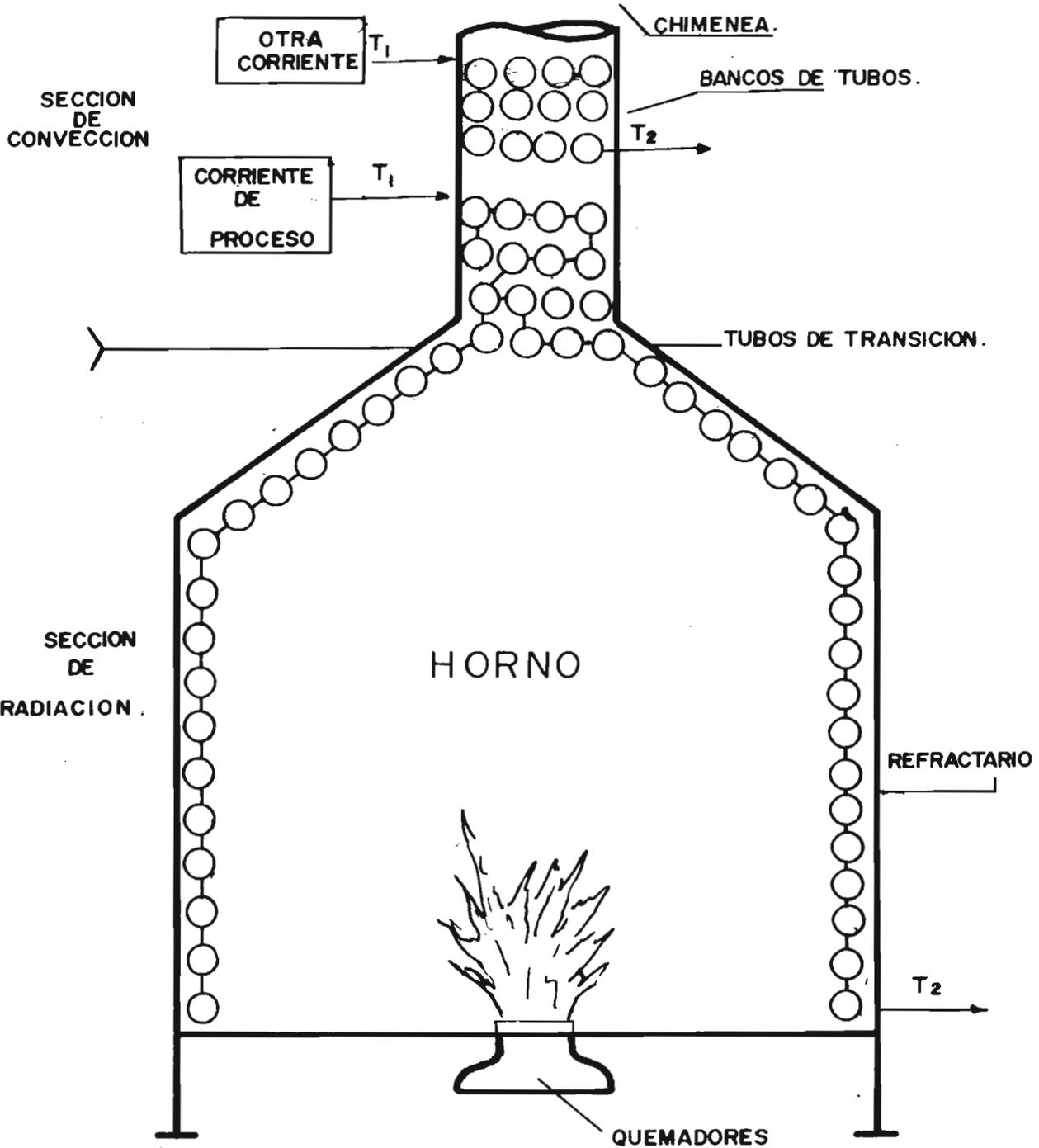
3.1. CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

3.1.1. Descripción del equipo

La función de un calentador a fuego directo consiste en elevar la temperatura de una corriente de proceso hasta valores que no pueden ser alcanzados mediante vapor u otra corriente de proceso. El uso de estos equipos se limita, principalmente a refinerías o industrias petroquímicas. Existen tres tipos de calentadores de acuerdo a su construcción: de celda, de caja y cilíndricos, siendo los dos primeros horizontales y el tercero vertical; prácticamente la diferencia entre estos calentadores consiste en que se logran diferentes distribuciones de calor, no obstante no existe ningún criterio definitivo para utilizar alguno en particular, sin embargo según las capacidades puede seleccionarse el tipo adecuado.

En la mayor parte de los calentadores existen dos zonas de transferencia de calor: radiación y convección. La zona de radiación se encuentra en la caja y consta de una serie de tubos colocados horizontalmente en las paredes de la caja, donde reciben el calor de los gases que resultan de la combustión del combustible con el aire según las leyes estequiométricas; que se realiza en los quemadores. Los quemadores se localizan en la parte baja de la caja. Debido a estas características y a la naturaleza de los fluidos que se calientan, en el horno se transmite la mayor cantidad de calor.

La zona de convección consiste en una serie de tubos por donde circula el fluido que se vaya a calentar, aprovechando el calor de los gases de combustión que salen del horno. Los tubos, de preferencia se colocan perpendicularmente al flujo de gases para tener un flujo cruzado. El número de tubos está restringido a la carga térmica del equipo y al calor que deba ser intercambiado, en base a los niveles de temperatura entre los gases calientes (fuente de calor) y el fluido de proceso (receptor de calor). Esta zona se encuentra entre el horno y la chimenea. (Ver fig. 3.1.1.).



CORTE LATERAL DE UN CALENTADOR A FUEGO DIRECTO MOSTRANDO LAS PARTES PRINCIPALES. CON DOS ZONAS RECUPERADORAS DE CALOR.

FIG.3.1.1.

Hoy en día es poco común diseñar un calentador a fuego directo sin emplear alguna forma de recuperación de calor. De hecho convección es un cambiador de calor en el que se recupera calor. El servicio más utilizado para la recuperación de calor consiste en un precalentamiento del fluido que se va a calentar en el horno, otras formas de recuperación de calor son: generación o sobrecalentamiento de vapor, precalentamiento de aire o como rehervidor de fondos de torre de destilación. Unos servicios mejoran la eficiencia global del proceso y otros la eficiencia del propio calentador, repercutiendo en un consumo menor de combustible.

La generación de vapor es, sin duda, la inversión más pequeña para mejorar la eficiencia global del proceso. Con los requerimientos normales de presión, el calor puede ser recuperado para producir vapor sin costo adicional de combustible y con un mínimo de equipo instalado. No obstante, puede presentar ciertas desventajas: primero, si la refinería tiene una adecuada capacidad de generación de vapor, el exceso de vapor no tiene justificación económica; segundo, en un calentador relativamente pequeño, la cantidad de vapor generalmente puede ser tan insignificante que el capital invertido en bombas, tambor de vapor, tubería e instrumentación no pueden estar justificados de ninguna manera.

3.1.2. Algoritmo de cálculo.

Este módulo tiene la flexibilidad de calcular diferentes servicios y situaciones, como: cambio de fase dentro de los tubos, absorción total en radiación, precalentamiento del fluido a calentar, generación o sobrecalentamiento de vapor, precalentamiento de agua y precalentamiento de aire. Todas estas opciones se mueven internamente por medio de un índice: ICFD, que según el valor que este tome, se asocia a la opción correspondiente. Los objetivos de este módulo son: predimensionar el equipo, calcular el gasto de combustible y el flujo de vapor saturado o sobrecalentado y por último obtener el costo del equipo con o sin equipo recuperador de calor.

En función de los objetivos el algoritmo se divide en 4 grandes grupos, estudio del combustible, predimensionamiento del horno, cálculo de la zona de convección y costos.

Estudio del Combustible:

Con la carga térmica y la eficiencia se obtiene el calor que debe ser liberado en los quemadores por el combustible, de esta forma y con el poder calorífico bajo del combustible se obtiene el flujo de combustible requerido en el calentador para

Llevar a cabo la transferencia de calor correspondiente.

En este punto se obtiene también la cantidad de flujo de gases o humos liberados durante la combustión, que suele ser mezcla de bióxido de carbono con vapor de agua, mediante relaciones estequiométricas. Para asegurar que la combustión se realiza completamente hay que proporcionar un exceso de aire, que varía con el tipo de combustible que se utilice; cuando se trate de gas el exceso varía de 8 a 15%, con combustible líquido de 20 a 30% y con combustible sólido puede variar de 30 a 45%.

Predimensionamiento del Horno:

Se han realizado varias investigaciones sobre la transferencia de calor por radiación entre superficies sólidas en varios arreglos y entre gases calientes y cuerpos sólidos; Lobo y Evans aplicaron el concepto básico de radiación para el diseño de hornos y desarrollaron un método que se puede aplicar sin grandes complicaciones. El método que se describe aquí sigue las mismas directrices, pero ha sido modificado por R.N. Wimpress(48).

La base para la transferencia de calor por radiación es el postulado de Stefan-Boltzman, que dice: un cuerpo negro a una temperatura absoluta T radia energía a una velocidad determinada. La ecuación que resulta de este postulado se transforma para el caso de transferencia por radiación que nos ocupa, entre gases calientes y cuerpos sólidos, cada uno a diferentes temperaturas. De esta nueva ecuación aparecen dos términos que afectan la velocidad de transferencia, la superficie de plano frío (la que absorbe el calor) y un factor de intercambio de calor.

Para determinar la transferencia de calor es necesario calcular el valor de todas las variables que intervienen en la ecuación de Stefan-Boltzman y un balance de energía en el horno, nos lleva a conocer: la temperatura de salida de los gases del horno, la superficie de tubos que absorbe calor y la geometría del horno.

En un horno la superficie que absorbe calor, generalmente, está bien definida. La superficie más común consiste de un número de tubos cilíndricos, paralelos entre sí y junto a una pared de refractario. Parte de la radiación de los gases calientes llegan en los tubos y es absorbida directamente, el resto pasa a través de los tubos hacia el refractario y es reradiada al horno repitiéndose el proceso anterior. Al final, el calor que no se absorbió abandona el horno y entra a la zona de convección. Inicialmente hay que suponer un valor de calor absorbido en el horno para poder determinar la superficie de tubos, que suele ser un 70% de la carga total cuando existe precalentamiento del fluido en convección y de 100% cuando todo el calor se absorbe en el horno, por lo que el calor absorbido final será igual a la carga térmica del equipo.

7

Con el valor supuesto de transferencia de calor y el flujo de calor que exista en el horno se obtiene, también, un valor inicial de área de transferencia de calor por radiación siendo los valores normales de fluxes de 9,000 a 15,000 Btu/hr pie². Con los datos anteriores se establecen las dimensiones del horno, que no varían una vez determinados los valores finales de calor absorbido y área de transferencia de calor. Para conocer el ancho, altura y longitud del horno, es necesario calcular primero la longitud total de tubos expuestos a radiación y el número de tubos utilizando la superficie tubo por pie lineal; con estos datos y el diámetro del tubo, que se recomienda sea de 3 1/2", 4 1/2" ó 6 5/8", es posible predimensionar, finalmente, el horno.

Para manejar la complicada situación que se presenta en el calor radiante absorbido por los tubos es necesario que se reemplace el área de tubos por una superficie plana equivalente, en donde se involucra un factor ALFA que depende del arreglo de los tubos y del número de hileras. El producto del área real de plano frío y ALFA es llamado el área equivalente de plano frío. Es el área de un plano negro ideal que tiene la misma capacidad de absorción que el banco de tubos real. Para los tubos de transición que se encuentran entre radiación y convección, ALFA vale 1.

El término restante por evaluar de la ecuación de Stefan-Boltzman es el factor de intercambio de calor, F. Primero hay que señalar que el gas en la zona radiante está lejos de comportarse como un cuerpo negro ideal. Los únicos componentes en los humos de los gases que contribuyen, significativamente, a la emisión radiante son bióxido de carbono y agua. La emisividad de un cuerpo de gas depende en la concentración de cada uno de estos dos componentes, las dimensiones del horno, la temperatura del gas y de la superficie que absorbe calor. Se ha encontrado que la temperatura en la pared del tubo tiene únicamente un efecto mínimo; por consiguiente, la emisividad puede ser relacionada como una función del producto de las presiones parciales de bióxido de carbono y vapor de agua con la distancia media del haz y de la temperatura del gas; y finalmente F es calculada en función de la emisividad del gas y de una relación de áreas entre el plano equivalente frío y la resta del área de la cubierta del horno menos el área equivalente.

Por último para evaluar la temperatura de salida de los gases del horno y el calor absorbido por los tubos se necesita considerar un balance de calor en el horno, que se obtiene de la siguiente manera; el calor se obtiene de tres fuentes: calor neto de combustión, calor sensible del aire de combustión y calor sensible de combustible; el calor se pierde en tres formas: calor absorbido por los tubos, pérdidas de calor y calor sensible de los gases de salida. Con este balance de calor es posible obtener un calor absorbido a una temperatura supuesta de salida de los gases del horno y comparar con la ecuación de Stefan-Boltzman hasta que la cantidad resultante sea la misma en las dos ecuaciones. Una vez obtenida la cantidad de calor absorbida se recalcula el área de transferencia de calor.

Zona de Convección:

En esta zona se trata el caso de una corriente de proceso que se precalienta antes de entrar al horno, las otras opciones que tiene este módulo son analizadas en el módulo de calderas, por intervenir los mismos principios y variables.

En la sección de convección es necesario conocer la diferencia entre el calor absorbido en la sección radiante y la carga total del calentador. Como en la sección radiante, el calor es transferido por convección y radiación, siendo en este caso mayor el porcentaje en radiación. Monrad (48) asignó tres mecanismos: convección directa, radiación del gas y radiación de las paredes refractarias. El coeficiente de convección está en función de la temperatura de película del gas, del flujo másico y del diámetro de tubos.

El coeficiente efectivo para transferencia de calor por radiación de las paredes como una función de la temperatura de la pared del tubo, que junto con las áreas relativas del tubo y las paredes en la sección de convección, determina un factor de corrección F , que es posible simplificar a un valor igual a 0.1. De esta manera el coeficiente externo de transferencia de calor es igual a la suma de los coeficientes de convección directa más el de radiación del gas multiplicados por 1.1.

El coeficiente interno es calculado por métodos estandar, basados en la velocidad de flujo y en las propiedades físicas de los fluidos. La resistencia de la pared del tubo es pequeña y generalmente no se toma en cuenta. En caso de existir flujo a dos fases el coeficiente interno se calcula según la norma del APJ, la fracción de líquido multiplicado por el coeficiente del líquido más la fracción de vapor por el coeficiente del vapor. El coeficiente global de transferencia de calor es el inverso de la suma de los inversos de los coeficientes externo e interno. Finalmente se obtiene el área de transferencia de calor con la ecuación de transmisión de calor de Fourier.

Para el cálculo de los coeficientes externos es necesario calcular la temperatura desalida de los gases, por medio de un balance de calor, semejante al que se hizo en la sección radiante. Con esta temperatura y las temperaturas de entrada y salida de la corriente que se va a precalentar hay que obtener: la diferencia de temperaturas media logarítmica, la temperatura promedio del gas y la temperatura promedio de película del gas. De igual manera es importante seleccionar un arreglo de tubos que den una masa velocidad de 0.3 a 0.4 libras por pie cuadrado y por segundo, para aseguramos de una buena transferencia de calor y de no sobrepasar los límites de caída de presión; lo que dará, también, una chimenea de una altura aceptable.

El programa tiene la flexibilidad de calcular otra zona más de convección, si el estudio que se realiza así lo requiere. Solamente hay que tener cuidado de que la temperatura de salida de los gases, en esta segunda zona, no llegue al punto de rocío del ácido sulfhídrico cuando se emplean combustibles que contengan azufre, para evitar corrosión en los tubos.

Costos :

La ecuación que aquí se utiliza para el cálculo del costo tiene como variable independiente la carga térmica del equipo. El precio final del mismo se ve afectado por la presión de operación, el material de los tubos y el tipo de zona de convección en base al área de transferencia de calor en pies cuadrados.

3.2. CALDERAS

3.2.1. Descripción del equipo :

Al igual que los calentadores a fuego directo, las calderas utilizan como medio de transferencia de calor la pared delgada de un metal para transferir energía térmica del proceso de combustión a un líquido que generalmente es agua. La forma más común es el intercambiador de calor tubular, en donde los productos de combustión pueden ir dentro o fuera de los tubos.

Los generadores de vapor son los vaporizadores más comunes. Debido a su utilidad y su capacidad de generación de vapor las calderas se dividen en dos categorías: industriales y para plantas de fuerza eléctrica. Dentro del tipo industrial todas son calderas paquetes hasta una capacidad de 200,000 lb/hr de vapor generado y 600 psi de presión, es posible incluir en esta categoría una división especial para calderas usadas en refinerías que no llegan a ser tan chicas como las calderas paquete pero tampoco tan grandes como las de una planta de fuerza.

En las calderas industriales se incluyen dos tipos: calderas de tubos de gases y calderas de tubos de agua. Las primeras se caracterizan por contener el producto de combustión por dentro de los tubos, y el agua localizada por fuera de los tubos. Actualmente el diseño de estas utiliza una cámara central cilíndrica de combustión con retorno de los gases a través de más tubos para hacerla de 3 a 4 pasos. Las capacidades más comunes de este tipo de calderas son de alrededor de 25,000 lb/hr de vapor producido a una presión de 250 psi, generando únicamente vapor saturado por no estar dotadas de sobrecalentador.

Las calderas de tubos de agua se caracterizan por contener el agua vaporizante dentro de los tubos y los gases de combustión rodeando a estos. La cámara de combustión es un compartimiento donde se alojan los tubos pegados a una pared de refractario, o bien pueden ser tubos aleteados unidos entre sí, con lo que se elimina el refractario, además se pueden emplear uno o más quemadores en la pared. Para capacidades de 10,000 a 250,000 lb/hr se encuentran generalmente del tipo paquete. Para capacidades más grandes se instalan en el lugar donde irán a ser utilizadas.

Todo este tipo de calderas se diseñan para quemar aceite o gas principalmente. Con combustibles sólidos se requieren diseños diferentes en el quemador. La variedad de combustibles es tan grande que no vale la pena mencionar todos aquí, va desde el bagazo hasta el gas natural, lo importante es utilizar el combustible que se pueda obtener con mayor facilidad.

En calderas grandes, instaladas en campos, suele adicionarse un banco de tubos más, con el objeto de recuperar calor, con un precalentador de aire o un economizador, y mejorar la eficiencia hasta valores de 84 a 88%, la diferencia se debe a que la eficiencia es también función del tipo de combustible. Este equipo recuperador está al final de una serie de bancos de tubos, que a su vez también recuperan calor.

En resumen, una caldera como las del tipo que vamos a manejar, tiene las siguientes etapas de calentamiento:

- Zona de Radiación:
 - horno
 - sobrecalentador

- Zona de Convección:
 - sobrecalentador
 - banco generador
 - equipo recuperador

En el horno y banco generador es donde se genera vapor a saturación, y con el sobrecalentador se alcanzan las condiciones requeridas por la planta (fig.3.2.1.).

3.2.2. Algoritmo de Cálculo

El algoritmo para el diseño de calderas es muy similar al de calentadores a fuego directo, por lo que no lo volveremos a mencionar aquí, únicamente se discutirán los puntos importantes que hay que tomar en cuenta al hacer el predimensionamiento de una caldera. También mencionaremos los fluxes permisibles, rangos de masa velocidad y otras variables importantes.

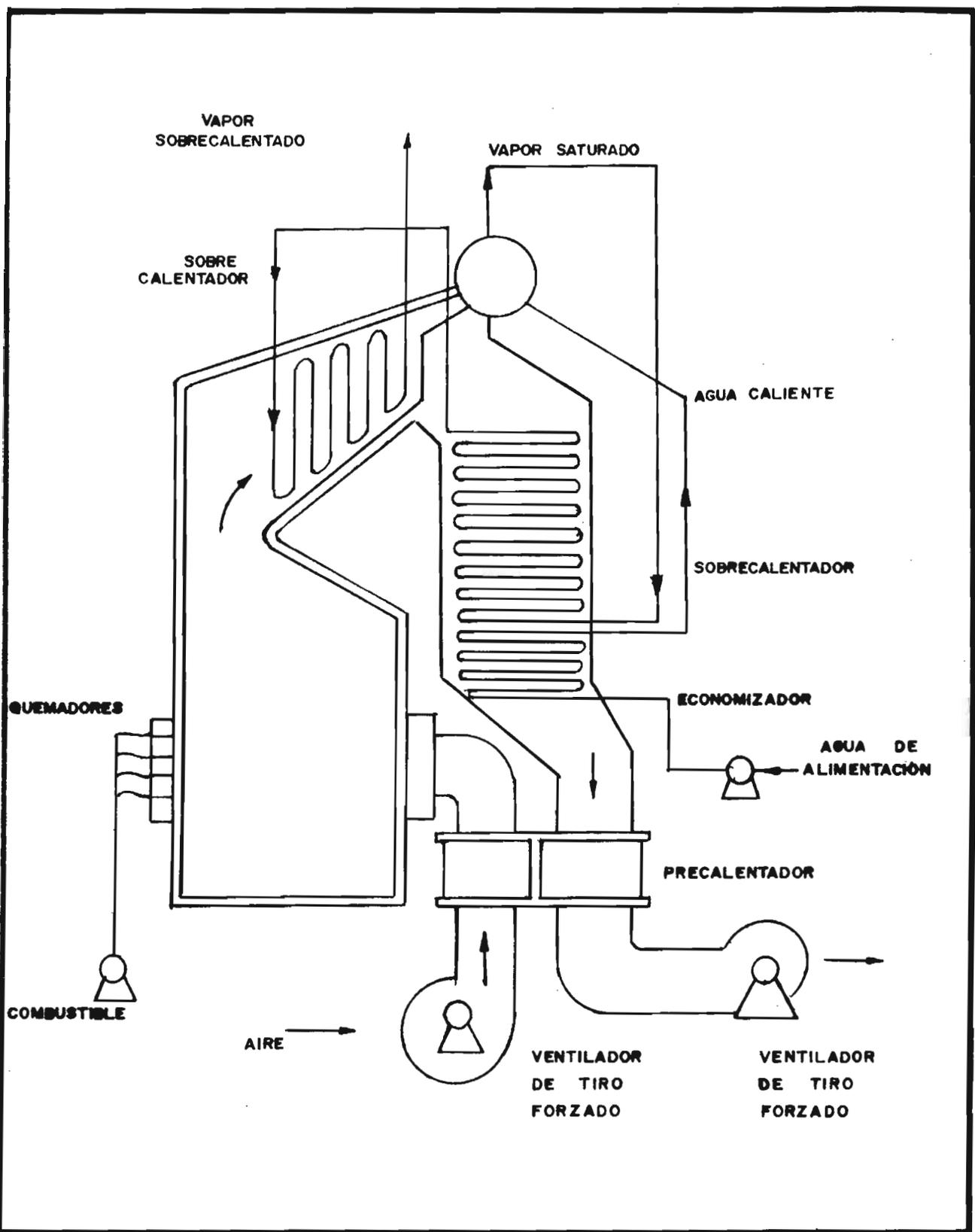


DIAGRAMA DE UNA CALDERA CON PRECALENTADOR Y ECONOMIZADOR .

FIG 3.2.1.

La eficiencia depende del tipo de combustible y del máximo calor que se pueda recuperar. Los siguientes son datos de eficiencias basados en el poder calorífico alto del combustible: con equipo recuperador de calor para combustóleo de 84 - 88%, gas natural de 82 - 88%, sin equipo recuperador: combustóleos 79 - 82%, gas natural 76 - 79%.

El agua en estado líquido transmite muy bien el calor, no así en estado vapor, en donde la transmisión de calor es mala. Es por esto que al hacer el diseño del horno se tenga en cuenta una relación de flujo por dentro de los tubos de 15% líquido y el resto vapor, ya que de lo contrario el vapor al no transmitir el calor con la velocidad necesaria, haría que el tubo se calentara a altas temperaturas, provocando posibles doblamientos o fundición en algunas partes de los tubos, además de que trabaja con circulación natural.

Lo anterior se evita fácilmente quemando, en primer lugar, la cantidad de combustible necesaria para vaporizar el agua a las condiciones de presión y temperatura requeridas, según el balance de calor hecho previamente, en base a las entalpías inicial y final. En segundo lugar, calcular unas dimensiones del horno, que mantengan flujos de calor permisibles, para que la absorción de calor por el agua sea la necesaria y mantenga las condiciones antes mencionadas (ver tablas 3.2.1. para valores de fluxes de calor recomendados).

Las dimensiones del horno dependerán de los flujos de calor que se escojan. Flujos altos darán mayor mantenimiento pero menor tamaño de calderas, y flujos bajos menor mantenimiento y mayor tamaño de caldera y en cierto modo sobrada, a menos que se piense en ampliaciones futuras.

Las paredes del horno de una caldera pueden ser de tres tipos principales: horno de paredes sólidas de refractario, horno de paredes suspendidas de refractario y hornos enfriados por agua-aire. En estos últimos los tubos se encuentran unidos por membranas de metal, impidiendo el paso de gases a través de ellos, por lo que la absorción es mejor y permite un mayor flujo de calor, siendo este tipo el que más se viene utilizando en la actualidad.

En la zona de convección habrá que tomar en cuenta los gradientes de temperatura y la masa velocidad de los gases en el exterior de tubos (ver Tabla 3.2.2.). Una vez que se tienen estos valores es posible obtener los coeficientes de transferencia de calor para el cálculo del área.

En el sobrecalentador el coeficiente total de transmisión se obtiene multiplicando el coeficiente externo por 0.90. En el banco generador se da un valor de 1500 a 2000 Btu/(hr)(ft²)(°F) para el coeficiente interno; el coeficiente externo se obtiene igual que en los calentadores a fuego directo y luego se siguen los mismos pasos para

obtener el área. Estos mismos criterios se aplican en la zona de convección del calentador a fuego directo, en caso de utilizarse sobrecalentador de vapor, banco generador o economizador.

El cálculo del área del precalentador de área tubular sigue los mismos principios de transferencia de calor por convección. El coeficiente ya se ha mencionado y el coeficiente interno se calcula según Sider-Tate. En la tabla 3.2.2. también se dan masas velocidad recomendables para precalentadores de aire. Al empezar el cálculo de éste banco de tubos hay que calcular el calor que se va a transmitir al aire, y compararlo con el calor que se supuso al incluir este término en el balance de calor en radiación, para el cálculo del calor absorbido y la temperatura de salida de los gases, si es mayor o menor hay que suponer otro valor y empezar todo el diseño desde el principio.

El exceso de aire en la combustión tiene un efecto significativo en la eficiencia. En general se puede considerar, que un exceso de aire bajo, da como resultado una caldera o un calentador a fuego directo pequeño para un determinado servicio. Además de que causa dificultades en la operación por una combustión incompleta y flamas pequeñas y pobres. Demasiado exceso también causa dificultades en la flama y en la operación. El exceso de aire normal depende de la clase de combustible, si es gas se recomienda entre un 8 a 20% de exceso y para aceite o combustóleo de un 25 a 40%.

TABLA 3.2.1.				
FLUJOS DE CALOR RECOMENDADOS				
Tipo de pared en el horno	superficie *	ancho ++	volumen	profundo
	Btu/hr ft ²	Btu/hr ft	Btu/hr ft ³	
Refractario sólido		0 a 2.5 x 10 ⁶	0 a 30,000	5 ft por c/1000 lb/hr de aceite
Refractario suspendido		2.5 a 4.0 x 10 ⁶	30,000 a 40,000	"
Tubos aleteados enfriador agua - aire	60,000 a 150,000	4.0 a 9.5 x 10 ⁶	20,000 a 60,000	"

* Este valor está basado en pies cuadrados de área efectiva

++ Estos valores son por quemador

Tabla 3.2.1. Flujos de calor recomendables para calderas

TABLA 3.2.2.					
MASAS VELOCIDAD RECOMENDADAS (lado de gases)					
fluido	Sobrecalentador	Banco Generador	Prec.de aire	Economiz.	Calentador a fuego directo
	lb/hr ft ²	lb/hr ft ²	lb/ft ²	lb/seg ft ²	lb/seg ft ²
exterior	2500 a 5000	2000 a 5000	4000 a 5500	1.5 a 4.5	0.3 a 0.4
interior			6500 a 8000	1.5 a 2.5	

Tabla 3.2.2. Masas velocidades recomendables para gases de combustión en calentadores a fuego directo y calderas.

3.3. INTERCAMBIADORES DE CALOR SIN CAMBIO DE FASE

3.3.1. Descripción del equipo

Los procesos químicos invariablemente requieren de la adición o eliminación de calor. Por consiguiente el diseño y aplicación cuidadosos de los cambiadores de calor han sido objeto de una consideración importante en el diseño de plantas.

El equipo de transferencia se define por las funciones que desempeña en un proceso. Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes de proceso, donde el vapor y el agua de enfriamiento son servicios y no se consideran en el mismo sentido que las corrientes de proceso recuperables. En el presente capítulo solo se analizarán los

intercambiadores de tubo y coraza (fig. 3.3.1.), ya que son los más ampliamente utilizados; y conforme los requerimientos de superficie de intercambio de calor se vuelven grandes, los diseños de cambiadores de doble tubo demandan excesivo espacio. El diseño de tubo y coraza, no obstante, proporciona una gran área superficial por volumen unitario de espacio ocupado. Aunque difiriendo en ciertos detalles de diseño, todos los fabricantes de cambiadores construyen diversos tipos estandares de cambiadores de calor de tubo y coraza.

Tipos de Cambiadores:

El intercambio más eficiente de calor puede ser logrado por medio de un arreglo a contracorriente en el cual uno de los fluidos circula en dirección opuesta al otro. En equipos de tubo y coraza, ésto se lleva a cabo de manera bastante aproximada, en el llamado cambiador 1-1, el cuál consiste en un paso en la coraza y un paso de tubos.

El cambiador 1-1 se emplea cuando las pérdidas por fricción en el lado de los tubos deban ser mantenidas al mínimo y cuando los requerimientos de temperatura son tales que debe usar un verdadero flujo a contracorriente.

El cambiador 1-2 (fig. 3.3.1.) consiste en un paso en la coraza y dos o más pasos de tubos (número par de pasos de tubos). El diseño es quizá el más común de todos los cambiadores de tubo y coraza, y es el más simple de mantener. En el cambiador 2-4, por medio de la instalación de un deflector longitudinal se logran dos pasos de coraza en una coraza sencilla. Este equipo puede tener dos o más pasos de tubos, siempre y cuando sea éste un número par. Las corazas con más de dos pasos son imprácticos, pero conectando cambiadores en serie pueden obtenerse las ventajas de pasos adicionales de corazas. De esta manera dos cambiadores 1-2 conectados en serie, serían equivalentes a un cambiador 2-4.

Tubos:

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.

Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre, admiralty, metal Muntz, latón, 70-30 cobre níquel, aluminio-bronce, aluminio, y aceros inoxidables.

Se pueden obtener en diferentes gruesos de pared, definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. Los tubos se colocan en arreglos ya sean triangulares o cuadrados. La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada.

El algoritmo tiene la flexibilidad para calcular el espaciado de los deflectores de acuerdo a los siguientes límites:

Espaciado máximo = al diámetro de la coraza, pulgadas

Espaciado mínimo = $DS/5.0$ ó 2 plg. cualquiera que sea mayor.

El programa calcula el diámetro de la coraza en pulgadas y luego calcula un espaciado mínimo de acuerdo a la relación mencionada y después calcula la caída de presión, en caso de que la caída de presión fuese mayor a la permisible, entonces se aumentará el espaciado de estos.

Este coeficiente externo se calcula por el método de Bell tomando las siguientes consideraciones:

Para calcular el coeficiente individual real del lado de la coraza se necesitan tres factores de corrección ya que en términos generales, se supone que las características de transferencia de calor son iguales a aquellas correspondientes a un banco ideal de tubos, pero en la práctica el equipo no se comporta como un banco ideal, pues se presenta una disminución del coeficiente individual de transferencia de calor, como consecuencia de un decremento de la velocidad del flujo y existe una deficiencia en la fuerza directriz (diferencia de temperaturas) que trae consigo una disminución en la transferencia de calor; esto se debe a que el fluido dentro de la envolvente difiere considerablemente del banco ideal, ya que las mamparas no están íntimamente unidas a los tubos ni a la envolvente, lo que hace que se formen corrientes parásitas que recorren un camino más corto.

Los factores mencionados son:

Jb: Factor de corrección por flujo en by-pass

Jc: Factor de corrección por la configuración de la mampara

Jl: Factor de corrección por el efecto de derrame de las mamparas en la caída de presión.

Masa Velocidad lado coraza:

La velocidad lineal y de masa del fluido 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 correlación utilizada se basa en que se tomó en la hilera hipotética de tubos que poseen la máxima área de flujo y que corresponde al centro de la coraza.

Diámetro Equivalente de la Coraza:

El radio hidráulico empleado para correlacionar los coeficientes de la coraza para un haz que tiene deflectores, no es el verdadero radio hidráulico.

Un radio hidráulico basado en el área de flujo a través de cualquier hilera, no podría distinguir entre un arreglo en cuadro o un arreglo triangular. Para poder obtener correlaciones simples combinando tanto el tamaño como la cercanía de los tubos y su tipo de arreglo, el radio hidráulico se calcula a lo largo en lugar de a través del eje mayor de los tubos. Todas estas consideraciones fueron tomadas para el cálculo del diámetro equivalente, variando el arreglo.

Caída de presión lado de la coraza:

La caída de presión a través de la coraza de un intercambiador es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza.

Número de cruces, $N + 1 =$ longitud del tubo en pulgadas, entre el espaciado de los deflectores.

Siempre habrá un número impar de cruces si las dos boquillas de la coraza están en lados opuestos de la misma, y un número par si las dos boquillas están en el mismo lado de la coraza. El método usado para la caída de presión del lado externo fue por el método de Kern. El diámetro equivalente utilizado para calcular la caída de presión es el mismo que para la transferencia de calor, se desprecia la fricción adicional de la coraza. Además se ha fijado un valor de caída de presión permisible por el lado de la coraza, este valor se ha fijado en 10.0 lbs/plg^2 ya que el equipo además de satisfacer las necesidades térmicas del proceso, necesita cumplir con las especificaciones de presión.

Esta caída de presión no fue calculada por el método de Bell debido a que este método involucra una serie de pasos en los cuales hay que obtener todos sus datos gráficamente, y de acuerdo a los propósitos de la tesis se consideró que no era necesario realizar todos estos cálculos ya que para los fines propuestos el método utilizado nos da resultados confiables, dentro de un margen.

Caída de presión en los tubos:

Los factores de fricción utilizados fueron correlacionados por Sieder y Tate y se calculan como una función del número de Reynolds, ya sea para flujos que se calienten o enfríen en tubos. La ecuación de caída de presión incluye una caída de presión

adicional PR, llamada pérdida de regreso y es debida a que cuando el fluido fluye de un paso a otro, pasando por el carrete y el cabezal flotante, el fluido cambia de dirección bruscamente por 180°. La pérdida de regreso se considera cuatro cabezas de velocidad por paso como pérdida. Así la caída de presión total será la suma de la caída de presión a lo largo del tubo más la del retorno.

También se ha fijado un valor de caída de presión permisible de 10.0 lb/plg² por el lado de los tubos para cumplir con las especificaciones de presión; en caso de que la caída de presión fuese mayor de 10 psi, entonces el algoritmo reduce el número de pasos por el lado de los tubos, y en caso de que el número de pasos se encuentre en el mínimo, entonces el algoritmo aumenta el número de tubos en la coraza siempre y cuando estos no abarquen un diámetro mayor a 48 pulgadas. En caso de que esto no pudiera suceder, entonces se colocarán dos unidades en paralelo.

3.4. REHERVIDORES

3.4.1. Descripción del equipo:

Existen dos tipos principales de equipo tubular vaporizador en la industria: calderas e intercambiadores vaporizadores.

Los intercambiadores vaporizadores no tienen fuego directo y convierten el calor latente o sensible de un fluido en calor latente de vaporización de otro.

Si se usa para suministrar los requerimientos de calor en el fondo de una columna de destilación, ya sea que el vapor formado sea vapor de agua o no, se denomina rehervidor.

En función del medio de calentamiento, se pueden presentar los siguientes tipos:

1. Calentamiento mediante vapor (calor latente)
2. Calentamiento mediante agua o condensado a alta temperatura. En este caso se transmite calor sensible del medio
3. Calentamiento mediante fluidos térmicos estables, no volátiles (calor sensible)
4. Calentamiento mediante gases de combustión.

Los intercambiadores vaporizadores se subdividen a su vez en dos ramas: de circulación forzada, cuando cuentan con un sistema de agitación externa, tal como una bomba, y de circulación natural cuando no tienen dicho sistema; dentro de esta segunda rama se encuentran los rehervidores de termosifón y de banco inundado. Por último, estos dos sistemas de circulación se subdividen en dos partes, en función del lado en que se realiza la vaporización, pudiendo ser en el lado de la coraza (con tubos horizontales) o por dentro de los tubos (verticales).

En el presente trabajo únicamente se encuentran dentro de su estudio los intercambiadores vaporizadores de circulación natural con vaporización por el lado de la coraza y con vaporización del lado de los tubos.

Dentro de esta clasificación se encuentran los siguientes tipos:

- A. Rehervidor tipo Kettle
- B. Rehervidor horizontal de termosifón
- C. Rehervidor vertical de termosifón

A. Rehervidor tipo Kettle:

Se usa cuando se desea obtener altos valores de vaporización, permitiéndose un máximo de 80% en peso, con el objeto de evitar depósitos de sustancias que puedan precipitarse y producir incrustaciones. Debido a que el haz de tubos permanece siempre inundado, generalmente no se ensucia tan rápidamente como los termosifones, y consecuentemente puede tolerar mayor proporción de vaporización. Sin embargo, a causa del tamaño de su coraza, este tipo de rehervidor es más caro, especialmente en servicios donde las condiciones de presión y corrosión requieren un mayor espesor o aleaciones especiales (fig. 3.4.1.).

Algunas de las ventajas de este equipo, es que es recomendable para vaporizaciones elevadas, tiene una operación confiable, mantenimiento relativamente fácil y es equiva_lente a un plato teórico en la vaporización. Las desventajas que presenta es que es un equipo relativamente costoso y voluminoso, inadecuado para vaporizar fluidos incrustantes, tiende a permitir la acumulación de sólidos en el rehervidor y se tienen transferencias de calor relativamente bajas, debido al mecanismo de convección natural.

B. Termosifones horizontales:

Este tipo de rehervidor no se calculará en el algoritmo por ser muy parecido al rehervidor tipo Kettle, pero es conveniente mencionar ciertos aspectos de éste.

El inconveniente que poseen, consiste en que requieren una cimentación individual, por lo que ocupan un espacio relativamente grande, pero por otro lado, se hacen necesarios cuando se requieren áreas de transferencia elevadas. Las ventajas que presenta es que se pueden obtener coeficientes de transferencia de calor razonablemente altos, fácil acceso para mantenimiento, área de transferencia altas y es posible manejar medios de calentamiento con características incrustantes.

C. Termosifones verticales:

De todos los tipos de rehervidores, éste corresponde al sistema más económico, fácil de soportar, relativamente fácil de limpiar y más compacto (fig. 3.4.2.).

REHERVIDOR KETTLE

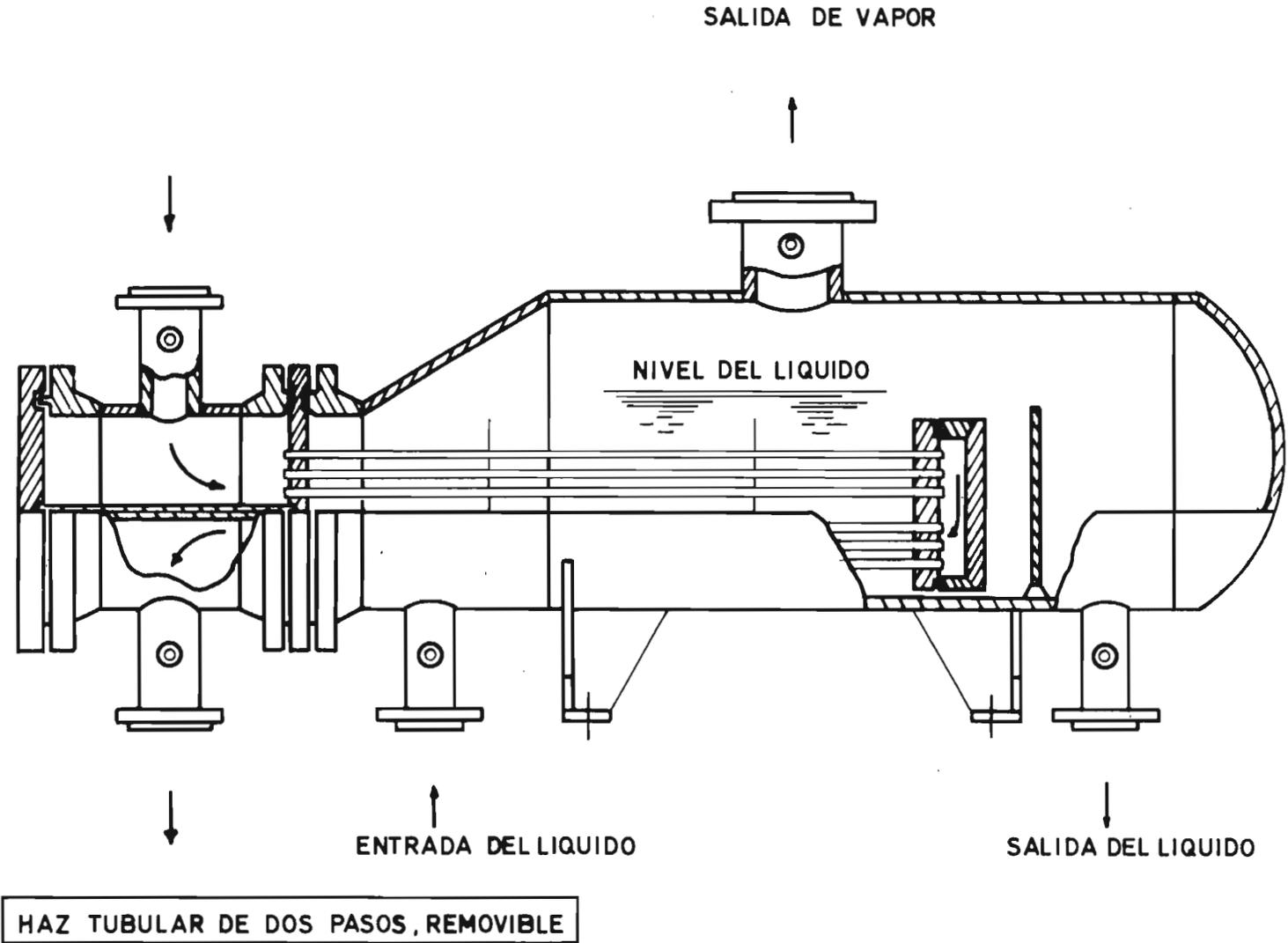
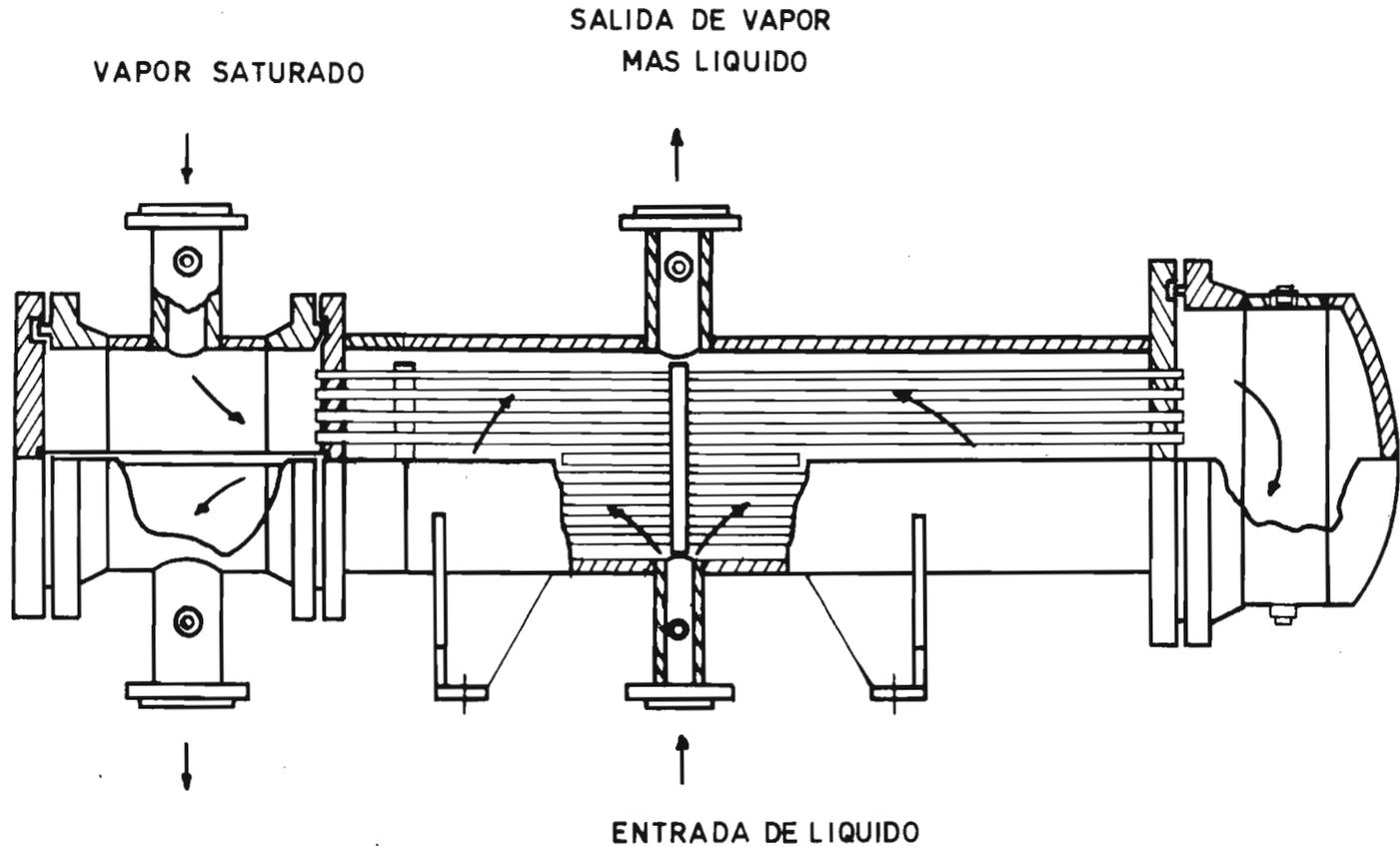


FIG: 341.

REHERVIDOR TERMOSIFON



PLACA TUBULAR FIJA, FLUJO DIVIDIDO EN LA CARCASA, HAZ TUBULAR DE DOBLE PASO.

FIG. 3.4.2.

En el diseño, es necesario no incurrir en errores tales como:

- altas vaporizaciones
- fluctuaciones en el nivel del líquido debido a un control inadecuado
- diseños basados en coeficientes de transferencia de calor, sin observar limitaciones de fluxes
- empleo de gradientes de temperatura muy elevados, los que originan ebullición de película, y por tanto coeficientes de transferencia más bajos.

La vaporización máxima recomendable en este tipo de equipos es de 30% en peso. Los termosifones verticales normalmente se acoplan directamente a las columnas de destilación, economizando con ellos los requerimientos por concepto de cimentaciones, estructuras y espacio requerido. Se permite la instalación de cuatro equipos de este tipo como máximo por cada columna, lo cual limita la capacidad de área de transferencia en estas unidades.

Sistema de alimentación para rehervidores:

La selección de la forma de alimentación con que va a contar el rehervidor se debe llevar a cabo antes de establecer el tipo de éste, ya que a partir del primero se basa la selección del segundo. Existen tres tipos de circuito o sistema de alimentación para rehervidores de tubo y coraza:

- circuito de termosifón
- circuito de tipo Kettle
- circuito de circulación forzada

Circuito de termosifón:

El flujo a través de un sistema de termosifón se mantiene por la diferencia en densidad del líquido que fluye hacia el rehervidor y la mezcla a dos fases que regresa a la torre. Existen tres tipos específicos de circuito termosifón:

- a) Circulante (fondos netos). Es un arreglo en el cual el líquido del plato de fondos fluye a una sección de acumulación situada en el fondo de la torre. Parte de este líquido se toma como producto de fondos, y el flujo restante se alimenta al rehervidor.
- b) De un paso. Este tipo de circuito es un arreglo en el cual el líquido que sale del plato de fondos de la torre fluye directamente al rehervidor. La fase mixta que sale del rehervidor consiste de una fase líquida que es el producto de fondos, y una fase vapor que pasa a través del plato de fondos. El flujo de alimentación al rehervidor es fijado por el balance térmico de la torre y por el gasto de producto de fondo.

c) Preferencial (fondos mixtos). Este sistema es similar al circulante. Por medio de un bafle colocado en el fondo de la torre se alcanza una cierta separación entre el producto de fondos y la alimentación del rehervidor.

Circuito tipo Kettle:

El circuito tipo Kettle es el caso especial del sistema de un paso.

La separación entre el producto de fondos y la fase vapor se efectúan dentro del rehervidor. El fluido que regresa a la torre consiste de vapor, más el líquido arrastrado.

Circuito de circulación forzada:

El sistema se mantiene por la cabeza de la bomba que suministra la alimentación al rehervidor. El equipo puede ser un intercambiador o un calentador a fuego directo. Asimismo, en este circuito también se tienen los tres tipos de termosifón.

Criterios para la selección del tipo de rehervidor:

Debido a que un servicio de vaporización para una torre de destilación dada puede ser cubierto satisfactoriamente por un rehervidor vertical u horizontal de termosifón o tipo Kettle, es necesario mencionar sus aspectos generales, sus ventajas y desventajas, con el fin de que se consideren en la selección de un caso específico. Los puntos principales para este fin son los siguientes:

1. Transferencia de calor (mínima área posible)
2. Aspectos de limitación de espacio y requerimientos de tubería para interconexión del equipo
3. Facilidad de mantenimiento
4. Velocidad de incrustación
5. Tiempo de residencia admisible en el fluido
6. Estabilidad de operación
7. Costos de operación

La selección dependerá también de las variables que se tengan fijas, y en buena parte, del criterio y experiencia del diseñador.

3.4.2. Algoritmo de cálculo:

Este algoritmo calculará el predimensionamiento de un equipo intercambiador vaporizador y no un diseño completo del equipo. Como resultado de este algoritmo, se obtendrá

el área de transferencia del intercambiador vaporizador y el costo de equipo en función de esta área, además se obtendrá el consumo de vapor en caso de que éste se utilice como medio de calentamiento.

Se tiene la opción de que el rehervidor a calcular pueda ser de tipo Kettle (vaporización por el lado de la coraza) o termosifón vertical (vaporización por los tubos). Dentro del tipo Kettle se tiene la opción de manejar por el lado de los tubos tanto un flujo con cambio de fase como uno sin cambio de fase y para cada caso variará el método de cálculo. También se puede utilizar como un generador de vapor en donde el agua circularía por la coraza a una evaporación total y en los tubos como medio de calentamiento cualquiera de las dos opciones anteriores. En el algoritmo cuando se maneje un flujo con cambio de fase como medio de calentamiento se tratará ya sea de vapor saturado o sobrecalentado y si fuese un flujo sin cambio de fase podrá tratarse ya sea de un flujo térmico estable o de un gas de combustión a alta presión.

3.4.2.1. Rehervidor tipo Kettle:

El método para calcular los equipos de ebullición podría ser el uso directo de correlaciones para los coeficientes; sin embargo, por medio de pruebas realizadas en plantas industriales, se observó que el uso de coeficientes de ebullición no corregidos ocasionó escases de área en todas las unidades probadas, oscilando ésta entre 50 y 250%.

Actualmente existen dos tipos de método: uno de ellos es el método de Kern, el cual aplica restricciones en el diseño de los equipos en base a la experiencia sobre los mismos. El otro tipo de método utiliza modelos semi-empíricos, trabajando más o menos con las mismas bases del método anterior. En esta clasificación se cuenta con el método de Palen-Small.

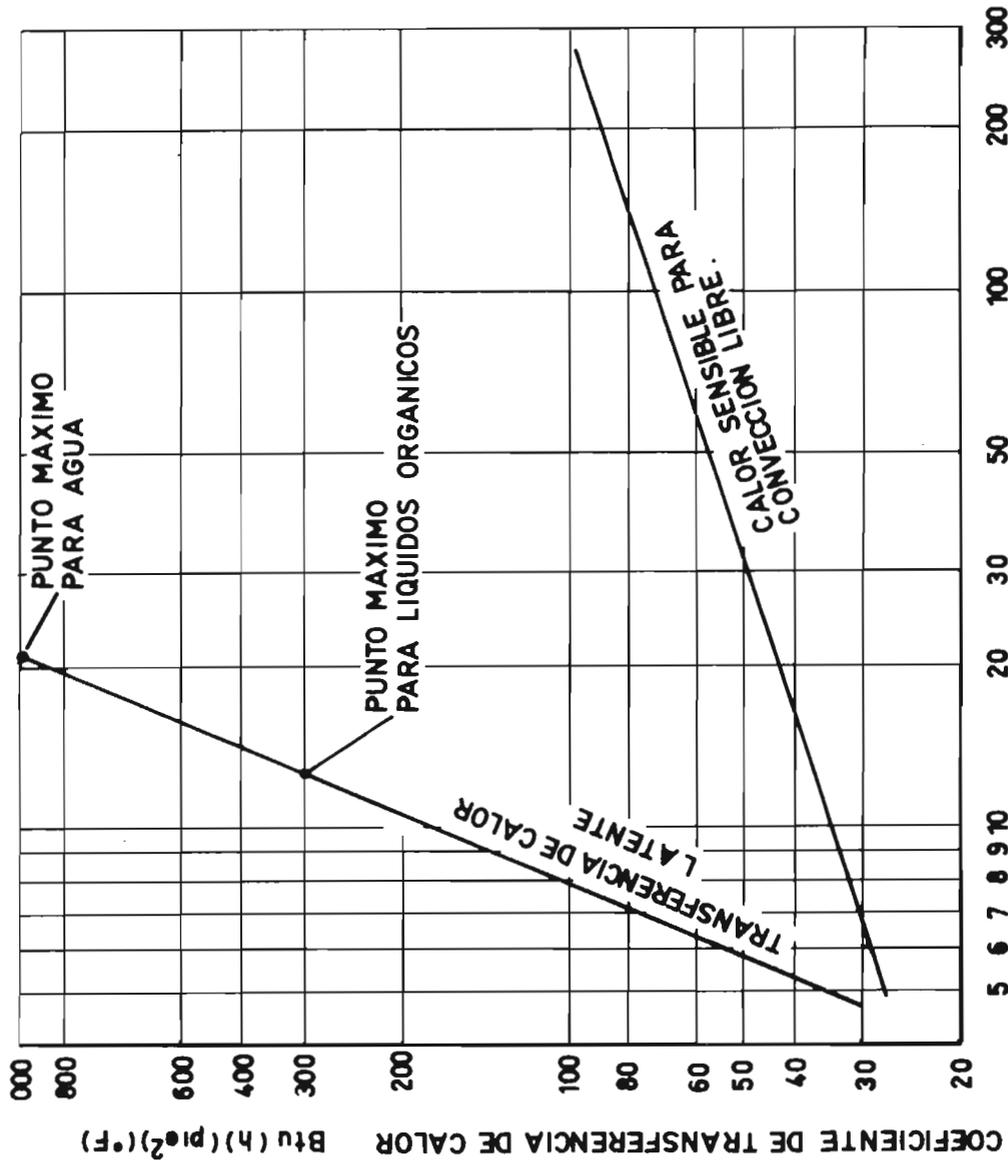
A. Método de Kern:

Este método, con el fin de considerar el posible bloqueo de vapor, considera una forma simple de cálculo que produce en forma consistente diseños en el "lado seguro". Para ello recomienda restringir el coeficiente de ebullición a $300 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$, y el flux máximo a $12,000 \text{ Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)$, (Fig. 3.4.3.).

Todas las unidades diseñadas con este método han mostrado un sobrediseño de hasta 140%, con promedio de 61%. Este método no considera los efectos de la geometría y el tamaño del haz, ya que el uso de un coeficiente de ebullición máximo cubre también estos efectos, dado que a mayores coeficientes se incrementa el bloqueo de vapor.

B. Método de Palen-Small:

En base a una combinación de análisis estadístico y a consideraciones prácticas, los autores obtuvieron la siguiente correlación:



DIFERENCIA DE TEMPERATURA ENTRE LA PARED DEL TUBO Y EL LIQUIDO

GRAFICA

COEFICIENTES DE PELICULA PARA CALOR SENSIBLE Y EBULLICION CON CIRCULACION NATURAL ; METODO KERN.

FIG: 3.4.3.

$$BCF = 0.714(P-D)^3(4.2 \times 10^{-5})(G)(1/NRV)^{-0.24} (1.75 + \ln(1/NRV))$$

donde G es la masa velocidad del vapor a través del espacio entre tubos.

Los resultados obtenidos presentan una buena aproximación con errores de más o menos 30% como máximo y 18% en promedio. Consecuentemente si se utiliza esta correlación con un factor de seguridad sobre el área total del 25% (cuando controla el coeficiente de ebullición), el presente método se puede recomendar para uso general.

En los rehervidores tipo Kettle la velocidad del líquido sobre la superficie de transferencia es muy pequeña. A estas bajas velocidades el coeficiente de película para ebullición es independiente de la velocidad y sólo depende de la diferencia de temperaturas entre la pared del tubo y la temperatura de ebullición del líquido.

El algoritmo tiene la flexibilidad de poder calcular el coeficiente de ebullición, ya sea por el método de Kern o el de Palen-Small y lo hace de la siguiente manera:

Si el intervalo de ebullición está dentro de los valores $\Delta T/4$ a $\Delta T/3$, el método de Palen-Small puede dar diseños escasos en área, por lo cual se recomienda aplicar el método de Kern o en su defecto introducir el factor de corrección por amplio intervalo de ebullición en la correlación de Palen-Small. Para intervalos a $\Delta T/3$, definitivamente se aplica el método de Kern.

La correlación de Palen-Small no debe usarse con componentes altamente polares. Para operaciones con presiones al vacío la correlación mencionada puede dar resultados elevados.

C. Criterios de diseño usados en el algoritmo:

C.1. Flux máximo.

Ha sido práctica común diseñar los rehervidores con una carga de calor máxima de 12,000 Btu/(hr)(pie²). Sin embargo, se ha tomado una posición más liberal, aceptando generalmente fluxes de 15,000 Btu/(hr)(pie²) para rehervidores de hidrocarburo, con la excepción de aquellos que vaporizan cerca de su presión crítica, donde el límite de 7,000 es aconsejable.

Es importante tener presente que a mayores fluxes los factores de ensuciamiento son más críticos, por lo que se deberá tener cuidado en su selección.

C.2. Arreglo de tubos.

El arreglo triangular se utiliza cuando no es necesario limpiar manual o mecánicamente la superficie exterior de los tubos, ya que este únicamente permite la circulación de un solvente por el lado de la coraza, sin desmantelar la unidad.

El arreglo cuadrangular sí permite el mantenimiento manual o mecánico, siendo por lo tanto recomendable cuando se tengan fluidos incrustantes (Fig. 3.3.2.).

C.3. Diferencia de temperaturas pared-fluido.

De 8 °F hasta el límite de flux máximo, que normalmente tiene un límite superior de 90°F en hidrocarburos.

C.4. Diámetro del haz de tubos.

De 12 a 48 pulgadas.

C.5. Diámetro del Kettle.

Para estimaciones previas se puede dimensionar el diámetro del Kettle de la siguiente forma: Para un haz pequeño (menor de 20 plg) se le adiciona 12 plg. y para unidades grandes es 1.6 veces el diámetro del haz.

C.6. Caídas de presión.

Si el fluido que circula por el lado de los tubos es un fluido con cambio de fase, la caída de presión se calculará por un método de caída de presión a dos fases debido a la fricción de un flujo a contracorriente, que circula por una tubería horizontal, y puede ser calculada por una correlación semiempírica de Lockhart y Martinelli.

La base de esta correlación es que la caída de presión a dos fases es igual a la caída de presión de una sola fase (cualquiera de las dos) multiplicada por un parámetro que está en función de las caídas de presión individuales de ambas fases.

Este parámetro se encuentra graficado (fig. 5-51:8)* pero para poder utilizarlo en el programa se obtuvieron las correlaciones de estas curvas. Se fijó un valor de caída de presión permisible de 10.0 lb/plg² para cumplir con las especificaciones de presión, en caso de que la caída de presión fuese mayor a la permisible se procederá a aumentar el número de tubos en la coraza por medio de una relación de la caída de presión del fluido y la permisible, se recalcula el área de transferencia y el diámetro de la coraza; en caso de que con el número de tubos calculado el diámetro de la coraza sea mayor a 48.0 pulgadas. Entonces se calcularán dos unidades en paralelo y así cumplirá con las especificaciones.

Si el fluido a calcular es un fluido sin cambio de fase entonces se calculará por el método de Kern. Este método ya fué explicado en el algoritmo de los intercambiadores de calor por lo que el método de cálculo será el mismo (4).

* bibliografía

D. Coeficientes individuales de transferencia de calor por el interior de los tubos.

La evaluación de coeficientes de transferencia de calor del lado de los tubos, en general no presenta gran problema, pues correlaciones propuestas por los diversos autores coinciden bastante bien, esto se debe a que el fenómeno de transporte de calor por el interior de los tubos es relativamente simple y puede ser cuantificado de acuerdo a los fundamentos teóricos.

Para el cálculo del coeficiente interior se presentarán dos casos: cuando el fluido que circule por los tubos sea sin cambio de fase, y el otro caso cuando sea vapor condensante.

D.1. Fluído sin cambio de fase.

Se utilizarán varias correlaciones dependiendo del tipo de régimen de flujo que se presente, es decir: régimen turbulento, transicional y laminar.

- Régimen turbulento (NRE mayor a 10,000)

Las variables que determinen el valor del coeficiente de transferencia de calor son básicamente el diámetro de los tubos, el gasto y las propiedades físicas del fluido que circula por los tubos. La ecuación que se utilizó para determinar este coeficiente fué la Sieder y Tate, ya que proporciona resultados bastante cercanos a los obtenidos en forma directa de equipos de transferencia en operación en diversas plantas de proceso.

- Régimen transicional (2100 < NRE < 10,000)

Las correlaciones existentes para la evaluación de coeficientes internos en este régimen de flujo proporcionan resultados bastante desviados entre sí, pues además de las variables mencionadas en el régimen turbulento, su valor también depende de la relación existente entre el diámetro interno de los tubos y la longitud de éstos, para este caso se utilizó la ecuación de Sieder y Tate multiplicada por un factor adimensional JH, este factor se calcula en función del número de Reynolds y de la relación $Lt/D4$, que es un método gráfico propuesto por Kern.

- Régimen laminar (NRE menor a 2100)

La correlación utilizada fué la siguiente:

$$H_{io} = 1.86 (KA/D3) * ((NRE * (CP*MU2/KA)*(D4/LT)))^{1/3}$$

D.2. Vapor condensante.

Se utilizan dos correlaciones para el cálculo de los coeficientes, una de ellas es la ecuación de Boyko-Kruzhilin la cual nos dá el coeficiente de condensación media para una corriente con una fracción de entrada y una fracción de salida. La otra correlación es para condensación en tubos horizontales y es una modificación del método de Kern y se conoce como la ecuación de Nusselt.

E. Coeficiente externo de ebullición:

E.1. Palen Small

Se supone un valor de coeficiente de ebullición (Hts) y luego se calcula el coeficiente total de un tubo (Ut). Mediante la ecuación de Mc Nelly se calcula el coeficiente de ebullición de un tubo (Htc). La deducción de esta ecuación se basa en la suposición de que la resistencia principal para la transferencia de calor se encuentra en una delgada capa del líquido adyacente a la superficie de calentamiento, cuya turbulencia es causada por la rápida formación de las burbujas del vapor. Para hidrocarburos, esta correlación ha dado resultados razonables en la práctica y la ecuación es la siguiente:

$$Htc = 0.225 * \left(\frac{UT*DELTA T * CPL}{CLVE} \right)^{0.69} * \left(\frac{144 * PTK * KL}{SIG} \right)^{0.31} * \left(\frac{ROL - 1.0}{ROV} \right)^{0.33}$$

Se compara el valor del coeficiente calculado (Htc), con el valor del coeficiente supuesto (Hts) y en caso de que no sean iguales se recalcula hasta que chequen ambos valores.

A continuación se calcula la diferencia de temperaturas pared-fluido, y si este valor fuese menor a 8 °F entonces el coeficiente de ebullición de un tubo se debe corregir por convección. Si se utiliza este método con una mezcla con amplio rango de ebullición, se debe aplicar el siguiente factor de corrección:

$$F_c = e^{-0.015 (t_1 - t_2)}$$

Después se calcula el flux máximo de un tubo (QTMAX) y el flux de un tubo (QT), en caso de que el flux de un tubo tuviera un valor mayor al del flux máximo de un tubo, entonces se tendría que reducir la temperatura de entrada del fluido caliente y se recalcula el valor de la DELTAT y se empieza el cálculo de nuevo; en caso de que el valor del flux máximo del tubo sea mayor al del flux de un tubo, entonces el programa continúa y procede a calcular el coeficiente de ebullición del haz de tubos (Hh). Este coeficiente se calcula mediante el coeficiente de ebullición de un tubo

24

multiplicado por un factor de corrección por bloqueo de vapor. Una vez calculado esto, se calcula el coeficiente total del haz de tubos (U_h), y mediante este valor se calcula el flux del haz de tubos (Q_H) y el flux máximo del equipo (Q_{HMAX}). Se hace una comparación entre el flux del haz de tubos y el flux máximo del equipo, y en caso de que el valor del flux del haz de tubos sea mayor al flux máximo se considera la alternativa de modificar la geometría del equipo, aumentando la longitud de los tubos y por lo tanto se tendrá que recalcularse todo el equipo.

E.2. Método de Kern

Este método supone un coeficiente de ebullición (H_{ts}) y mediante este coeficiente calcula el coeficiente total de un tubo (U_t), y mediante una correlación calcula el coeficiente de ebullición de un tubo (H_{tc}) y en caso de que ambos valores sean iguales al programa continua y si no lo fueran entonces se recalcula hasta que ambos valores coincidan. Después se obtiene la diferencia de temperaturas pared-fluido (DTE) y si este valor es mayor a $14^\circ F$, entonces el coeficiente de ebullición del haz de tubos (H_h) será igual a 300.00 y se recalcula el coeficiente total (U_h) con este valor, incluyendo el factor de ensuciamiento. Si el valor de DTE fuese menor a $14^\circ F$, entonces el coeficiente total del haz de tubos toma el valor del coeficiente de ebullición de un tubo.

Una vez calculados los coeficientes totales, independientemente del método utilizado se procede a checar la unidad térmicamente. Se supone un valor de coeficiente de calor sensible por convección (H_{SS}), y luego se calcula el coeficiente total por transferencia de calor sensible (H_{SC}) y se compara el coeficiente de convección calculado con el supuesto, en caso de que estos valores fuesen diferentes se recalcula hasta que chequen ambos valores; en caso de que los valores hubiesen sido iguales el programa continua y se procede a calcular la carga térmica disponible (Q_D) del equipo. Se compara la carga térmica disponible con la carga térmica requerida (Q_R), en caso de que la carga térmica disponible fuese menor a la carga térmica requerida, entonces el equipo está escaso de área y hay que recalcularse de nuevo el equipo, esto se hace disminuyendo en un 10% el flux del equipo y se manda a calcular de nuevo el área de transferencia del rehervidor y su predimensionamiento; en caso de que la carga térmica disponible sea igual a la requerida, la unidad cumplirá con el servicio y si la carga térmica disponible es mayor a la requerida el equipo está sobrado de área, pero también cumplirá con el servicio.

Una vez comprobado que el equipo cumple con el servicio se calcula el diámetro del Kettle, para esto es necesario calcular la carga de vapor disponible y con esta carga se podrá calcular el espacio que ocupa el vapor, en función de este espacio se calcula el área del domo y el área de la coraza del haz de tubos para darnos una área total y con ésta calcular el diámetro del Kettle. Una vez terminado el predimensionamiento del equipo se procede a calcular el costo de éste, en función del área total de transferencia y de ciertos factores que incluyen tipo de material, presión de operación y tipo de rehervidor (25).

3.4.2.2. Rehervidor tipo termosifón:

En el diseño térmico de un rehervidor, es conveniente considerar dos zonas: una de convección, en el cual el líquido alcanza su temperatura de ebullición mediante la transferencia de calor sensible y una zona de vaporización en donde ocurre el mecanismo de convección a dos fases y el de ebullición nucleada.

El algoritmo comienza leyendo el valor de la carga térmica requerida (QR) que se necesita conocer como dato y mediante este valor calcula el flujo del medio de calentamiento que para el termosifón será siempre vapor. A continuación se define la selección de la geometría del equipo y después se calcula el área de transferencia de calor mediante la suposición de un coeficiente total de transferencia (US), que se selecciona de una tabla, que en función de los fluidos que se manejen se toma el valor del coeficiente. Después se calcula el coeficiente interior por la envolvente (HO), que se ha fijado en un valor de 1500.0 ya que como se manejará vapor condensante libre de aire este valor ya fijado nos da resultados confiables.

Después viene el cálculo del coeficiente individual de la fase líquida en la zona de calor sensible (HL), que se calcula mediante la ecuación de DITTUS BOELTER para calentamiento.

En un termosifón vertical la transferencia de calor en la zona de vaporización ocurre mediante los mecanismos de ebullición nucleada y convección a dos fases, predominando este último. El coeficiente de ebullición nucleada (HB) se calcula mediante la correlación de Mc Nelly y el coeficiente de convección a dos fases (HLG), mediante la ecuación de Dengler's.

Esta ecuación se puede aplicar para la vaporización de alcoholes, hidrocarburos y sistemas aire-agua; la ecuación está basada en estudios de ebullición de equipos de termosifón vertical y se aplica cuando se utiliza la ecuación de Dittus Boelter para el coeficiente individual de la fase líquida. Una vez calculados estos coeficientes, se procede a calcular el coeficiente individual en la zona de vaporización (HVAP), que es una combinación de coeficientes, ya que para cualquier punto en la zona de vaporización existe la contribución por las dos formas de transferencia, ebullición nucleada y convección a dos fases, por lo que la ecuación será de la siguiente forma:

$$HVAP = (ALFAP * HB) + (BETA * HLG)$$

Las constantes empíricas ALFA (α) y BETA (β) se obtienen a partir de datos experimentales. En rehervidores de termosifón vertical, el fenómeno de convección a dos fases predomina; por lo tanto es conveniente asignar a BETA un valor de uno. Para el caso de la constante ALFA se presentan varios casos ya que si se tiene flujo burbuja, que se presenta al iniciarse la vaporización, la contribución por ebullición nucleada es máxima, disminuyendo a medida que la presencia de vapor aumenta. Por lo mismo, en

28

el flujo tipo bala, ALFA toma valores decrecientes desde uno conforme la vaporización transcurre, y llega al régimen o patrón de flujo tipo anular e inclusive al tipo niebla, donde ALFA toma valores de cero en ambos casos, razón por la cual siempre se pretende operar a bajas vaporizaciones. Como se presentan estos casos es necesario calcular el factor de corrección al coeficiente de ebullición nucleada y está definida como:

$$ALFAP = (ALFA1 + ALFA2)/2$$

donde ALFA1 es un factor de corrección para ebullición nucleada obtenido a las condiciones de salida, mientras que ALFA2 es también un factor de corrección de ebullición nucleada pero obtenido al 40% de la vaporización total (fig. 3.4.4.). Con la ayuda de este coeficiente se calcula el coeficiente individual del lado de tubos (h_{io}) y mediante este coeficiente se hace el cálculo del coeficiente total de transferencia y convergencia (UC); una vez determinado su valor se compara con el coeficiente total supuesto, en caso de que el coeficiente total calculado sea mayor o igual al supuesto entonces el equipo cumplirá con el servicio y se calculará el costo del rehervidor en función del área de transferencia y de 2 factores; uno de ellos es para el tipo de material a utilizar en la fabricación y el otro para la presión de operación, además involucra un índice, el cual sirve para actualizar el costo del equipo (25).

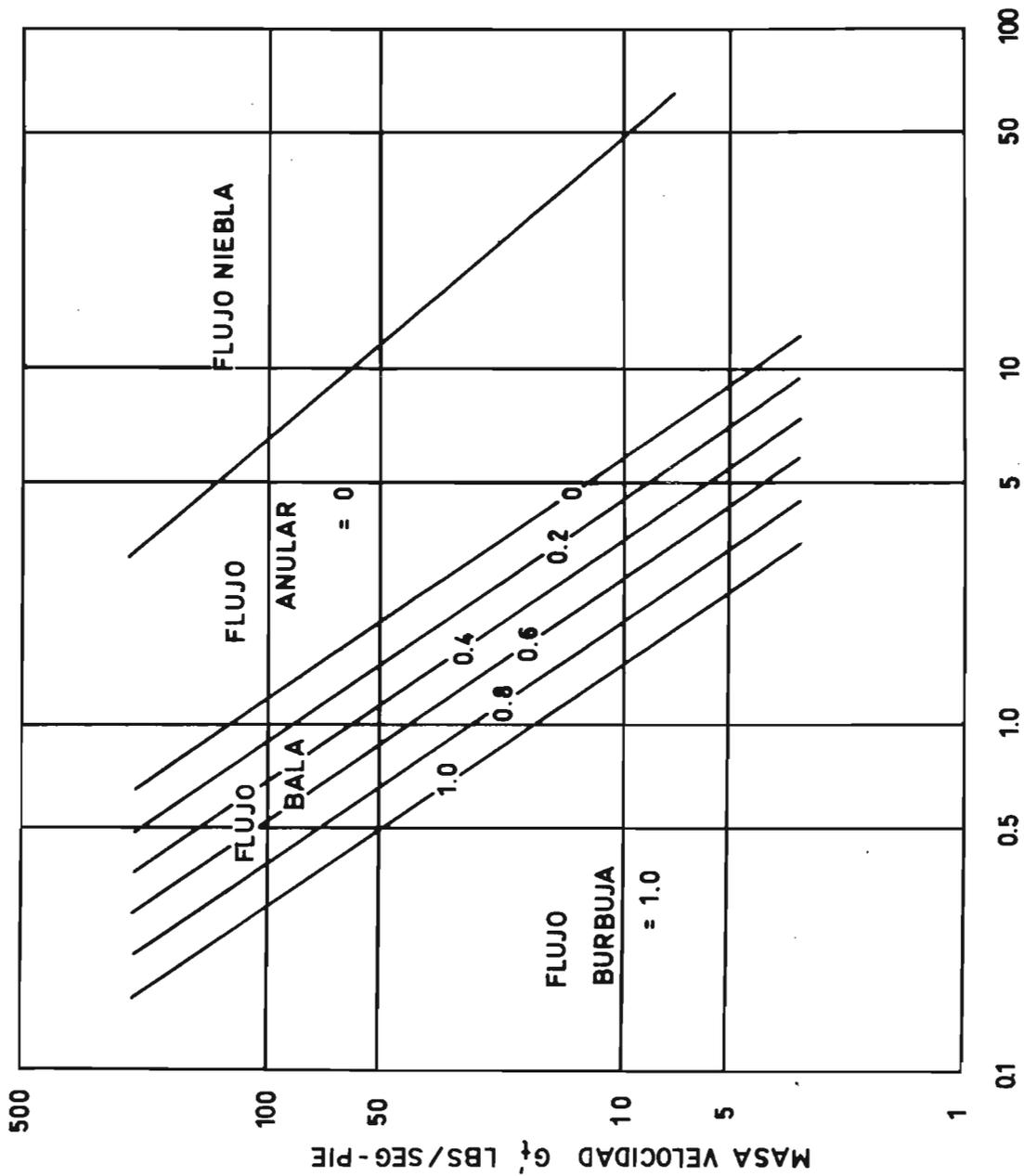
Si el coeficiente total calculado es menor al coeficiente total supuesto entonces el equipo estará escaso en área y hay que recalcarlo, para esto se disminuye en un 10% el coeficiente supuesto y se recalcula el área, dándonos como resultado un aumento en ésta y se necesita de nuevo hacer todo el procedimiento completo. La caída de presión por el lado de los tubos no fué calculada debido a que forma parte del balance hidráulico del termosifón y para nuestros fines solo se requiere un predimensionamiento y no el diseño completo. La caída de presión por el lado de la envolvente se puede calcular por el método de Bell cuando sea un fluido sin cambio de fase (pag. 10-25: 8)*

3.5. MEZCLA Y DERIVACIONES DE CORRIENTES

3.5.1. Descripción de la subrutina.

Esta subrutina tiene como objeto calcular las propiedades termodinámicas y físicas de una corriente de vapor del proceso seleccionado, por medio de un balance de materia o un balance de energía o ambos. Para nuestros propósitos, se presentan tres casos distintos, dos corrientes que se unen para dar una tercera con las mismas propiedades físicas y termodinámicas, dos corrientes de diferentes propiedades para dar una tercera y una corriente que se divide para dar dos corrientes con idénticas propiedades que la primera pero diferentes o iguales flujos de vapor.

* bibliografía



GRAFICA

VALORES DE " α " (FACTOR DE CORRECCION,
PARA LA EBULLICION NUCLEADA).

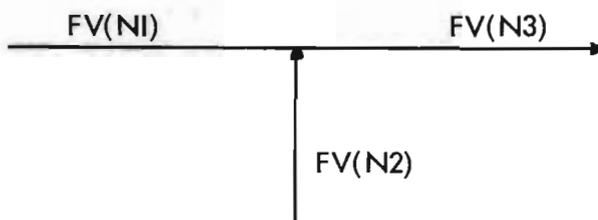
FIG : 3.4.4.

Para que la subrutina calcule cada una de las posibilidades hay un índice, ITM, que dependiendo de su valor selecciona cada una de las tres alternativas.

3.5.2. Dos corrientes que se unen con las mismas propiedades para generar una tercera.

En este caso lo único que se calcula es la cantidad de vapor de la corriente que se genera. Únicamente se necesitan los flujos de vapor de las dos corrientes, calculadas anteriormente por el programa o que hayan sido leídas como datos.

Este cálculo se realiza sumando los flujos de vapor de las dos corrientes que se unen y el resultado es el flujo de la corriente de salida.

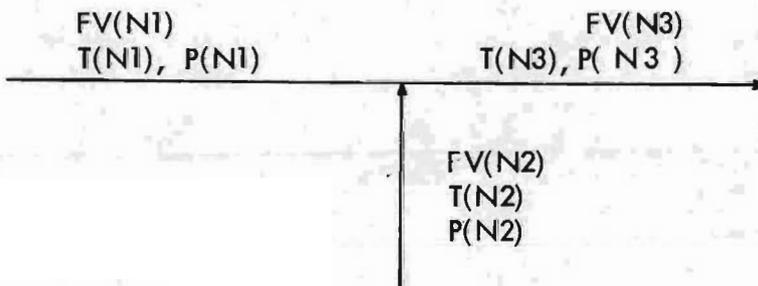


$$\begin{aligned}
 P(N1) &= P(N2) = P(N3) \\
 T(N1) &= T(N2) = T(N3) \\
 FV(N3) &= FV(N1) + FV(N2)
 \end{aligned}$$

3.5.3. Dos corrientes con diferentes propiedades para generar una tercera.

Se pueden presentar tres casos, líquido saturado, vapor saturado y vapor sobrecalentado. Para calcular las propiedades de las corrientes, en cada uno de los casos, se tienen tres índices: ITM1, ITM2 e ITM3, siendo los dos primeros para las corrientes de entrada y el último para la corriente generada. Cada uno de los tres índices pueden tomar valores de uno a tres, según sea el tipo de corriente que se trate, respectivamente con los casos ya mencionados.

Los datos que se requieren para calcular las propiedades físicas y termodinámicas de la tercera corriente (generada) son cantidades de vapor, temperatura y presión de las dos corrientes de entrada.



El procedimiento de cálculo para este caso es el siguiente: con la temperatura y presión de una de las corrientes de entrada se llama a la subrutina de agua para calcular la entalpía, lo mismo se hace para la otra corriente, y una vez calculadas ambas entalpías se supone un valor de entalpía para la corriente generada así como la temperatura, con estos últimos datos se llama otra vez a la subrutina de agua que devolverá el valor de entalpía de la corriente generada; este dato se compara con la entalpía supuesta, si es mayor de ± 15.0 Btu/lb, se aumenta o disminuye la temperatura para volver a llamar a la subrutina de agua, volviéndose a iterar hasta que el valor coincida con el supuesto.

3.6. TURBINAS

3.6.1. Descripción del equipo:

Una turbina es un dispositivo que convierte la energía térmica de un fluido (gas o vapor), en energía cinética y a la vez en trabajo mecánico, según se expande a través de ella.

Dependiendo del fluido que se disponga, se utilizará una turbina de gas o vapor, o una combinación de ambas turbinas, de tal manera que se pueda obtener la selección más económica posible.

3.6.1.1. Turbinas de vapor

Las turbinas de vapor utilizan el principio de expansión para impulsar un disco rotatorio con álabes, el cual está acoplado a una flecha a la que transmite potencia.

Donde se utilizan sus servicios es en la generación de energía eléctrica y para accionar equipos rotatorios tales como bombas y compresores.

Según el tipo de escape que tienen las turbinas, se clasifican en:

- A. Turbinas de contrapresión: diseñadas para que en operación den escape de vapor cuya presión sea mayor a la atmosférica.
- B. Turbinas condensantes: diseñadas para que den un vapor de escape cuya presión sea menor a la atmosférica.
- C. Turbinas de extracción e inducción: diseñadas para poder suministrar o extraer vapor a diferentes presiones intermedias.

3.6.1.2. Turbinas de gas

Cuando se utiliza una turbina de gas, puede haber diferentes alternativas que están en función del gas de escape, una vez que se aprovechó la energía térmica de éste. Las alternativas que se presentan son:

1) Ciclo simple

Consiste en un compresor que incrementa la presión del aire, después éste entra al quemador donde se inyecta el combustible, parte del aire se consume en la combustión con el objeto de lograr una temperatura de combustión alta y una mayor eficiencia, enseguida el gas entra a la turbina, efectuando el trabajo requerido, y el gas de escape finalmente se desecha a la atmósfera.(fig.3.6.1.2.a).

2) Ciclo regenerativo

Una manera de aumentar la eficiencia de una turbina de gas de ciclo simple, sería recapturando parte del calor que contiene el gas de escape y usarlo para precalentar el aire que sale del compresor, antes de que entre a la cámara de combustión. Esto se puede hacer añadiendo un regenerador dentro del ciclo, donde el regenerador es un intercambiador de tubo y coraza. (fig.3.6.1.2.b).

3) Ciclo combinado

Es cuando se aprovecha el calor del gas de escape para generar vapor y este es utilizado por una turbina de vapor para el accionamiento de algún equipo para el proceso (fig. 3.6.1.2.c).

La combinación del manejo de turbinas de vapor y de turbinas de gas, se ha comprobado que es una medida práctica y económica para el manejo de compresores y generadores de potencia.

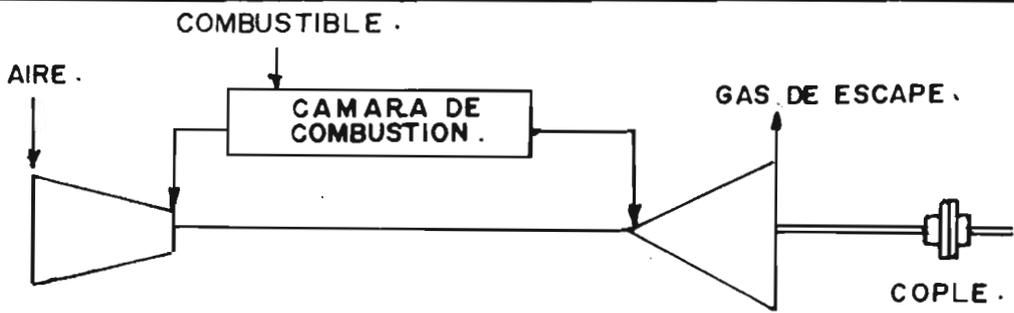
Los sistemas combinados, usando turbinas de gas como uno de los componentes, se han aplicado cada vez más para el proceso industrial. La aplicación correcta del sistema y la selección individual de los componentes puede tener un efecto muy significativo en el ahorro de energía en las plantas.

3.6.1.3. Descripción de condensadores de vapor a la descarga de las turbinas.

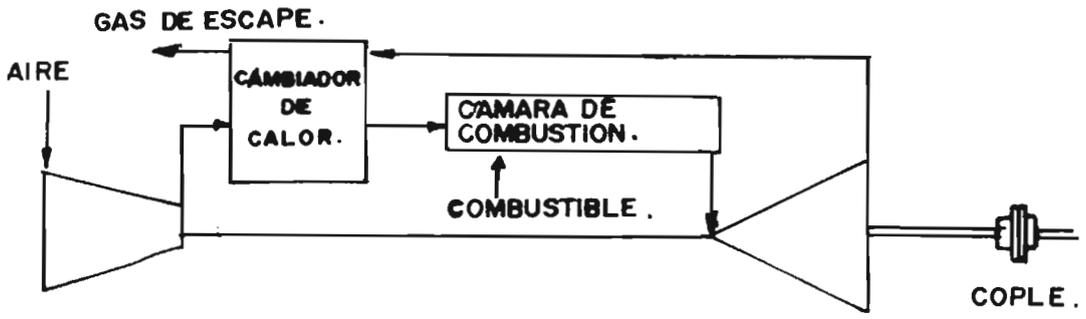
Los tipos de condensadores son: condensador barométrico y condensador de superficie. El más empleado para este servicio es el de superficie debido, principalmente, a que el condensado puede ser aprovechado nuevamente en la caldera o en otro equipo, sin necesidad de tratamiento alguno.

Un condensador de tipo indirecto o de superficie es un aparato tubular constituido de coraza y tubos.

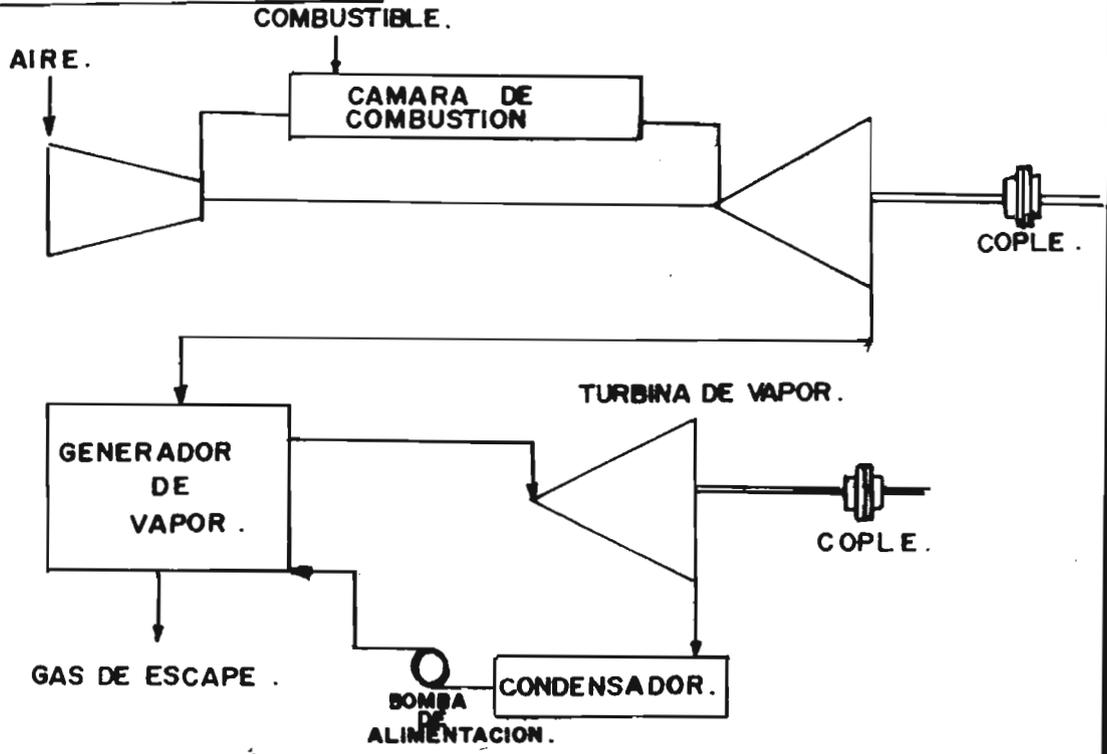
Las partes de que consta un condensador de superficie son:



A.) CICLO SIMPLE.



B.) CICLO REGENERATIVO.



C.) CICLO COMBINADO.

- 53
1. Entrada de vapor o domo
 2. Extracción del aire-vapor
 3. Salida del condensado
 4. Entrada del agua
 5. Salida del agua
 6. Cajas de agua
 7. Cubiertas o tapas de agua
 8. Carcaza del condensador
 9. Pozo caliente
 10. Placas o espejos de tubos
 11. Tubos
 12. Placas soporte de tubos
 13. Registros de hombre
 14. Junta de expansión

(Estas partes se pueden ver en la fig.3.6.1.3.A. y el condensador barométrico en la fig. 3.6.1.3.B.).

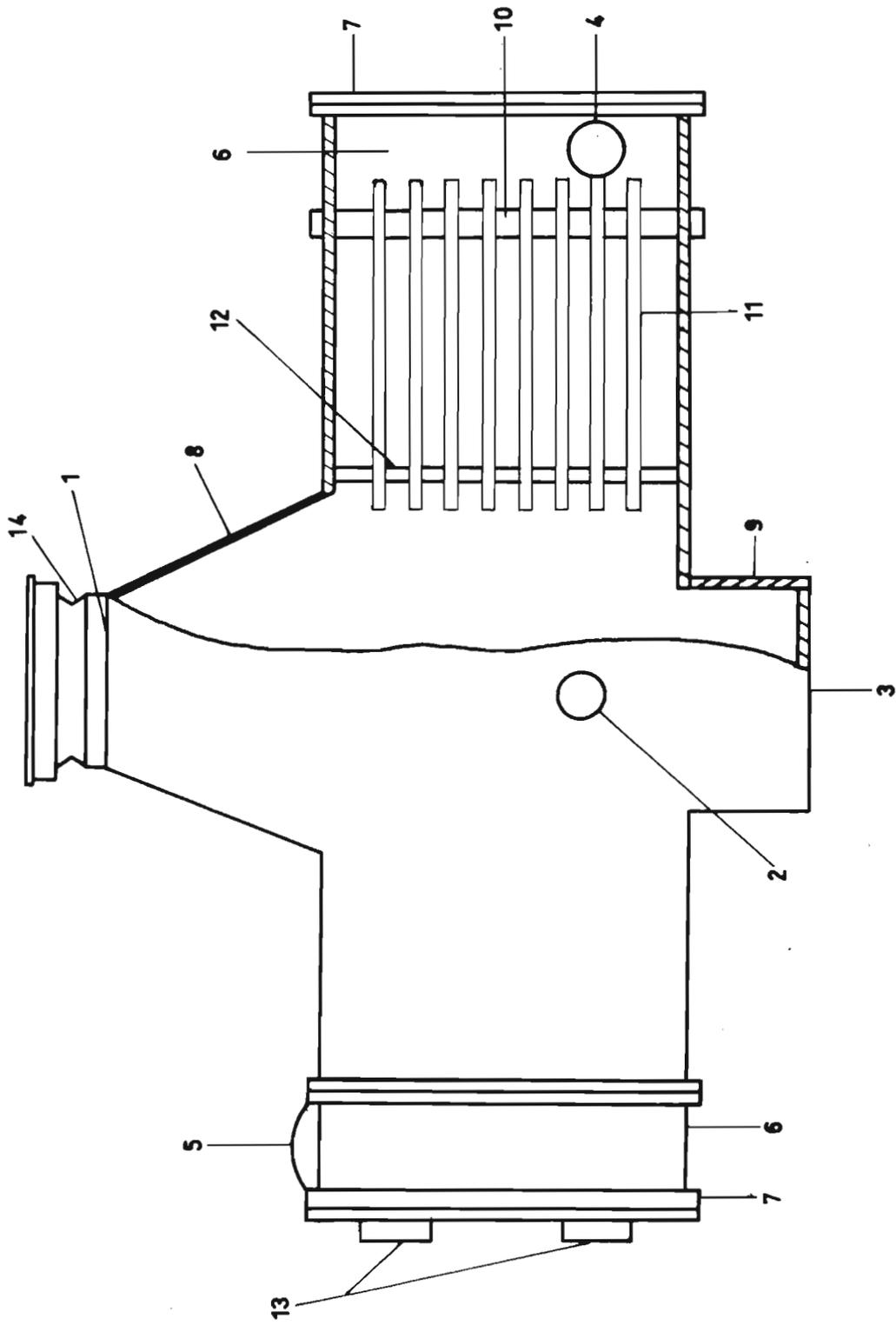
El domo recibe el vapor de la turbina, este vapor es condensado en los haces de tubos. El condensado es extraído por una bomba que lo envía al sistema de calentamiento de agua.

El objetivo de las cajas de agua es recibir, dirigir y distribuir el agua de circulación para mantener al mínimo las pérdidas de presión.

El pozo es un depósito importante de agua, el cuál debe tener un volumen para almacenar a la máxima carga durante un período de 1 a 5 minutos. La velocidad de salida del agua se diseña para un máximo de 1.2 mt/seg., considerando el NPSH de las bombas.

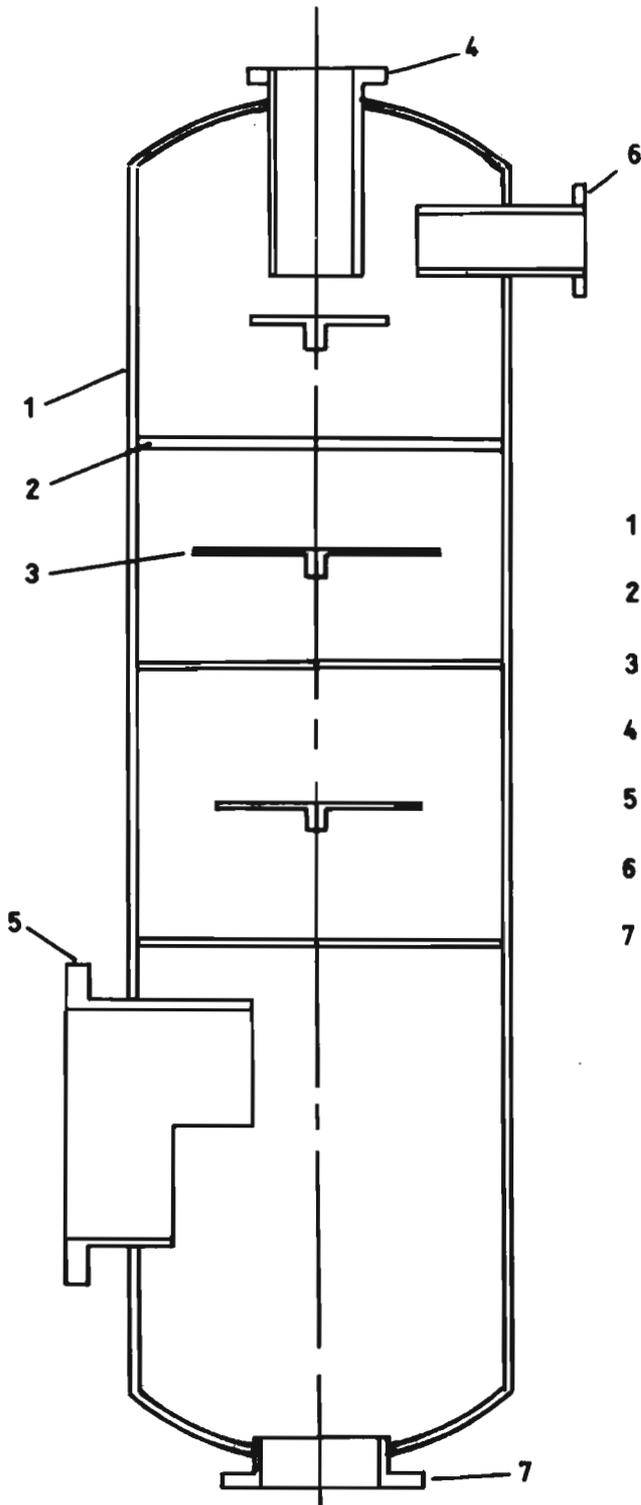
Los parámetros principales que hay que tomar en consideración son:

1. Vacío de diseño del condensador: está relacionado con las curvas de carga; temperatura del medio ambiente y temperatura del medio de enfriamiento.
2. Número de pasos: cuando se dispone de grandes cantidades de agua se instala el condensador de un paso, pero si existen limitaciones, es conveniente utilizar el de dos pasos, que es el más usual.
3. Diámetro de los tubos: los diámetros pequeños mejoran los coeficientes, pero los diámetros mayores evitan mejor el ensuciamiento y disminuyen la potencia eléctrica necesaria. En general, se utilizan tamaños menores de 3/4" en condensadores, hasta 1500 M2. y de 3/4", 7/8", 1", en mayores tamaños. El calibre más utilizado es el No. 18.
4. Longitud de tubos: si no hay límite de espacio, los recomendados son de 22 a 26 pies.



CONDENSADOR DE SUPERFICIE

FIG:3.6.13.A.



- 1 CORAZA
- 2 ANILLOS
- 3 PLATOS
- 4 ENTRADA DE AGUA
- 5 ENTRADA DE VAPOR
- 6 SALIDA DE VAPOR
- 7 SALIDA DE AGUA

CONDENSADOR BAROMETRICO

FIG: 3.6.13.B.

- 5. Material de los tubos: normalmente cuando se dispone de agua dulce, se usan tubos de Admiralty (aleación 70% de cobre, 29% de zinc y 1% de estaño). Para aguas solubles y saladas, latón aluminio. Cuando se tiene agua con gran acidéz, cobre-níquel y si se tienen compuestos de desperdicios de minas disueltas en agua, acero inoxidable (304 y 316).
- 6. Velocidad del agua: lo más usual son velocidades de 1.85 a 2.44 m/seg. (6 a 8 pies/seg.).
- 7. Factor de limpieza: oscila generalmente entre 85 al 95%, esto se debe a la posibilidad de incrustaciones, las cuales pueden originar disminución de la capacidad del condensador.

3.6.2. Descripción del Algoritmo de Turbinas

Lo que calcula este algoritmo es el consumo de vapor, el costo de la turbina de vapor y el costo del condensador, en caso de que sea utilizado, o bien el flujo de gas y el costo de la turbina de gas.

Para que cualquiera de estas alternativas sean calculadas, se tiene el índice ITG, el cuál, dependiendo de lo que se quiera calcular, es el valor que se le asigna.

Si lo que se va a utilizar es una turbina de vapor, los datos de temperatura y presión de entrada y salida del vapor los da el programa principal y con estos se llama a la subrutina de propiedades del agua para que nos regrese las propiedades de entrada y salida de ese vapor. Otros datos necesarios para esta opción son las eficiencia politrópica y la potencia (flecha o kilowatts), todo esto para la turbina de vapor. Ahora bien, si se tiene un condensador de superficie unido a esta turbina, requiere del flujo y de la temperatura del vapor que sale de la turbina y entra al condensador, estos datos son calculados y transferidos a la sección del condensador; también necesita los datos del número de pasos, la longitud del tubo y la velocidad del agua.

Teniendo las propiedades del vapor de entrada y de salida a la turbina se hace una comparación entre las entropías de entrada y salida para saber si el vapor de salida lleva algún porcentaje de líquido o nó. En caso de que no tenga líquido se puede calcular la diferencia de entalpías. Si por el contrario se vió que sí contiene líquido, el vapor de salida, se procede a suponer un porcentaje de líquido y se calcula otra entropía y se compara con la entropía de sobrecalentamiento hasta encontrar el porcentaje de líquido real que contiene el vapor de salida.

Una vez logrado ésto, se puede calcular la entalpía de salida y la diferencia de entalpías o sea el trabajo efectuado por la turbina. Después se tiene el índice ITU, el cuál dependiendo si se tienen de datos BHP o Kilowatts (flecha o turbogenerador), es el valor que se le asigna.

Con los datos de flujo de vapor y la temperatura de salida del vapor, se inicia el predimensionamiento del condensador de superficie. El método que se utiliza para hacer este predimensionamiento es el de Allis Chalmers, el cual es un método de cálculo que se ha utilizado con buenos resultados (32).

En el método de Allis Chalmers se calcula un factor el cuál está en función de la temperatura del agua, el número de pasos, diámetro y calibre del tubo, longitud de los tubos, velocidad del agua, factor de limpieza y material del tubo. Este factor se utiliza para calcular el aumento de la temperatura del agua y la temperatura diferencial. Esta temperatura diferencial debe tener un valor mínimo de 5 °F, en caso de que sea menor se debe modificar esta temperatura diferencial disminuyendo la temperatura de salida del agua, o modificando la velocidad del agua, longitud y/o diámetro del tubo, y número de pasos.

Los siguientes cálculos son de sustitución. Para calcular la superficie requerida del condensador se incluye una constante que es obtenida de tablas y que está en función del número de pasos, el diámetro del tubo y el BWG.

Para el cálculo del número de tubos se necesita el área del tubo por pie lineal, el cual está en función del diámetro del tubo y el BWG.

El coeficiente corregido se obtiene en función de un coeficiente básico, un factor de corrección de la temperatura de entrada del agua, un factor de corrección del material y el espesor, y un factor de limpieza.

La caída de presión se obtiene a partir de métodos convencionales.

Para calcular el costo del condensador, primero se calcula un costo base que está en función de la superficie del condensador y después se calcula el costo del condensador, el cuál está en función del factor del tipo de equipo, factor de presión, factor del material y el factor de actualización.

Ahora bién, en caso de que sea la otra alternativa la que se quiere tratar, o sea utilizar una turbina de gas, lo primero que va a suceder es que por medio del índice ITG nos mandará a diferentes ecuaciones, dependiendo de los datos con que se cuente y del tipo de ciclo que se desea calcular.

Los datos que se pueden tener son la relación de presiones y el flujo de gas. Estos datos son utilizados en las ecuaciones para ciclo simple o ciclo regenerativo.

El siguiente paso es el cálculo de la potencia requerida. El mismo índice ITU se usa para escoger la ecuación que se utilizará en función de los BHP ó Kilowatts, según se requiera.

36

Después se calcula el consumo unitario de calor por cada BHP, en función de la potencia de la turbina (14).

El flujo de gas es obtenido en función del flujo de calor y del poder calorífico bajo. Finalmente, se obtiene el costo de la turbina de gas en función de los BHP totales.

3.7. EYECTORES

3.7.1. Descripción del equipo

Es un dispositivo donde la cantidad de movimientos y la energía cinética de una corriente fluída a alta velocidad es aprovechada para comprimir una segunda de gas o de vapor de un sistema.

Un eyector se puede utilizar para bombear gases y vapores de un sistema y crear vacío, como por ejemplo, en todo tipo de destiladores, desaeradores, evaporadores, cristalizadores, refrigeración de vapor, secadores, deshidratadores, filtros y vacío en mezcla de metales, entre otros.

Pueden operar como bombas de transferencia y mezcla; en el bombeo de líquidos se usan para agitar, mezclar o medir soluciones líquidas; en sistemas de translación neumática sirve para dividir sólidos, induce flujos de gases en depósitos y conductos; en calefacción y acondicionador de aire se usa en una corriente de aire a presión alta para producir circulación de aire secundario; en motores de aviación para la expulsión de gases.

En general, la aplicación más común es que entra una corriente de gas a una presión menor que la atmosférica y descarga la mezcla del gas de entrada y el fluído motriz a una presión ligeramente mayor que la atmosférica.

Ventajas que presentan los eyectores con respecto a otros equipos que puedan dar el mismo servicio.

Construcción resistente y simple, capacidad para manejar grandes volúmenes de gases con equipos relativamente pequeños, operación simple, generalmente son más baratos en inversión inicial y en los costos de mantenimiento, cuando existen condiciones de corrosión y erosión son más adecuados.

Las partes principales del equipo son:

- A. Caja motriz. (fig. 3.7.3.)
Es donde se alimenta el fluído motriz a una presión alta y una velocidad baja.
- B. Tobera convergente-divergente.
En esta sección se acelera el fluído motriz, aumentando su velocidad.

C. Cámara de succión.

El fluido impulsado es llevado a la región de baja presión-alta velocidad que causa que el fluido secundario entre y se mezcle con el impulsado. Durante la mezcla, el fluido secundario es acelerado y el otro retardado.

En el diseño de eyectores se usan muchas relaciones empíricas debido a la naturaleza compleja de las condiciones reales y de la dependencia de las pérdidas por fricción en el diseño mecánico, es por lo que esta sección depende de quienes lo fabrican.

La tobera y el difusor son los puntos críticos para el diseño y mantenimiento. Mientras el diseño de la tobera es casi directo, el del difusor es la base del diseño del eyector.

En el mantenimiento las únicas partes que se desgastan son el difusor y la tobera, debido a la alta velocidad que hay a través de ellos. (fig.3.7.2.).

La posición relativa de la tobera a la entrada del difusor tiene efecto en la curva de funcionamiento. La distancia real a la cual se puede mover la tobera está limitada por la construcción de la unidad.

En la fig.(3.7.1.) las líneas sólidas representan el funcionamiento normal de una unidad.

Las líneas punteadas representan el funcionamiento si se movió la tobera hacia atrás, esto trae como consecuencia un aumento en la capacidad a una presión de succión dada, mientras se disminuye la presión de descarga.

El efecto de mover la tobera hacia adelante está representado en la figura por las curvas con línea punteada y puntos.

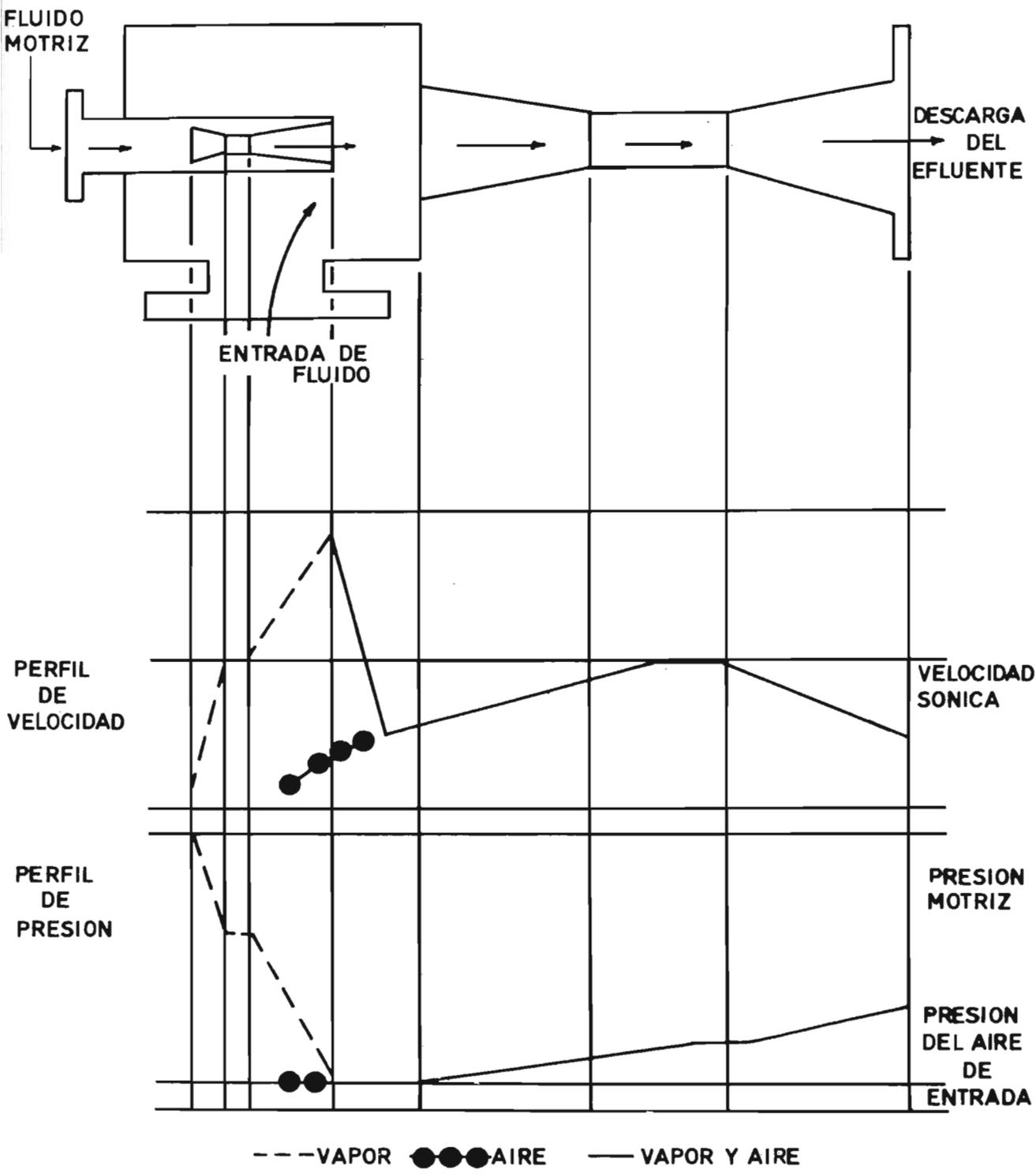
A una cierta presión de succión, la capacidad decrece y la presión de descarga aumenta.

Dependiendo del funcionamiento de la unidad existente y el cambio que se desea, se podrá decidir en qué dirección se debe mover la tobera.

Frecuentemente los sistemas de eyectores son armados como unidades empacadas por lo que los usuarios solo tienen que hacer cinco conexiones: entrada y salida del vapor, entrada y salida del agua, y el desagüe.

3.7.2. Algoritmo para eyectores de vapor motriz

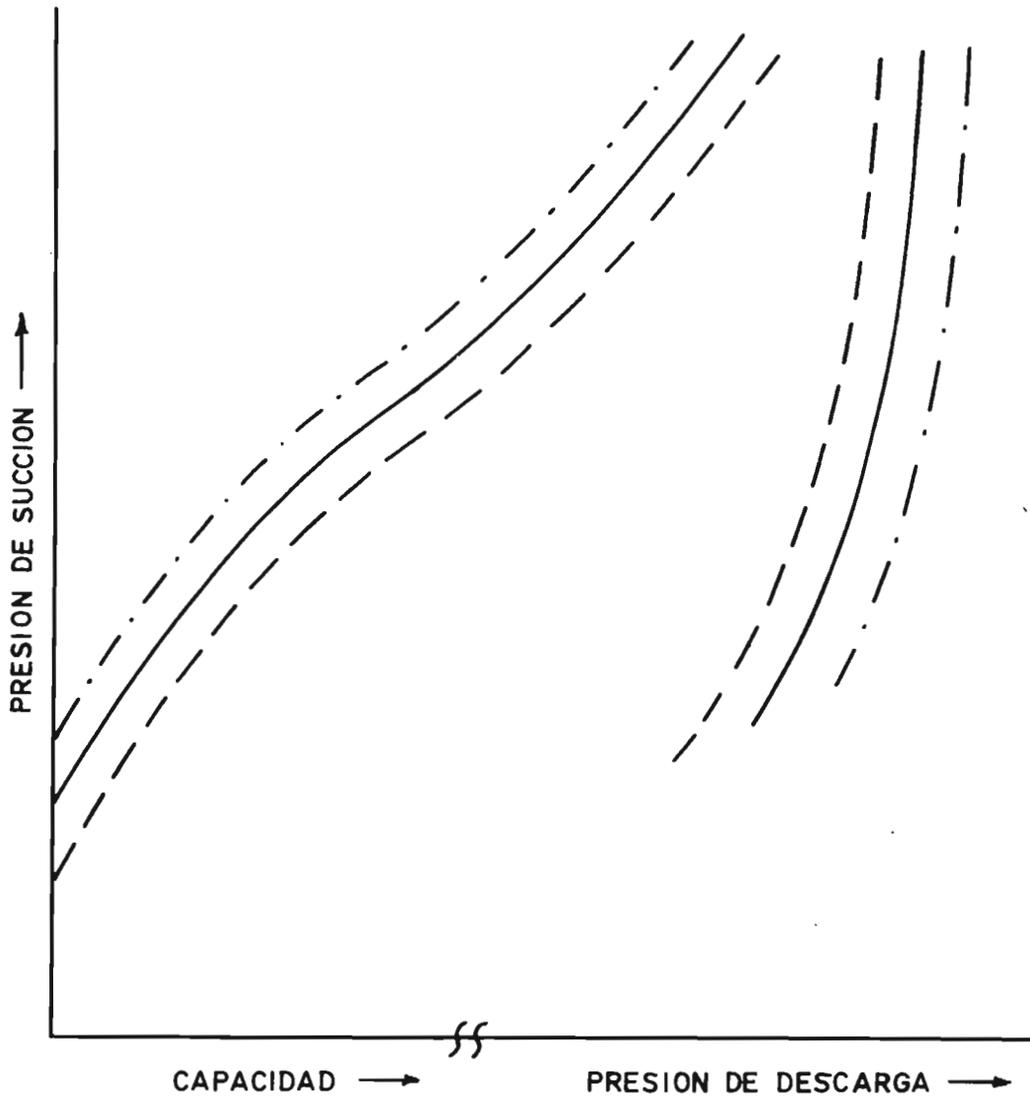
Este algoritmo nos da como resultado el consumo de vapor, el consumo de agua y el costo del eyector.



GRAFICA

CARACTERISTICAS DEL EYECTOR

FIG: 3.72.



GRAFICA

EFFECTO DE LA POSICION
DE LA TOBERA.

FIG: 3.7.1.

28

De acuerdo a la información publicada en la literatura (30), para las presiones de succión requeridas en estos equipos, se emplean comunmente tres etapas de eyectores con dos intercondensadores y un condensador posterior.

Lo primero que efectua el algoritmo es una suma total de la carga que podría ser aire, vapores de agua y/o vapores orgánicos, después calcular el número de moles que está en función de los diferentes pesos moleculares (si es que hay diferentes componentes) y por último, calcular el peso molecular promedio.

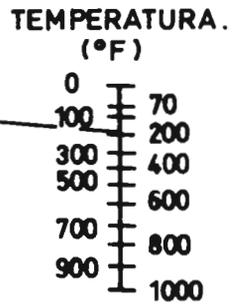
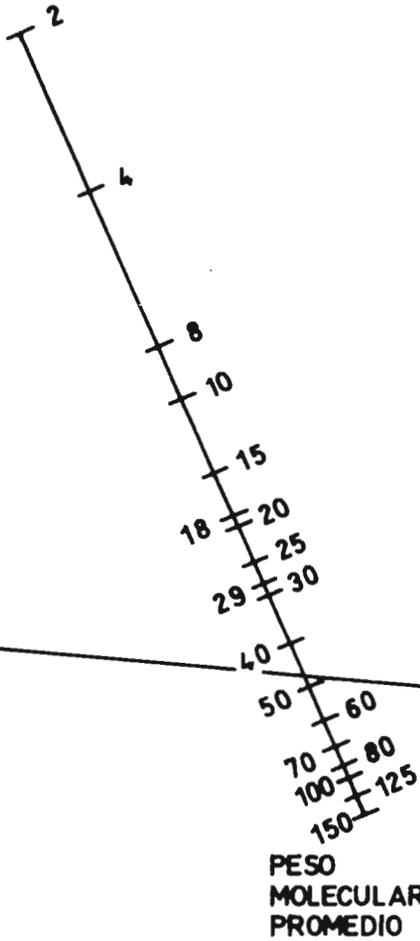
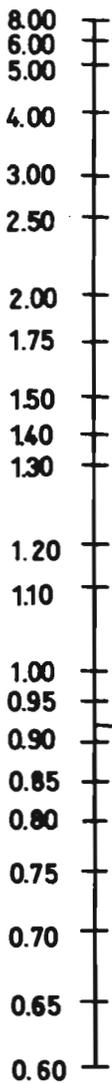
El aire equivalente se obtiene en función del peso molecular promedio calculado y de la temperatura de la carga (fig. 3.7.4.).

Del porcentaje de no condensables depende la ecuación que se utilizará para la relación de vapor/aire y la relación de agua/aire (fig.3.7.5.), después con estos datos se calcula el consumo de vapor y el consumo de agua.

Para calcular el costo del eyector, se recurrió a un artículo (37) donde el precio del equipo está en función de la carga de aire equivalente y de la presión de succión.

Al resultado de la gráfica se le hacen ciertas modificaciones en función del material del cual está construido y de la inclusión de un intercondensador.

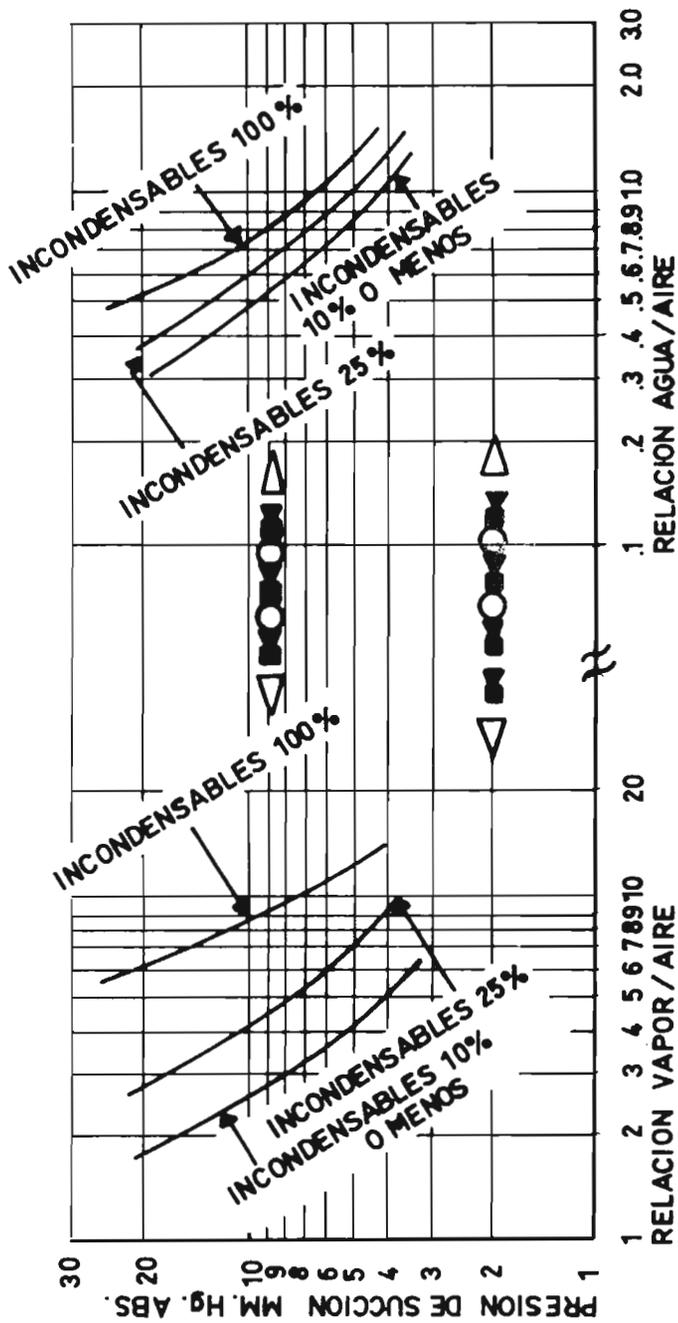
$$F_{DAE} = \frac{\#DAE}{\#LOAD}$$



NOMOGRAMA

DEL FACTOR DEL
AIRE SECO EQUIVALENTE.

FIG: 3.7.4.



GRAFICA

CURVAS DEL PORCIENTO DE INCONDENSABLES EN LA CARGA

FIG: 3.75.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 485.72 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 20351 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 190849.95 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PST)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 221.71 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9289 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 115760.50 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(P.SI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 2.98 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 124 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 53548.44 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 481.48 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 20174 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 189644.11 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(P.SI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 225.38 SHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9443 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 116804.51 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(P.SI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 6.07 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 254 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 54427.85 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESSION(P.SI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 629.29 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 26367 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 231682.60 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 342.09 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 14333 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 149997.57 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 595.36 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 24945 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 222031.97 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESTION(PST)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 446.07 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 18690 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 179571.14 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PST)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 446.07 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 18690 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 179571.14 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PST)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA=1387.78 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 58148 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 447410.83 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESTION(P3I)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA=1470.35 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 61008 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 470896.02 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOP	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA=2232.38 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 93537 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 687630.75 M.N.

CARGA DEL EYECTOR

FLUIDO	NO CONDENSABLES		CONDENSABLES	
	AIRE	ROBOT	HIDROCARBUROS	VAPOR
FLUJO(LBS/HR)	2517.00		590.00	1200.00
PESO MOLECULAR	29.00		300.00	18.00

CARACTERISTICAS DEL EYECTOR

CONSUMO DE AGUA= 2022.18
 T.ENTRADA DEL AGUA= 90.00
 RELACION AGUA-AIRE= 0.4491
 RELACION VAPOR-AIRE= 3.0494
 CONSUMO DE VAPOR EN EL EYECTOR= 12314 LBS/HR
 COSTO DEL SISTEMA DE EYECTORES= 796724.58 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= 741000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	500.00	319.00
T.SALIDA (F)	353.00	331.00
FLUJO(LBS/HR)	780.34	10875.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT= 31.46	DELTAP= 0.0000
D1= 0.75	LT= 10.00	DP2F= 0.16842
PP= 1.00	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 13974.69	UT= 165.99	DK=20.82
QTMAX= 124529.75	UH= 145.08	DC= 7.85
QH= 12214.53	US= 41.88	RD= 0.00400
QHMAX= 51888.13	HSC= 51.97	QC= 754247.04

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 61.75 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 124810.68 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= 940000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	500.00	295.00
T.SALIDA (F)	353.00	314.00
FLUJO(LBS/HR)	989.91	14542.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00 NT= 39.90 DELTAP= 0.0000
 D1= 0.75 LT= 10.00 DP2F= 0.16842
 PP= 1.00 NP= 2.00 HIC= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 16793.82 UT= 152.89 DK=21.22
 QTMAX= 134130.29 UH= 134.68 DC= 8.67
 QH= 14793.80 US= 42.49 RD= 0.00470
 QHMAX= 49621.16 HSC= 55.12 QD= 1158847.45

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 78.33 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 131431.25 M.N.

-NOTA--ESTE REHERVIDOR TENDRA QUE SER CALCULADO PARA EBULLICION DE PELICULA:

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA=10600000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA(F)	500.00	265.00
T.SALIDA (F)	353.00	266.70
FLUJO(LBS/HR)	11162.77	421094.00

C A R A C T E R I S T I C A S D E L R E H E R V I D O R

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=173.07	DELTAP= 0.0000
D1= 0.75	LT= 30.00	DP2F= 2.45144
PP= 1.00	NP= 2.00	H10= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 28946.95	UT= 194.24	DK= 0.00
QTMAX= 121656.57	UH= 160.02	DC=16.57
QH= 23847.25	US= 0.00	RD= 0.00400
QHMAX= 21610.92	HSC= 0.00	QD= 0.00

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 883.33 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 590258.24 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA = .25400000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	536.50	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	575.00	1464.42
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.24134767E+08	

-NOTA- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

CARACTERISTICAS DEL CALENTADOR

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	2772.10	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS = ALTURA = 20.72 PIES ANCHO = 18.22 PIES
 VOLUMEN = 12648.44 PIES³ NUM TUBOS = 71.00

GASTO DE COMBUSTIBLE = 2454.11 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR = 3447632.28 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .34630000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	592.00	T A F
TEMP. SALIDA (F)	602.00	1547.98
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.31500263E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

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

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	2998.22	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 22.88 PIES	ANCHO= 20.38 PIES
	33.50 PIES	NUM TUBOS= 70.00
VOLUMEN= 15625.88 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 3345.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 4463756.04 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA= .25400000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP ENTRADA (F)	536.50	T.A.F
TEMP SALIDA (F)	575.00	1464.42
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.24134767E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

C A R A C T E R I S T I C A S	D E L C A L E N T A D O R		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	2772.10	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG.	ALTURA= 20.72 PIES	NUM TUBOS= 18.22 PIES
	DE TUBOS= 33.50 PIES	71.00
	VOLUMEN= 12648.44 PIES ³ .	

GASTO DE COMBUSTIBLE= 2454.11 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 3447632.28 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .34630000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	592.00	T.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	662.00	1547.98
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.31500263E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

CARACTERISTICAS	DEL CALENTADOR		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	2998.22	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA=	22.88 PIES	NUM ANCHO=	20.38 PIES
LONG. DE TUBOS=	33.50 PIES	TUBOS=	70.00
VOLUMEN=	15625.88 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 3345.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 4463756.04 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .20124000E+09 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	916.20	1575.91
TEMP. SALIDA (F)	1010.00	
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.16133275E+09	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	876.00	1575.91
TEMP. SALIDA (F)	916.20	400.00
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.92978447E+08	

-NOTA-- EN ESTE CALENTADOR TODA LA CORRIENTE DE PROCESO SE CALIENTA EN EL HORNO, PERO SE APROVECHA EL CALOR DE LOS GASES PARA TRANSMITIR CALOR A CUALQUIER OTRA CORRIENTE DEL PROCESO

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

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	14015.84	2582.73	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS= ALTURA= 87.67 PIES
 VOLUMEN=324811.89 PIES 3. ANCHO= 85.17 PIES
 NUM TUBOS= 274.00

GASTO DE COMBUSTIBLE= 17412.07 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 25507776.99 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .16605675E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASLS
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	515.00	T.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	550.00	1498.23
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.15509582E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

C A R A C T E R I S T I C A S	D E L C A L E N T A D O R		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	1778.37	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 14.24 PIES	NUM TUBOS=	ANCHO= 11.74 PIES
	33.50 PIES		46.00
	VOLUMEN= 5599.84 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 1604.41 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 2370102.18 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .41415000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	584.00	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	640.00	1574.14
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.37093217E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

C A R A C T E R I S T I C A S	D E L C A L E N T A D O R		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	3197.39	0:00	0:00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0:00	0:00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 24.89 PIES	NUM TUBOS=	ANCHO= 22.39 PIES
	33.50 PIES		82.00
VOLUMEN= 18675.24 PIES ³ .			

GASTO DE COMBUSTIBLE= 4001.45 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 5153211.56 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .70867000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	702.50	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	825.00	1628.79
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.48053529E+08	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	650.00	1628.79
TEMP. SALIDA (F)	702.50	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.22813471E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	325.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	425.00	724.31
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.42825136E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA GENERA VAPOR. SU EFICIENCIA ES APROXIMADAMENTE DEL 75%.

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

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	4144.10	8590.93	9401.55
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		5.96	11.48

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS= ALTURA= 25.86 PIES ANCHO= 23.36 PIES
 VOLUMEN= 23259.24 PIES 3. NUM TUBOS= 92.00

GASTO DE COMBUSTIBLE= 5335.37 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 8964343.98 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA = .70867000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	702.50	T.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	825.00	1628.79
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.48053529E+08	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	650.00	1628.79
TEMP. SALIDA (F)	702.50	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.22813471E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	325.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	425.00	724.31
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.42825136E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA GENERA VAPOR. SU EFICIENCIA ES APROXIMADAMENTE DEL 75%.

C A R A C T E R I S T I C A S	D E L C A L E N T A D O R		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	4144.10	8590.93	9401.55
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		5.96	11.48

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA =	25.86 PIES	ANCHO =	23.36 PIES
LONG. DE TUBOS =	38.50 PIES	NUM TUBOS =	92.00
VOLUMEN =	23259.24 PIES 3.		

GASTO DE COMBUSTIBLE = 5335.37 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR = 8964343.98 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA= .24000000E+09 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	527.80	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	721.00	1421.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.18139806E+09	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	445.00	1421.24
TEMP. SALIDA (F)	527.80	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.58601943E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	260.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	560.00	712.44
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.91082316E+07	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA SOBRECALIENTA VAPOR. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE 75%.

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

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	17273.87	9109.84	2280.71
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		10.78	11.51

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA= 80.02 PIES ANCHO= 77.52 PIES
 LONG. DE TUBOS= 43.50 PIES NUM TUBOS= 338.00
 VOLUMEN=269847.97 PIES 3.

GASTO DE COMBUSTIBLE= 18068.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 21781750.22 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .24000000E+09 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	527.80	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	721.00	1421.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.18139806E+09	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	445.00	1421.24
TEMP. SALIDA (F)	527.80	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.58601943E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	260.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	560.00	712.44
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.91082316E+07	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA SOBRECALIENTA VAPOR. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE 75%.

C A R A C T E R I S T I C A S	D E L C A L E N T A D O R		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	17273.87	9109.84	2280.71
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		10.78	11.51

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 80.02 PIES	NUM TUBOS=	ANCHO= 77.52 PIES
	43.50 PIES		338.00
VOLUMEN=	269847.97 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 18068.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 21781750.22 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .95000000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	676.40	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	749.00	1438.98
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.71233672E+08	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	647.00	1438.98
TEMP. SALIDA (F)	676.40	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.23766328E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	260.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	590.00	766.13
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.17929590E+07	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA SOBRECALIENTA VAPOR. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE 75%.

CARACTERISTICAS	DEL CALENTADOR		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	8294.17	8433.37	420.84
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		7.10	11.55

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA=	39.75 PIES	ANCHO=	37.25 PIES
LONG. DE TUBOS=	43.50 PIES	NUM TUBOS=	162.00
VOLUMEN=	64398.38 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 7152.27 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 10050480.96 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA=33900000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA(F)	260.00	165.00
T.SALIDA (F)	227.96	170.00
FLUJO(LBS/HR)	35030.56	799220.00

C A R A C T E R I S T I C A S D E L R E H E R V I D O R

LADO DE TUBOS

NCP=26.00	NT=*****	DELTAP= 0.0000
D1= 1.00	LT= 16.00	DP2F= 0.80883
PP= 1.25	NP= 2.00	HIC= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 11687.29	UT= 154.44	DK=78.26
QTMAX= 207191.44	UH= 56.18	DC=47.96
QH= 4251.73	US= 40.88	RD= 0.00400
QHMAX= 196872.26	HSC= 50.56	QD= 34447585.90

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 8102.02 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 1670858.10 M.N.

B A L A N C E T E P M I C O

CARGA TERMICA=12300000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	260.00	159.00
T.SALIDA (F)	227.96	160.00
FLUJO(LBS/HR)	12710.20	318400.00

C A R A C T E R I S T I C A S D E L R E H E R V I D O R

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=372.96	DELTAP= 0.0000
D1= 1.00	LT= 10.00	DP2F= 0.48297
PP= 1.25	NP= 2.00	HIC= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 12796.39	UT= 153.21	DK=46.80
QTMAX= 221056.60	UH= 95.56	DC=29.25
QH= 7980.84	US= 40.64	RC= 0.00450
QHMAX= 25071.79	HSC= 51.56	QC= 12468162.48

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 1562.26 FT²

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 637055.12 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= 896000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA(F)	260.00	169.00
T.SALIDA (F)	227.96	172.00
FLUJO(LBS/HR)	925.88	16900.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT= 58.70	DELTAP= 0.0000
D1= 0.75	LT= 8.00	DP2F= 0.25189
PP= 1.00	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 12316.46	UT= 169.85	DK=16.35
QTMAX= 258342.92	UH= 140.90	DC=10.22
QH= 10217.47	US= 40.68	PC= 0.00400
QHMAX= 78801.42	HSC= 50.06	QD= 941857.65

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 92.18 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 189690.03 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA=25373500.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	500.00	244.00
T.SALIDA (F)	353.00	250.00
FLUJO(LBS/HR)	26720.01	264603.00

C A R A C T E R I S T I C A S D E L R E H E R V I D O R

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00 NT=673.22 DELTAP= 0.0000
 D1= 0.75 LT= 16.00 DP2F= 0.62879
 PP= 1.00 NP= 2.00 HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 30180.92 UT= 177.68 DK=76.96
 QTMAX= 540714.39 UH= 110.96 DC=31.34
 QH= 18847.94 US= 47.86 RD= 0.00400
 QHMAX= 48701.43 HSC= 61.93 QD= 39853187.74

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 2114.46 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 786030.86 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=25373500.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA(F)	500.00	244.00
T.SALIDA (F)	353.00	250.00
FLUJO(LBS/HR)	26720.61	264603.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=673.22	DELTAP= 0.0000
D1= 0.75	LT= 16.00	DP2F= 0.62879
PP= 1.00	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 30180.92	UT= 177.68	DK=76.96
QTMAX= 540714.39	UH= 110.96	DC=31.34
QH= 18847.94	US= 47.86	RD= 0.00400
QHMAX= 48701.43	HSC= 61.93	QD= 39853187.74

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 2114.46 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 786030.86 M.N.

COSTO DE AMORTIZACION A 10 ANOS: .45787782E+08 M.N.

VALOR PRESENTE DE COSTOS DE OPERACION
Y DE INVERSION TOTAL

NUMERO D E ANOS	VALOR PRESENTE M.N.
1	.10516051E+10
2	.10687536E+10
3	.10803820E+10
4	.11044336E+10
5	.11229384E+10
6	.11419022E+10
7	.11613098E+10
8	.11810980E+10
9	.12017316E+10
10	.12225462E+10

VALOR PRESENTE A 5 ANOS: .54341728E+10 M.N.

VALOR PRESENTE A 10 ANOS: .11342761E+11 M.N.

FLUJO ANUAL DE COMBUSTIBLE LIQUIDO: .11650920E+10 LBS.

FLUJO ANUAL DE GAS COMBUSTIBLE: 0. PIES CUB.

COSTOS DEL CONSUMO ANUAL DE COMBUSTIBLE.

ANOS	LIQUIDO	GAS
1	.10584606E+10	0.
2	.11325131E+10	0.
3	.12118352E+10	0.
4	.12966581E+10	0.
5	.13873978E+10	0.
6	.14844704E+10	0.
7	.15882918E+10	0.
8	.16992319E+10	0.
9	.18184924E+10	0.
10	.19456112E+10	0.

CUADRO 2

NIVELES DE VAPOR

CABEZAL DE BAJA:	
255483.00	LBS/HR
400.00	F
150.00	PSI

CABEZAL DE MEDIA:	
658861.00	LBS/HR
660.00	F
350.00	PSIG

CABEZAL DE ALTA:	
709830.00	LBS/HR
980.00	F
1000.00	PSIG

FV(115)=	6941	*	T(115)=	400.00	*	P(115)=	150.00
FV(116)=	6941	*	T(116)=	400.00	*	P(116)=	150.00
FV(117)=	6941	*	T(117)=	400.00	*	P(117)=	150.00
FV(118)=	9134	*	T(118)=	400.00	*	P(118)=	150.00
FV(119)=	9134	*	T(119)=	400.00	*	P(119)=	150.00
FV(120)=	9134	*	T(120)=	400.00	*	P(120)=	150.00
FV(121)=	709830	*	T(121)=	980.00	*	P(121)=	1000.00
FV(122)=	658861	*	T(122)=	660.00	*	P(122)=	350.00
FV(123)=	50970	*	T(123)=	353.00	*	P(123)=	150.00
FV(124)=	37800	*	T(124)=	660.00	*	P(124)=	350.00
FV(125)=	37800	*	T(125)=	660.00	*	P(125)=	350.00
FV(126)=	78520	*	T(126)=	212.00	*	P(126)=	365.00
FV(127)=	78520	*	T(127)=	300.00	*	P(127)=	450.00
FV(128)=	50000	*	T(128)=	490.00	*	P(128)=	360.00
FV(129)=	50000	*	T(129)=	590.00	*	P(129)=	350.00
FV(130)=	50000	*	T(130)=	490.00	*	P(130)=	360.00
FV(131)=	50000	*	T(131)=	590.00	*	P(131)=	350.00
FV(132)=	709830	*	T(132)=	212.00	*	P(132)=	1000.00

FV(84)=	6941 *	T(84)=	660.00 *	P(84)=	350.00
FV(85)=	6941 *	T(85)=	660.00 *	P(85)=	350.00
FV(86)=	6941 *	T(86)=	660.00 *	P(86)=	350.00
FV(87)=	9134 *	T(87)=	660.00 *	P(87)=	350.00
FV(88)=	9134 *	T(88)=	660.00 *	P(88)=	350.00
FV(89)=	9134 *	T(89)=	660.00 *	P(89)=	350.00
FV(90)=	24340 *	T(90)=	400.00 *	P(90)=	150.00
FV(91)=	234 *	T(91)=	400.00 *	P(91)=	150.00
FV(92)=	8717 *	T(92)=	400.00 *	P(92)=	150.00
FV(93)=	18623 *	T(93)=	400.00 *	P(93)=	150.00
FV(94)=	115 *	T(94)=	400.00 *	P(94)=	150.00
FV(95)=	8575 *	T(95)=	400.00 *	P(95)=	150.00
FV(96)=	18787 *	T(96)=	400.00 *	P(96)=	150.00
FV(97)=	18787 *	T(97)=	400.00 *	P(97)=	150.00
FV(98)=	11041 *	T(98)=	400.00 *	P(98)=	150.00
FV(99)=	11041 *	T(99)=	400.00 *	P(99)=	150.00
FV(100)=	4831 *	T(100)=	400.00 *	P(100)=	150.00
FV(101)=	15451 *	T(101)=	400.00 *	P(101)=	150.00
FV(102)=	402 *	T(102)=	400.00 *	P(102)=	150.00
FV(103)=	14815 *	T(103)=	400.00 *	P(103)=	150.00
FV(104)=	7300 *	T(104)=	400.00 *	P(104)=	150.00
FV(105)=	7300 *	T(105)=	400.00 *	P(105)=	150.00
FV(106)=	9001 *	T(106)=	400.00 *	P(106)=	150.00
FV(107)=	9001 *	T(107)=	400.00 *	P(107)=	150.00
FV(108)=	5609 *	T(108)=	400.00 *	P(108)=	150.00
FV(109)=	630 *	T(109)=	400.00 *	P(109)=	150.00
FV(110)=	6941 *	T(110)=	400.00 *	P(110)=	150.00
FV(111)=	6941 *	T(111)=	400.00 *	P(111)=	150.00
FV(112)=	6941 *	T(112)=	400.00 *	P(112)=	150.00
FV(113)=	6941 *	T(113)=	400.00 *	P(113)=	150.00

FV(55)=	17253 *	T(55)=	400.00 *	P(55)=	150.00
FV(56)=	17253 *	T(56)=	400.00 *	P(56)=	150.00
FV(57)=	23027 *	T(57)=	400.00 *	P(57)=	150.00
FV(58)=	13231 *	T(58)=	400.00 *	P(58)=	150.00
FV(59)=	24340 *	T(59)=	660.00 *	P(59)=	350.00
FV(60)=	234 *	T(60)=	660.00 *	P(60)=	350.00
FV(61)=	8717 *	T(61)=	660.00 *	P(61)=	350.00
FV(62)=	18623 *	T(62)=	660.00 *	P(62)=	350.00
FV(63)=	115 *	T(63)=	660.00 *	P(63)=	350.00
FV(64)=	8575 *	T(64)=	660.00 *	P(64)=	350.00
FV(65)=	18787 *	T(65)=	660.00 *	P(65)=	350.00
FV(66)=	18787 *	T(66)=	660.00 *	P(66)=	350.00
FV(67)=	11041 *	T(67)=	660.00 *	P(67)=	350.00
FV(68)=	11041 *	T(68)=	660.00 *	P(68)=	350.00
FV(69)=	4831 *	T(69)=	660.00 *	P(69)=	350.00
FV(70)=	15451 *	T(70)=	660.00 *	P(70)=	350.00
FV(71)=	402 *	T(71)=	660.00 *	P(71)=	350.00
FV(72)=	14815 *	T(72)=	660.00 *	P(72)=	350.00
FV(73)=	7300 *	T(73)=	660.00 *	P(73)=	350.00
FV(74)=	7300 *	T(74)=	660.00 *	P(74)=	350.00
FV(75)=	9001 *	T(75)=	660.00 *	P(75)=	350.00
FV(76)=	9001 *	T(76)=	660.00 *	P(76)=	350.00
FV(77)=	5609 *	T(77)=	660.00 *	P(77)=	350.00
FV(78)=	630 *	T(78)=	660.00 *	P(78)=	350.00
FV(79)=	6941 *	T(79)=	660.00 *	P(79)=	350.00
FV(80)=	6941 *	T(80)=	660.00 *	P(80)=	350.00
FV(81)=	6941 *	T(81)=	660.00 *	P(81)=	350.00
FV(82)=	6941 *	T(82)=	660.00 *	P(82)=	350.00
FV(83)=	6941 *	T(83)=	660.00 *	P(83)=	350.00

FV(24)=	14216 *	T(24)=	429.00 *	P(24)=	340.00
FV(25)=	11508 *	T(25)=	660.00 *	P(25)=	350.00
FV(26)=	11508 *	T(26)=	660.00 *	P(26)=	350.00
FV(27)=	10032 *	T(27)=	660.00 *	P(27)=	350.00
FV(28)=	11508 *	T(28)=	429.00 *	P(28)=	340.00
FV(29)=	11508 *	T(29)=	429.00 *	P(29)=	340.00
FV(30)=	10032 *	T(30)=	429.00 *	P(30)=	340.00
FV(31)=	0 *	T(31)=	0.00 *	P(31)=	0.00
FV(32)=	0 *	T(32)=	0.00 *	P(32)=	0.00
FV(33)=	44289 *	T(33)=	590.00 *	P(33)=	250.00
FV(34)=	44289 *	T(34)=	0.00 *	P(34)=	0.00
FV(35)=	0 *	T(35)=	0.00 *	P(35)=	0.00
FV(36)=	0 *	T(36)=	0.00 *	P(36)=	0.00
FV(37)=	11470 *	T(37)=	660.00 *	P(37)=	350.00
FV(38)=	1017 *	T(38)=	660.00 *	P(38)=	350.00
FV(39)=	801 *	T(39)=	660.00 *	P(39)=	350.00
FV(40)=	11470 *	T(40)=	429.00 *	P(40)=	350.00
FV(41)=	1017 *	T(41)=	429.00 *	P(41)=	350.00
FV(42)=	801 *	T(42)=	429.00 *	P(42)=	350.00
FV(43)=	8830 *	T(43)=	660.00 *	P(43)=	350.00
FV(44)=	8830 *	T(44)=	353.00 *	P(44)=	140.00
FV(45)=	86346 *	T(45)=	660.00 *	P(45)=	350.00
FV(46)=	56872 *	T(46)=	660.00 *	P(46)=	350.00
FV(47)=	53678 *	T(47)=	660.00 *	P(47)=	350.00
FV(48)=	17253 *	T(48)=	660.00 *	P(48)=	350.00
FV(49)=	17253 *	T(49)=	660.00 *	P(49)=	350.00
FV(50)=	23027 *	T(50)=	660.00 *	P(50)=	350.00
FV(51)=	13231 *	T(51)=	660.00 *	P(51)=	350.00
FV(52)=	86346 *	T(52)=	400.00 *	P(52)=	150.00
FV(53)=	56872 *	T(53)=	400.00 *	P(53)=	150.00

FLUJO

TEMPERATURA

PRESION

LB/HR

GRADOS FAHRENHEIT

LB/PLG.2

FV(1)=	25771	T(1)=	400.00	P(1)=	59.70
FV(2)=	25771	T(2)=	400.00	P(2)=	59.70
FV(3)=	993	T(3)=	400.00	P(3)=	150.00
FV(4)=	13638	T(4)=	400.00	P(4)=	150.00
FV(5)=	37588	T(5)=	400.00	P(5)=	150.00
FV(6)=	25771	T(6)=	353.00	P(6)=	59.70
FV(7)=	25771	T(7)=	353.00	P(7)=	59.70
FV(8)=	993	T(8)=	353.00	P(8)=	150.00
FV(9)=	13638	T(9)=	353.00	P(9)=	150.00
FV(10)=	37588	T(10)=	353.00	P(10)=	150.00
FV(11)=	0	T(11)=	0.00	P(11)=	0.00
FV(12)=	0	T(12)=	0.00	P(12)=	0.00
FV(13)=	12500	T(13)=	400.00	P(13)=	150.00
FV(14)=	63500	T(14)=	400.00	P(14)=	150.00
FV(15)=	63500	T(15)=	400.00	P(15)=	150.00
FV(16)=	12500	T(16)=	700.00	P(16)=	140.00
FV(17)=	63500	T(17)=	700.00	P(17)=	140.00
FV(18)=	63500	T(18)=	700.00	P(18)=	140.00
FV(19)=	63655	T(19)=	695.00	P(19)=	140.00
FV(20)=	63655	T(20)=	385.00	P(20)=	135.00
FV(21)=	12222	T(21)=	700.00	P(21)=	140.00
FV(22)=	12222	T(22)=	353.00	P(22)=	135.00
FV(23)=	14216	T(23)=	600.00	P(23)=	350.00

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=31600000.00 BTU/HR.

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA(F)	128.00	470.00
T.SALIDA (F)	194.00	237.00
FLUJO(LBS/HP)	945938.00	216670.00

CARACTERISTICAS DEL CAMBIADOR

LADO DE TUBOS:

BWG=12.00	DO= 1.00	DELTA P= 4.2645
LT=20.00	P= 1.25	NT= 699.07
NP= 2.00	OD=0.26180	HIO= 88.04

LADO DE LA CORAZA:

DS=39.538	NPC=1.00	DE=0.082453
HS=668.56	B= 9.91	DPS= 6.78374

AREA DEL INTERCAMBIADOR= 3660.33 FT2

COSTO DEL INTERCAMBIADOR= 824826.52 M.N.

BALANCE TERMICO

CALOR PARA LA GENERACION DE VAPOR = .36126765E+09 BTU/HR
 CALOR PARA SOBRECALENTAR VAPOR = .10719736E+09 BTU/HR
 CARGA TOTAL = .46846501E+09 BTU/HR

	VAPOR	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	T.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	544.61	2678.56
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.19192275E+09	
-SOBRECALENTADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	544.61	2678.56
TEMP. SALIDA (F)	980.00	1691.72
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.10719736E+09	
-BANCO GENERADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	1691.72
TEMP. SALIDA (F)	544.61	769.61
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.12278365E+09	
-EQUIPO RECUPERADOR		
TEMP. ENTRADA (F)	85.00	769.61
TEMP. SALIDA (F)	518.29	400.00
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.49214506E+08	

CARACTERISTICAS DE LA CALDERA

	HORNO	SOBREC	BAN GEN	EQ REC
DIAM. DE TUBOS (PLGS)	2.5	2.5	2.5	2.0
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)	3284.5	6495.6	12420.7	34193.0
		11.75	12.10	5.10

GEOMETRIA DEL HORNO:

ANCHO = 21.55 PIES
 ALTURA = 28.86 PIES
 LARGO = 20.24 PIES
 VOLUMEN = 12587.92 PIES³

NUM. DE QUEMADORES = 4

GASTO DE COMBUSTIBLE = 29264.43 LBS/HR

COSTO DE LA CALDERA = 79829932.85 M.N.

BALANCE TERMICO

CALOR PARA LA GENERACION DE VAPOR= .36126765E+09 BTU/HR
 CALOR PARA SOBRECALENTAR VAPOR= .10719736E+09 BTU/HR
 CARGA TOTAL= .46846501E+09 BTU/HR

	VAPOR	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	544.61	2678.56
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.19192475E+09	
-SOBRECALENTADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	544.61	2678.56
TEMP. SALIDA (F)	980.00	1691.72
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.10719736E+09	
-BANCO GENERADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	1691.72
TEMP. SALIDA (F)	544.61	769.61
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.12278365E+09	
-EQUIPO RECUPERADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	85.00	769.61
TEMP. SALIDA (F)	518.29	400.00
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.49214506E+08	

CARACTERISTICAS DE LA CALDERA

	HORNO	SOBREC	BAN GEN	EQ REC
DIAM. DE TUBOS (PLGS)	2.5	2.5	2.5	2.0
AREAS (PI2)	3284.5	6495.6	12420.7	34193.0
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI2. F)		11.75	12.10	5.10

GEOMETRIA DEL HORNO:

ANCHO= 21.55 PIES
 ALTURA= 28.86 PIES
 LARGO= 20.24 PIES
 VOLUMEN= 12587.92 PIES3
 NUM. DE QUEMADORES= 4

GASTO DE COMBUSTIBLE= 29264.43 LBS/HR
 COSTO DE LA CALDERA= 79829932.85 M.N.

BALANCE TERMICO

-PRIMERA EXTRACCION

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	980.00	660.00
PRESION (PSI)	1000.00	350.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1494.94	1333.92

-SEGUNDA EXTRACCION

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	980.00	353.00
PRESION (PSI)	1000.00	150.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1494.94	330.66

CARACTERISTICAS TURBOGENERADOR

EFICIENCIA POLITROPICA=0.7000

BHP TOTALES REQUERIDOS= 42186.00

CONSUMO TOTAL DE VAPOR= 709831 LBS/HR

COSTO DEL TURBOGENERADOR= 60481308.85 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRECION(PST)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 236.16 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9134 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 141445.92 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 236.16 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9134 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 141445.92 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(P.SI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 236.16 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9134 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 141445.92 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION (PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 6941 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 122415.10 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PST)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 6941 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 122415.10 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION (PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 6941 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 122415.10 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(P.SI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 6941 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 122415.10 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 6941 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 122415.10 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PST)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOP= 6941 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 122415.10 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 6941 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 122415.10 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 6941 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 122415.10 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA	DIFEREN- CIA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00	260.00
PRESION (PSI)	350.00	150.00	200.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1333.79	1232.41	101.38

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA = 0.70
 POTENCIA REQUERIDA = 16.29 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO = 0.000

CONSUMO DE VAPOR = 630 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA = 67656.09 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 145.02 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 5609 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 110859.68 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PST)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 232.72 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9001 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 140293.17 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PST)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 232.72 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9001 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 140293.17 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 188.74 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 7300 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 125531.01 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(P.SI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 188.74 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOP= 7300 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 125531.01 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PST)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 383.03 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 14815 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 190736.95 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(P3I)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 10.41 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 402 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 65681.28 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION (PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 399.47 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 15451 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 196256.17 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 124.90 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 4831 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 104106.21 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(P.SI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 285.47 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 11041 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 157994.25 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PST)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 285.47 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 11041 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 157994.25 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 485.72 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 18787 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 225202.94 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 485.72 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 18787 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 225202.94 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 221.71 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 8575 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 136597.39 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PREISION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 2.98 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 115 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 35103.98 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(P.SI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 481.48 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 18623 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 223780.06 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESTION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 225.38 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 8717 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 137829.32 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PST)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 6.07 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 234 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 64224.86 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 629.29 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 24340 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 273385.47 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESTION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 342.09 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 13231 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 176997.13 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PST)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 595.36 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 23027 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 261997.72 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 446.07 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 17253 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 211893.95 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(P.SI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 446.07 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 17253 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 211893.95 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA=1387.78 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 53678 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 527944.78 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION(P.SI)	350.00	150.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA=1470.35 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 56872 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 555657.30 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	660.00	400.00
PRESION (PSI)	350.00	150.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1333.79	1232.41

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA=2232.38 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 86346 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 811404.29 M.N.

C A R G A D E L E Y E C T O R

FLUIDO	NO CONDENSABLES		CONDENSABLES	
	AIRE	HIDROCARBUROS	VAPOR	
FLUJO(LBS/HR)	2517.00	590.00	1200.00	
PESO MOLECULAR	29.00	300.00	18.00	

C A R A C T E R I S T I C A S D E L E Y E C T O R

CONSUMO DE AGUA= 2022.18
 T.ENTRADA DEL AGUA= 90.00
 RELACION AGUA-AIRE= 0.4491
 RELACION VAPOR-AIRE= 3.0494

CONSUMO DE VAPOR EN EL EYECTOR= 8830 LBS/HR

COSTO DEL SISTEMA DE EYECTORES= 796724.58 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= 741000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	660.00	319.00
T.SALIDA (F)	429.00	331.00
FLUJO(LBS/HR)	801.87	10875.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT= 31.46	DELTAP= 0.0000
D1= 0.75	LT= 10.00	DP2F= 0.09467
PP= 1.00	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 36456.43	UT= 182.38	DK=20.82
QTMAX= 124529.75	UH= 159.22	DC= 7.85
QH= 31826.25	US= 49.33	RC= 0.00400
QHMAX= 51888.13	HSC= 64.49	QC= 1965271.11

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 61.75 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 124810.68 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA= 940000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	660.00	295.00
T.SALIDA (F)	429.00	314.00
FLUJO(LBS/HR)	1017.22	14542.00

C A R A C T E R I S T I C A S D E L R E H E R V I D O R

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT= 39.90	DELTAP= 0.0000
D1= 0.75	LT= 10.00	DP2F= 0.09464
PP= 1.00	NP= 2.00	HIC= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 36311.80	UT= 162.48	DK=21.22
QTMAX= 134130.29	UH= 143.34	DC= 8.67
QH= 32034.21	US= 48.31	PD= 0.00470
QHMAX= 49621.16	HSC= 65.74	QD= 2509346.21

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 78.33 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 131431.25 M.N.

-NOTA--ESTE REHERVIDOR TENDRA QUE SER CALCULADO PARA
EBULLICION DE PELICULA:

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA=10600000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA(F)	660.90	250.00
T.SALIDA (F)	429.00	266.70
FLUJO(LBS/HR)	11470.81	421094.00

C A R A C T E R I S T I C A S D E L R E H E R V I D O R

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=173.07	DELTAP= 0.0000
D1= 0.75	LT= 30.00	DP2F= 1.38391
PP= 1.00	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 53763.99	UT= 197.49	DK= 0.00
QTMAX= 121656.57	UH= 152.23	DC=16.57
QH= 41441.01	US= 0.00	RC= 0.00400
QHMAX= 21610.92	HSC= 0.00	QD= 0.00

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 883.33 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 590258.24 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .25400000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	536.50	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	575.00	1464.42
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.24134767E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

CARACTERISTICAS	DEL CALENTADOR		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	2772.10	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA=	20.72 PIES	ANCHO=	18.22 PIES
LONG. DE TUBOS=	33.50 PIES	NUM TUBOS=	71.00
VOLUMEN=	12648.44 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 2454.11 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 3447632.28 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA= .34630000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	592.00	T A F
TEMP. SALIDA (F)	662.00	1547.98
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.31500263E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

C A R A C T E R I S T I C A S	D E L C A L E N T A D O R		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	2998.22	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA=	22.88 PIES	ANCHO=	20.38 PIES
LONG. DE TUBOS=	33.50 PIES	NUM TUBOS=	76.00
VOLUMEN=	15625.88 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 3345.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 4463756.04 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TEPMICA= .25400000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	530.50	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	575.00	1464.42
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.24134767E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

C A R A C T E R I S T I C A S	D E L C A L E N T A D O R		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	2772.10	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA=	20.72 PIES	ANCHO=	18.22 PIES
LONG. DE TUBOS=	33.50 PIES	NUM TUBOS=	71.00
VOLUMEN=	12648.44 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 2454.11 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 3447632.28 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA= .34630000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	592.00	1547.98
TEMP. SALIDA (F)	662.00	
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.31500263E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

C A R A C T E R I S T I C A S	D E L C A L E N T A D O R		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	2998.22	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 22.88 PIES	NUM TUBOS=	ANCHO= 20.38 PIES
VOLUMEN= 15625.88 PIES ³ .	33.50 PIES		76.00

GASTO DE COMBUSTIBLE= 3345.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 4463756.04 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .16605675E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	515.00	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	550.00	1488.23
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.15509582E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

CARACTERISTICAS	DEL CALENTADOR		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	1778.87	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 14.24 PIES	NUM TUBOS=	11.74 PIES
	23.50 PIES		46.00
VOLUMEN= 5549.84 PIES ³ .			

GASTO DE COMBUSTIBLE= 1604.41 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 2370102.18 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA= .41415000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	584.00	I.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	640.00	1574.14
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.37093217E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

C A R A C T E R I S T I C A S	D E L C A L E N T A D O R		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	3197.39	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 24.89 PIES	ANCHO= 22.39 PIES
	33.50 PIES	NUM TUBOS= 82.00
VOLUMEN= 18675.24 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 4001.45 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 5153211.56 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .70867000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	702.50	T.A.E
TEMP. SALIDA (F)	825.00	1628.78
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.48053529E+08	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	650.00	1628.79
TEMP. SALIDA (F)	702.50	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.22813471E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	490.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	590.00	724.31
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.41864170E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA GENERA VAPOR. SU EFICIENCIA ES APROXIMADAMENTE DEL 75%.

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

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	4144.10	8590.93	15401.14
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		5.96	11.73

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 25.86 PIES	NUM TUBOS=	ANCHO= 23.36 PIES
	38.50 PIES		92.00
VOLUMEN= 23259.24 PIES ³ .			

GASTO DE COMBUSTIBLE= 5335.37 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 9084335.77 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA= .70867000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	702.50	T.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	825.00	1628.79
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.48053529E+08	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	650.00	1628.79
TEMP. SALIDA (F)	702.50	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.22813471E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	490.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	590.00	724.31
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.41864170E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA GENERA VAPOR. SU EFICIENCIA ES APROXIMADAMENTE DEL 75%.

C A R A C T E R I S T I C A S	D E L C A L E N T A D O R		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	4144.10	8590.93	15401.14
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		5.96	11.73

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 25.86 PIES	NUM TUBOS=	ANCHO= 23.36 PIES
	38.50 PIES		92.00
	VOLUMEN= 23259.24 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 5335.37 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 9084335.77 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .24000000E+09 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	527.80	T.A.F
TEMP. SALIDA (F)	721.00	1421.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.18139806E+09	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	445.00	1421.24
TEMP. SALIDA (F)	527.80	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.58601943E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	400.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	700.00	712.44
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.93224242E+07	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA SOBRECALIENTA VAPOR. SU EFICIENCIA ES DE APOXIMADAMENTE 75%.

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

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	17273.87	9109.84	3968.60
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		10.78	11.71

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA=	80.02 PIES	ANCHO=	77.52 PIES
LONG. DE TUBOS=	43.50 PIES	NUM TUBOS=	338.00
VOLUMEN=	209847.97 PIES 3.		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 18068.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 21815507.93 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA= .24000000E+09 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	527.80	T.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	721.00	1421.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.18139806E+09	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	445.00	1421.24
TEMP. SALIDA (F)	527.80	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.58601943E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	400.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	700.00	712.44
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.93224242E+07	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA SOBRECALIENTA VAPOR. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE 75%.

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

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	17273.87	9109.84	3968.60
COEF. TOTAL (RTU/HR.PI ² . F)		10.78	11.71

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA=	80.02 PIES	ANCHO=	77.52 PIES
LONG. DE TUBOS=	43.50 PIES	NUM TUBOS=	338.00
VOLUMEN=	269847.97 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 18068.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 21815507.93 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA= .95000000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	676.40	T.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	745.00	1438.98
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.71233672E+08	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	647.00	1438.98
TEMP. SALIDA (F)	676.40	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.23706328E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	400.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	700.00	760.13
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.18351229E+07	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA SOBRECALIENTA VAPOR. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE 75%.

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

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	8294.17	8433.37	710.24
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		7.10	11.74

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 39.75 PIES	ANCHO= 37.25 PIES
	43.50 PIES	NUM TUBOS= 162.00
VOLUMEN= 64398.38 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 7152.27 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 10056269.13 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA=33900000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	400.00	165.00
T.SALIDA (F)	353.00	170.00
FLUJO(LBS/HR)	37588.32	799220.00

C A R A C T E R I S T I C A S D E L R E H E R V I D O R

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=539.53	DELTAP= 0.0000
D1= 1.00	LT= 20.00	DP2F= 0.46357
PP= 1.25	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 36847.61	UT= 176.90	DK=65.41
QTMAX= 207191.44	UH= 93.70	DC=34.90
QH= 19518.26	US= 49.51	RD= 0.00400
QHMAX= 19537.83	HSC= 65.11	QD= 55139072.61

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 2825.00 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 951435.19 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=12300000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	400.00	159.00
T.SALIDA (F)	353.00	160.00
FLUJO(LBS/HR)	13038.24	318400.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=244.70	DELTAP= 0.0000
D1= 1.00	LT= 16.00	DP2F= 0.24818
PP= 1.25	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 36111.31	UT= 167.04	DK=40.66
QTMAX= 221056.60	UH= 120.00	DC=23.95
QH= 25942.46	US= 48.41	RD= 0.00450
QHMAX= 30952.82	HSC= 65.31	QD= 26591023.84

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 1025.00 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 472831.65 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= 896000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA(F)	400.00	169.00
T.SALIDA (F)	353.00	172.00
FLUJO(LBS/HR)	993.48	16900.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT= 47.55	DELTAP= 0.0000
D1= 0.75	LT= 8.00	DP2F= 0.08779
PP= 1.00	NP= 2.00	HIC= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 38328.73	UT= 186.77	DK=14.94
QTMAX= 258342.92	UH= 154.72	DC= 9.34
QH= 31751.31	US= 49.56	RC= 0.00400
QHMAX= 87557.14	HSC= 64.92	QD= 2370764.51

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 74.67 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 180031.67 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=25373500.00 BTU/HR

	TUBOS	COPAZA
T.ENTRADA (F)	400.00	244.00
T.SALIDA (F)	353.00	250.00
FLUJO(LBS/HR)	25771.99	264603.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=673.22	DELTAP= 0.0000
D1= 0.75	LT= 16.00	DP2F= 0.61140
PP= 1.00	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 22139.65	UT= 172.41	DK=76.96
QTMAX= 540714.39	UH= 100.81	DC=31.34
QH= 12945.23	US= 45.41	RD= 0.00400
QHMAX= 48701.43	HSC= 57.76	QD= 27372157.44

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 2114.46 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 786030.86 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=25373500.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	400.00	244.00
T.SALIDA (F)	353.00	250.00
FLUJO(LBS/HR)	25771.99	264603.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=673.22	DELTAP= 0.0000
DI= 0.75	LT= 16.00	DP2F= 0.61140
PP= 1.00	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 22139.65	UT= 172.41	DK=76.96
QTMAX= 540714.39	UH= 100.81	DC=31.34
QH= 12945.23	US= 45.41	RD= 0.00400
QHMAX= 48701.43	HSC= 57.76	QD= 27372157.44

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 2114.46 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 786030.86 M.N.

COSTO DE AMORTIZACION A 10 ANOS: .45325559E+03 M.N.

VALOR PRESENTE DE COSTOS DE OPERACION
Y DE INVERSTON TOTAL

NUMERO D E ANOS	VALOR PRESENTE M.N.
1	.10696787E+10
2	.10871390E+10
3	.11051463E+10
4	.11235818E+10
5	.11424763E+10
6	.11618358E+10
7	.11816449E+10
8	.12018393E+10
9	.12228926E+10
10	.12441282E+10

VALOR PRESENTE A 5 ANOS: .55280220E+10 M.N.

VALOR PRESENTE A 10 ANOS: .11540363E+11 M.N.

FLUID VOLUME OF COMBUSTIBLE LIQUIDS: .11864214E+10 LBS.

FLUID VOLUME OF GAS COMBUSTIBLE: 0. PLES CUB.

LIST IS DEL COMBUSTIBLE VOLUME OF COMBUSTIBLE.

ANOS	LIQUIDO	GAS
1	.11778370E+10	0.
2	.11532452E+10	0.
3	.12539190E+10	0.
4	.13295951E+10	0.
5	.14127959E+10	0.
6	.15110455E+10	0.
7	.16173675E+10	0.
8	.17303330E+10	0.
9	.18517822E+10	0.
10	.19812281E+10	0.

C O A D R U 2

TEMEROS DE VAPOR

CABEZAL DE BAJA:		
257085.00	LBS/HP	
268.50	F	
45.00	PSI	

CABEZAL DE MEDIA:		
712529.00	LBS/HP	
599.00	F	
250.00	PSIG	

CABEZAL DE ALTA:		
730000.00	LBS/HP	
880.00	F	
830.00	PSIG	

FV(114)=	9156 *	T(114)=	298.00 *	P(114)=	50.00
FV(115)=	9156 *	T(115)=	298.00 *	P(115)=	50.00
FV(116)=	9156 *	T(116)=	298.00 *	P(116)=	50.00
FV(117)=	9156 *	T(117)=	298.00 *	P(117)=	50.00
FV(118)=	12049 *	T(118)=	298.00 *	P(118)=	50.00
FV(119)=	12049 *	T(119)=	298.00 *	P(119)=	50.00
FV(120)=	12049 *	T(120)=	298.00 *	P(120)=	50.00
FV(121)=	730608 *	T(121)=	830.00 *	P(121)=	830.00
FV(122)=	712529 *	T(122)=	590.00 *	P(122)=	250.00
FV(123)=	68140 *	T(123)=	233.00 *	P(123)=	50.00
FV(124)=	38720 *	T(124)=	598.00 *	P(124)=	250.00
FV(125)=	38720 *	T(125)=	598.00 *	P(125)=	250.00
FV(126)=	90383 *	T(126)=	212.00 *	P(126)=	365.00
FV(127)=	80383 *	T(127)=	290.00 *	P(127)=	498.00
FV(128)=	50000 *	T(128)=	418.00 *	P(128)=	290.00
FV(129)=	50000 *	T(129)=	520.00 *	P(129)=	275.00
FV(130)=	50000 *	T(130)=	418.00 *	P(130)=	290.00
FV(131)=	50000 *	T(131)=	520.00 *	P(131)=	275.00
FV(132)=	730603 *	T(132)=	212.00 *	P(132)=	330.00

FV(84)=	9156 *	T(84)=	520.00 *	P(84)=	250.00
FV(85)=	9156 *	T(85)=	520.00 *	P(85)=	250.00
FV(86)=	9156 *	T(86)=	520.00 *	P(86)=	250.00
FV(87)=	12049 *	T(87)=	520.00 *	P(87)=	250.00
FV(88)=	12049 *	T(88)=	520.00 *	P(88)=	250.00
FV(89)=	12049 *	T(89)=	520.00 *	P(89)=	250.00
FV(90)=	22270 *	T(90)=	298.00 *	P(90)=	50.00
FV(91)=	214 *	T(91)=	298.00 *	P(91)=	50.00
FV(92)=	7076 *	T(92)=	298.00 *	P(92)=	50.00
FV(93)=	22834 *	T(93)=	300.00 *	P(93)=	55.00
FV(94)=	105 *	T(94)=	298.00 *	P(94)=	50.00
FV(95)=	7846 *	T(95)=	298.00 *	P(95)=	50.00
FV(96)=	25776 *	T(96)=	298.00 *	P(96)=	50.00
FV(97)=	25776 *	T(97)=	298.00 *	P(97)=	50.00
FV(98)=	15149 *	T(98)=	298.00 *	P(98)=	50.00
FV(99)=	15149 *	T(99)=	298.00 *	P(99)=	50.00
FV(100)=	6628 *	T(100)=	298.00 *	P(100)=	50.00
FV(101)=	21199 *	T(101)=	298.00 *	P(101)=	50.00
FV(102)=	552 *	T(102)=	298.00 *	P(102)=	50.00
FV(103)=	20326 *	T(103)=	298.00 *	P(103)=	50.00
FV(104)=	10016 *	T(104)=	298.00 *	P(104)=	50.00
FV(105)=	10016 *	T(105)=	298.00 *	P(105)=	50.00
FV(106)=	11036 *	T(106)=	300.00 *	P(106)=	55.00
FV(107)=	11036 *	T(107)=	300.00 *	P(107)=	55.00
FV(108)=	6877 *	T(108)=	300.00 *	P(108)=	55.00
FV(109)=	571 *	T(109)=	298.00 *	P(109)=	55.00
FV(110)=	9156 *	T(110)=	298.00 *	P(110)=	50.00
FV(111)=	9156 *	T(111)=	298.00 *	P(111)=	50.00
FV(112)=	9156 *	T(112)=	298.00 *	P(112)=	50.00
FV(113)=	9156 *	T(113)=	298.00 *	P(113)=	50.00

FV(54)=	09120 *	T(54)=	298.00 *	P(54)=	50.00
FV(55)=	15786 *	T(55)=	298.00 *	P(55)=	50.00
FV(56)=	15786 *	T(56)=	298.00 *	P(56)=	50.00
FV(57)=	21070 *	T(57)=	298.00 *	P(57)=	50.00
FV(58)=	12106 *	T(58)=	298.00 *	P(58)=	50.00
FV(59)=	22270 *	T(59)=	590.00 *	P(59)=	250.00
FV(60)=	710 *	T(60)=	590.00 *	P(60)=	250.00
FV(61)=	7976 *	T(61)=	590.00 *	P(61)=	250.00
FV(62)=	22650 *	T(62)=	590.00 *	P(62)=	250.00
FV(63)=	105 *	T(63)=	590.00 *	P(63)=	250.00
FV(64)=	7846 *	T(64)=	590.00 *	P(64)=	250.00
FV(65)=	25776 *	T(65)=	520.00 *	P(65)=	275.00
FV(66)=	25776 *	T(66)=	520.00 *	P(66)=	275.00
FV(67)=	15149 *	T(67)=	520.00 *	P(67)=	275.00
FV(68)=	15149 *	T(68)=	520.00 *	P(68)=	275.00
FV(69)=	6628 *	T(69)=	520.00 *	P(69)=	275.00
FV(70)=	21199 *	T(70)=	520.00 *	P(70)=	275.00
FV(71)=	552 *	T(71)=	520.00 *	P(71)=	275.00
FV(72)=	26726 *	T(72)=	520.00 *	P(72)=	275.00
FV(73)=	10016 *	T(73)=	520.00 *	P(73)=	275.00
FV(74)=	10016 *	T(74)=	520.00 *	P(74)=	275.00
FV(75)=	11036 *	T(75)=	590.00 *	P(75)=	250.00
FV(76)=	11036 *	T(76)=	590.00 *	P(76)=	250.00
FV(77)=	6877 *	T(77)=	590.00 *	P(77)=	250.00
FV(78)=	571 *	T(78)=	590.00 *	P(78)=	250.00
FV(79)=	9156 *	T(79)=	520.00 *	P(79)=	250.00
FV(80)=	9156 *	T(80)=	520.00 *	P(80)=	250.00
FV(81)=	9156 *	T(81)=	520.00 *	P(81)=	250.00
FV(82)=	9156 *	T(82)=	520.00 *	P(82)=	250.00
FV(83)=	9156 *	T(83)=	520.00 *	P(83)=	250.00

FV(24)=	11125 *	T(24)=	590.00 *	P(24)=	250.00
FV(25)=	11125 *	T(25)=	590.00 *	P(25)=	250.00
FV(26)=	11125 *	T(26)=	590.00 *	P(26)=	250.00
FV(27)=	11125 *	T(27)=	463.00 *	P(27)=	245.00
FV(28)=	11125 *	T(28)=	465.00 *	P(28)=	240.00
FV(29)=	11125 *	T(29)=	465.00 *	P(29)=	240.00
FV(30)=	11125 *	T(30)=	463.00 *	P(30)=	240.00
FV(31)=	72579 *	T(31)=	304.60 *	P(31)=	50.00
FV(32)=	72579 *	T(32)=	304.60 *	P(32)=	50.00
FV(33)=	46219 *	T(33)=	590.00 *	P(33)=	250.00
FV(34)=	46219 *	T(34)=	0.00 *	P(34)=	0.00
FV(35)=	0 *	T(35)=	0.00 *	P(35)=	0.00
FV(36)=	0 *	T(36)=	0.00 *	P(36)=	0.00
FV(37)=	11313 *	T(37)=	509.00 *	P(37)=	245.00
FV(38)=	1063 *	T(38)=	509.00 *	P(38)=	245.00
FV(39)=	796 *	T(39)=	509.00 *	P(39)=	245.00
FV(40)=	11313 *	T(40)=	403.00 *	P(40)=	245.00
FV(41)=	1063 *	T(41)=	403.00 *	P(41)=	245.00
FV(42)=	796 *	T(42)=	403.00 *	P(42)=	245.00
FV(43)=	11238 *	T(43)=	403.00 *	P(43)=	250.00
FV(44)=	11238 *	T(44)=	283.00 *	P(44)=	40.00
FV(45)=	79065 *	T(45)=	590.00 *	P(45)=	250.00
FV(46)=	52036 *	T(46)=	590.00 *	P(46)=	250.00
FV(47)=	49114 *	T(47)=	590.00 *	P(47)=	250.00
FV(48)=	15786 *	T(48)=	590.00 *	P(48)=	250.00
FV(49)=	15786 *	T(49)=	590.00 *	P(49)=	250.00
FV(50)=	21070 *	T(50)=	590.00 *	P(50)=	250.00
FV(51)=	12106 *	T(51)=	590.00 *	P(51)=	250.00
FV(52)=	79065 *	T(52)=	298.00 *	P(52)=	50.00
FV(53)=	52036 *	T(53)=	298.00 *	P(53)=	50.00

B A L A N C E P E V A P O R

FLUID	TEMPERATURA	PRESION
LB/HR	GRADOS FARENHEIT	LB/PLG.2

FV(1)=	27324 *	T(1)=	288.50 *	P(1)=	45.00
FV(2)=	27324 *	T(2)=	288.50 *	P(2)=	45.00
FV(3)=	964 *	T(3)=	288.50 *	P(3)=	45.00
FV(4)=	13245 *	T(4)=	288.50 *	P(4)=	45.00
FV(5)=	36506 *	T(5)=	288.50 *	P(5)=	45.00
FV(6)=	27324 *	T(6)=	288.50 *	P(6)=	45.00
FV(7)=	27324 *	T(7)=	288.50 *	P(7)=	45.00
FV(8)=	964 *	T(8)=	288.50 *	P(8)=	45.00
FV(9)=	13245 *	T(9)=	288.50 *	P(9)=	45.00
FV(10)=	36506 *	T(10)=	288.50 *	P(10)=	45.00
FV(11)=	1060 *	T(11)=	283.00 *	P(11)=	40.00
FV(12)=	104306 *	T(12)=	283.00 *	P(12)=	40.00
FV(13)=	12500 *	T(13)=	297.00 *	P(13)=	50.00
FV(14)=	63500 *	T(14)=	305.00 *	P(14)=	50.00
FV(15)=	63500 *	T(15)=	305.00 *	P(15)=	50.00
FV(16)=	12500 *	T(16)=	600.00 *	P(16)=	45.00
FV(17)=	63500 *	T(17)=	600.00 *	P(17)=	40.00
FV(18)=	63500 *	T(18)=	600.00 *	P(18)=	40.00
FV(19)=	63655 *	T(19)=	600.00 *	P(19)=	45.00
FV(20)=	63655 *	T(20)=	283.00 *	P(20)=	40.00
FV(21)=	12222 *	T(21)=	260.00 *	P(21)=	30.00
FV(22)=	12222 *	T(22)=	245.00 *	P(22)=	25.00
FV(23)=	14216 *	T(23)=	590.00 *	P(23)=	250.00

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=31699000.00 BTU/HR.

	TUBOS	CORAZA
T. ENTRADA (F)	128.00	470.00
T. SALIDA (F)	194.00	237.00
FLUJO (LBS/HR)	945938.00	216670.00

CARACTERISTICAS DEL CAMBIADOR

LADO DE TUBOS:

BWG=12.00 DO= 1.00 DELTAP= 4.2645
 LT=20.00 P= 1.25 NT= 699.07
 UP= 2.00 OD=0.26180 HIO= 88.64

LADO DE LA CORAZA:

DS=39.538 NPC=1.00 DE=0.982453
 HS=668.56 B= 9.91 DPS= 6.78374

AREA DEL INTERCAMBIADOR= 3660.33 FT2

COSTO DEL INTERCAMBIADOR= 824626.52 U.S.

REPORTE TECNICO

CALOR PARA LA GENERACION DE VAPOR = .39948983E+09 BTU/HR
 CALOR PARA SUPERCALENTAR VAPOR = .005298673E+08 BTU/HR
 CARGA TOTAL = .40478850E+09 BTU/HR

	VAPOR	GASES
-BURNER:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	1.2 F
TEMP. SALIDA (F)	522.48	2679.74
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.20023590E+09	
-SUBLECALENTADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	522.48	2679.74
TEMP. SALIDA (F)	600.00	1855.70
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.005298673E+08	
-CAMPO DE CALENTAMIENTO:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	1855.70
TEMP. SALIDA (F)	522.48	747.43
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.15435328E+09	
-EQUIPO RECUPERADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	85.00	747.43
TEMP. SALIDA (F)	402.56	400.00
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.48397522E+08	

CARACTERISTICAS DE LA CALDERA

	HORNO	SOBREC	RAI GEN	EQ REC
DIAM. DE TUBOS (PULG)	2.5	2.5	2.5	2.0
LONG. DE TUBOS (PIES)	3389.9	4948.4	14534.3	33507.1
CALIF. TOTAL (BTU/HR. PIES. F)		11.77	12.14	5.09

GEOMETRIA DEL HORNO:

ANCHO = 21.55 PIES
 ALTURA = 29.87 PIES
 LARGO = 29.48 PIES
 VOLUMEN = 15160.17 PIES³
 NUM. DE QUEMADORES = 4

GASTO DE COMBUSTIBLE = 30610.93 LBS/HR

COSTO DE LA CALDERA = 77984061.67 M.N.

BALANCE TERMICO

CALOR PARA LA GENERACION DE VAPOR = .39948983E+09 BTU/HR
 CALOR PARA SOBRECALENTAR VAPOR = .90529873E+08 BTU/HR
 CARGA TOTAL = .49001970E+09 BTU/HR

	VAPOR	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	1.31E+03
TEMP. SALIDA (F)	522.48	2079.74
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.120025590E+09	
-SOBRECALENTADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	522.48	2079.74
TEMP. SALIDA (F)	380.00	1855.70
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.90529873E+08	
-BANCO CALENTADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	1855.70
TEMP. SALIDA (F)	522.48	747.48
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.19435398E+09	
-EQUIPO RECUPERADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	85.10	747.48
TEMP. SALIDA (F)	492.36	400.00
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.46397522E+08	

CARACTERISTICAS DE LA CALDERA

	HORNO	SOBREC	BANCO	EQUIPO REC
DIAM. DE TUBOS (PLGS)	2.5	2.5	2.5	2.0
COEF. TOTAL (BTU/HR.PIC. F)	3589.9	4946.4	14534.3	33597.1
		11.77	12.14	5.09

GEOMETRIA DEL HORNO:

ANCHO = 21.55 PIES
 ALTURA = 29.87 PIES
 LARGO = 70.00 PIES
 VOLUMEN = 13160.17 PIES³
 NUM. DE QUEMADORES = 4

GASTO DE COMBUSTIBLE = 30610.93 LBS/HR

COSTO DE LA CALDERA = 77984061.67 U.S.

BALANCE TERMICO

-PRIMERA EXTRACCION

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	880.00	590.00
PRESSION (PSI)	830.00	250.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1430.39	1311.08

-SEGUNDA EXTRACCION

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	880.00	783.00
PRESSION (PSI)	830.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1430.39	250.21

C A R A C T E R I S T I C A S . T U R B O G E N E R A D O R

EFICIENCIA POLITROPICA=0.7000

BHP TOTALES REQUERIDOS= 42186.00

CONSUMO TOTAL DE VAPOR= 780669 LBS/HR

COSTO DEL TURBOGENERADOR= 60481308.85 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=657/9168.00 BTU/HR

TUBOS CORAZA

T.ENTRADA (F)	362.00	309.60
T.SALIDA (F)	562.00	304.60
FLUJO(LBS/HR)	504855.10	72579.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 2.00	NT=054.02	DELTA P= 0.4594
DT= 1.00	LT= 10.00	DP2F= 0.00000
PP= 1.25	MP= 2.00	HIG= 11.48

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 1327.54	UT= 9.96	OK=81.31
QTMAX= 802038.72	UH= 7.94	DC=38.29
QH= 1058.71	US= 8.41	RD= 0.00700
QIMAX= 73883.62	HSC= 40.85	QD= 71491443.22

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 5479.10 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 1378162.88 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1277.00	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA = 0.70

POTENCIA PRODUCTIVA = 236.16 SHP

FRACCION DE LIQUIDO = 0.000

CONSUMO DE VAPOR = 12049 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA = 119853.42 M.M.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
OPRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1277.00	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA PRODUcida= 236.16 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 12049 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 119509.42 M.M.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESSION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1277.00	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 236.16 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 12049 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 119809.42 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESION(PST)	250.00	50.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1277.00	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9150 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

ANÁLISIS TERMODINÁMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (°F)	520.00	298.00
PRESIÓN (PSI)	250.00	59.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1277.00	1200.14

CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA = 0.79
 POTENCIA PROMEDIO = 179.95 HP
 FRACCIÓN DE LÍQUIDO = 0.000

CONSUMO DE VAPOR = 9150 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA = 105741.61 M.U.

3. ANALISIS TERMINAL

ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00
PRESION (PSI)	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1277.00
	1200.40

CARACTERISTICAS DE LA TORBINA

EFICIENCIA = 0.70

POTENCIA NOMINAL = 179.45 HP

FRACCION DE FLUIDO = 0.000

CONSUMO DE VAPOR = 9150 LBS/HR

COSTO DE LA TORBINA = 105741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (°F)	520.00	298.00
PRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1277.00	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9150 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

BALANZA TERMICA

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1277.00	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO= 0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9156 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESTION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1277.00	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9150 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

P A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESTION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1277.00	1200.14

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9150 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1277.00	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9156 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 105741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOUR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	590.00	298.00
PRESTON(PST)	250.00	55.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1310.96	1199.21

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 16.29 DHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 571 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 57335.67 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	590.00	300.00
PRESION (PSI)	250.00	55.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1310.00	1228.25

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA = 0.70

POTENCIA MECANICA = 145.02 HP

FRACCION DE LIQUIDO = 0.000

CONSUMO DE VAPOR = 6277 LBS/HP

COSTO DE LA TURBINA = 93948.88 M.P.

COSTO DE LA TURBINA = 118892.52 M.M.

CONSUMO DE VAPOR = 11030 TBS/HR

EFICIENCIA DE LIQUIDO = 0.000

POTENCIA NOMINAL = 232.72 HP

EFICIENCIA = 0.70

CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA

ENTRADA	1310.97	ENTRADA (GAL/HR)
SALIDA	1228.22	SALIDA (GAL/HR)
ENTRADA	250.00	ENTRADA (PSI)
SALIDA	55.00	SALIDA (PSI)
ENTRADA	290.00	ENTRADA (F)
SALIDA	300.00	SALIDA (F)

VALORES TÉCNICOS

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (°F)	590.00	300.00
OPRESION (PSIG)	250.00	55.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1310.24	1228.26

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 232.72 GHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 11036 LBS/HRS

COSTO DE LA TURBINA= 112292.52 M.M.

BALANCE TERMICO

VAPOR		
ENTRADA	SALIDA	
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESION(PST)	275.00	50.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1274.05	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA = 0.70
 POTENCIA REQUERIDA = 188.74 BHP
 FRACCION DE LIGERO = 0.000

CONSUMO DE VAPOR = 10010 LBS/HK

COSTO DE LA TURBINA = 106382.22 U.M.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	525.00	293.00
DESBORRADO	275.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1274.00	1209.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 188.74 CHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.600

CONSUMO DE VAPOR= 10016 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 106502.22 U.S.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESTIO(PST)	275.00	50.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1274.93	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 383.03 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 29326 LBS/HI
 COSTO DE LA TURBINA= 161641.48 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESTION(PST)	275.00	50.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1274.35	1250.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 10.41 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 552 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 5562.10 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESION (PSI)	275.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1274.65	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 399.47 DHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 21199 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 160318.78 M.P.

RESUMEN TECNICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	526.00	298.00
PRESION (PSI)	275.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1273.75	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA POTENCIAL= 124.90 MW
 FRACCION DE FUGA= 0.000

CONSUMO DE VAPOR= 6026 LB/HP

COSTO DE LA TURBINA= 68225.60 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPORES	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	526.00	298.00
PRESTION (PSI)	275.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1270.00	1200.00

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA PRODUcida= 285.47 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO= 0.000

CONSUMO DE VAPORES= 15140 LBS/HK
 COSTO DE LA TURBINA= 133893.00 U.S.

TURBINA DE VAPOR PARA BOMBA. PLANTA DEST. COMBINADA, SECC. AL VACIO. TVB-102A

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESTION(PSI)	275.00	50.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1274.03	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 285.47 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 15149 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 133893.44 M.M.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	520.00	298.00
PRESTON(PST)	275.00	50.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1274.03	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 485.72 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 25776 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 196809.95 M.N.

BALANZO TERMODINAMICO

VARIABLE	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (°F)	528.00	298.00
PRESION (PSI)	275.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1278.00	1208.10

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 445.72 HP

FRACCION DE LIQUIDO= 0.000

CONSUMO DE VAPOR= 25776 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 190000.00 U.S.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	590.00	298.00
PRESTION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1310.94	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA PLANTADA= 221.71 MW

FRACCION DE LIQUIDO= 0.000

CONSUMO DE VAPOR= 7846 LB/HR

COSTO DE LA TURBINA= 115760.50 D.O.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	590.00	298.00
PRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1310.94	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 2.98 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 105 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 53548.44 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	590.00	300.00
PRESION (PSI)	250.00	55.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1310.00	1228.26

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 481.98 BHP
FRACCION DE LIQUIDO= 0.000

CONSUMO DE VAPOR= 22034 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 189644.11 M.U.

REALIZACION DE BALANCE TERMICO

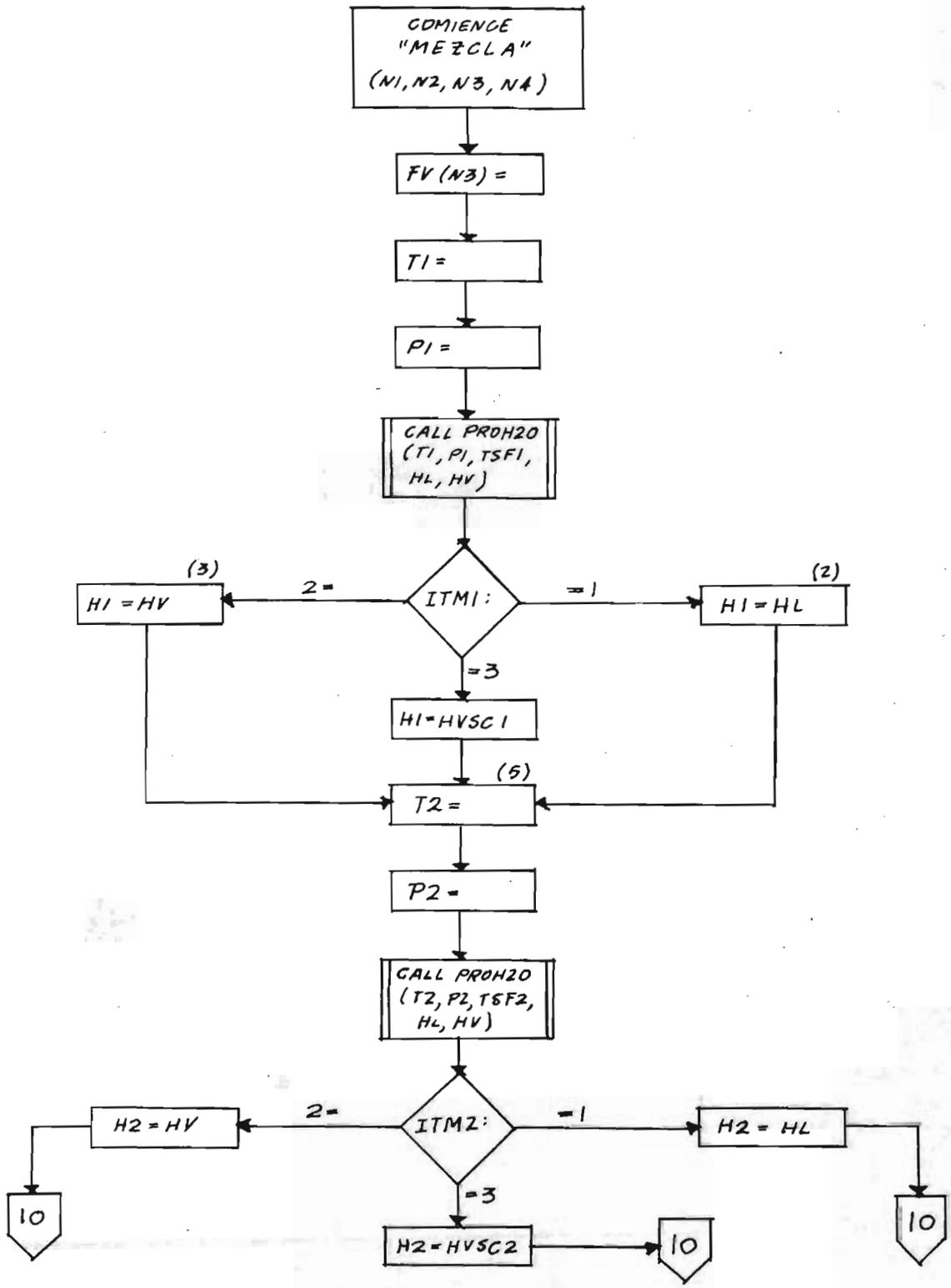
VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	540.0	298.00
PRESION (PSI)	250.0	50.00
POTENCIAL (BTU/LB)	1310.0	1200.10

CONDICIONES DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 225.38 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO= 0.001

CAUDAL DE VAPOR= 7470 LBS/H.

CUBO DE LA TURBINA= 110800.51 H.H.



GRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE LA SUBROUTINA DE MEZCLA
 OPTIMIZACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN
 ETAPAS DE PROCESO.

FIG:
 3.5.1. A

ANALISIS TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	590.00	298.00
PRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1310.24	1209.14

CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LA TURBINA

EFICIENCIA = 0.70
 POTENCIA MECANICA = 6.97 GHP
 FRACCION DE LIQUIDO = 0.000

CONSUMO DE VAPOR = 214 LBS/H
 COSTO DE LA TURBINA = 54427.85 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	590.00	298.00
PRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1510.94	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.79
 POTENCIA REQUERIDA= 629.29 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO= 0.000

CONSUMO DE VAPOR= 22270 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 231632.60 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	596.00	298.00
PRESTION (PSI)	256.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1319.91	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 342.09 SHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 12100 LBS/HK

COSTO DE LA TURBINA= 149997.57 M.H.

TURBINA DE VAPOR PARA CICLO SUP. PLANTA H.D.T., 3000. LIBROS. T-0-701

RESUMEN DE RESULTADOS

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
ENTRADA (LB)	590.00	293.00
ENTRADA (BTU)	250.00	100.00
TOTAL (BTU/LB)	1310.00	1200.00

CONDICIONES DE LA TURBINA

EFICIENCIA = 0.70

ENTRADA PLANTILLA = 505.56 HP

ENTRADA DE LIQUIDO = 0.00

CARGA DE VAPOR = 21070 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA = 22251.97 M.E.

RESUMEN DE DATOS TERMICOS

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	490.00	278.00
ENTALPIA (BTU)	250.00	50.00
ENTALPIA (KCAL/KG)	1310.94	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 406.07 HP
 FRACCION DE LIQUIDO= 0.000

CONSUMO DE VAPOR= 15736 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 179571.14 U.S.

TURBINA DE VAPOR PARA COMPRESOR, PLANTA DESI, COMB., SECC. AL VACIO, TVC-101A

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	590.00	278.00
PRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1310.94	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 446.07 SHP
 FRACCION DE LIQUIDO= 0.000

CONSUMO DE VAPOR= 15786 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 179570.14 M.U.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	590.00	298.00
PRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1310.94	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA=1387.78 LHP.
 FRACCION DE LIQUIDO=0.006

CONSUMO DE VAPOR= 49114 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 447410.83 M.N.

RESULTADOS DE PRUEBAS

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	590.90	298.00
PIESOR (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1310.90	1200.14

CARACTERÍSTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA = 0.70
 POTENCIA REQUERIDA = 1470.50 HP
 EFALCION DE LIQUIDO = 0.000

CONSUMO DE VAPOR = 52036 LB/HR
 COSTO DE LA TURBINA = 470896.02 U.S.

BALANCE TERMODIN

VAPOR	ENTALPIA	CALIDAD
TEMPERATURA (F)	596.00	295.00
PRESION (PSI)	250.00	50.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1310.90	1200.14

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA = 0.70

POTENCIA REQUERIDA = 2232.38 HP

FRACCION DE LIQUIDO = 0.00

CONSUMO DE VAPOR = 79005 LIBRAS/HR

COSTO DE LA TURBINA = 687630.75 U.S.

CARGA DEL EYECTOR

FLUIDO	NO CONDENSABLES		CONDENSABLES	
	AIRE	HIDROCARBURIOS	VAPOR	
FLUJO (LBS/HR)	2517.00	590.00	1200.00	
PESO MOLECULAR	29.00	300.00	18.00	

CARACTERISTICAS DEL EYECTOR

CONSUMO DE AGUA= 2022.18
 T. ENTRADA DEL AGUA= 90.00
 RELACION AGUA-AIRE= 0.4491
 RELACION VAPOR-AIRE= 3.0494

 CONSUMO DE VAPOR EN EL EYECTOR= 11238 LBS/HR
 COSTO DEL SISTEMA DE EYECTORES= 796724.58 M.M.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= 741000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	589.00	319.00
T.SALIDA (F)	403.00	331.00
FLUJO(LBS/HR)	790.85	10875.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT= 31.46	DELTAP= 0.0000
DI= 0.75	LT= 10.00	DP2F= 0.12276
OP= 1.00	NP= 2.00	HIC= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 27707.70	UT= 178.69	DK=20.92
QTMAX= 124529.75	UH= 156.93	DC= 7.85
QH= 24332.91	US= 47.05	PL= 0.00416
QHMAX= 51888.13	HSC= 60.54	GL= 1502157.43

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 61.75 FT²

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 124810.68 M.N.

RELEVADOR DEL PIMEL. PLACUCCIONALOR. PCHER-507

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= 940000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	589.00	275.00
T.SALIDA (F)	405.00	314.00
FLUJO (LBS/HR)	1005.24	14542.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00 HT= 39.90 DELTAP= 0.0000
DI= 0.75 LT= 10.00 DPBF= 0.12377
PP= 1.00 NP= 2.00 HIO= 1500.00

LADO CORAZA-FEBULLICION

OT= 28572.22 UT= 159.71 DK=21.22
UTMAX= 134136.29 UH= 141.42 DC= 8.67
OH= 25269.45 US= 46.43 RC= 0.00470
UHMAX= 49621.16 HSC= 62.20 GC= 1979440.39

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 79.33 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 131431.25 M.V.

-NOTA--ESTE REHELVIDOR TIENDE QUE SER CALCULADO PARA
EBULLICION DE PELTICULA;

BALANCE T E R M I C O

CARGA TERMICA=10600000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	589.00	265.00
T.SALIDA (F)	403.00	266.70
FLUIDO(LBS/HR)	11313.15	199998.00

C A R A C T E R I S T I C A S D E L R E H E R V I D O R

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=173.07	DELTAPE= 0.0000
DI= 0.75	LT= 30.00	DP2F= 1.79039
PP= 1.00	NP= 2.00	HIC= 1590.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 42677.60	UT= 196.42	OK= 0.00
LTMAX= 121650.57	UH= 158.18	OC=16.57
QH= 34269.31	US= 0.00	RD= 0.00400
QHMAX= 21616.92	HSC= 0.00	OC= 0.00

AREA DEL REHELVIDOP KETTLE= 863.33 FT2

COSTO DEL REHELVIDOR KETTLE= 590253.24 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA = .25400000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	536.50	111 F
TEMP. SALIDA (F)	575.00	1461.42
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.24134767E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 50%.

CARACTERISTICAS	DEL CALENTADOR		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	2772.10	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA =	20.72 PIES	ANCHO =	16.22 PIES
LONG. DE TUBOS =	33.50 PIES	NUM TUBOS =	71.00
VOLUMEN =	12648.44 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE = 2454.11 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR = 3447632.28 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .34630000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	592.00	1511.98
TEMP. SALIDA (F)	602.00	
CALOR ABSORRIDO (BTU/HR)	.31500263E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

CARACTERISTICAS	DEL CALENTADOR		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	2498.27	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA= 22.68 PIES	NUM TUBOS=	ANCHO= 21.58 PIES
	33.50 PIES		
	VOLUMEN= 15025.88 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 3345.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 4463756.04 P.U.

CALENTADOR DE FONDOS DE TORPE

CARGA TÉRMICA = .25400000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	536.50	710.00
TEMP. SALIDA (F)	575.00	1564.43
CALOR ABSORCIÓN (BTU/HR)	.24130767E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR ÚNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACIÓN. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 70%.

CARACTERÍSTICAS	DEL CALENTADOR		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	3.5	3.5	3.5
APLAS (PI2)	2772.10	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI2. F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS=	ALTURA=	20.72 PIES	ANGULO=	15.22 PIES
		33.50 PIES	NUM TUBOS=	71.00
		VOLUMEN= 12648.04 PIES 3.		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 2454.11 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 3447632.28 M.N.

BALANCE TECNICO

CARGA TECNICA = $3.463000E+08$ BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	592.00	T.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	502.00	1547.93
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	$3.1500263E+08$	

-NOTA- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

CARACTERISTICAS DEL CALENTADOR

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREA (PI ²)	2998.22	0.00	0.00
COEF. TOTAL (FT ² /HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

LONG. DE TUBOS =	ALTURA = 22.88 PIES	NUM TUBOS =	20.28 PIES
VOLUMEN = 15025.88 PIES ³ .			70.00

GASTO DE COMBUSTIBLE = 3345.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR = 4463756.04 M.D.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .20124000E+09 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	916.20	T. E. F.
TEMP. SALIDA (F)	1010.00	1571.91
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.16133275E+09	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	876.00	1571.91
TEMP. SALIDA (F)	916.20	1571.91
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.92978447E+08	

-NOTA-- EN ESTE CALENTADOR TODA LA CORRIENTE DE PROCESO SE CALIENTA EN EL HORNO, PERO SE APROVECHA EL CALOR DE LOS GASES PARA TRANSMITIR CALOR A CUALQUIER OTRA CORRIENTE DEL PROCESO

CARACTERISTICAS DEL CALENTADOR

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	14015.84	2582.73	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA= 87.67 PIES
 LONG. DE TUBOS= 43.50 PIES
 VOLUMEN=324811.89 PIES³.
 ANCHO= 85.17 PIES
 NUM TUBOS= 274.00

GASTO LE COMBUSTIBLE= 17412.07 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 25507776.99 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA = .16605675E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	515.00	T. I. F.
TEMP. SALIDA (F)	550.00	140 H. 23
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.15509582E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

CARACTERISTICAS	DEL CALENTADOR		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREAS (PI ²)	1778.87	0.00	0.00
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA =	14.24 PIES	NUM TUBOS =	11.74 PIES
LONG. DE TUBOS =	33.50 PIES		
VOLUMEN =	5599.84 PIES ³		

GASTO DE COMBUSTIBLE = 1604.41 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR = 2370102.18 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA = .41415000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
TEMP. ENTRADA (F)	584.00	157.00
TEMP. SALIDA (F)	640.00	157.00
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.37097217E+08	

NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA DE RADIACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%.

CARACTERISTICAS DEL CALENTADOR

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
C. DE TUBOS (PLG)	4.5	0.0	0.0
AREA (PI ²)	3197.30	0.00	0.00
COCF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		0.00	0.00

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA = 24.09 PIES ANCHO = 24.09 PIES
 LONG. DE TUBOS = 31.50 PIES NUM TUBOS = 31.50
 VOLU MEN = 18675.24 PIES³.

GASTO DE COMBUSTIBLE = 4001.45 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR = 5153211.56 D.O.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA = .70367000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	702.50	T 11.70
TEMP. SALIDA (F)	325.00	162 11.70
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.480533529E+08	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	650.00	162 11.70
TEMP. SALIDA (F)	702.50	81 11.20
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.22313471E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	418.00	81 11.20
TEMP. SALIDA (F)	520.00	72 11.41
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.41650477E+08	

-NOTA- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA GENERA VAPOR. SU EFICIENCIA ES APROXIMADAMENTE DEL 75%.

CARACTERISTICAS DEL CALENTADOR	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	3.5
NO. DE TUBOS (PI2)	4144.10	8590.93	11873.39
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI2. F)		5.96	11.02

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA =	25.86 PIES	ANCHO =	21.36 PIES
LONG. DE TUBOS =	33.50 PIES	NUM TUBOS =	92100
VOLUMEN =	23259.24 PIES 3.		

GASTO DE COMBUSTIBLE = 5335.37 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR = 9013790.71 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .70307000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	702.50	TEMP. (F)
TEMP. SALIDA (F)	825.00	1621.70
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.48053529E+08	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	650.00	1621.70
TEMP. SALIDA (F)	702.50	811.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.22813471E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	413.00	811.24
TEMP. SALIDA (F)	520.00	721.41
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.41650477E+08	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA GENERA VAPOR. SU EFICIENCIA ES APROXIMADAMENTE DEL 75%.

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

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI ²)	4144.10	8590.93	11875.80
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		5.96	11.52

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA=	35.86 PIES	ANCHO=	23.36 PIES
LONG. DE TUBOS=	33.50 PIES	NJM TUBOS=	62.00
VOLUMEN=	23259.24 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 5335.37 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 9013790.71 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA = .21000000E+09 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	527.80	TEMP. F
TEMP. SALIDA (F)	721.00	1421.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.19159306E+09	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	445.00	1421.24
TEMP. SALIDA (F)	527.80	610.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.58631943E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	305.00	610.24
TEMP. SALIDA (F)	600.00	714.22
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.90670499E+07	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA SOBRECALIENTA VAPOR. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE 75%.

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

	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)	17273.87	9109.84 10.78	2572.98 11.58

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA = 80.02 PIES
 LONG. DE TUBOS = 43.50 PIES
 VOLUMEN = 269847.97 PIES³
 ANCHO = 771.52 PIES
 NUM TUBOS = 338.00

GASTO DE COMBUSTIBLE = 18068.89 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR = 21787595.11 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .2000000E+09 BTU/HR

	BOQUETE	GASEO
-BOQUETE:		
TEMP. ENTRADA (F)	527.30	TEMP. ENTRADA (F)
TEMP. SALIDA (F)	721.33	TEMP. SALIDA (F)
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.13132305E+09	14211.28
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	445.00	TEMP. ENTRADA (F)
TEMP. SALIDA (F)	527.30	TEMP. SALIDA (F)
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.53601943E+08	14211.28
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	395.00	TEMP. ENTRADA (F)
TEMP. SALIDA (F)	699.00	TEMP. SALIDA (F)
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.90678499E+07	8141.22

-NOTA- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA SOBRECALIENTA VAPOR. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE 75%.

CARACTERISTICAS DEL CALENTADOR

	BOQUETE	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREAS (PI2)	17273.37	9109.84	2572.96
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI2. F)		10.78	11.58

GEOMETRIA DEL BOQUETE:

ALTIMA=	89.82 PIES	ANCHO=	77.52 PIES
LONG. DE TUBOS=	43.50 PIES	NUM TUBOS=	331.00
VOLUMEN=	269847.97 PIES 3.		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 18068.39 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 21787595.11 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA= .9500000E+08 BTU/HR

	FLUIDO	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	676.40	TEMP. F
TEMP. SALIDA (F)	745.00	1436.98
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.71233672E+06	
-1ER. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	647.00	1436.98
TEMP. SALIDA (F)	676.40	819.24
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.23766328E+08	
-2DO. BANCO DE TUBOS:		
TEMP. ENTRADA (F)	297.00	819.24
TEMP. SALIDA (F)	600.00	765.00
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.13191139E+07	

-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCION, EN LA PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN LA SEGUNDA SOBRECALIENTA VAPORES. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE 75%.

CARACTERISTICAS	DEL CALENTADOR		
	HORNO	1ER BANCO	2DO BANCO
D. DE TUBOS (PLG)	4.5	4.5	2.5
AREA (PI ²)	8291.17	8433.37	477.69
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		7.10	11.69

GEOMETRIA DEL HORNO:

ALTURA=	39.75 PIES	ANCHO=	371.25 PIES
LONG. DE TUBOS=	43.50 PIES	NUM TUBOS=	162.00
VOLUMEN=	64308.38 PIES ³ .		

GASTO DE COMBUSTIBLE= 7152.27 LBS/HR

COSTO DEL CALENTADOR= 10051617.98 M.N.

REHERVIDOR DE TORRE DESISODENTANIZADORA. REHER-505

NOTA--ESTE REHERVIDOR TIENE QUE SER CALCULADO PARA
EBULLICION DE PELICULA:

B A L A N C E T E R M I C O

CARGA TERMICA=33900000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	288.50	165.00
T.SALIDA (F)	288.50	170.00
FLUIDO(LBS/HR)	36506.69	799220.00

C A R A C T E R I S T I C A S D E L R E H E R V I D O R

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=585.38	DELTAP= 0.0000
DI= 1.00	LT= 32.00	DP2F= 2.59583
PP= 1.25	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 47470.50	UT= 165.00	DK= 0.00
QTMAX= 201773.62	UH= 100.00	DC=29.71
QH= 28622.74	US= 0.00	RD= 0.00451
QHMAX= 22512.98	HSC= 0.00	QC= 0.00

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 2825.00 FT2

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 951435.19 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=12300000.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	288.50	159.00
T.SALIDA (F)	288.50	160.00
FLUJO(LBS/HR)	13245.79	310400.00

CARACTERISTICAS DEL REPERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=163.13	DELTAP= 0.0000
PI= 1.00	LT= 24.00	DP2F= 1.68592
PP= 1.25	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

OT= 48907.71	UT= 169.82	DK=33.35
GTMAX= 221056.60	UH= 127.61	DC=19.81
QH= 36750.81	US= 50.91	RC= 0.00450
QHMAX= 37909.31	HSC= 70.10	QC= 374410.4.97

AREA DEL REPERVIDOR KETTLE= 1025.00 FT2

COSTO DEL REPERVIDOR KETTLE= 472331.65 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=	896000.00	BTU/HR
	TUBOS	CORAZA
T. ENTRADA (F)	288.50	169.00
T. SALIDA (F)	288.50	172.00
FLUIDO (LPS/HR)	964.90	16890.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT= 47.55	DELTAP= 0.0000
DI= 3.75	LT= 6.00	DP2F= 2.43238
PP= 1.00	UP= 2.00	HIC= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 54598.21	UT= 190.24	OK=14.94
QTMAX= 258342.92	UH= 151.09	OC= 9.34
QH= 43619.39	US= 52.68	OD= 0.00461
QHMAX= 87557.14	HSC= 70.55	OD= 3232075.42

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 74.67 FT²

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 180031.67 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=25373500.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	286.50	244.00
T.SALIDA (F)	288.50	250.00
FLUJO(LBS/HR)	27324.55	264003.00

CARACTERISTICAS DEL RESERVADOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00 NT=673.22 DELTAP= 0.0000
 DI= 0.75 LT= 16.00 DP2F= 1.34021
 PP= 1.00 UP= 2.00 HTD= 1500.00

LADO CORAZA-FBULLICION

RT= 52952.15 UT= 185.47 DK=76.96
 QTMAX= 540714.39 UH= 128.49 DC=31.34
 QH= 56084.85 US= 52.63 PD= 0.00401
 QHMAX= 48701.43 HSC= 70.46 DD= 75594510.69

AREA DEL RESERVADOR KETTLE= 2114.46 FT2

CUSTO DEL RESERVADOR KETTLE= 780030.86 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=25373500.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	286.50	244.00
T.SALIDA (F)	286.50	250.00
FLUJO(LBS/HR)	27324.55	264603.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 1.00	NT=073.22	DELTAP= 0.0000
DI= 0.75	LI= 16.00	DP2P= 1.34021
PP= 1.00	NP= 2.00	HIO= 1500.00

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 52952.15	UT= 185.47	DK=76.96
QTMAX= 540714.39	UH= 128.49	DC=31.34
QH= 36684.85	US= 52.62	RD= 0.00401
QHMAX= 48701.43	HSC= 70.46	QD= 75594510.09

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 2114.46 FT²

COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE= 786030.86 M.N.

Resumiendo los resultados obtenidos, se observa que quemando gas en lugar de combustible se tiene un ahorro bastante considerable, y que de las otras siete propuestas la segunda fué la óptima de las analizadas.

Por último se desea señalar los cálculos que realizó el simulador en una opción para tener una idea más cercana del alcance que puede tener este programa. Se llamó 12 veces al módulo de calentadores a fuego directo, 2 veces al de calderas, 1 vez al de intercambiadores de calor, 9 veces al de rehervidores, 59 veces al de mezcla, 39 veces al de turbinas y 1 vez al módulo de eyectores. A continuación se mencionan los tiempos empleados por la computadora para llevar a efecto una opción.

Tiempo requerido para la compilación:

ET = 1:36.5

PT = 26.3

IO = 6.0

Tiempo requerido para la ejecución:

ET = 3:34.1

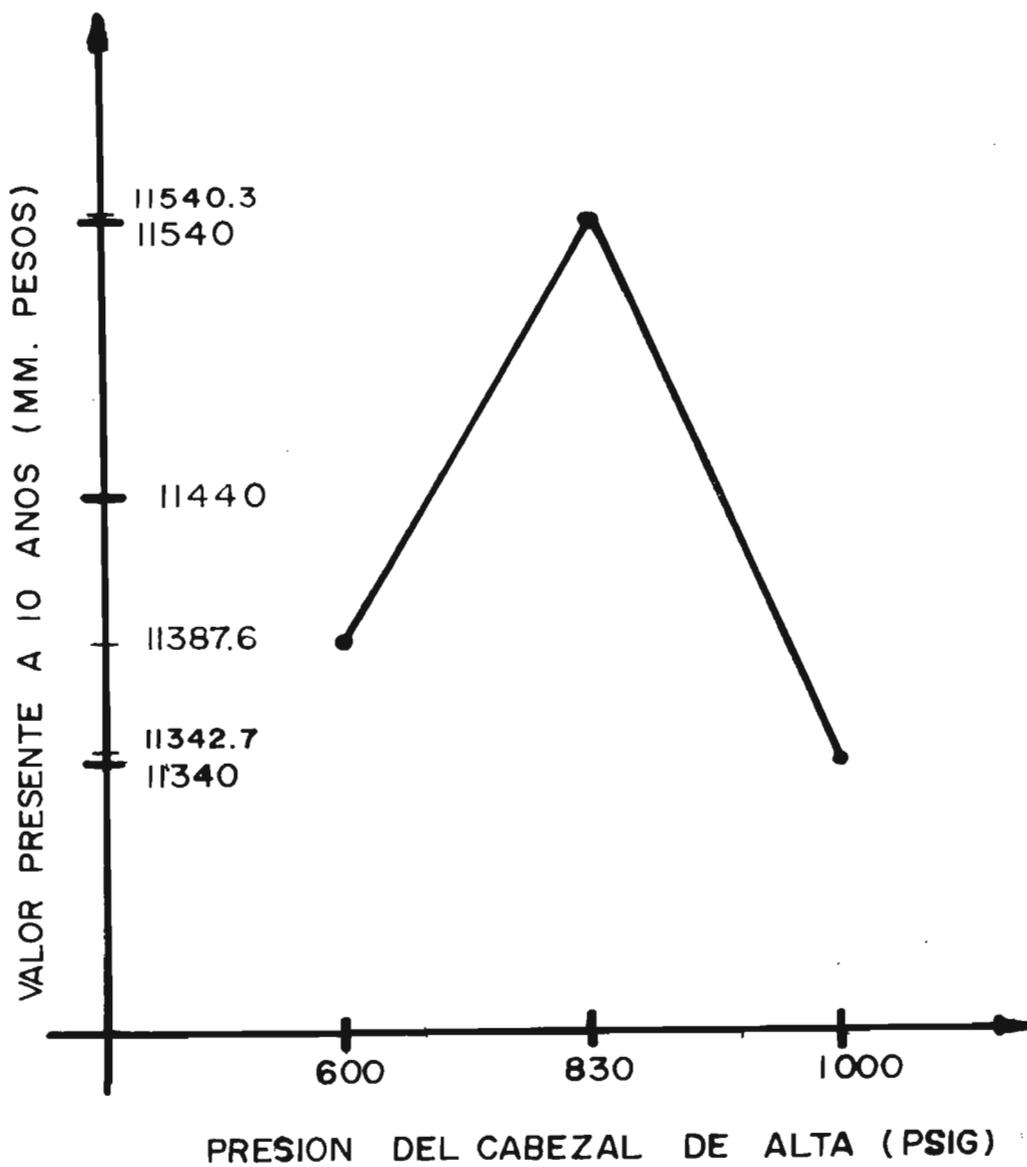
PT = 19.0

IO = 2.9

En total se alimentaron un promedio de 490 tarjetas de datos por corrida. El tiempo empleado para ordenar y almacenar estos datos es de aproximadamente tres días. Se utilizó teleproceso con el sistema llamado "Cande" para el manejo de toda la información necesaria, de tal manera que se pudieron obtener los resultados requeridos en dos días de trabajo.

Los programas se corrieron en una máquina computadora Burroughs 6700 del Centro de Servicios de Computo de la Universidad Nacional Autónoma de México, compilándose el programa realizado en el lenguaje denominado Fortran IV.

A continuación se presenta el listado de resultados obtenidos por el simulador. Y en el apéndice el listado del programa principal.



GRAFICA: RESULTADOS DEL SEGUNDO GRUPO.

FIG:5.3.1.

204831

ANALISIS DE RESULTADOS

NIVEL	VARIABLE	5a.OPCION	6a.OPCION	7a.OPCION	8a.OPCION	1a.OPCION
BAJA	Flujo (lb/hr)	257,085	257,085	257,085	257,085	257,085
	Presión (psig)	50	50	50	50	50
	Temperatura(°F)	288.5	288.5	288.5	288.5	288.5
MEDIA	Flujo (lb/hr)	712,529	712,529	712,529	712,529	712,529
	Presión(psig)	250	250	250	250	250
	Temperatura(°F)	590	590	590	590	590
ALTA	Flujo(lb/hr)	779,098	779,616	779,982	777,984	780,668
	Presión (psig)	700	750	900	950	830
	Temperatura(°F)	860	868	895	910	880
Flujo anual de combustible (MM.lb/hr)		1'186.36	1'186.38	1'186.39	1'186.32	1'186.42
Costo de inversión total (MM. Pesos)		349.713	349.805	349.870	349.516	349.991
Valor presente (5° año) (MM. Pesos)		5'527.60	5'527.74	5'527.83	5'527.30	5'528.02
Valor presente (10° año) (MM.Pesos)		11'539,542.	11'539.808	11'540.002	11'538.950	11'540.363

TABLA 5.3.3. Resultados de las opciones propuestas en el tercer grupo

NIVEL	VARIABLE	1a. OPCION	2a. OPCION	3a. OPCION
BAJA	Flujo	257,085	255,483	200,387
	Presión	50	450	30
	Temperatura	290	400	260
MEDIA	Flujo	712,529	658,861	706,925
	Presión	250	350	150
	Temperatura	590	660	500
ALTA	Flujo	780,668	709,830	772,756
	Presión	830	1,000	600
	Temperatura	880	980	785
Gasto de combustible (lb/año)		$1,186.42 \times 10^6$	$1,165.09 \times 10^6$	$1,171.38 \times 10^6$
Diferencia (lb/año)		21.33×10^6	.-	6.29×10^6
Inversión total (MM. Pesos)		349.99	353.56	339.07
Valor presente al quinto año (MM. Pesos)		5,528.02	5,434.17	5,454.31
Valor presente al décimo año (MM. Pesos)		11,540.36	11,342.76	11,387.60
Diferencia (MM. Pesos)		197.6	.-	44.84

Tabla 5.3.2. Tabla comparativa de resultados del segundo grupo.

En esta tabla los flujos están dados en libras por hora, la presión en psig, y la temperatura en °F.

NIVEL	VARIABLE	1a. OPCION (Combustoleo)	4a. OPCION (gas)
BAJA	Flujo (lb/hr) Presión (psig) Temperatura (°F)	257,085 50 290	257,085 50 290
MEDIA	Flujo (lb/hr) Presión (psig) Temperatura (°F)	712,529 250 590	712,529 250 590
ALTA	Flujo (lb/hr) Presión (psig) Temperatura (°F)	780,668 830 880	740,858 830 880
Flujo anual de combustible		$1,186.42 \times 10^6$ LBS	$3,737.21 \times 10^6$ SCF
Inversión total (MM. Pesos)		349.99	343.02
Valor presente al quinto año (MM. Pesos)		5,528.02	1,072.93
Valor presente al décimo año (MM. Pesos)		11,540.36	2,547.33
Diferencia (MM. Pesos)		8,993.03	-.-

TABLA 5.3.1.

Tabla comparativa de resultados del primer grupo

Mediante la tabla 5.3.1. se observa que utilizando gas como combustible en lugar de combustóleo, se tiene un ahorro en base al valor presente en un período de 10 años, de 8993 millones de pesos. Esto se debe a que el precio del gas es menor que el de combustóleo, no obstante, la cantidad requerida es mayor puesto que el poder calorífico es más bajo que el del combustóleo.

En la tabla 5.3.2. aparecen los resultados del segundo grupo, donde se determina que la segunda opción es la más económica, debido a lo siguiente:

La cantidad de vapor generada en la caldera fué menor en 70,800 lb/hr con respecto a la primera y de 62,900 lb/hr con respecto a la tercera opción. Puesto que la diferencia de entalpías se incrementó debido a los cambios de presión y temperatura en los niveles generados, éstos hicieron que el consumo de vapor fuera menor en muchos de los equipos.

El flujo anual de combustible fué menor también en la segunda opción, pues se consumieron 21.3 MM lb/año y 6.29 MM lb/año menos que la primera y tercera opción respectivamente. Aunque el consumo de combustible es mayor en la medida en que se genera a más alta presión y temperatura, la diferencia en consumos de vapor fué lo que determinó el menor consumo de combustible y consecuentemente su costo, pues es esta variable la que gobierna al realizar un balance de energía, aunque la diferencia de entalpías sea mayor.

Es interesante observar que el costo de inversión total es mayor en la segunda opción, ya que los equipos que consumen vapor están sometidos a esfuerzos mayores y por lo tanto el costo de estos es más alto. No obstante, al calcular el valor presente, el término de los costos de operación influye más que los costos de inversión, lo que resulta en un valor presente menor en esta segunda opción.

En la figura 5.3.1. se graficaron los resultados de las opciones del segundo grupo. En las ordenadas se graficó el valor presente a un período de 10 años y en las abscisas la presión del cabezal de alta. Esto se hace con el propósito de determinar la tendencia de la curva, de tal manera que se puedan proponer otros puntos que nos llevarán, probablemente, a mejores resultados.

Finalmente, en la tabla 5.3.3. se encuentran los resultados obtenidos del tercer grupo. De estos, la octava opción fué la más económica debido a que consumió menor cantidad de combustóleo y el costo de inversión fué también menor, consecuentemente el valor presente fué el más bajo.

Analizando la tabla anterior se observa que modificando únicamente las condiciones de presión y temperatura del cabezal de alta, no se obtienen variaciones apreciables con respecto al valor presente, por lo que es necesario que se modifiquen las condiciones de los cabezales de alta, media y baja para que se obtengan variaciones considerables, como las efectuadas en el segundo grupo.

31.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta H.D.I., Sección Ligeros	TVB-803
32.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta H.D.I., Sección Pesados.	TVB-901
33.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta H.D.I., Sección Pesados.	TVB-902
34.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta H.D.I., Sección Pesados.	TVB-903
35.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Dest. Combinada, Secc. al Vacío.	TVB-101A
36.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Dest. Combinada, Secc. al Vacío.	TVB-101B
37.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Dest. Combinada, Secc. al Vacío.	TVB-102A
38.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Dest. Combinada, Secc. al Vacío.	TVB-102B
39.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Dest. Combinada, Secc. al Vacío.	TVB-103
40.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Dest. Combinada, Secc. al Vacío.	TVB-104
41.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Dest. Comb., Secc. Atmosférica.	TVB-201
42.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Dest. Comb., Secc. Atmosférica.	TVB-202
43.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Dest. Comb., Secc. Atmosférica.	TVB-203A
44.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Dest. Comb., Secc. Atmosférica.	TVB-203B
45.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Hidrodesulfuradora de Naftas.	TVB-301
46.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Hidrodesulfuradora de Naftas.	TVB-302
47.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Hidrodesulfuradora de Naftas.	TVB-303
48.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Hidrodesulfuradora de Naftas.	TVB-304
49.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-401
50.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-402
51.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-403
52.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-404
53.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-405
54.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-406
55.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-407
56.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-408
57.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-409
58.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-410
59.	Turbina de Vapor para Bomba. Planta Reductora de Viscosidad.	TVB-411
60.	Rehervidor Generador de Vapor. Dest. Combinada, Secc. Atmosférica.	REHER-201AD
61.	Turbogenerador, Dos Extracciones: A Cabezal de Media y Condensado	TBG-100
62.	Caldera. Genera Vapor de Alta:	785F y 600 PSI
63.	Pre calentador de Aceite Crudo. Destilación Com., Secc. Atmosférica.	CA-101

5.1.8. Planta Recuperadora de Azufre

Esta planta tiene una capacidad de 160 tons/D de producción de azufre. Está basada en el proceso Claus, consta de dos trenes con capacidad máxima de recuperación de azufre de 86.5 toneladas métricas/D por tres, con una eficiencia de recuperación del 93%, pudiendo ser operados hasta con un mínimo de 40% de la capacidad de su diseño.

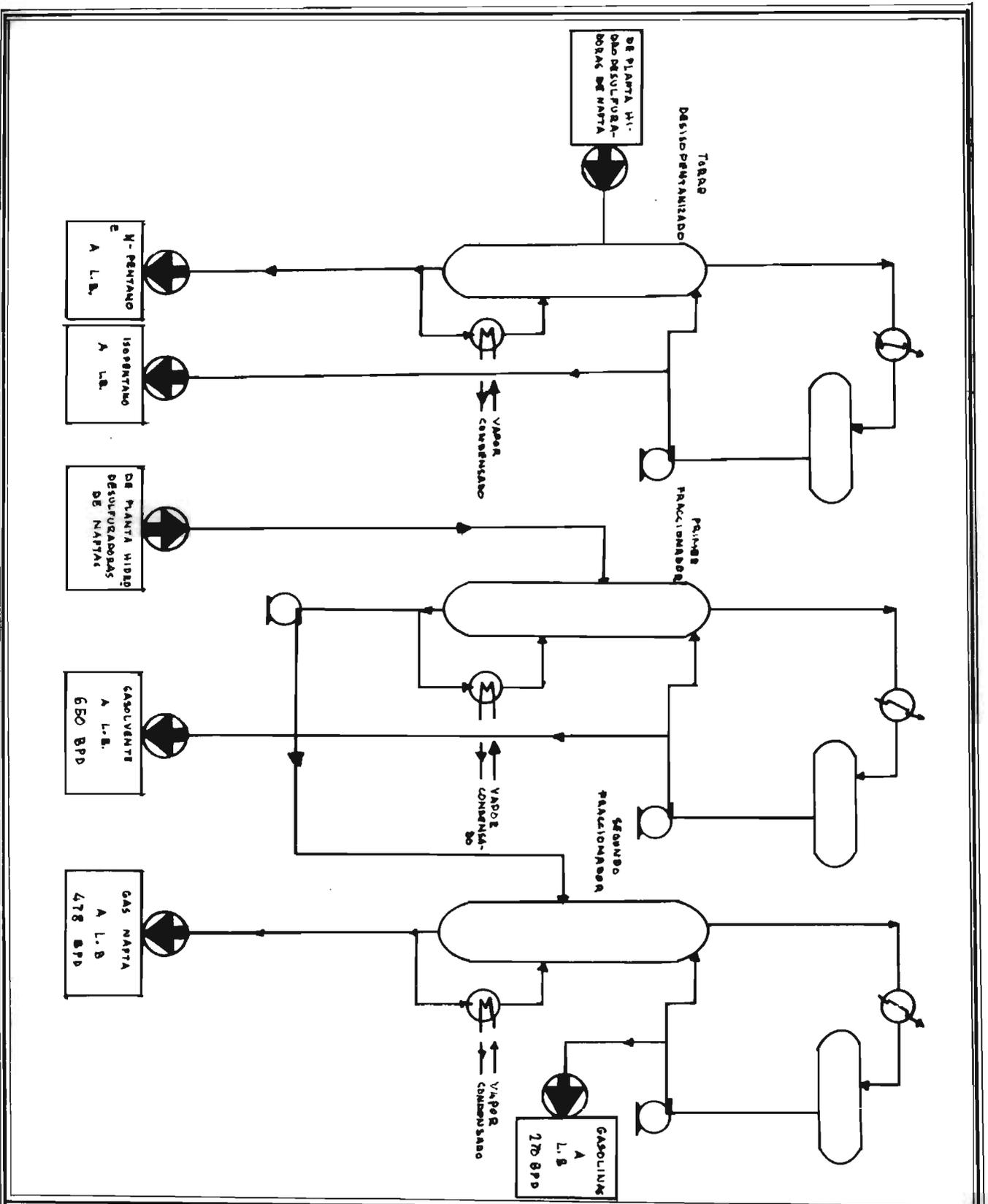
El proceso (fig. 5.1.8.) consiste en quemar (un tercio) 1/3 parte del ácido sulfhídrico para producir bióxido de azufre para que posteriormente este producto reaccione con el ácido sulfhídrico remanente, para producir azufre elemental.

El gas ácido es alimentado a la planta de azufre al tanque separador, en donde se eliminan los líquidos de arrastre que pueda traer y es alimentado al horno de reacción en donde es parcialmente oxidado con la cantidad apropiada de aire para realizar las reacciones de combustión y producción de azufre indicados anteriormente. Las reacciones son fuertemente exotérmicas y el calor generado se utiliza para producir vapor en el lado del envolvente del horno de reacción. Los gases parcialmente enfriados fluyen al condensador de azufre, donde son enfriados hasta la temperatura de condensación del azufre, los gases no condensables del condensador fluyen a un quemador auxiliar donde son precalentados por combustión directa del gas ácido antes de entrar al convertidor, donde una cantidad adicional de azufre es producida. El azufre líquido es enviado al sistema de solidificación de azufre, para su almacenamiento y distribución.

5.2. OPCIONES PROPUESTAS

La refinería de Tula cuenta actualmente con un consumo de 880,000 lbs/hr de vapor, generadas en dos calderas con capacidad de 200 ton/hr cada una. El vapor generado se reparte en tres diferentes niveles de presión y temperatura. En base a esto y al resto de la información recopilada se elaboró un diagrama de flujo de vapor (fig. 5.2.1.) y un diagrama de flujo de combustible (fig. 5.2.2.) como primer paso en la aplicación del sistema propuesto.

Teniendo como base el diagrama de flujo de vapor se propusieron 8 opciones que pueden ser divididas en 3 grupos de acuerdo a los cambios que se realizan en cada una de ellas. En el primer grupo se compara bajo unas mismas condiciones de niveles de vapor, utilizando diferente tipo de combustible : gas o combustoleo. El segundo consiste en analizar 3 diferentes condiciones de presión y temperatura para los niveles de alta, media y baja de vapor, utilizando el mismo tipo de combustible (combustoleo), ver tabla 5.2.1.. Finalmente, en el último grupo se varían las condiciones de generación del vapor, para el cabezal de alta, manteniendo constantes los niveles de media y baja, y el tipo de combustible, ver tabla 5.2.2..



TRATADORA Y F RACCIONADORA DE HIDROCARBUROS.

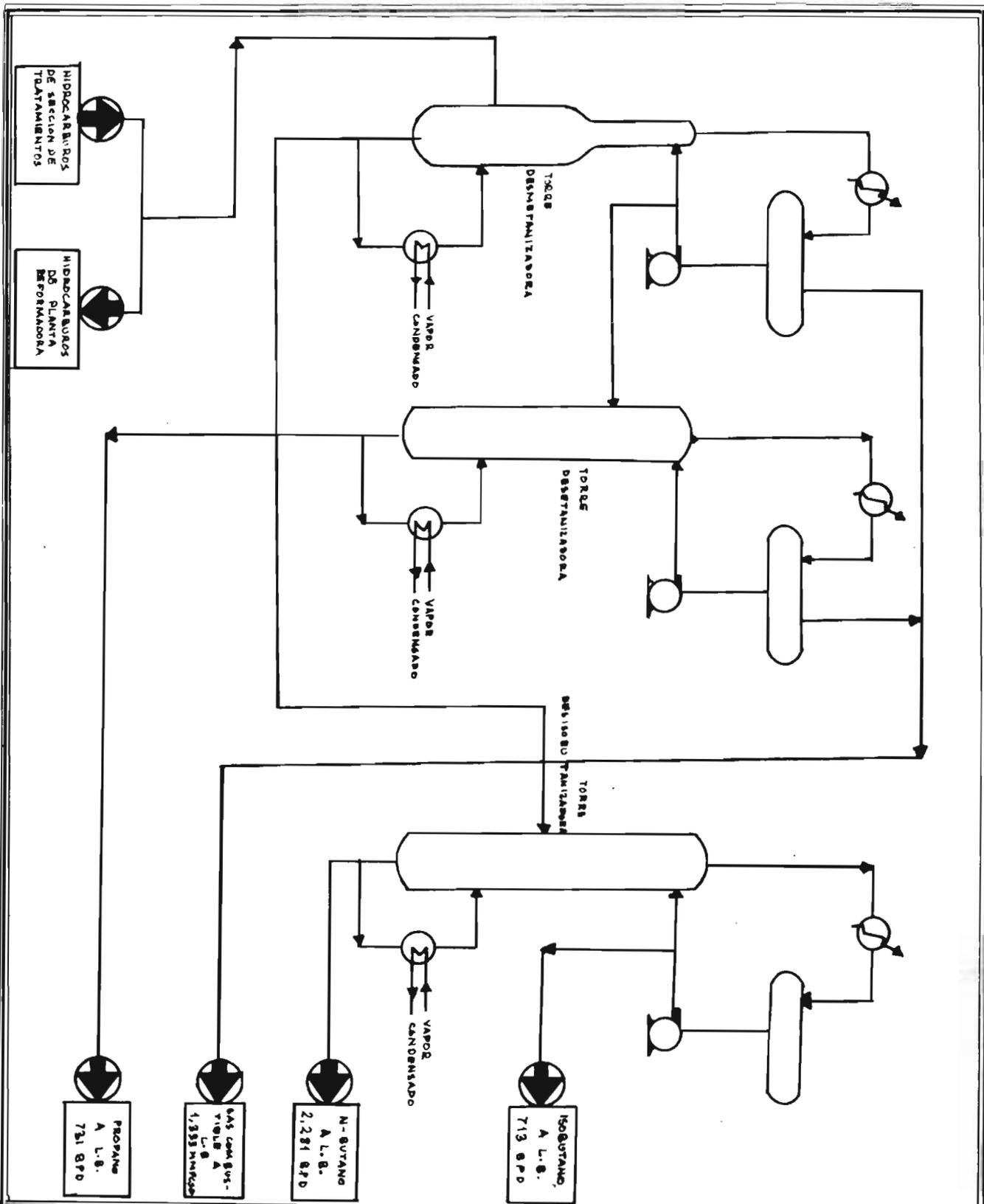
FAC.DE Q.

U.N.A.M.

1977

FIG 5.1.7.C.

SECCION DE PESADOS



TRATADORA Y FRACCIONADORA DE HIDROCARBUROS.

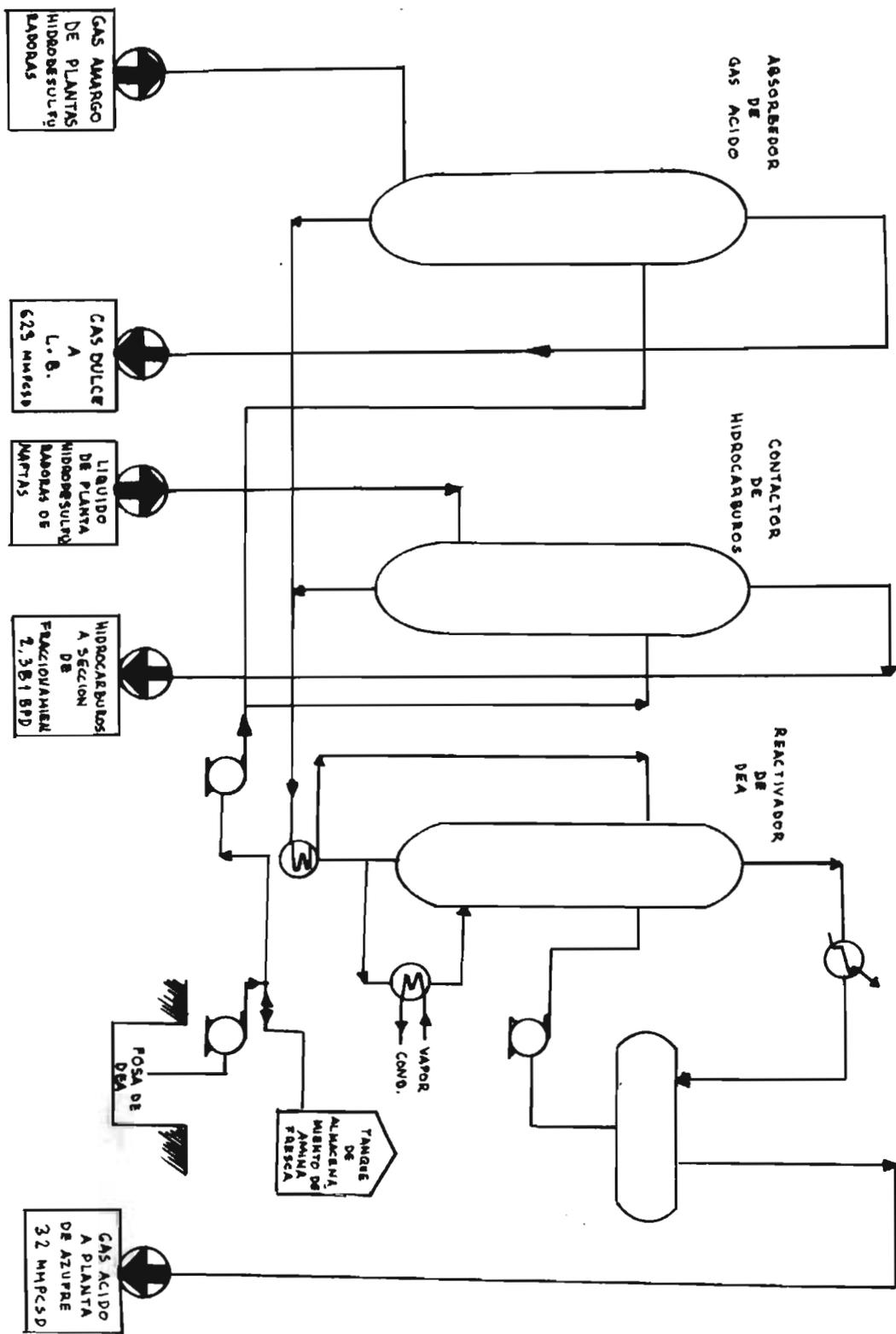
SECCION LIGEROS

FAC. DE Q.

U. N. A. M.

1977

FIG. 5.1.7. b.



UNIDAD TRATADORA Y FRACCIONADORA DE
HIDROCARBUROS.

CAPACIDAD 9.23 MMPCSD

FAC. DE Q

U. N. A. M.

1977

FIG. 5.1.7. A

del ácido sulfhídrico disuelto. La solución de DEA reactivada se extrae de los fondos de la torre antes mencionada y previo enfriamiento se envía una parte al absorbedor de gas ácido y el resto al contactor de hidrocarburos líquidos mediante la bomba de fondos de la torre reactivadora. Los gases ácidos que salen del reactivado se envían a límites de batería para su posterior procesamiento en la planta de recuperación de azufre.

La sección de fraccionamiento de hidrocarburos ligeros recibe 2,581 BPD de hidrocarburos ligeros provenientes del contactor de hidrocarburos de la sección de tratamiento y 1,911 BPD de hidrocarburos provenientes de la planta reformadora de naftas constituidas por los domos de la torre estabilizadora.

La mezcla de estos hidrocarburos se envía a la torre despropanizadora, en dicha torre se separa por los domos una corriente constituida fundamentalmente por propano y componentes más ligeros y por los fondos se obtienen una corriente de butanos.

La corriente de propano y más ligeros se condensa parcialmente, saliendo de la planta la corriente gaseosa remanente como gas combustible. La corriente líquida se alimenta a la torre desetanizadora en donde se separa el propano producto por los fondos de la misma (731 BPD).

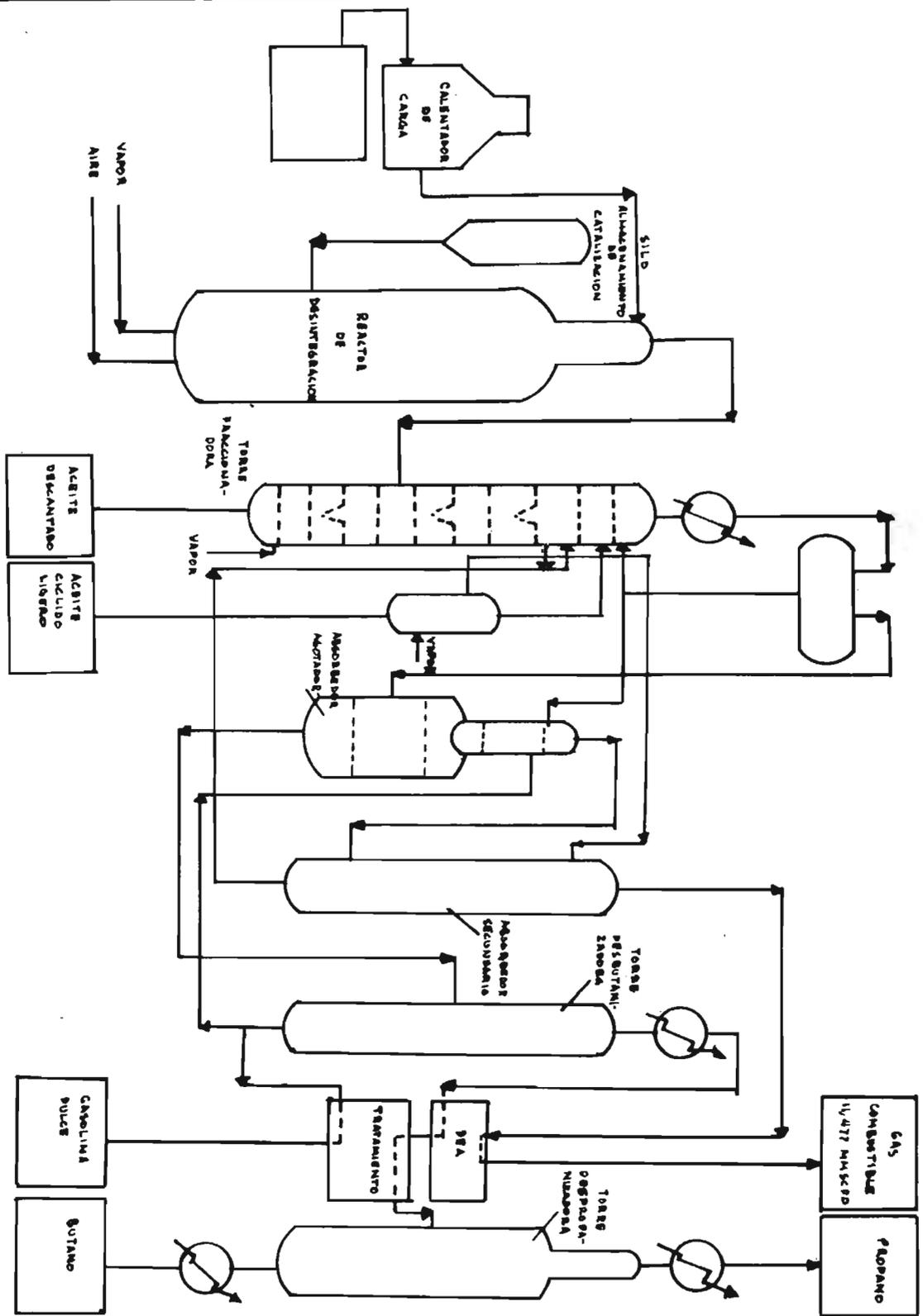
Por los domos de la torre desetanizadora se obtiene una corriente gaseosa, constituida principalmente por etano, que se envía fuera de la planta junto con la corriente gaseosa provenientes de la torre despropanizadora (1,339 MMPCSD).

La corriente de fondos de la torre despropanizadora se envía a la torre desisobutanizadora con el objeto de separar por los domos el isobutano producto (713 BPD) y por los fondos se obtiene la corriente de N-Butano producto (2,281 BPD).

La sección de fraccionamiento de hidrocarburos pesados consta de una torre desisopentanizadora y de dos torres fraccionadoras.

La torre desisopentanizadora, recibe una corriente de hidrocarburos (5,360 BPD) proveniente de los domos de la torre desisohexanizadora de la planta hidrodesulfuradora de naftas. Por los domos de la torre se obtienen el producto isopentano producto (1,727 BPD). De los fondos de dicha torre se obtiene un producto constituido principalmente por una mezcla de N-pentano e isohexano (3,633 BPD).

La alimentación al primer fraccionador consiste de la corriente provenientes de la planta hidrodesulfuradora de naftas (1,198 BPD) que sale de los fondos de la torre desisohexanizadora. Por los domos de este fraccionador se obtiene gasolvente producto (1,450 BPD). La corriente de fondos del primer fraccionador se alimenta al segundo fraccionador, por los fondos de esta torre se obtiene gas nafta producto (478 BPD) y por el domo se obtiene una gasolina a razón de 270 BPD.



DESINTEGRADORA CATALITICA.

CAPACIDAD 40,000 BPD

FAC. DE Q.

U. N. A. M.

1977

FIG. 5.1.6.

5.1.6. Planta Desintegradora Catalítica

Tiene capacidad de 40,000 BPD y se utiliza para la producción de mayores cantidades de gasolina, por desintegración catalítica de gasóleos provenientes de la planta de vaco.

La carga de gasóleo (fig.5.1.6.) se calentará hasta la temperatura requerida de reacción. En estas condiciones se mezcla con el catalizador en el reactor donde se realiza el 80% de la reacción produciendo principalmente gasolinas, aceite ciclico y gases licuables. Esta mezcla de hidrocarburos entra a un recipiente separador-agotador.

La separación de los hidrocarburos y el catalizador, se realiza por medio de ciclones, los cuales están localizados en la parte superior del recipiente separador-agotador.

Los hidrocarburos extraídos por la parte superior de este separador son enviados a la columna fraccionadora en la cual son separados los diferentes hidrocarburos y enviados a las secciones de purificación para su aprovechamiento industrial.

Los sólidos (catalizador) extraídos por la parte inferior del reactor son enviados a la sección de regeneración de catalizador; los gases (monóxido de carbono) son aprovechados como combustibles en una caldera para generación de vapor.

El catalizador regenerado se vuelve a utilizar en el proceso descrito.

5.1.7. Planta Estabilizadora y Fraccionadora

Se diseñó para eliminar el ácido sulfhídrico de los hidrocarburos amargos líquidos y gaseosos provenientes de las plantas hidrosulfuradora y para fraccionar tanto la corriente líquida purificadora en esta planta como ciertas corrientes líquidas provenientes de las plantas reformadora e hidrosulfuradora de naftas (fig.5.1.7.A, 5.1.7.B, 5.1.7.C.).

La sección de tratamiento recibe 9.23 MMPCSD de gas amargo que se alimenta al absorbedor de gas ácido, en donde se ponen en contacto a contracorriente con una solución de dietanolamina (DEA) al 20% en peso. El gas libre de ácido sulfhídrico sale de la planta como gas combustible.

Se reciben también 2,594 BPD de gasolinas amargas que se tratan con dietanolamina en el contactor de hidrocarburos, de tipo empacado, en donde se reduce la concentración de azufre hasta alcanzar las especificaciones requeridas y se envía a la sección de fraccionamiento de ligeros.

La solución de DEA que sale del absorbedor de gas ácido se une a la que sale del contactor de hidrocarburos y se envía, previo calentamiento en el intercambiador de fondos de la torre reactivadora a esta última donde se llevará a cabo la eliminación

5.1.5. Planta Hidrodesulfuradora de Destilados Intermedios

Ambas plantas son idénticas y pueden procesar cargas de kerosina o mezclas de gasóleos, así como también cargas intermedias a los casos antes mencionados. Tienen capacidad de 25,000 BPD cada una.

La finalidad de estas plantas es la hidrogenación catalítica de compuestos de azufre presentes en las diversas cargas, obteniéndose productos dentro de las especificaciones requeridas.

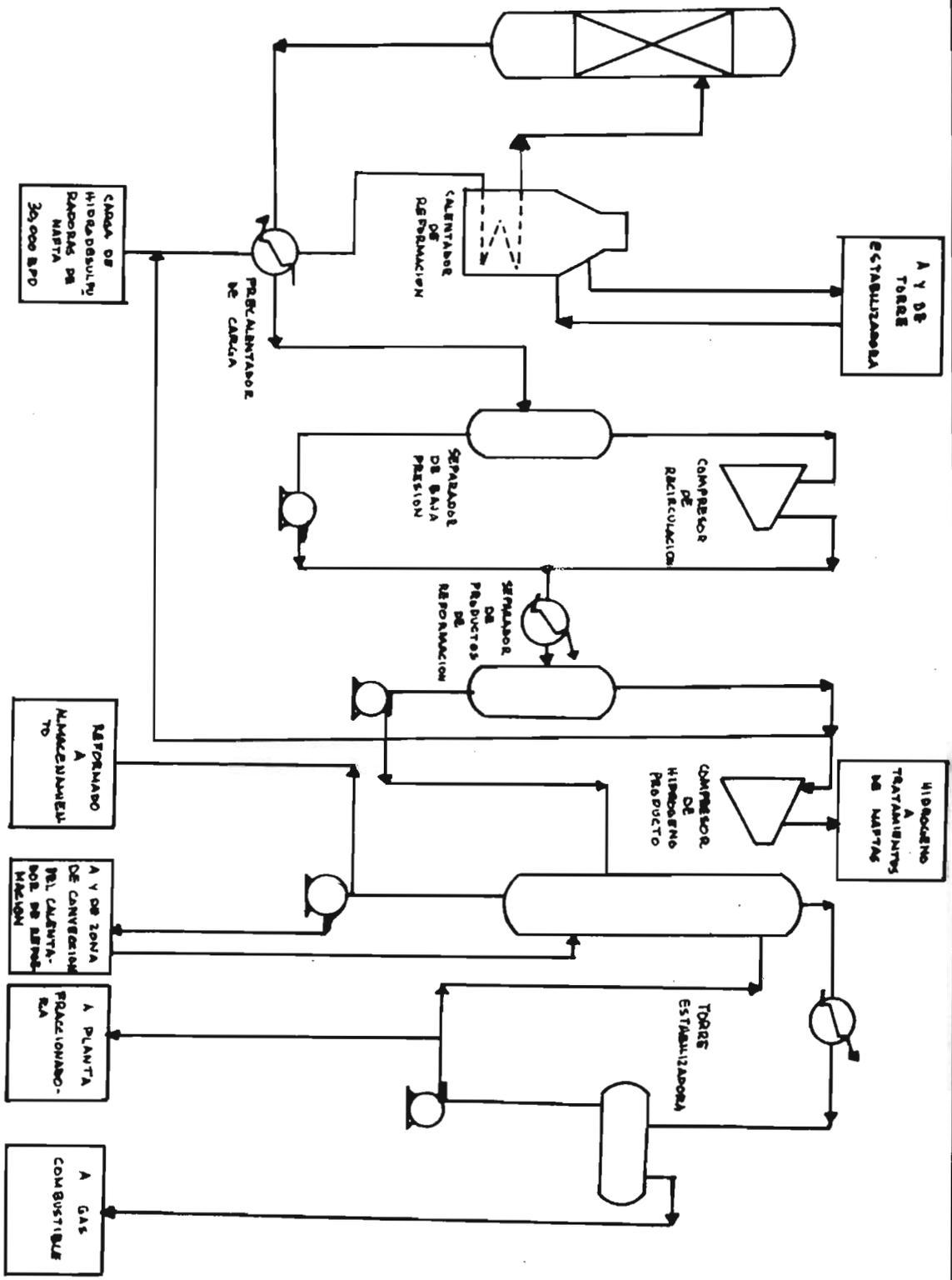
Las corrientes de proceso se reciben en el tanque de carga (fig.5.1.5.) y mediante bomba se envían hacia el precalentador de carga, previa inyección de la corriente de hidrógeno de recirculación. La mezcla en estas condiciones se pasa al calentador de carga con el objeto de alcanzar la temperatura requerida para que la reacción se efectúe. La mezcla totalmente vaporizada (caso kerosina) o parcialmente vaporizada (caso gasóleo) se envía al reactor donde se efectúan las reacciones de hidrogenación correspondientes. La reacción con carga de kerosina, es prácticamente isotérmica. Mientras que para el caso de gasóleos es exotérmica.

El efluente del reactor se enfría parcialmente al intercambiar calor con la carga en el precalentador de carga y se envía al tanque separador. La fase gaseosa se envía como recirculación por medio del compresor y se une con el hidrógeno de reposición proveniente de la planta reformadora a razón de 3.04 MMPCSD en el caso kerosina y 20.00 MMPCSD en el caso gasóleo, mezclándose con la corriente líquida de hidrocarburos.

La fase líquida separada constituida por hidrocarburos pesados se envía como carga a la torre agotadora. Los hidrocarburos ligeros y gases incondensables salen por el domo de la torre y se condensan parcialmente al pasar a través del condensador, la separación se realiza en el acumulador de la torre agotadora. La fase gaseosa constituida por gas amargo se envía a planta de tratamiento a razón de 1.78 MMPCSD en caso kerosina y 4.0 MMPCSD en el caso gasóleo. El condensado está constituido por hidrocarburos pesados y se une a la corriente que sale de los fondos de la torre agotadora, se precalienta con la corriente de fondos de la torre fraccionadora en el precalentador de carga o fraccionadora y se envía a dicha torre, en la cuál se separan los hidrocarburos ligeros de los más pesados que salen como productos.

Los ligeros se condensan y se envían al tanque acumulador de reflujo de donde se bombean a la planta hidrodesulfuradora de naftas: 249 BPD caso kerosina y 328 BPD caso gasóleo.

Los fondos de la torre fraccionadora se dividen en dos corrientes: una pasa a través del calentador de la torre fraccionadora, donde se le suministra el calor necesario para la operación de la torre y la otra corriente, previo enfriamiento al intercambiar calor con los fondos de la torre agotadora, constituye los productos finales: turbosina 24,509 BPD caso kerosina o diesel nacional 24,151 BPD caso gasóleo.



REFORMADORA DE NAFTAS

CAPACIDAD 30,000 BPD

FAC. DE Q

U. N. A. M.

1977

FIG. 5.1.4.

Los fondos de la torre desbutanizadora conteniendo principalmente pentanos, hexanos e hidrocarburos pesados se dividen en dos corrientes: una se envía al calentador de fondos de la torre desbutanizadora donde se suministra el calor necesario para la operación de la torre y posteriormente regresa a los fondos de la misma.

La otra parte de la corriente de los fondos de la torre desbutanizadora se envía a la torre desisohexanizadora: por los domos de esta torre salen pentanos e isohexanos, que se condensan totalmente, parte del condensado se recircula hacia la torre y la parte restante se envía como carga 5,360 BPD a la planta fraccionadora.

La corriente que sale de los fondos de la torre desisohexanizadora constituida principalmente de una mezcla de hexano y más pesados, se envía a: planta reformadora 30,000 BPD, planta fraccionadora 1,198 BPD y gasolina desulfurada producto 1.02 BPD.

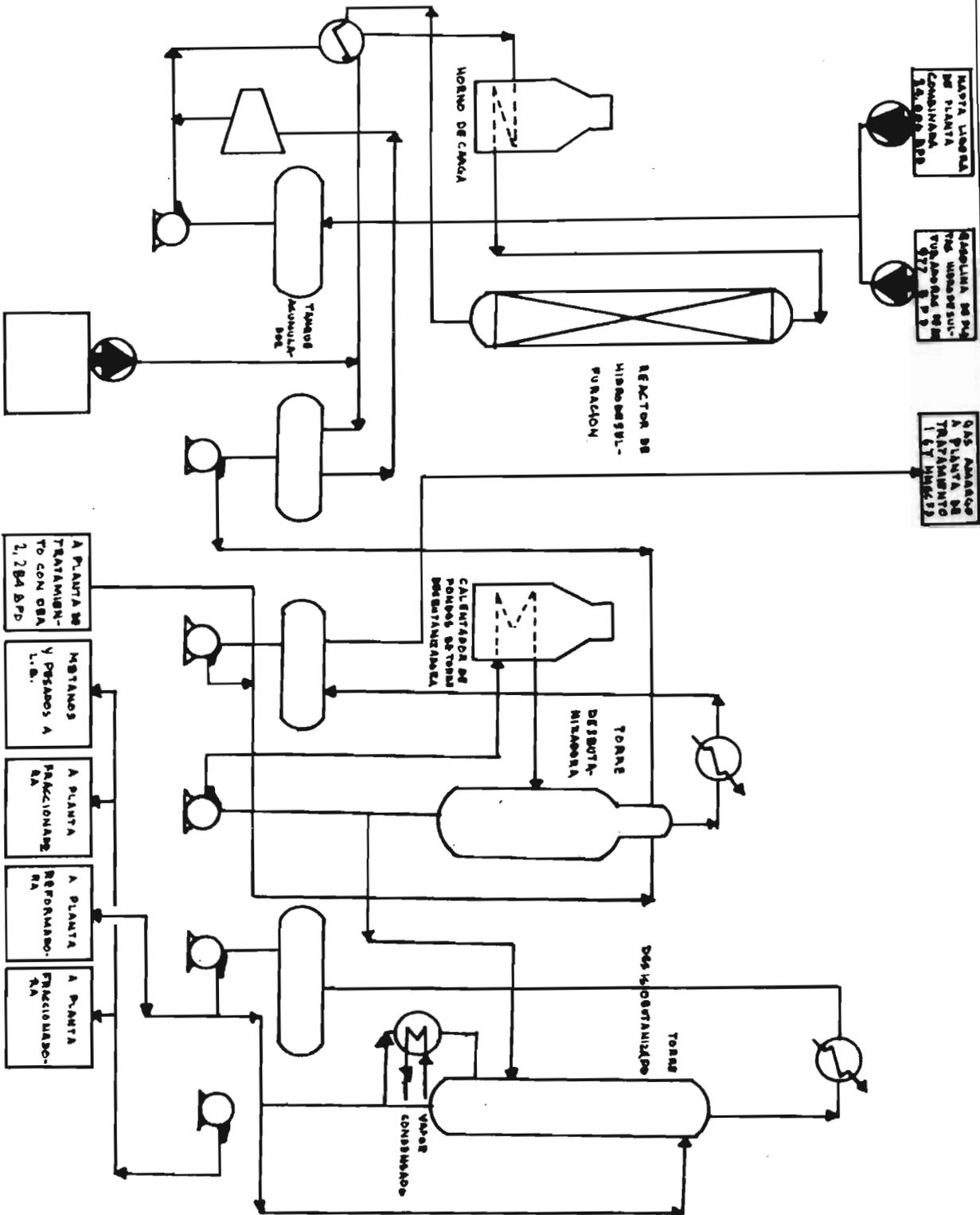
5.1.4. Planta Reformadora de Naftas.

La ingeniería de detalle fué desarrollada para una capacidad de 30,000 BPD de nafta desulfurada, procedente de la planta hidrodesulfuradora de naftas.

La nafta entra en el precalentador de carga (fig. 5.1.4.), previa inyección de la corriente de hidrógeno de recirculación, la mezcla en estas condiciones se pasa al calentador de reformación con el objeto de alcanzar la temperatura requerida para que la reacción se efectúe. La mezcla vaporizada se envía al reactor, donde se lleva a cabo la reacción de reformación. El efluente del reactor se enfría al intercambiar el calor con la carga, y se manda al tanque separador de baja presión. La fase gaseosa se envía al enfriador de productos de reformación por medio del compresor de recirculación. La fase líquida por medio de bomba se une a la corriente gaseosa antes de pasar a dicho enfriador; al salir del enfriador se envía la mezcla al tanque separador de productos de reformación.

La corriente gaseosa se divide: parte se recircula hacia la carga a la planta y la otra se envía a las plantas hidrodesulfuradoras (20 MMPCSD) por medio del compresor de hidrógeno producto. La corriente líquida por medio de bomba se envía a la torre estabilizadora.

Por el domo de la torre estabilizadora salen los hidrocarburos ligeros que se condensan parcialmente y se separan en el tanque acumulador de reflujo, la fase gaseosa (1.16 MMPCSD) se manda como gas combustible. Parte de la corriente líquida se recircula hacia la torre y la parte restante se envía a la planta fraccionadora (1,911 BPD). Los fondos de la torre estabilizadora se dividen: una parte se manda a la zona de convección del calentador de reformación donde se suministra calor necesario para la operación de la torre y la otra corriente se envía como reformado (22,396 BPD) a almacenamiento.



HIDRODESULFURADORA DE NAFTAS.

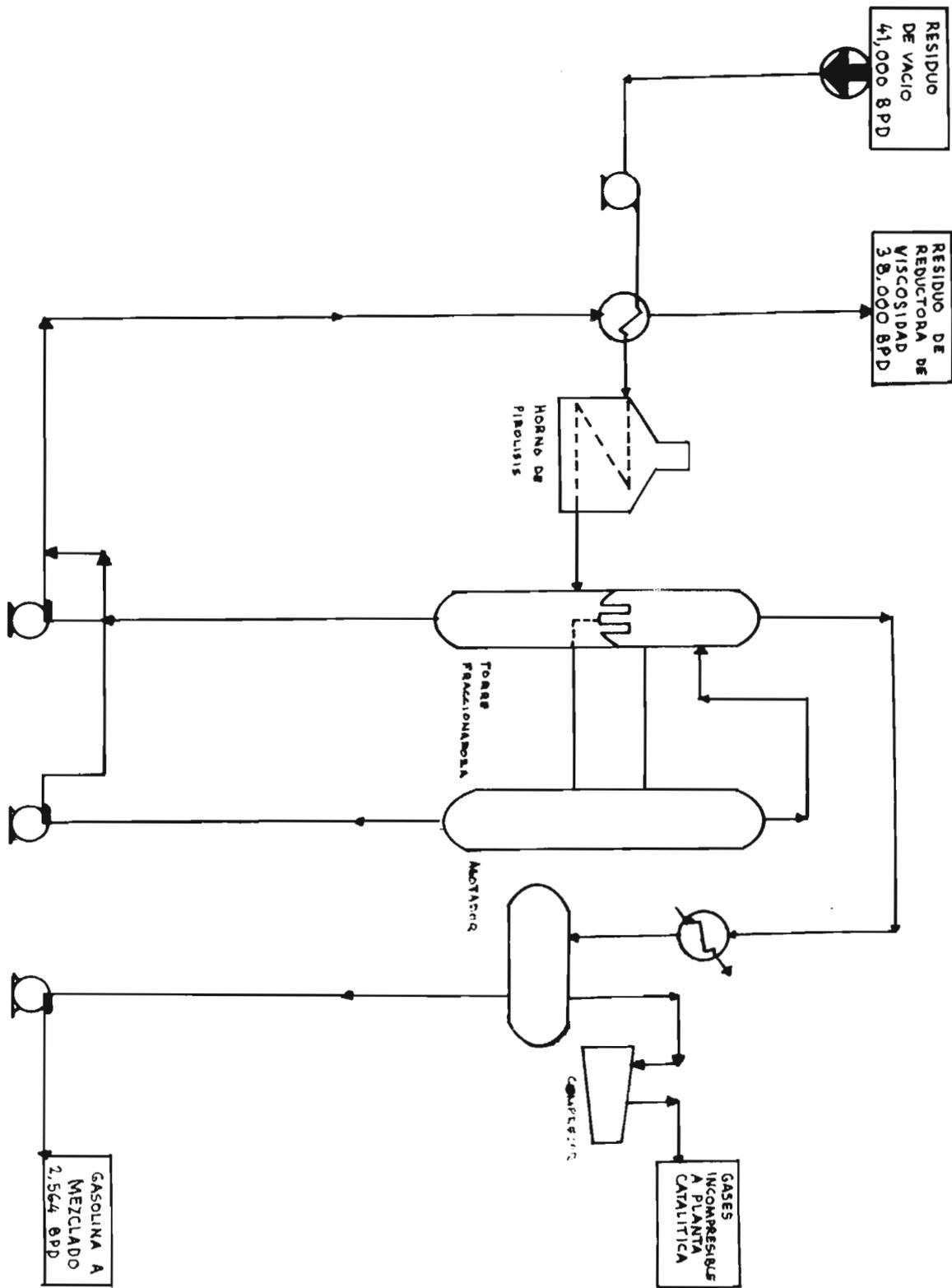
CAPACIDAD 36,000 BPD.

FAC. DE Q

U.N.A.M.

1977

FIG. 5.1.3.



UNIDAD REDUCTORA DE VISCOSIDAD.

CAPACIDAD 41,000 BPD

FAÇ. DE Q

U.N.A.M.

1977

FIG. 5.1.2.

5.1.2. Planta Reductora de Viscosidad.

El diseño de la planta fué efectuado para una capacidad de 41,000 BPD (fig.5.1.2.).

La desintegración térmica del residuo de vacío se lleva a cabo de la siguiente forma: la carga intercambia calor con el residuo de la carga y pasa al horno de pirólisis a donde se lleva a cabo el rompimiento molecular del aceite pesado para que en la torre fraccionadora se obtengan como productos gases incondensables, que pasan a la planta catalítica previamente comprimidos, y gasolina que pasa a un agotador en donde por medio de vapor de agua se estabiliza por eliminación de los hidrocarburos más ligeros. El residuo de la reductora de viscosidad (38,000 B.P.D.) después de intercambiar calor con la carga se envía fuera de la planta como producto.

5.1.3. Planta Hidrodesulfuradora de Naftas.

Está diseñada para procesar una carga de 36,000 BPD de nafta, procedente de la planta combinada y 577 BPD de gasolina que proviene de la planta hidrodesulfuradora de destilados intermedios.

El objeto de esta planta es eliminar los compuestos de azufre presentes en la alimentación y preparar la carga a la planta reformadora (fig. 5.1.3.).

La alimentación se recibe en el tanque acumulador, se envía por medio de la bomba de alimentación al precalentador de carga, previa inyección de hidrógeno proveniente del compresor de circulación de hidrógeno. La carga en estas condiciones se pasa al calentador de carga con el objeto de suministrarle el calor requerido para el proceso, hasta alcanzar la temperatura necesaria en el reactor. La carga totalmente vaporizada pasa a través del reactor en el cual se efectúan las reacciones de hidrodesulfuración.

El efluente del reactor intercambia calor con la carga y después se le une la corriente de hidrógeno de reposición (2.98 MMPCSD) proveniente de la planta reformadora. La mezcla líquido-vapor formada se lleva al tanque separador de producto desulfurado.

La fase gaseosa se envía al compresor de recirculación de hidrógeno y posteriormente a la descarga de la bomba de alimentación.

La fase líquida se envía mediante una bomba a la torre desbutanizadora. Del domo de dicha torre salen los hidrocarburos ligeros y butanos que se condensan parcialmente al pasar a través del condensador de la torre. La separación se lleva a cabo en el acumulador de reflujo, el vapor está constituido por gas amargo 1.67 MMPCSD que se envía a la planta de tratamiento. Los hidrocarburos condensados se envían mediante una bomba como reflujo hacia la torre y otra parte 2594 BPD a la planta de tratamiento.

Combinada de destilación atmosférica y al vacío
Reductora de viscosidad
Hidrodesulfuradora de naftas
Dos hidrodesulfuradoras de destilados intermedios
Desintegración catalítica
Tratadora y fraccionadora de hidrocarburos
Recuperadora de azufre
Tratamiento de gases amargos
Tratamiento caustico

Estos procesos, ilustrados en la fig. 5.1.B., permiten la producción de gas combustible, propano, butano, isobutano, gasolinas, isopentano, mezclas de pentano e isohexano, kerosinas, diesel, turbosinas, combustibles y azufre.

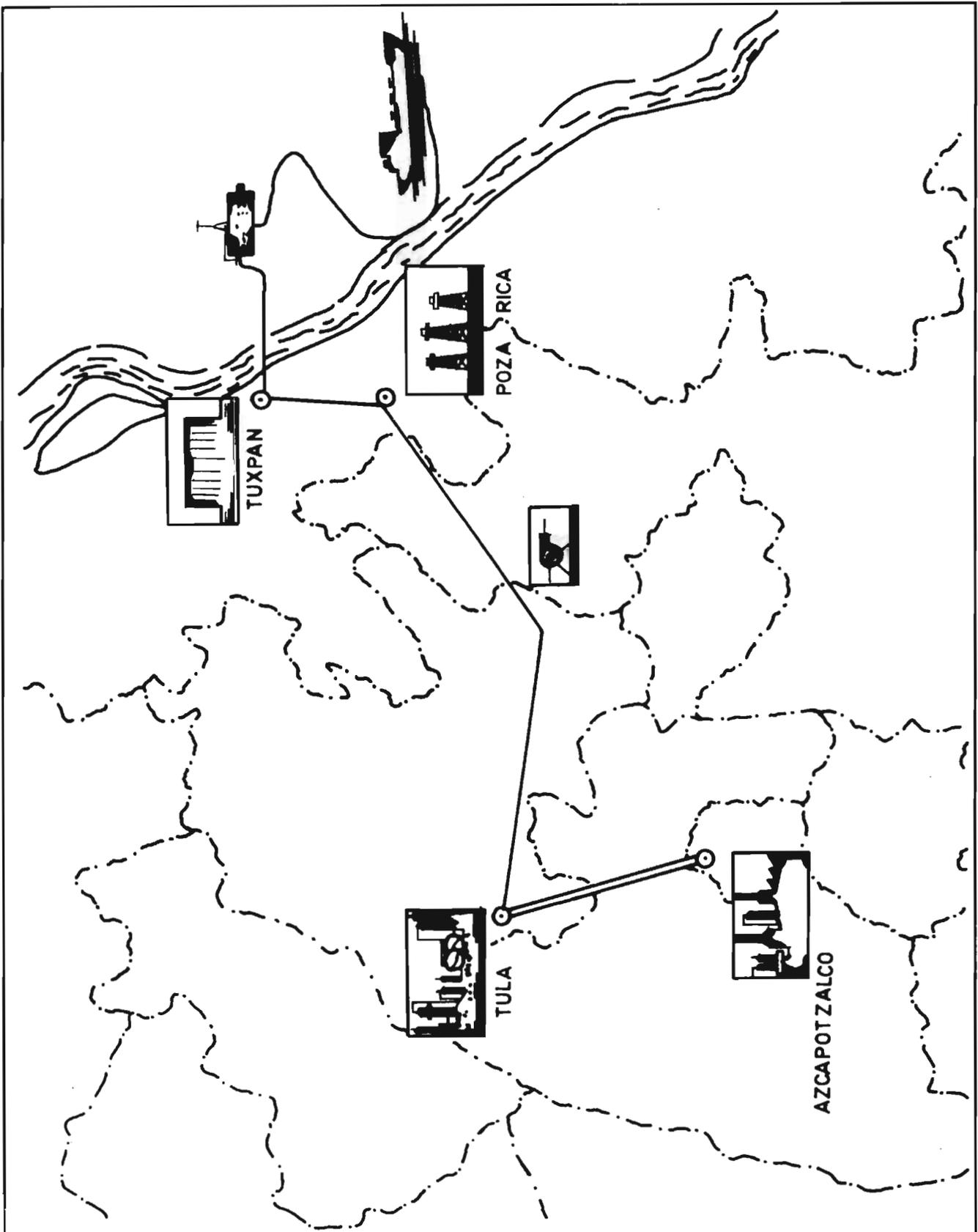
5.1.1. Planta de Destilación Combinada.

Tiene una capacidad de diseño de 150,000 BPD de crudo tipo "Istmo" o "Poza Rica" de los cuales se obtienen los siguientes productos: 42,000 BPD de nafta ligera, 15,000 BPD de nafta pesada, 17,550 BPD de kerosina, 9,750 BPD de gasóleo ligero primario, 3900 BPD de gasóleo pesado primario, 14,214 BPD de gasóleo pesado de vacío y 41,000 BPD de residuo de vacío.

El fraccionamiento del crudo se lleva a cabo en la siguiente forma (fig. 5.1. 1.): El crudo se precalienta aprovechando el intercambio de calor con los efluentes de la torre primaria (nafta pesada, kerosina, gasóleo ligero y gasóleo pesado) antes de pasar a las desaladoras en donde por medio de un procedimiento químico electrostático se extraen las sales presentes en el crudo con el fin de minimizar la corrosión de los equipos y la impureza de los productos.

El crudo desalado se sigue precalentando aprovechando el intercambio del calor con el residuo primario antes de pasar a la torre despuntadora en donde se obtiene la nafta de despunte e hidrocarburos más ligeros.

El crudo despuntado pasa por el horno primario para absorber la carga térmica necesaria para vaporizar las diferentes fracciones que se obtienen como productos en la torre primaria, las cuales como se indicó intercambian calor con el crudo de carga. El residuo después de intercambiar calor con el crudo desalado pasa al horno de vacío para absorber la carga térmica necesaria para vaporizar los gasóleos ligero y pesado que se obtienen en la torre de vacío como productos. El residuo de vacío se emplea como carga a la planta reductora de viscosidad.



PLANO

TRANSPORTE DE CRUDO
A REFINERIA DE TULA

FIG: 51.A.

Ejemplo Ilustrativo

Este capítulo trata de la aplicación del sistema propuesto a un conjunto de plantas de proceso, para ilustrar el funcionamiento de la "herramienta" que se propone. Se ha considerado representativo aplicarlo a una refinería por reunir ésta, dos características esenciales. La primera es que una refinería está formada por un conjunto de plantas de proceso; y la segunda porque involucra todos los equipos incluidos en el simulador. Bajo este marco tan extenso y variado de formas de recuperación de calor, gasto y consumo de vapor y combustible, y posibilidades de opciones óptimas es en donde el programa propuesto mide su capacidad y alcance real. Además ha sido deseo nuestro de analizar una refinería que estuviera planeada, diseñada y construida con Ingeniería, Tecnología y mano de obra mexicana (34).

Son tantas las alternativas que pudieran ser planteadas en este ejemplo, que sólo se analizaron las que pudieran dar un mejor punto de comparación, ya que el objetivo del presente Capítulo es demostrar el uso de la herramienta.

La información obtenida para las diferentes alternativas fué incompleta, por lo que muchos datos tuvieron que ser supuestos, y por lo tanto los resultados obtenidos no son reales, pero sí muy apegados a éstos, de tal manera, que sirvieron para demostrar la utilidad de la herramienta.

La información que se recopiló fué obtenida de una publicación del Subdirector del Instituto Mexicano del Petróleo (34) y de visitas efectuadas a la refinería de Tula, principalmente.

5.1. Descripción de las Plantas.

La refinería de Tula tiene una capacidad de refinación de 150,000 barriles por día con posibilidades de ampliación a 300,000 (34). El crudo procesado proviene de los estados de Veracruz, Tabasco y Chiapas, bombeándose de estos campos hacia las terminales de Nanchital y Pajaritos, Ver., de donde es transportado por buques-tanque al Puerto de Tuxpan, Ver., y finalmente conducido a Tula, Hgo. por oleoducto. (fig. 5.1.A.)

El proceso de refinado a que se somete el crudo se efectúa en once plantas, que son:

Capitulo 5

Finalmente, se imprimen los resultados más importantes, como son: características de equipos, corrientes de vapor, flujo de combustible y costos. Estos resultados se explican con más detalle en la sección 5.3.

El programa tiene la flexibilidad de manejar las siguientes situaciones, de las cuales es posible obtener una gran cantidad de combinaciones entre ellas. Generando tantas alternativas u opciones como lo requiera un caso en particular.

1. Tipo de combustible para quemar en calderas y calentadores a fuego directo: gas y/o combustible líquido.
2. Distintos niveles de generación de vapor en la caldera.
3. Diferentes condiciones de presión y temperatura para el vapor en los niveles intermedios.
4. Tipos de turbinas para accionar bombas, compresores u otros equipos: vapor y/o gas.
5. Generación de corriente eléctrica mediante un turbogenerador o adquirirla del exterior.
6. Generación de vapor en calentadores a fuego directo y/o generadores.
7. Mejoramiento de la eficiencia individual en calderas, calentadores a fuego directo, y turbinas de gas mediante recuperación de calor.

TABLA 4.2.

MODULO	OPCION	EQUIVALENCIA	DATOS REQUERIDOS	DATOS GENERADOS
Mezcla y derivaciones de corrientes SUB:MEZCLA INDICE: ITM	ITM - 000	No calcula		
	001	2 corrientes que se unen con la misma temperatura	T, P, FV(N1), FV(N2), ITM	FV(N3), T, P
	002	2 corrientes que se unen con diferente temperatura	T1, P1, T2, P2, FV(N1), FV(N2), ITM1, ITM2, ITM3, ITM	T3, P3, FV(N4), T, P
	003	Derivación de corriente por relación de flujo	T, P, FV(N2), FV(N3), ITM	FV(N4), T, P
Propiedades termo dinámicas H2O	IPT - 000	No calcula		
	001	Calcula propiedades físicas del H2O	P, presión - lbs/plg ² T, temperatura - °F	HL, HV, SL, SV, SVSC, HVSC, VL, VV, T, TSF

TABLA 4.2.

MODULO	OPCION	EQUIVALENCIA	DATOS REQUERIDOS	DATOS GENERADOS
Turbinas SUB:TURBIN INDICE:ITU	000	No calcula		
	001	Turbina de vapor:ITV = 001, Turbina de vapor con BTU como dato	EFF, INDEX6, BHC, ITV, ITG, ICOND, T(N1), T(N3), P(N1), P(N3)	HVSC, HV2, FV(N3), PL, CTV
		002, Turb.de vapor con KLV co mo dato	KLW, INDEX6, EFF, ITG, ICOND, ITV, T(N1), T(N3), P(N1), P(N3)	igual a ITV-001
		003, Turbogenerador	EFF, INDEX6, ITV, ITG, BHP, T(N1), T(N3), T(N4), P(N1), P(N3), P(N4), FV(N4)	FV(N1), FV(N3), BHC, CTUREC, HVSC, HVSC1, HL2
		ICOND = 001, Turbina de vapor con condensador de superficie	ICOND, NP, RE, LO, INDEX9	TEA, TSA, MT, G, S, RAN, DELTAP, CCOND
	002	Turbina de gas: ITG = 001, T.G. ciclo simple con Btu/ lb como dato	ITG, BHPC, INDEX8, BTULB	EFTG, BTUHR, FG, FGTOT, COFBHP, CTG
		002, T.G. ciclo simple con la re lación de presiones como dato	ITG, BHPC, INDEX8, RELPRE	igual a ITG-001
		003, T.G. ciclo regenerativo con Btu/lb como dato	ITG, BHPC, INDEX8, BTULB	igual a ITG-001
		004, T.G. ciclo regenerativo con Rel.de presiones como dato	ITG, BHPC, INDEX8, RELPRE	igual a ITG-001
	Eyectores SUB-EYECT INDICE:IEYE	000	No calcula	
001		Sistema de eyectores con intercon densadores	N, TCG, PSC, CGNC, CG, PM, INDEX7, P(N1)	FV(N1), FV(N3), CEYE, CA, TEA, RAA, RVA

TABLA 4.2.

MODULO	OPCION	EQUIVALENCIA	DATOS REQUERIDOS	DATOS GENERADOS
Rehervidores tipo Kettle y Termosifón SUB: REHER INDICE: IRE	IRE - 000	no calcula		
	001	Rehervidor Kettle: corriente de proceso y fluido con cambio de fase: Vapor Saturado	QR, T1, T2, TS, IA, C, GC, P, PTK, PP, SI, SO, SIG, D1, D2, D3, D4, OD, BWG, PSV, CLVE, CPL, MUL, MU, MUV, KL, KW, WB, WTL, WTV, RD, LT, VP, ROL, ROV, ROLL, ROVV, FP, FM, INDEX4, IV, T3, T4, MUVT, WLO, KLL, CPL1, ROL1, ROLI, ROVI	T1, T2, TS, WT, WGOR, MT, NCP, DP2F, DELTAP, HIO, QT, IK, QTMAX, UH, DC, QH, US, RD, QHMAX, HSC, QD, CREHER, A
	002	Rehervidor Kettle: corriente de proceso y fluido sin cambio de fase: Gas Alta Presión	QR, T1, T2, T3, T4, IN, C, GC, P, PP, PTK, SI, SO, SIG, S, D1, D2, D3, D4, OD, BWG, CLV, CLVE, CP, CPL2, CPL, MU2,	WT, WGOR, T1, T2, T3, T4, NCP, MT, DELTAP, DP2F, PP, NP, HIO, QT, IK, QTMAX,
	003	Rehervidor Kettle: corriente de proceso y fluido sin cambio de fase: Fluido térmico, est.	MUL, KL, KW, KA, NB, RD, VP, ROL, ROV, RO2, FP, FM, INDEX4, LT	UH, DC, QH, US, A, QHMAX, HSC, QD, CREHER, UT
	004	Termosifón vertical: hidrocarburo a vaporizar por medio de vapor saturado	QR, CLV, T1, T2, TS, LT, US, OD, D1, D2, KW, WT, KL, MUL, CPL, CLVE, PTK, SIG, ROL, ROV, MUV, RD, RF1, RF2, D4, PP, C, FP, INDEX4, FM	WT, WMC, LT, HL, ALFAP, NT, HB, TS, T1, T2, HVAP, HLG, HIO, DC, HO, AREA, CREHER
	005	Generador de vapor: 100% de vaporización del agua en la coraza. Tubos-corriente proceso		igual a 002

TABLA 4.2.

MODULO	OPCION	EQUIVALENCIA	DATOS REQUERIDOS	DATOS GENERADOS
Calderas SUB: CALDER INDICE: ICL	000	No calcula		
	001	Con horno, sobrecalentador, banco generador y calentador de aire	E, EXCA, EA, HHV ó HHC, LHV ó LHC, PP, FP, FS, ITEC, INDEX2, AT, ICOM, ATC, T1A, HAL1, P(N1), T(N1), P(N3), T(N3), FV(N3)	CAL, WF ó WFC, CCL, TG, TG1, TG2, TG3, QABS, QSC, QBC, QA, QEV, SUP, ASC, ABG, AER, ANCHO, ALTURA, LARGO, VOL, NQ
	002	Igual a 001 pero sin sobrecalentador	igual a 001	001 menos: QSC, ASC, TG3
Intercambiadores de calor SUB: CAMB INDICE: ICA	000	No calcula		
	001	2 corrientes de proceso	QT, T1, T2, T3, T4, RIL, RID, IT, PN, P, ID, G, WT, SS, W, CPT, CP, ROT, BWC, DI, D, ROS, OD, C, IP, MUT, MUS, MUW, MUWS, SSS, KT, KS, KW, NP, NPC, LT, US, FD, FM, FP, INDEX3	DELTAP, AREA, DPS, UC, E, DS, ES, MT, HIO, DE, NPS, CCAMB
	002	Una corriente de proceso y agua de enfriamiento	igual a 001	igual a 001 más WT ó W

TABLA 4.2.

MODULO	OPCION	EQUIVALENCIA	DATOS REQUERIDOS	DATOS GENERADOS
Calentadores a fuego directo SUB: CALFUD INDICE: ICFD	000	No calcula		
	001	Pre calentamiento y calentamiento de una corriente de proceso	QT, TFP1, EXCA, E, FLUX, LHV ó LHC, SPT, ODR, ODC, IDC, PP, TT, MUL, ó MUV, KL ó KV, CPL ó CPV, ROL ó ROV, VEL, FD, FM, FP, INDEX1, AT, ICOM, TFP2	WFCFD ó WFGAS, CCFD, TG, TG1, STR, ACAC, UTC, ALTURA ANCHO, PE, NT, VOLH, QABSR
	002	2 zonas de convección, pre calentamiento y generación de vapor	Datos de 001 más: T(N1), P(N1), FV(N1), T(N3), P(N3), IFLU	001 más: A2CON, UBG, FV(N3), DTBG, QCCN
	003	2 zonas de convección, pre calentamiento y calentador de aire	001 más T1A	001 más: A2CON, UBG, DTBG, WA, QER
	004	2 zonas de convección, pre calentamiento y sobrecalentador de vapor	igual a 002	igual a 002
	005	2 zonas de convección, pre calentador y economizador de agua	igual a 002	igual a 002
	006 a 010	Igual que de 001 a 005 pero con flujo a dos fases en tubos	QT, TFP1, TFP2, EXCA, E, FLUX, LHV ó LHC, SPT, ODR, ODC, IDC, PP, TT, MUL, MUV, KL, KV, CPL, CPV, ROL, ROV, VEL, FD, FM, FP, INDEX1, AT, ICOM, FL	igual de 001 a 005
	011	100% de carga térmica en el horno	QT, TFP1, TFP2, EXCA, E, FLUX, LHV ó LHC, SPT, ODR, PP, TT, FD, FP, INDEX1, AT, ICOM, FM	WFCFD ó WFGAS, CCFD, TG, STR, ALTURA, ANCHO, PE, NT, VOLH
	012	100% de carga térmica en el horno y con equipo recuperador de calor	igual a 011 más: T(N1), P(N1), FV(N3), T(N3), P(N3)	igual a 011 más: A2CON, UBG, QCON

El funcionamiento del simulador se basa en un empleo de "índices" que son los que considera el simulador para efectuar el cálculo o no de la orden asignada. Se le asigna un valor en el programa para efectuar la orden requerida.

Los índices para el control del simulador son los siguientes: ICAL, IENCA, IDENT, ITP, IFLU, ITCAL. En la tabla 4-1 se puede apreciar los valores que pueden tomarse los índices anteriores.

TABLA 4-1

INDICE	= 1	≠ 1
ICAL	Empieza a calcular	No calcula
IENCA	Imprime encabezado general	No imprime
IDENT	Imprime encabezado de equipo	No imprime
ITP	Lee temperatura y presión	No lee
IFLU	Lee flujos	No lee

Los módulos que calcularía ITCAL con valores desde uno a siete serían, en orden progresivo, los siguientes:

- Calentadores a fuego directo
- Calderas
- Intercambiadores de calor
- Rehervidores
- Mezcla y derivación de corrientes
- Turbinas
- Eyectores

En la tabla 4.2. pueden verse todas las opciones de cálculo de cada uno de los módulos, así como los datos requeridos, los datos generados y los índices internos de control.

El primer juego de datos leídos por el simulador consiste en: los índices de control, los índices para la numeración de las corrientes de vapor y combustible, y un índice para gastos (ICOST). Con los valores de los índices el programa empieza a ejecutar las órdenes correspondientes hasta llegar al módulo que se ha seleccionado, inmediatamente después se lee el valor del índice interno del módulo y los datos requeridos por éste. Una vez realizado el cálculo, los datos generados son transferidos al programa principal y se vuelve a leer otro nuevo juego de índices, repitiéndose el ciclo anterior hasta que el último equipo del diagrama de flujo haya sido calculado.

4.1. ALGORITMO DEL PROGRAMA PRINCIPAL

El simulador es un programa de computación que se elaboró para que calcule el consumo estimado de combustible y vapor, así como los costos de equipos que involucren consumo de combustible y/o vapor, y el costo del combustible empleado. Secundariamente el programa realiza un predimensionamiento de todos los equipos que tengan relación con estos consumos.

La información necesaria para el funcionamiento del simulador es la elaboración de un diagrama de flujo de consumo y distribución de vapor y combustible de la planta o conjuntos de plantas de proceso seleccionadas, donde hay que proponer diferentes alternativas para que sean analizadas cada una de ellas por el simulador, con el propósito de encontrar el arreglo más económico y factible para la planta (ver Capítulo 5).

Es necesario que en el diagrama de flujo todas las corrientes sean numeradas y deberán de identificarse todos los módulos que intervengan en el proceso que estén relacionadas con el consumo de vapor y/o combustible.

Debe tenerse siempre presente que al utilizar el simulador deben definirse las variables necesarias para tener completamente especificada una corriente, o sea, conocer todas sus propiedades. Una corriente queda especificada si se conocen: a) su composición, su flujo y dos de los siguientes datos: presión, temperatura, entalpia o vaporización molar y b) el proceso termodinámico que sufre una corriente completamente especificada y la temperatura o presión final de la corriente.

Se han identificado seis variables para la definición de las corrientes en un equipo, estas están representadas por N1, N2, N3, N4, N5, y N6. Las variables N1 y N2 se utilizan como corrientes de vapor a la entrada de un equipo, N3 y N4, como corrientes de vapor a la salida, N5 para definir una corriente que maneje combustible líquido y N6 para una corriente que maneje gas.

Los datos que requiera cada módulo tendrán que haber sido generados por el cálculo de un módulo anterior o que estos sean especificaciones del proceso o suposiciones iniciales como base de diseño. Entendiéndose como datos requeridos, todos los datos que necesariamente deban estar disponibles en la corriente o corrientes relacionadas con un módulo; y datos generados, todos los datos que están disponibles en las corrientes de salida de un módulo después de haberse calculado y parámetros relacionados al equipo. Los datos se darán como información al programa principal y los datos generados quedarán almacenados en la memoria para que otros módulos puedan utilizarlos posteriormente.

Capitulo 4

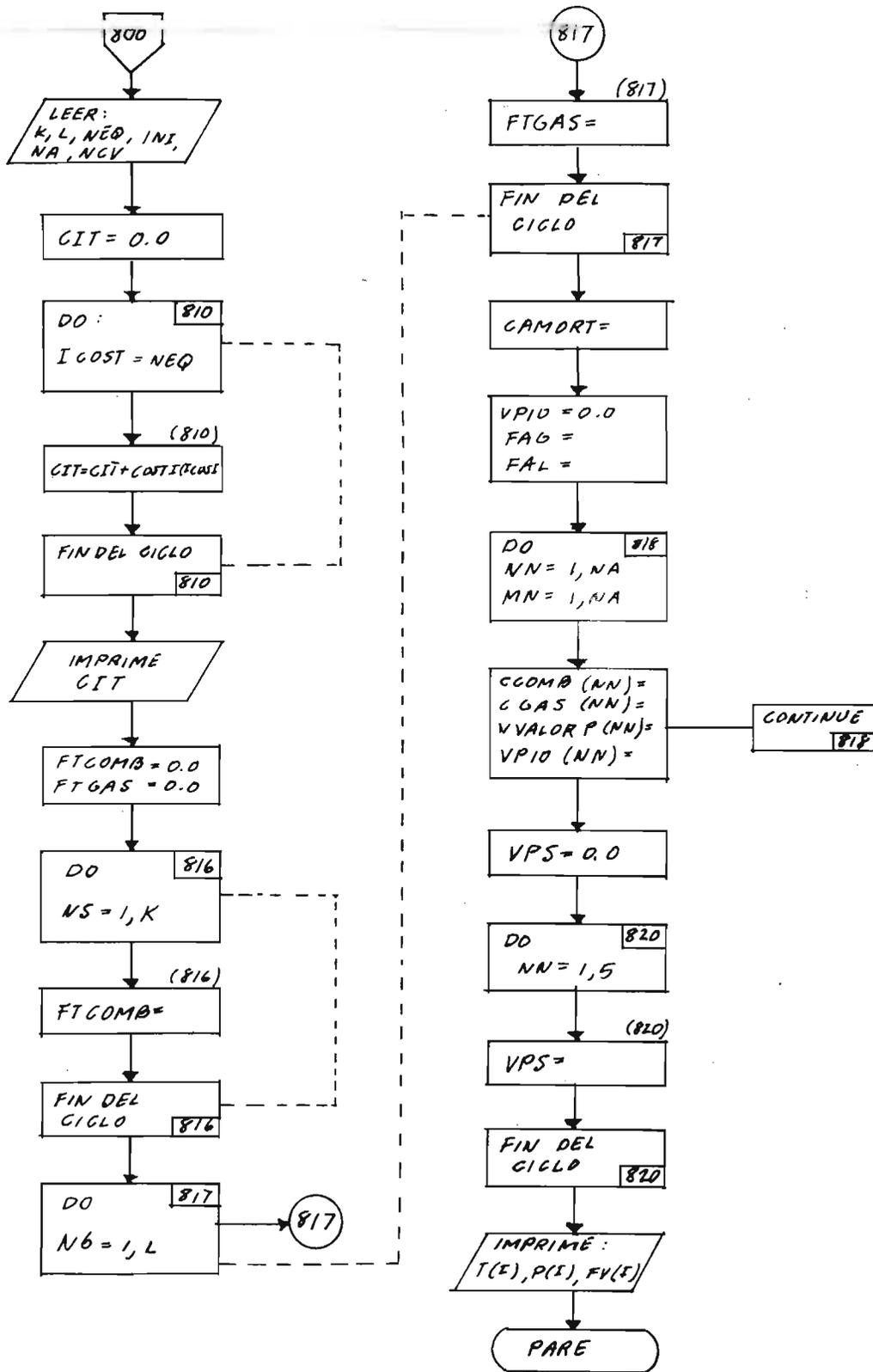


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DEL PROGRAMA PRINCIPAL

FIG:

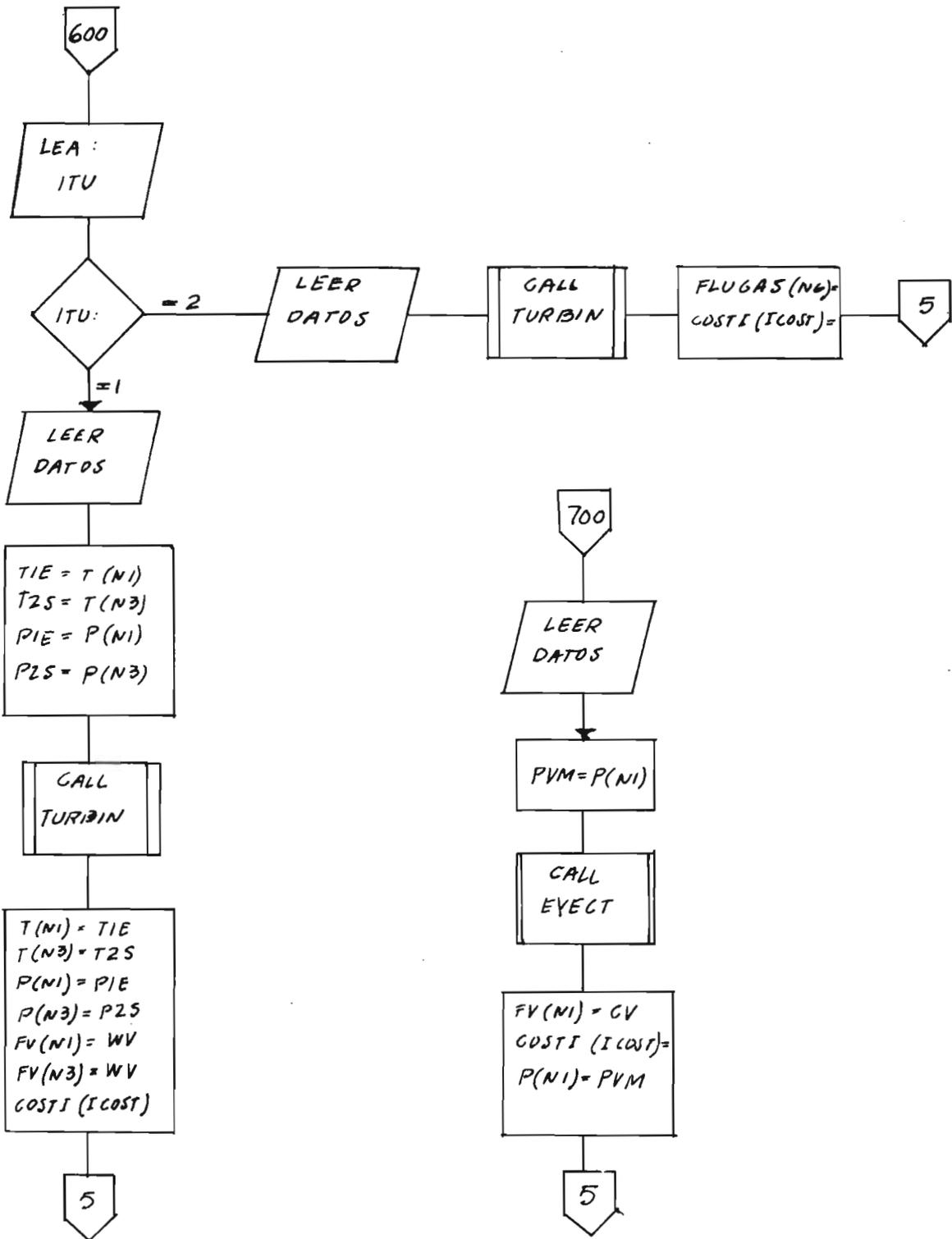


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DEL PROGRAMA PRINCIPAL

FIG:

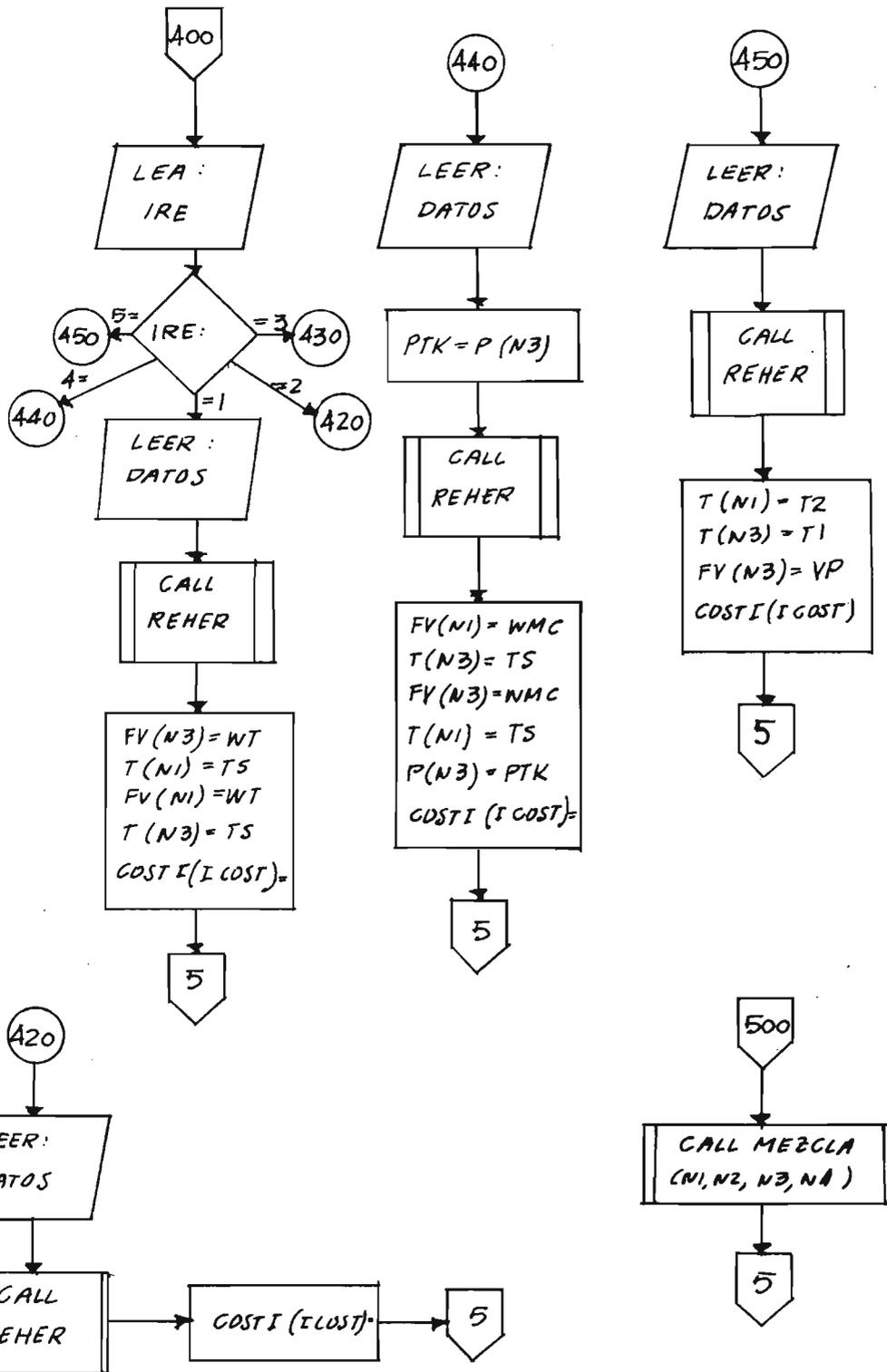


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DEL PROGRAMA PRINCIPAL

FIG:

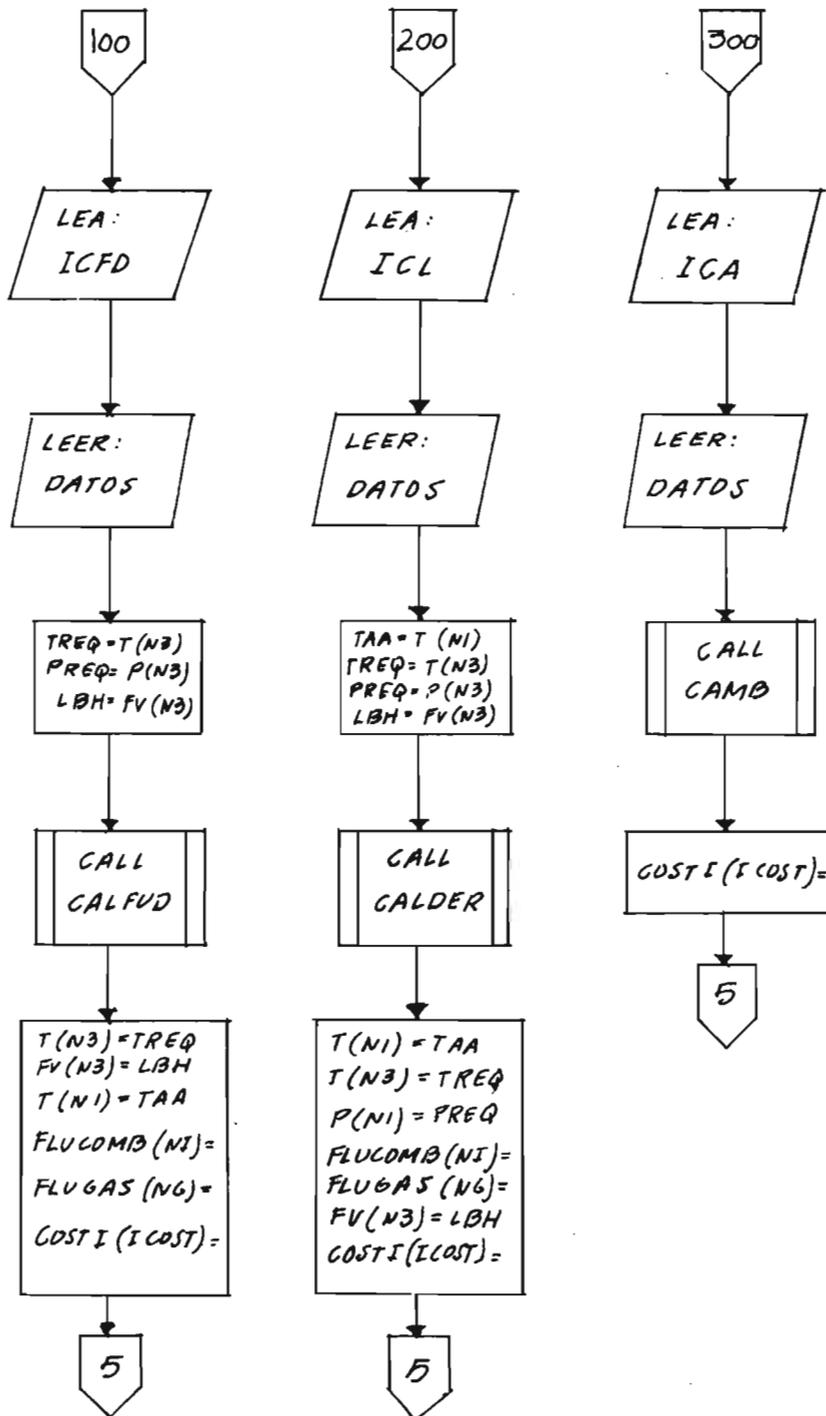
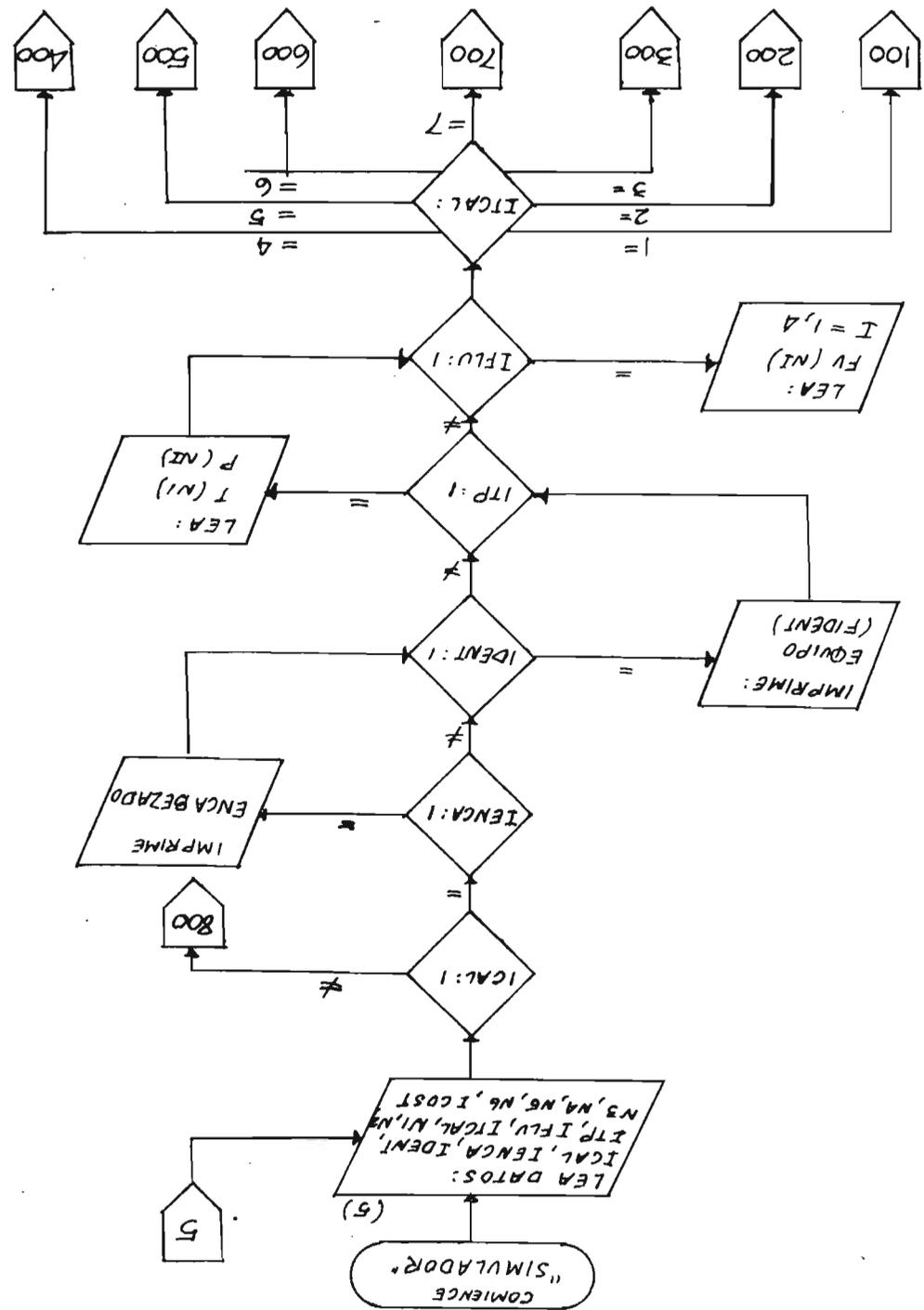


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DEL PROGRAMA PRINCIPAL

FIG:

DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DEL PROGRAMA PRINCIPAL

FIG: 4.1.A



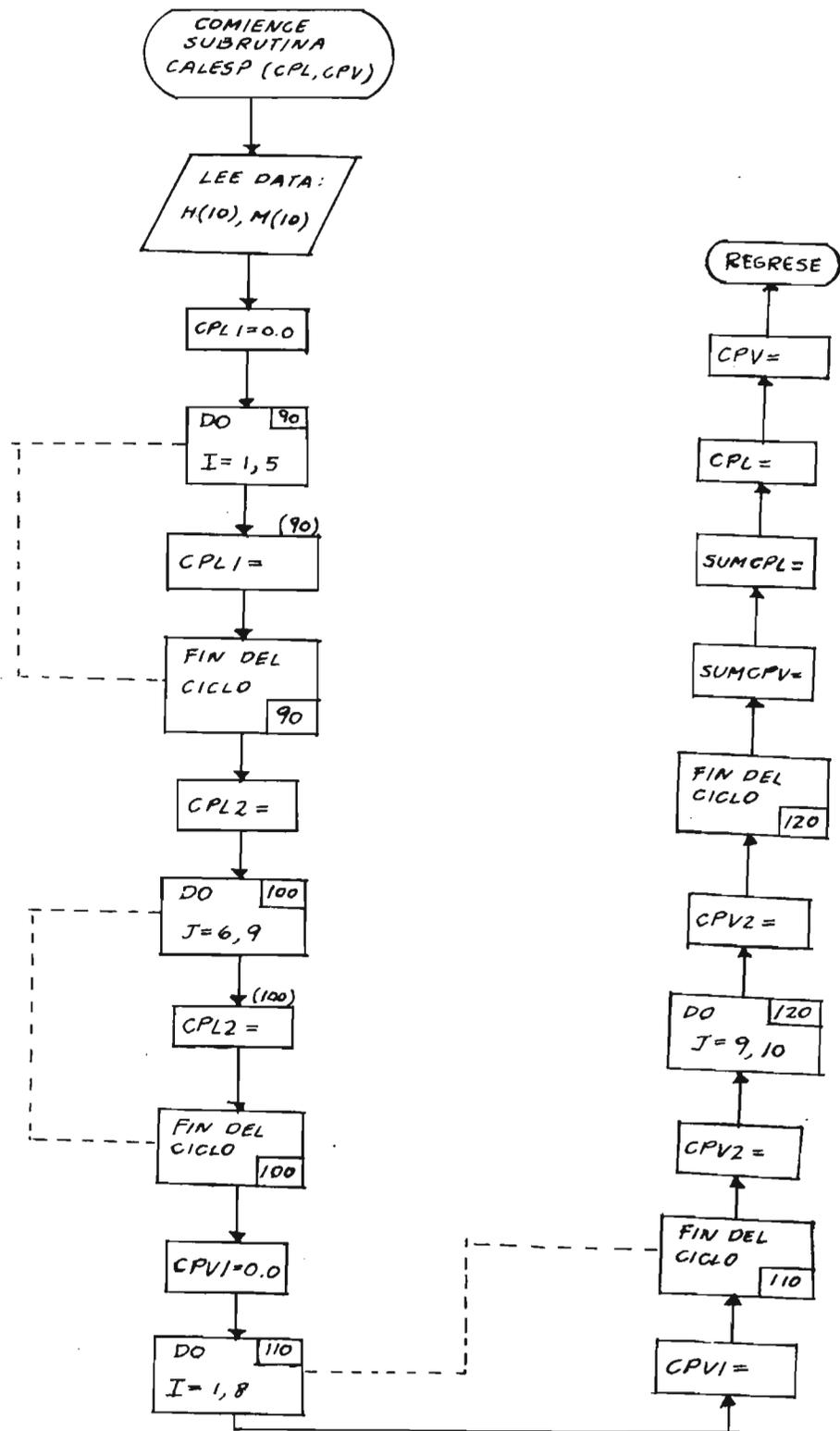


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE PROPIEDADES DEL AGUA

FIG:

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRFSION(PST)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 485.72 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 20351 LBS/HP

COSTO DE LA TURBINA= 190849.95 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(P.SI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 285.47 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 11961 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 133893.44 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 285.47 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 11961 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 133893.44 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 124.90 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 5233 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 88225.60 M.N.

Diagramas de flujo.

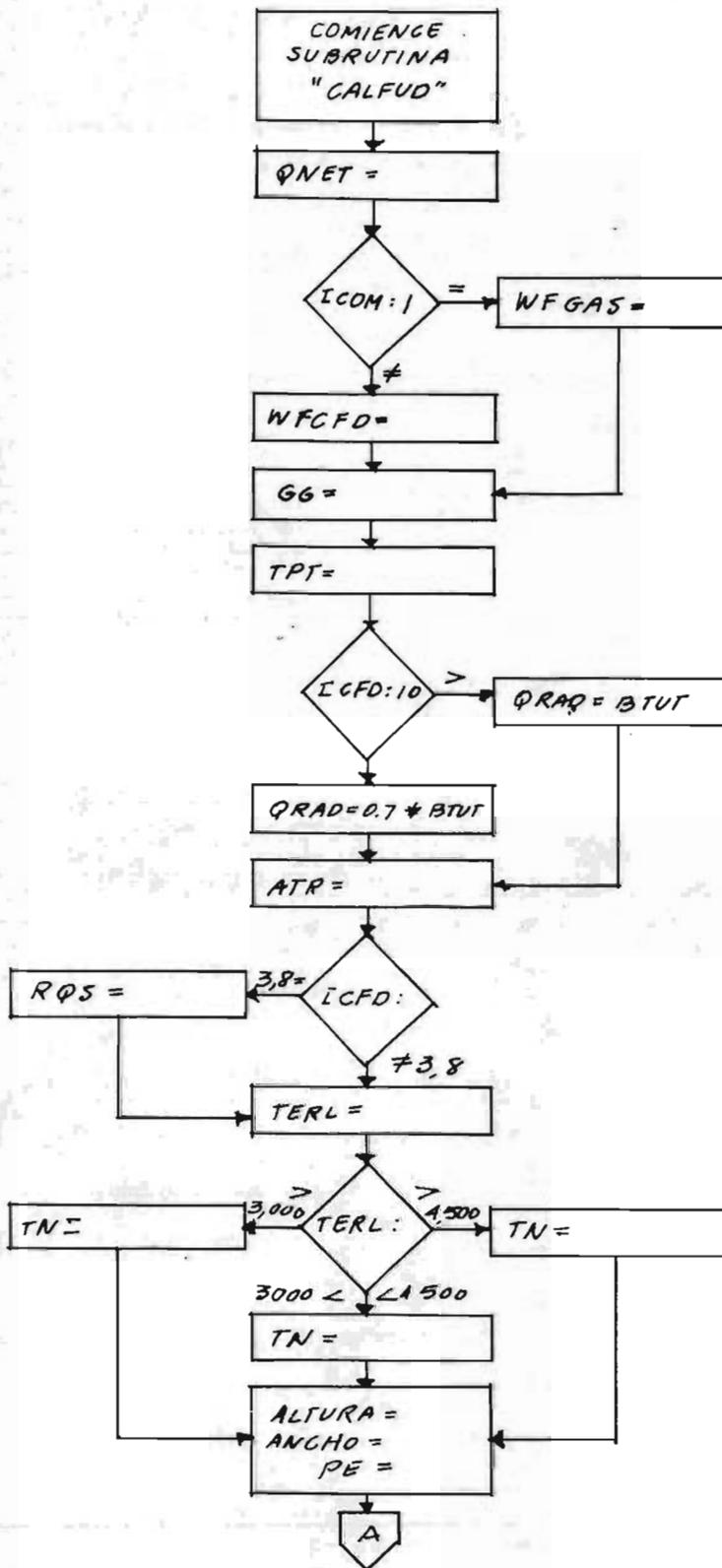
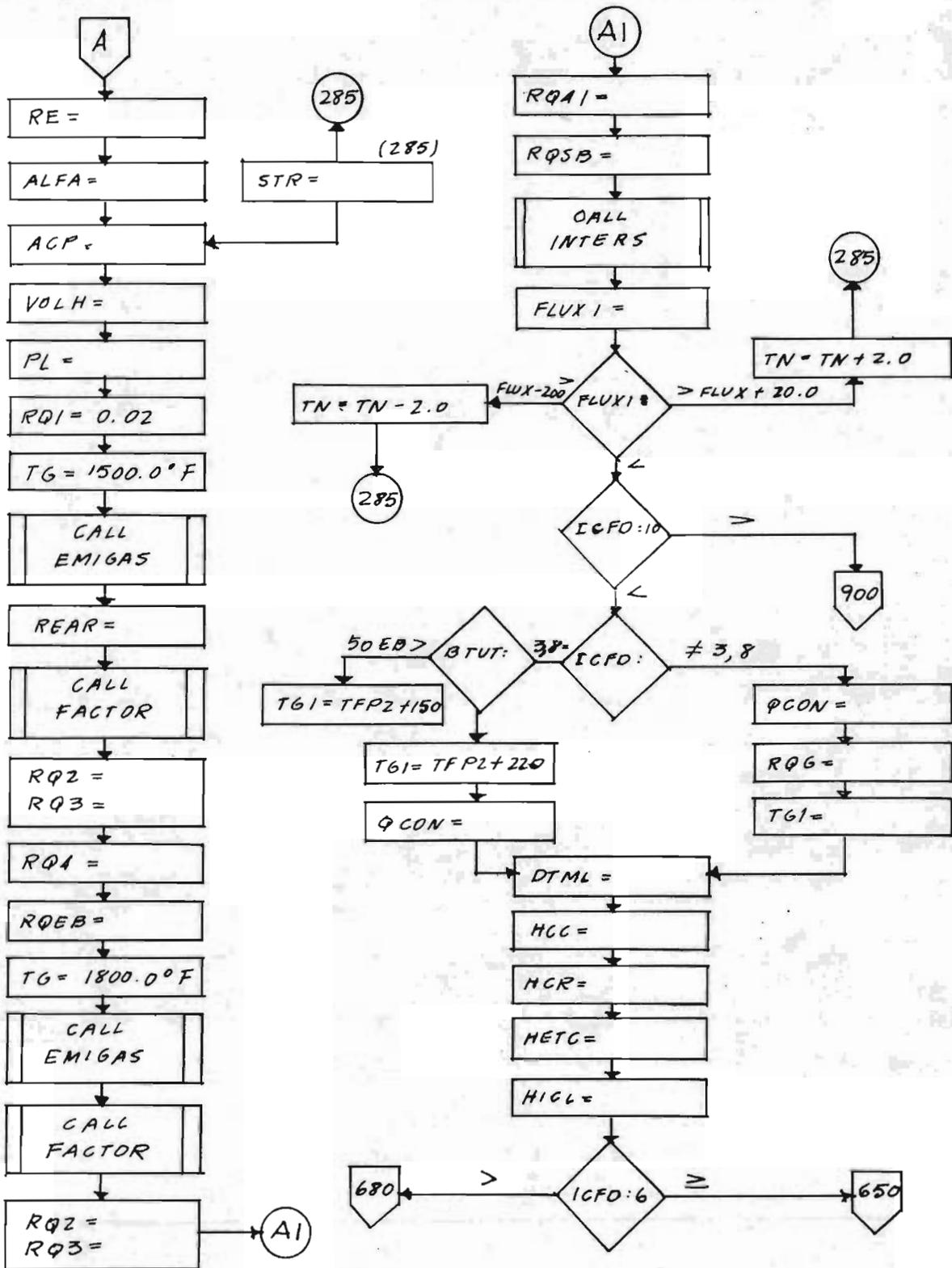


DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL ALGORITMO DE CALENTADORES
 OPTIMIZACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN
 PLANTAS DE PROCESO.

FIG:
 3.1.2. A



GRAMA DE FLUJO PARA EL ALGORITMO DE CALENTADORES

FIG:

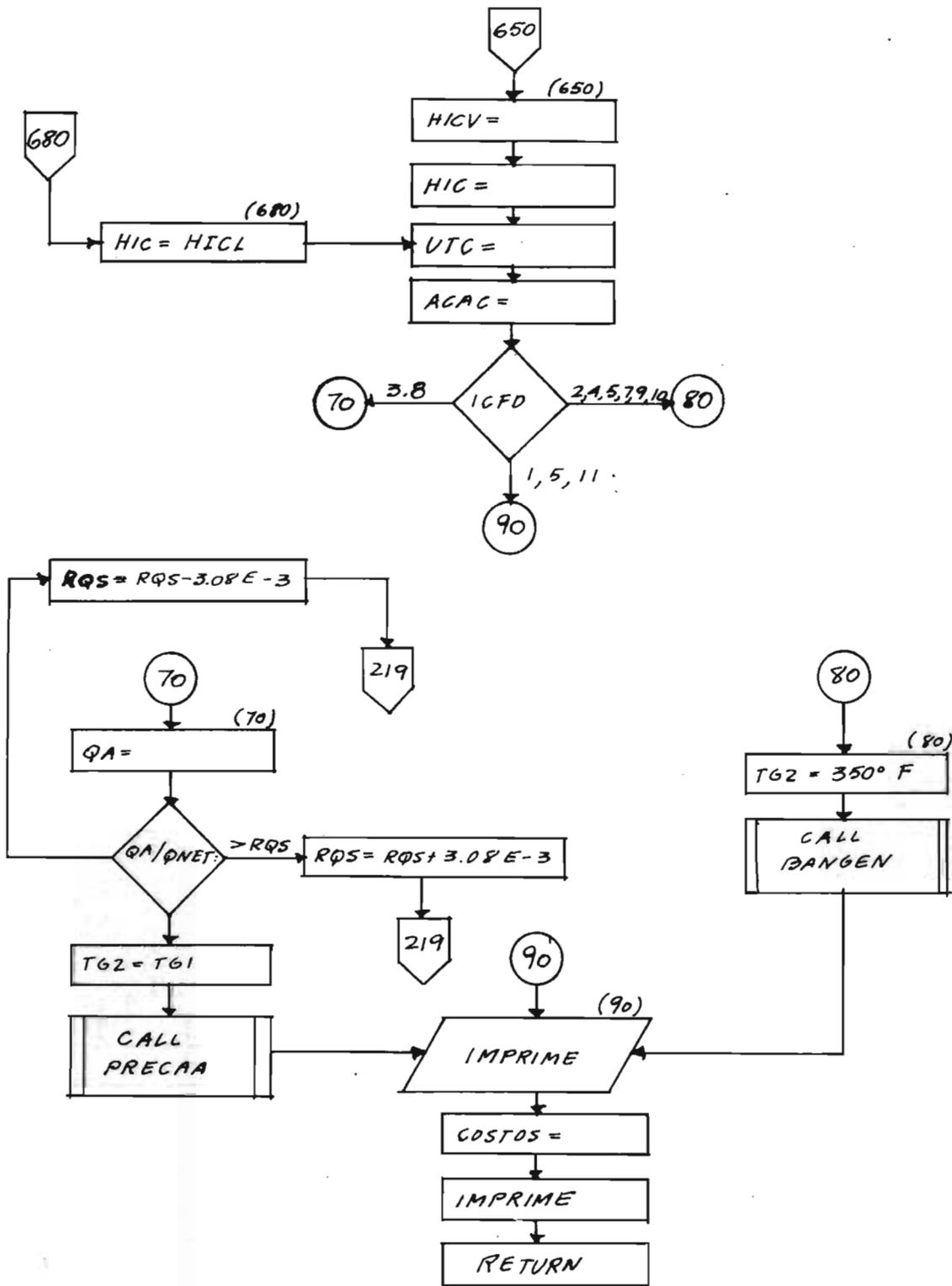
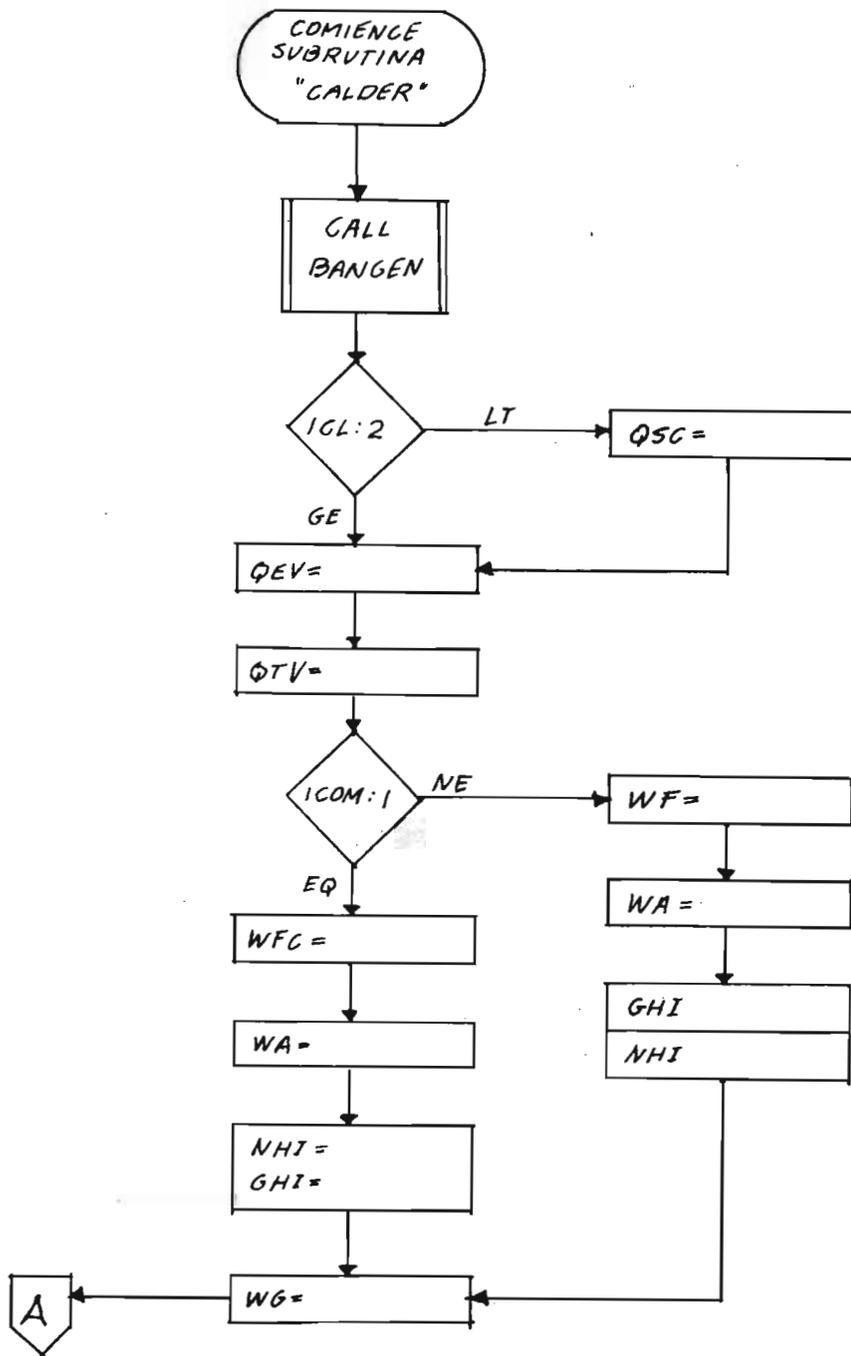


DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL ALGORITMO DE CALENTADORES

FIG:



GRAMA DE FLUJO PARA EL ALGORITMO DE CALDERAS.
 TIMIZACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN
 ANTAS DE PROCESO.

FIG:
 5.2.2. A

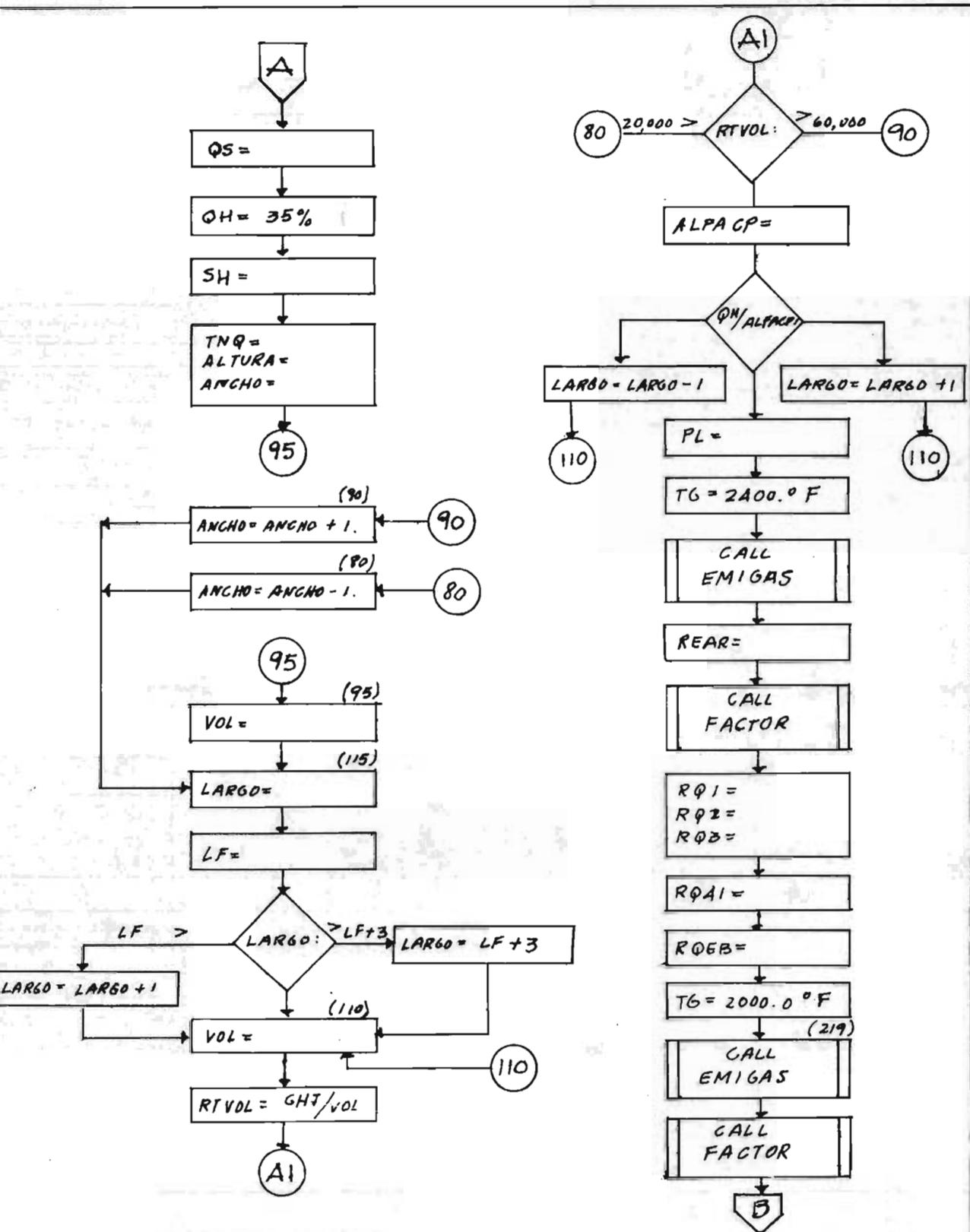
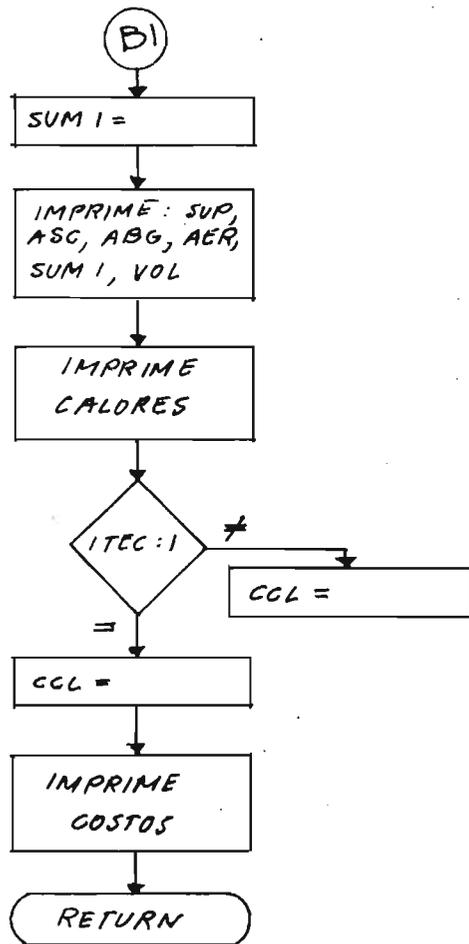
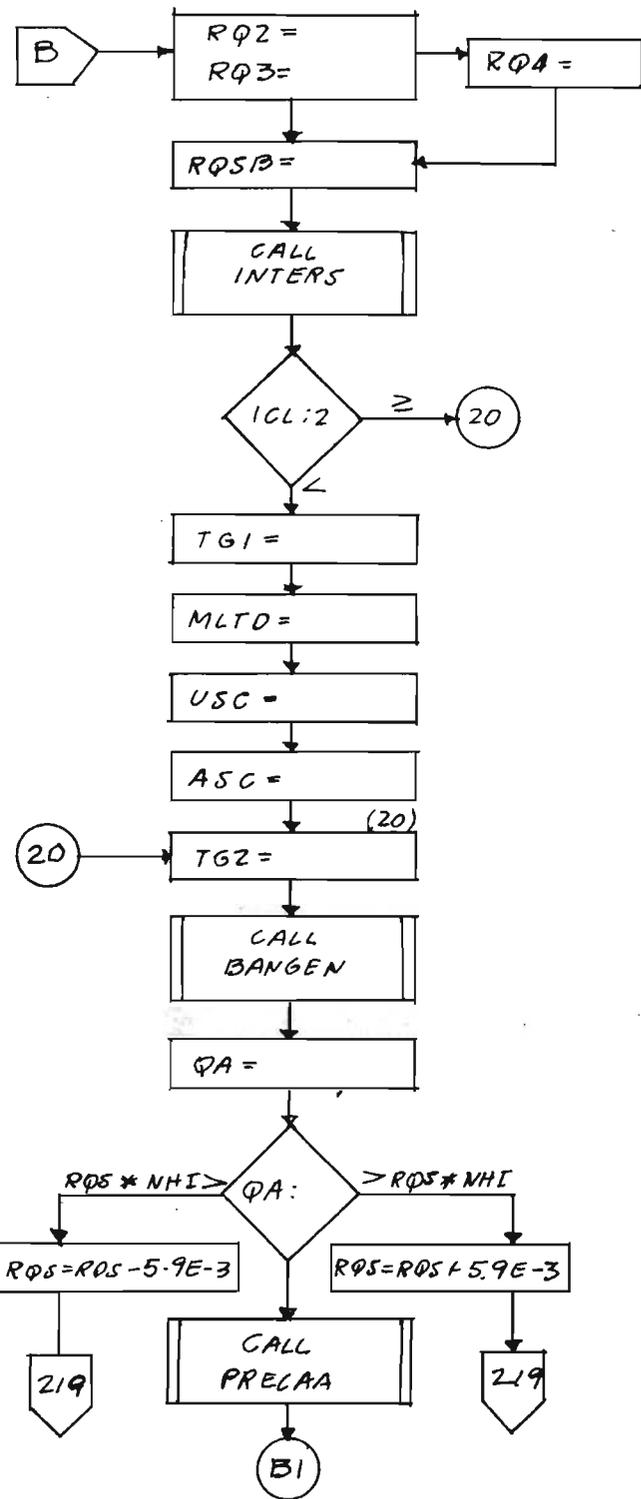
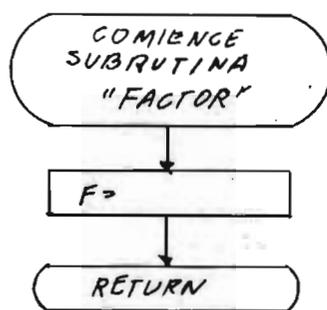
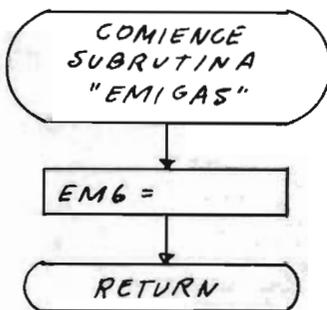
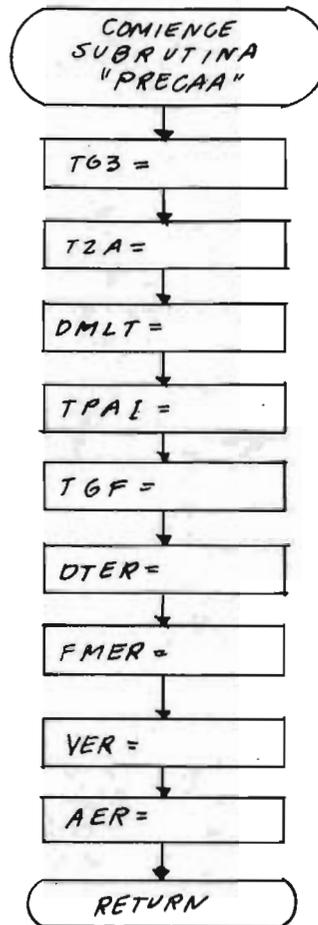
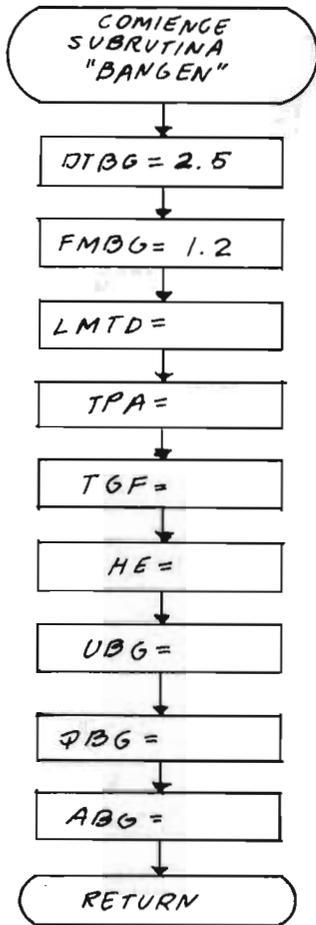


DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL ALGORITMO DE CALDERAS

FIG:
3.2.2. B





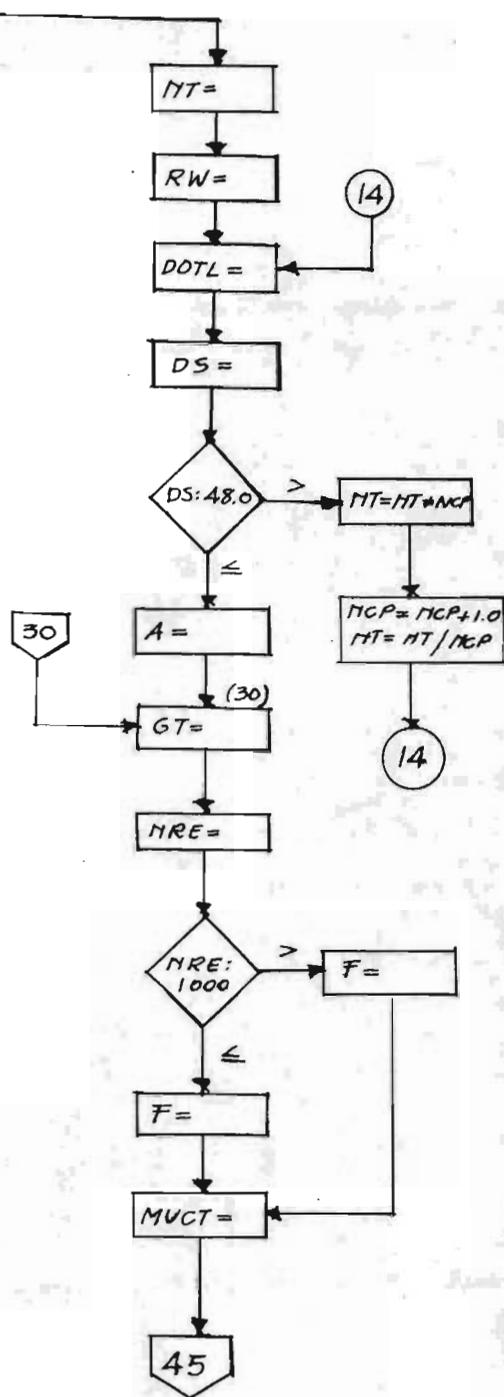
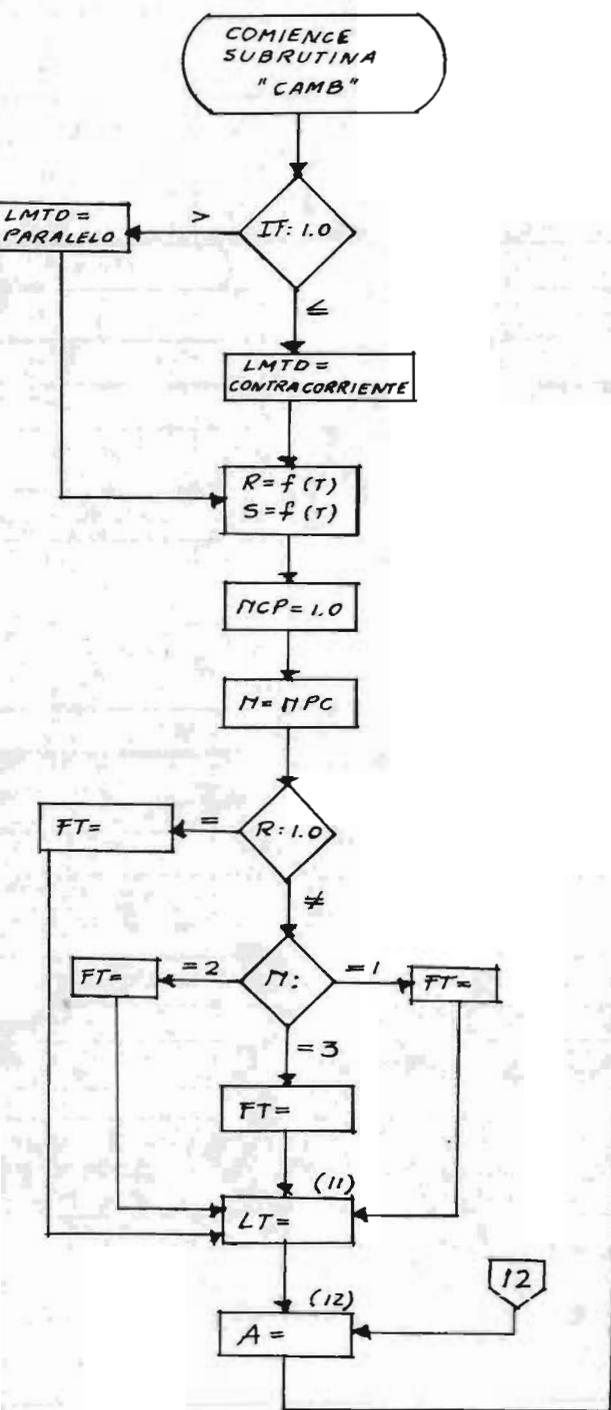
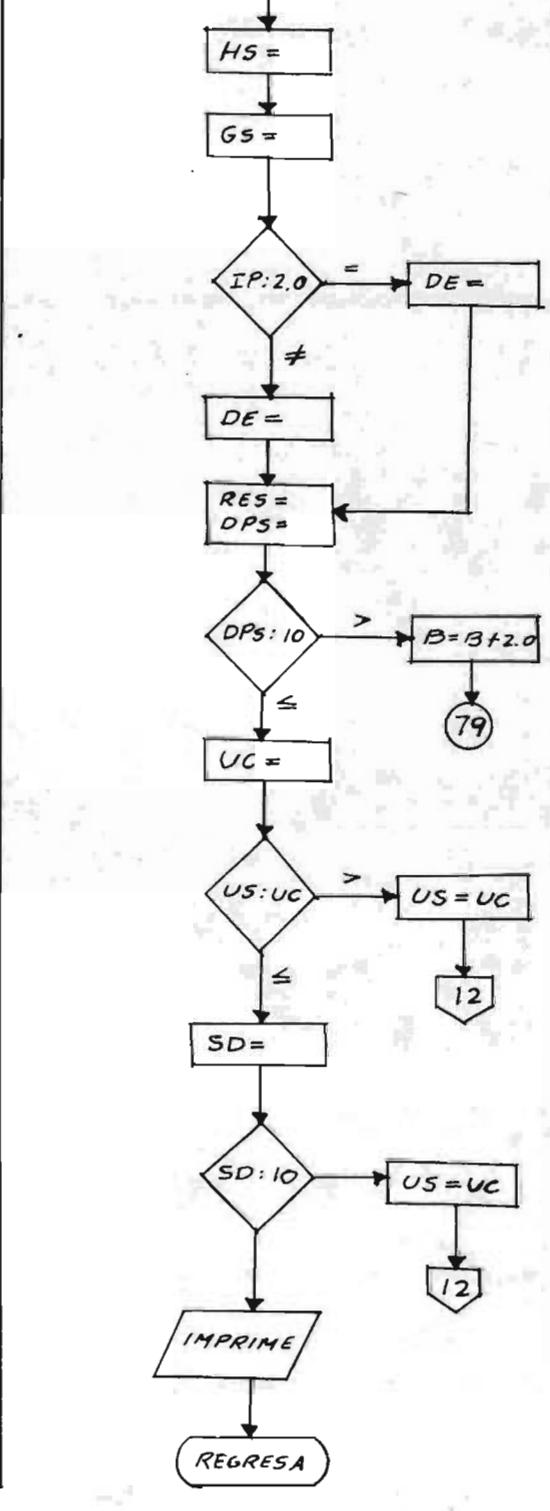
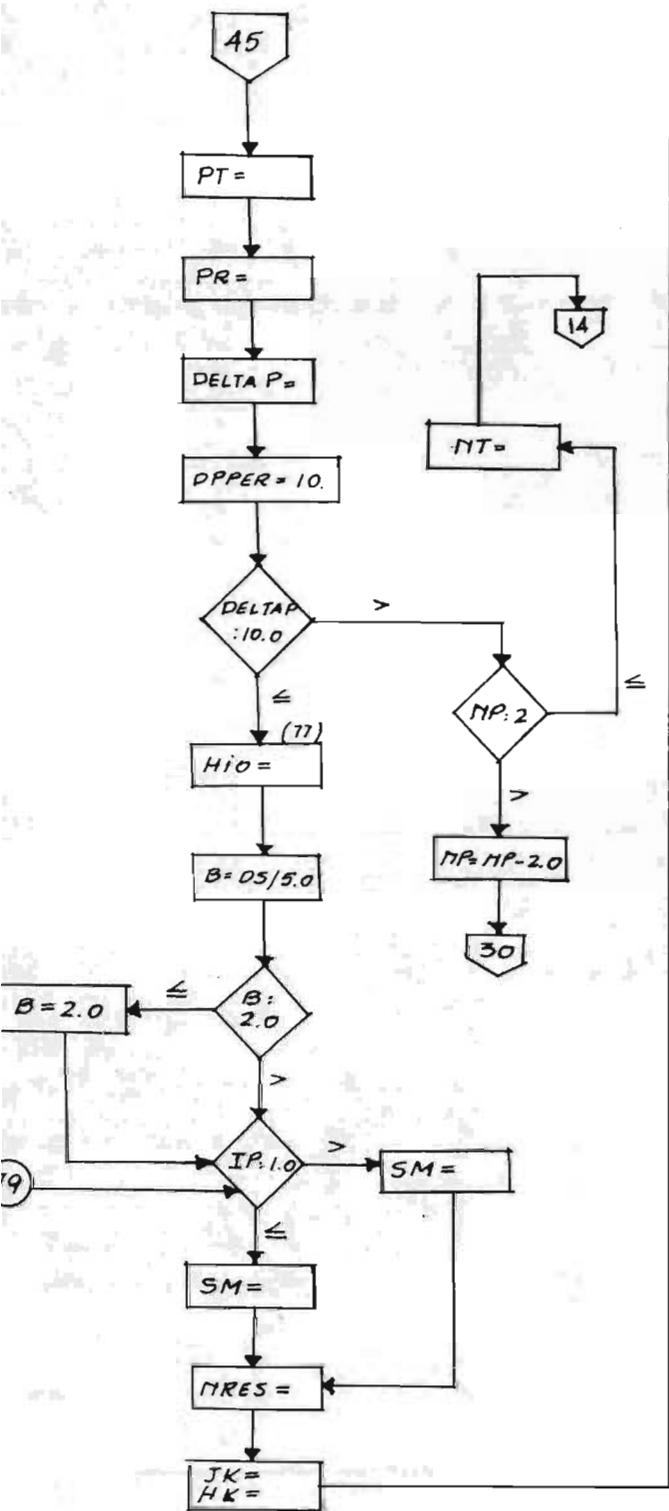


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE CAMBIADORES S.C.F.
OPTIMIZACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN
PLANTAS DE PROCESO.

FIG.
3.3.1.A



GRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE CAMBIADORES S.C.F.

FIG:

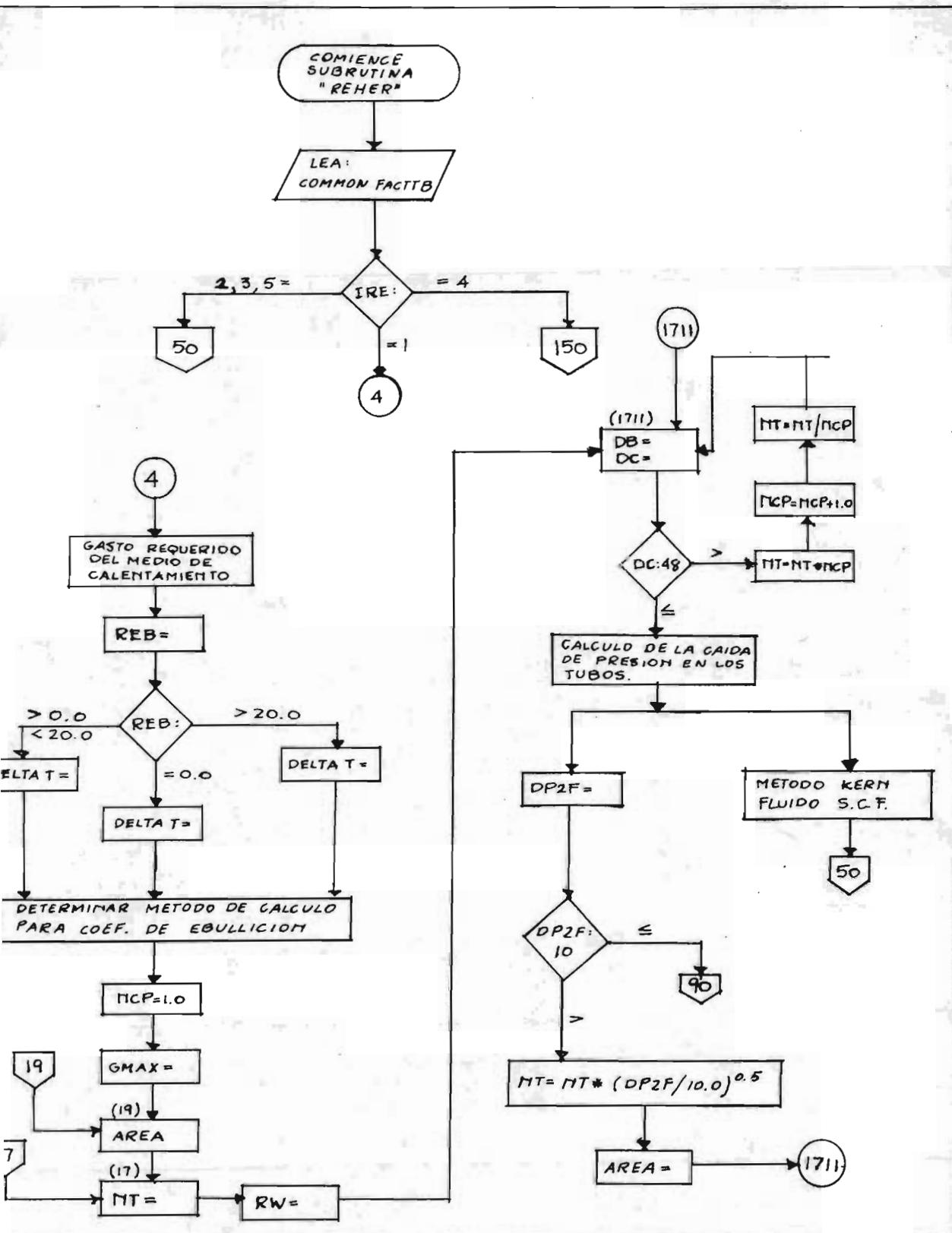
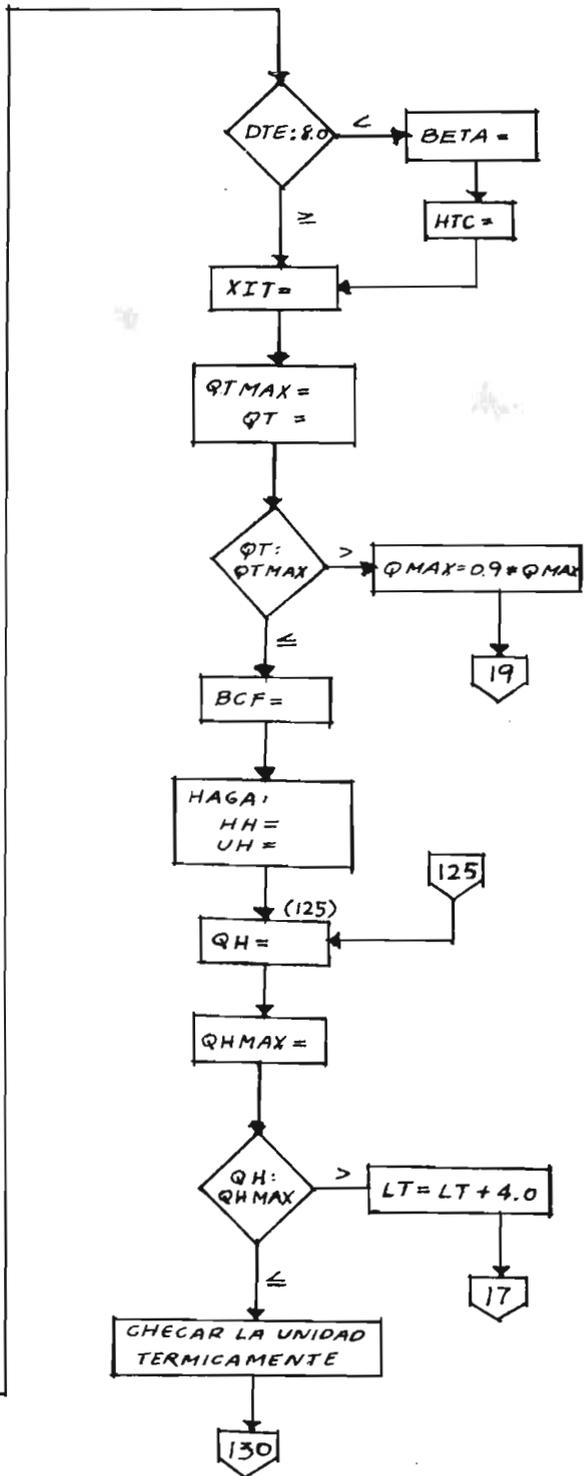
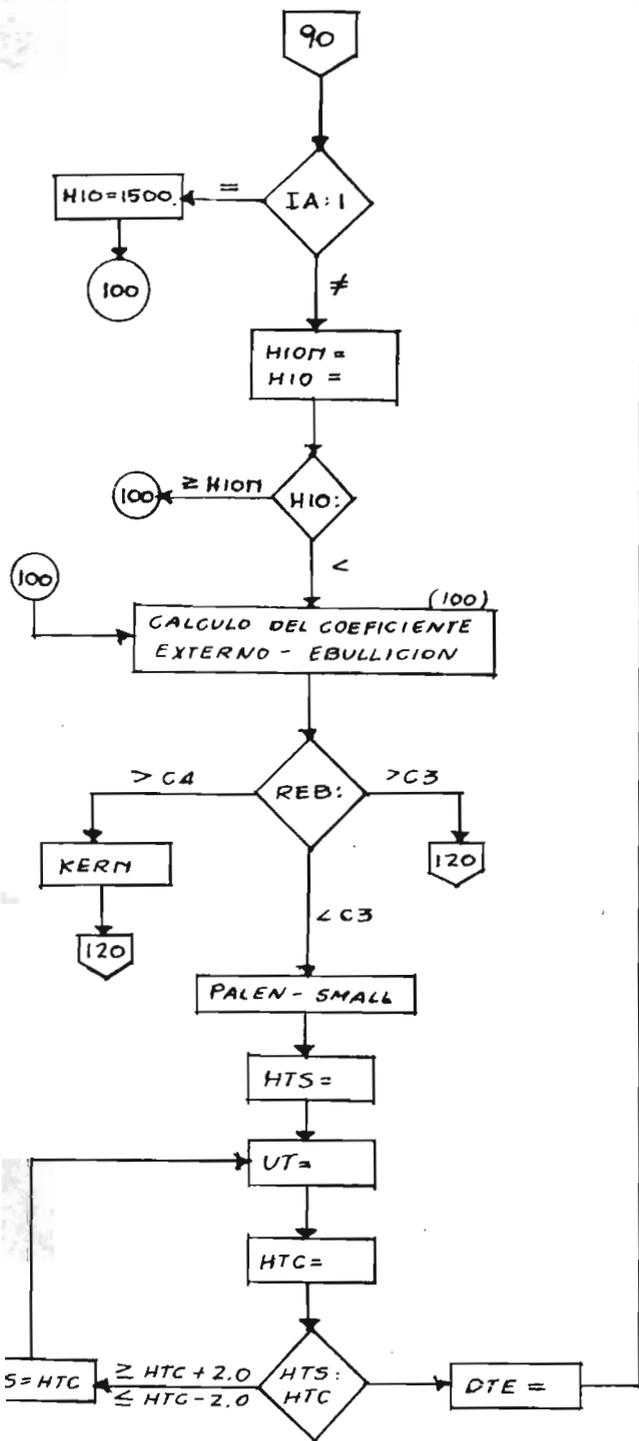


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE REHERVIDORES
 OPTIMIZACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN
 PLANTAS DE PROCESO.

FIG:
 3.4.1. A



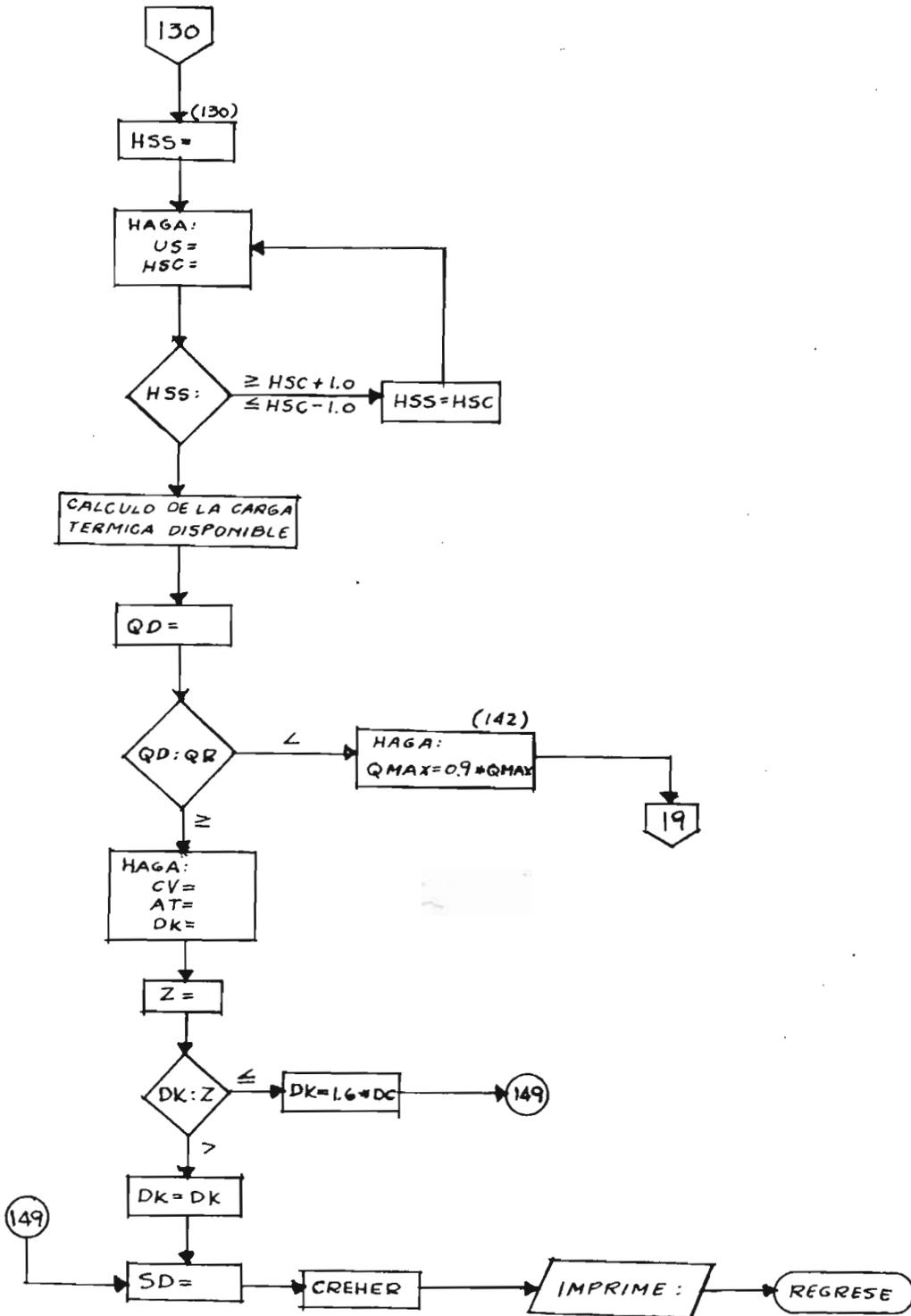
AGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE REHERVIDORES

FIG:

SIS PROFESIONAL FACULTAD DE QUIMICA

U. N. A. M.

3.4.1. B



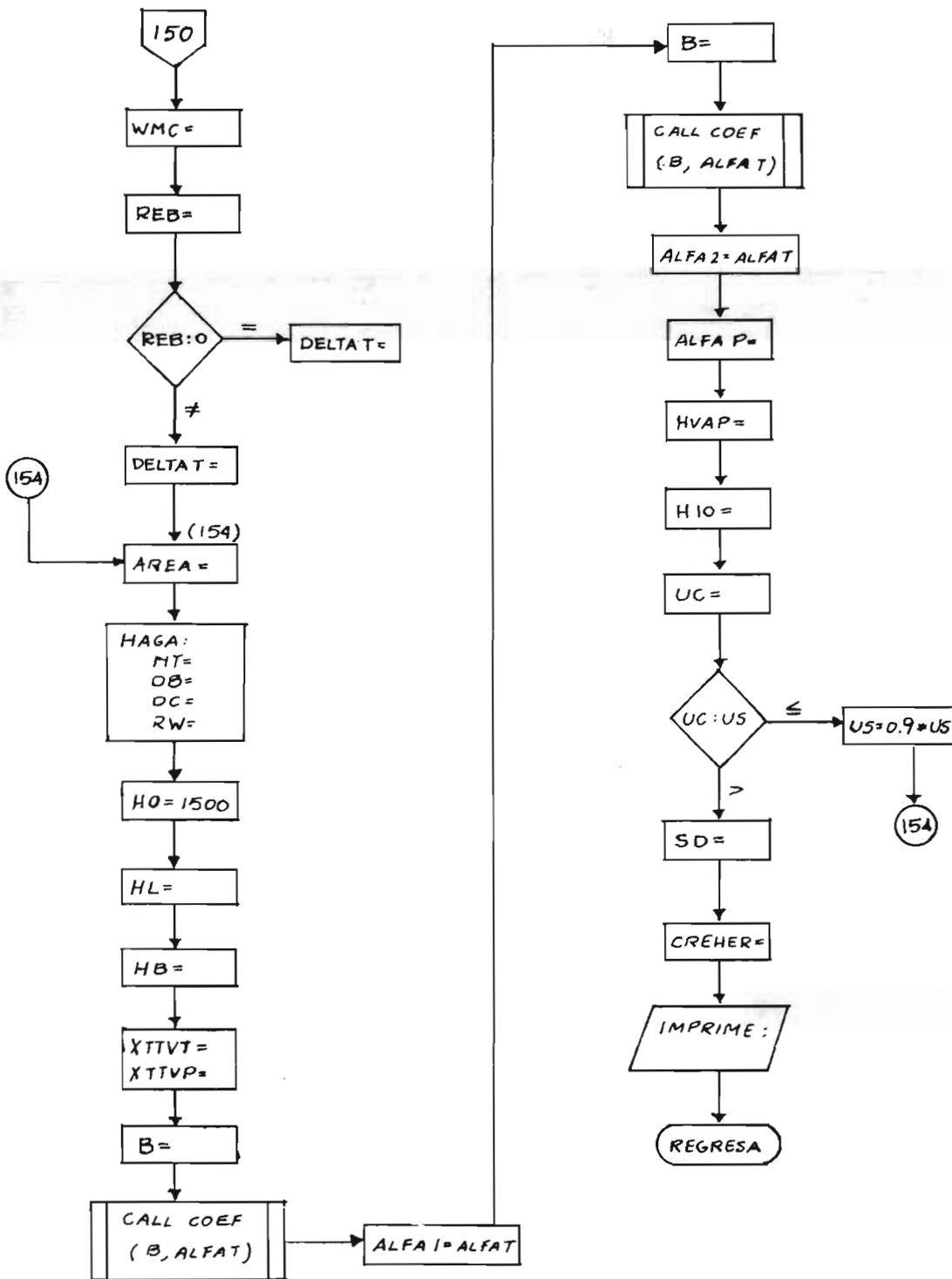


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE REHERVIDORES

FIG:

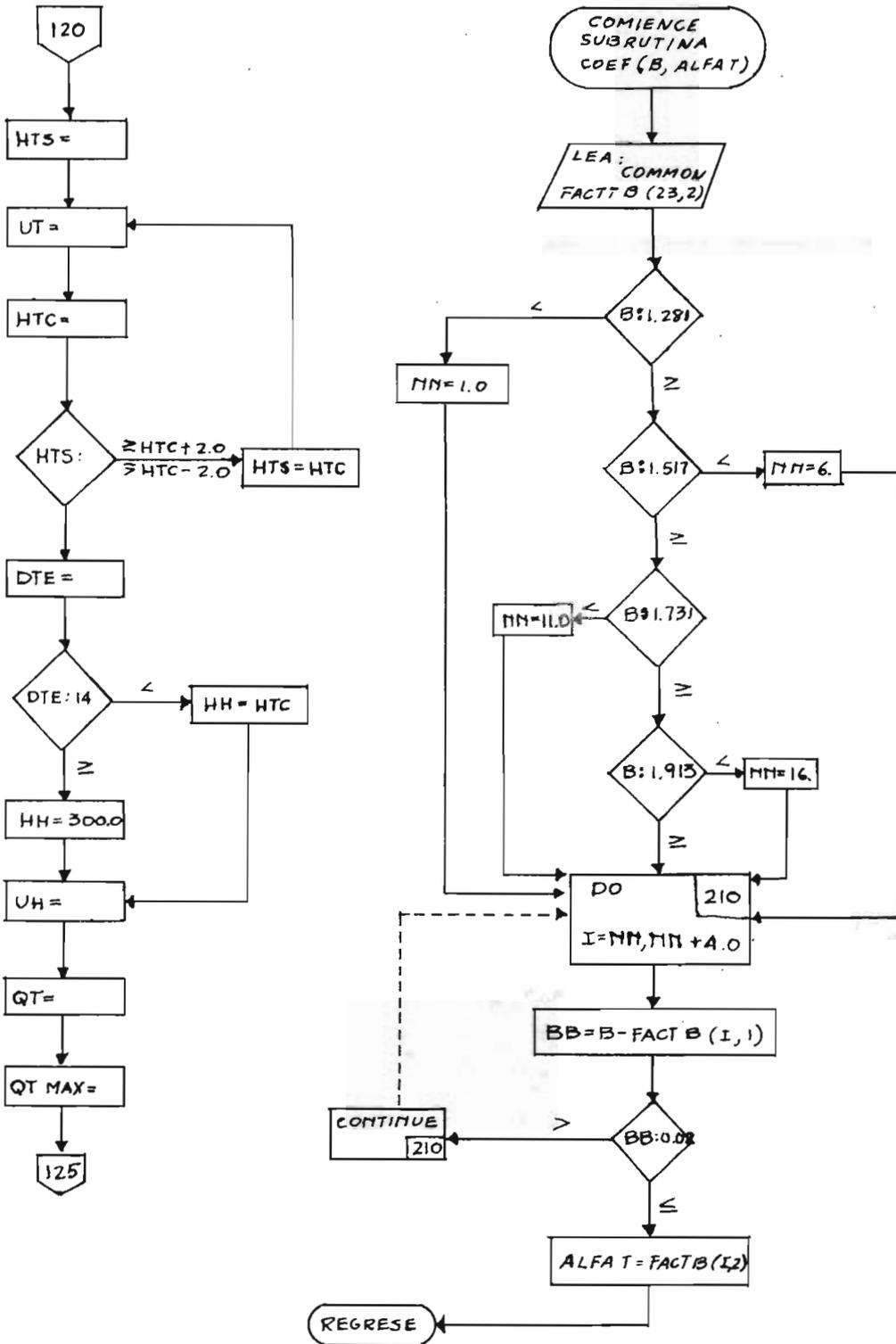
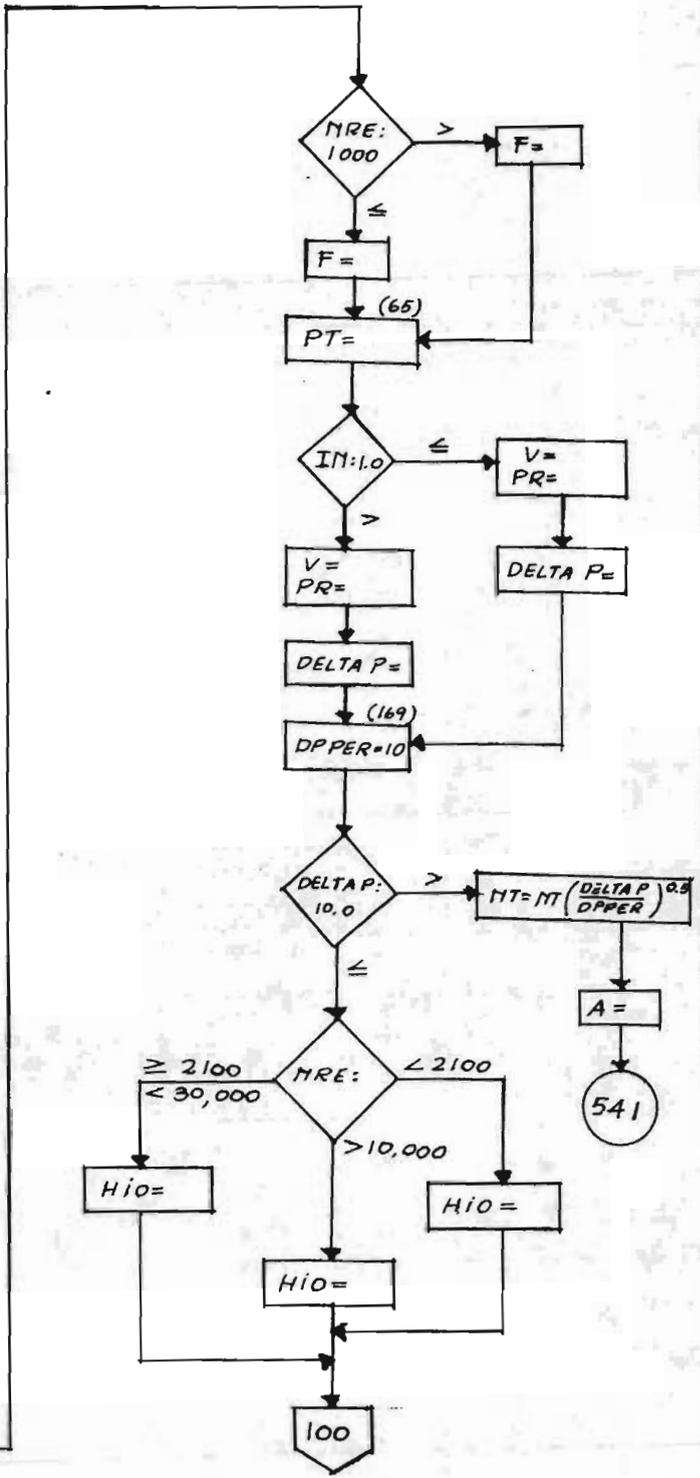
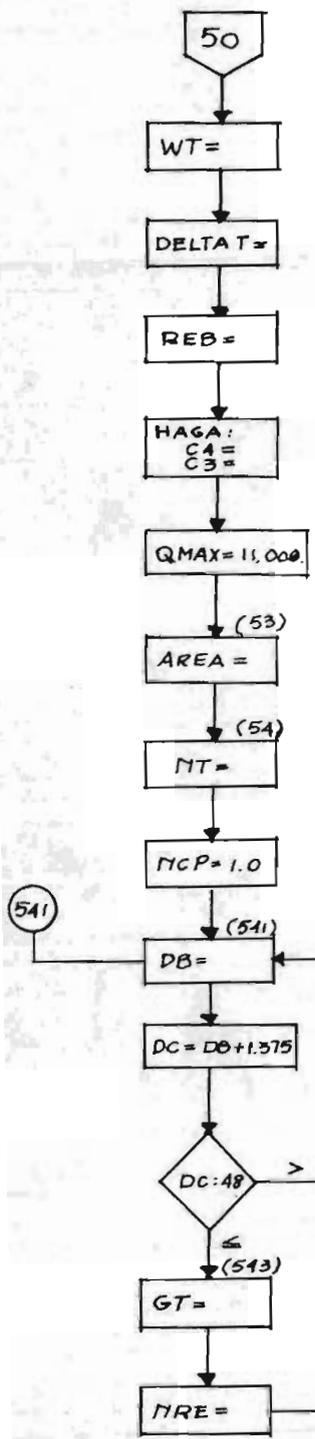


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE REHERVADORES



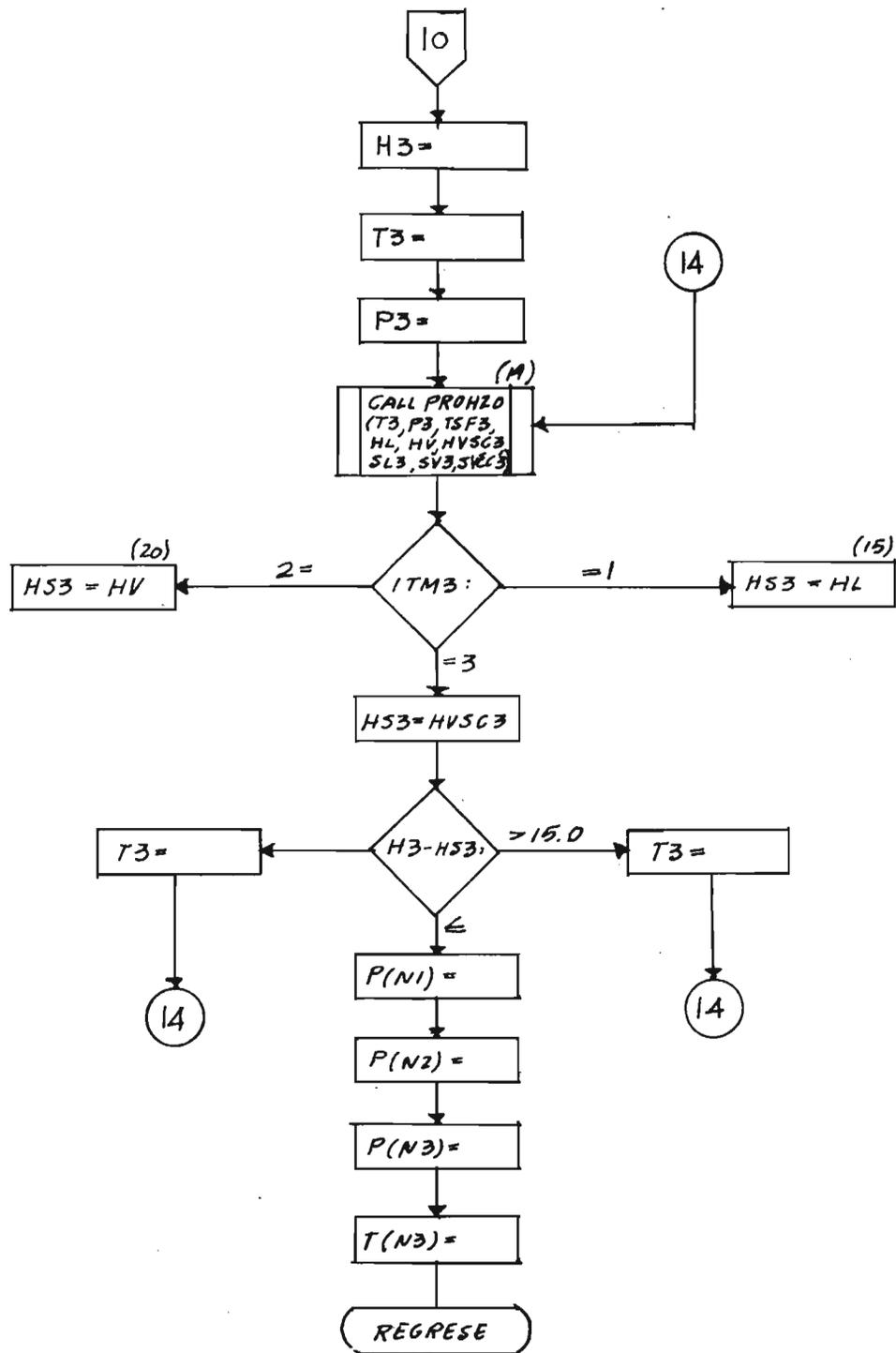


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE LA SUBROUTINA DE MEZCLA

FIG:

TESIS PROFESIONAL FACULTAD DE QUIMICA U. T. A. M.

3.51. B

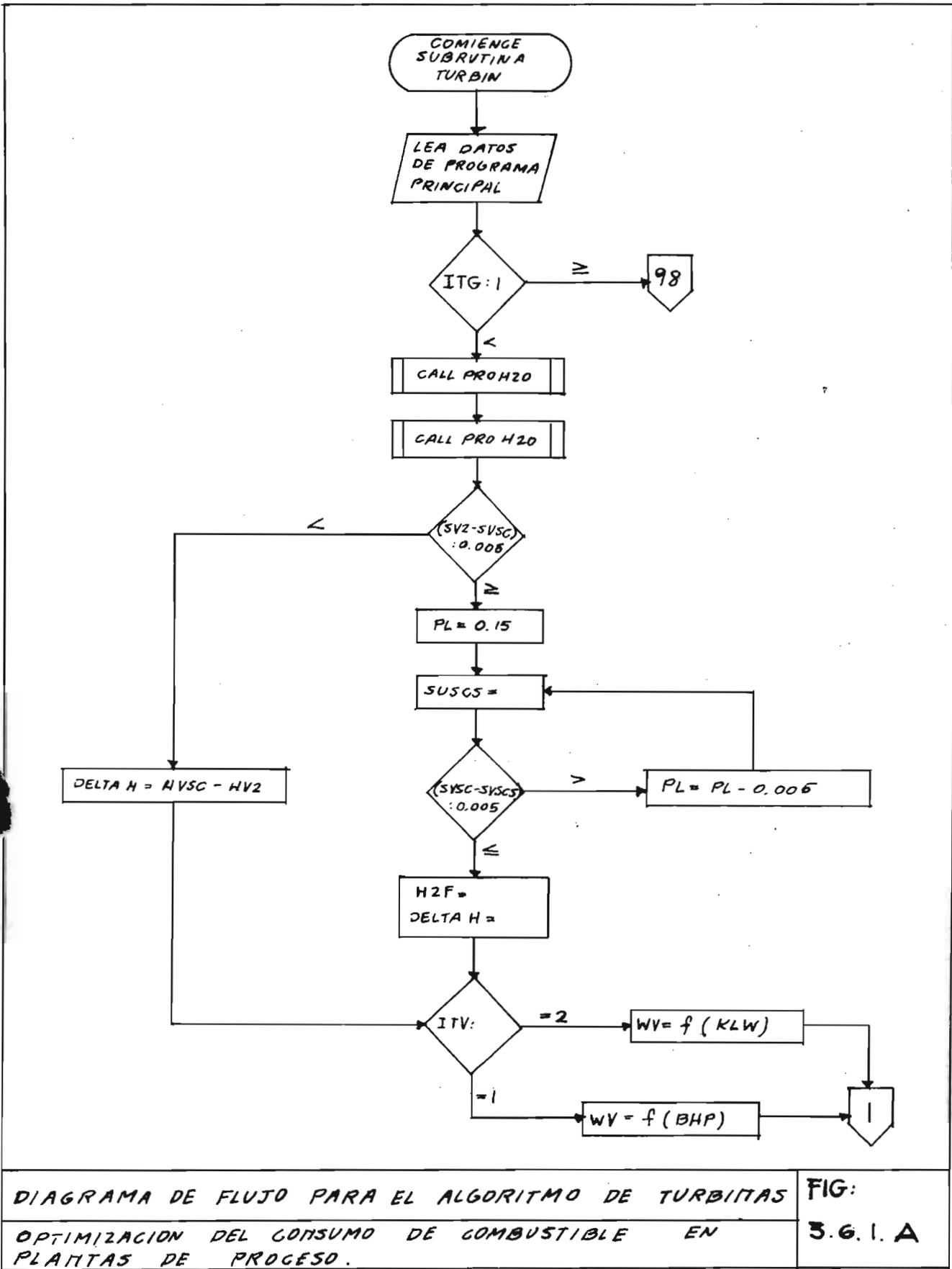


DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL ALGORITMO DE TURBITAS
 OPTIMIZACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN
 PLANTAS DE PROCESO.

FIG:
 3.6.1. A

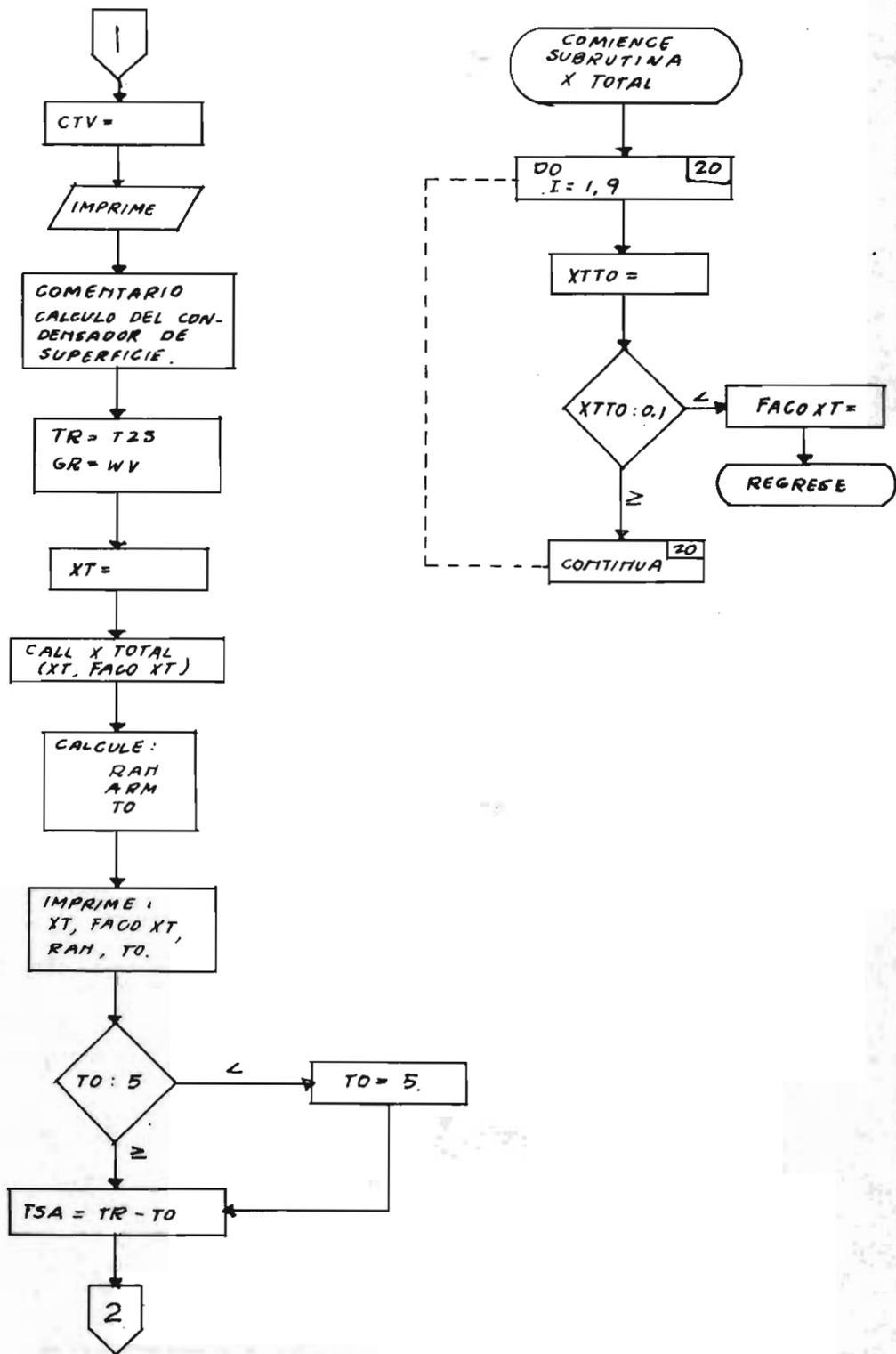


DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL ALGORITMO DE TURBINAS

FIG:

TESIS PROFESIONAL FACULTAD DE QUIMICA

U.N.A.M.

3.6.1. B

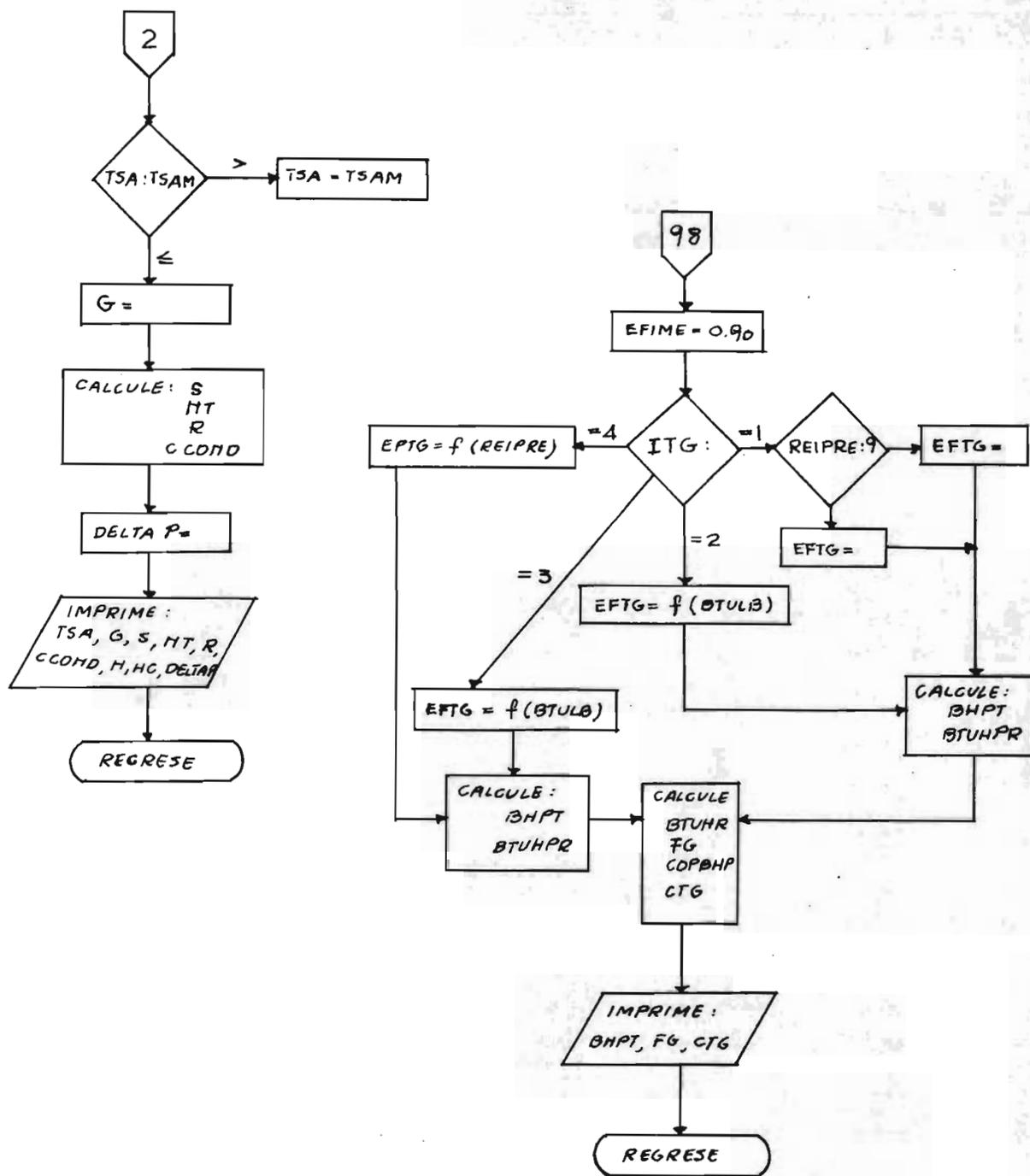


DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL ALGORITMO DE TURBINAS

FIG:

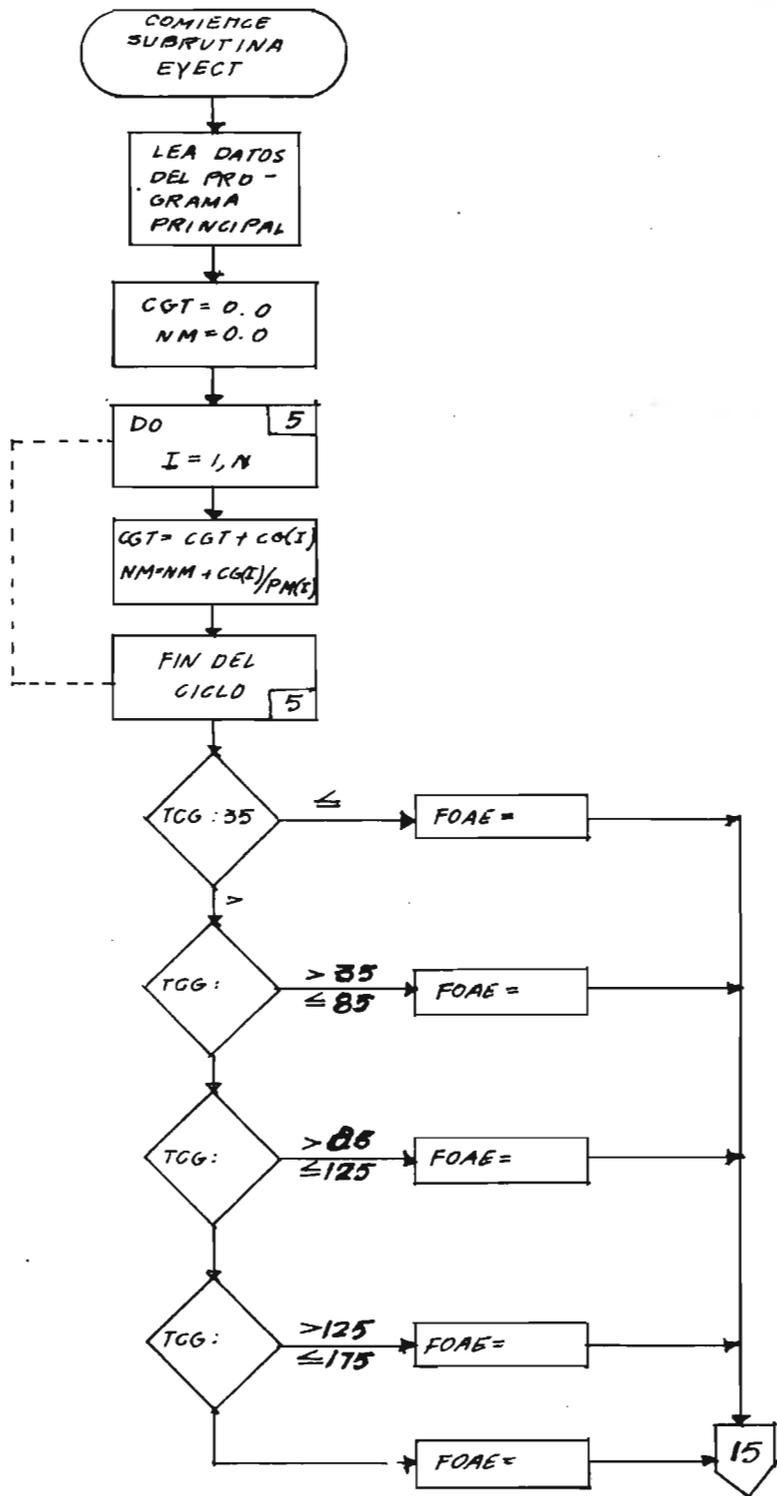


DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL ALGORITMO DE EYECTORES
OPTIMIZACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN
PLANTAS DE PROCESO.

FIG:
3.7.1. A

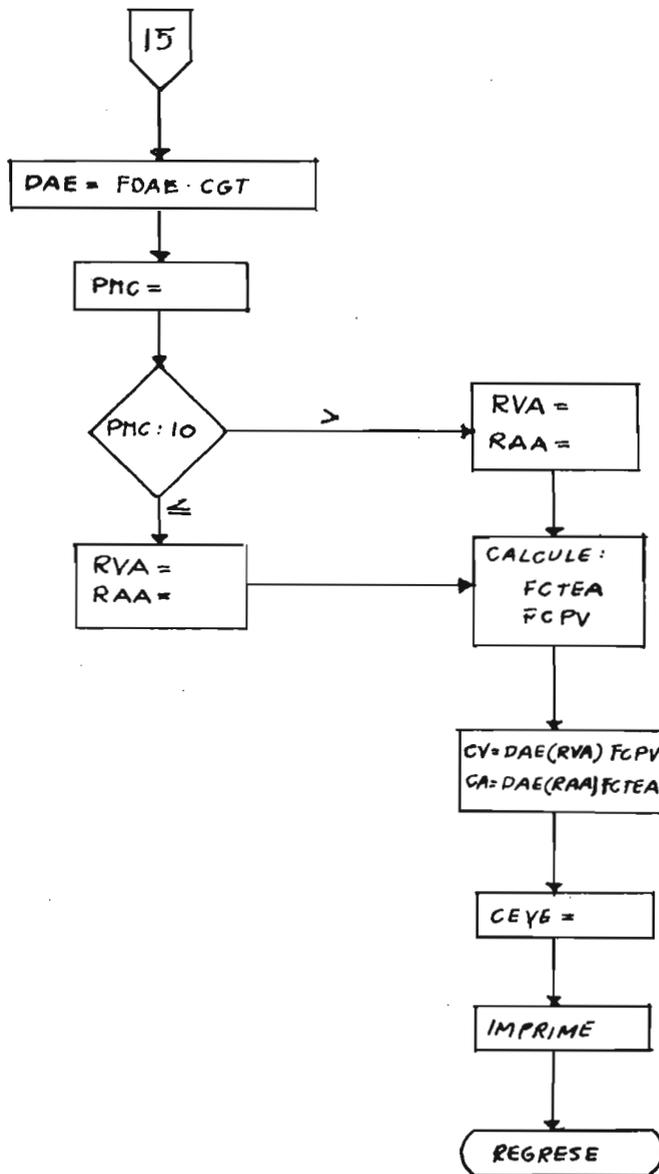


DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL ALGORITMO DE EYECTORES

FIG:

TESIS PROFESIONAL FACULTAD DE QUIMICA

U.N.A.M.

3.7.1. B

COMIENZE
SUBROUTINA
PRO H 20 (T, P, TSF, HL,
HY, HVSC, SL, SV, SVSC)

LEE DATA:
D(10), E(10), F(10),
G(10), H(10), M(10)

IMPRIME:
ENCABEZADO

BETA = P/3208

X =

HAGA:
TETA =
TS =
Y =

CALL ENTALP

CALL ENTROP

CALL CALESP

DHSY =
DS3V =

P:

SVSC =

HYSC =

≥ 500.00

≥ 1000.00

< 500.0

SVSC =

HYSC =

REGRESE

IMPRIME:
HL, HV, HVSC

TF =

SVSC =

HYSC =

DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE PROPIEDADES DEL AGUA
OPTIMIZACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN
PLANTAS DE PROCESO.

FIG:
3.8.1. A

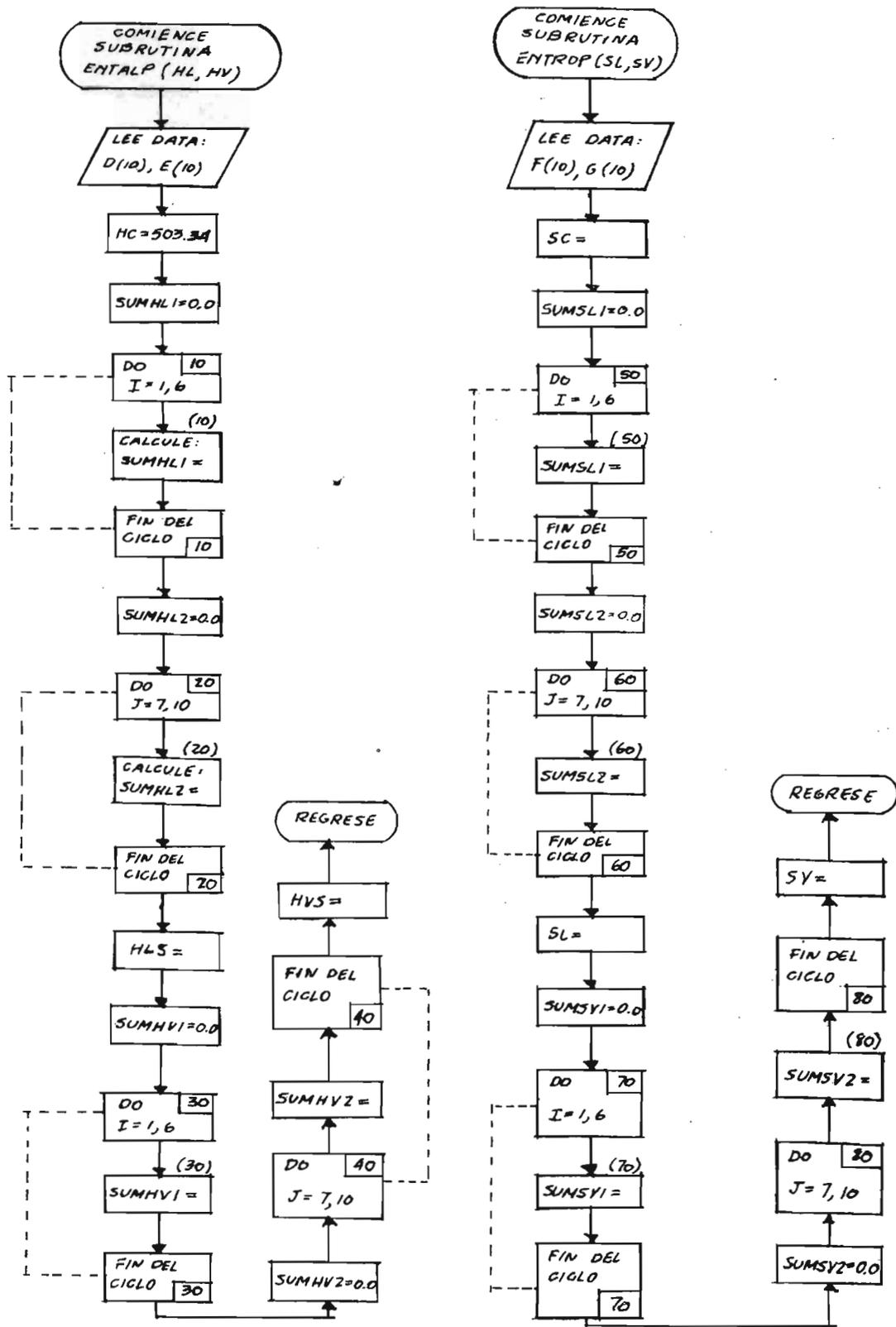


DIAGRAMA DE FLUJO DEL ALGORITMO DE PROPIEDADES DEL AGUA

FIG:

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 399.47 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 16738 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 166318.78 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(P.SI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 10.41 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 436 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 55662.10 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESTION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 383.03 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 16048 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 161641.48 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOP	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PST)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA PEQUERIDA= 188.74 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 7908 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 106382.22 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 188.74 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 7908 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 106382.22 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 232.72 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9751 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 118892.52 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 232.72 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9751 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 118892.52 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PREISION(PST)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 145.02 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 6076 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 93948.88 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 16.29 3HP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 682 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 57335.67 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 7519 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESTION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

 CONSUMO DE VAPOR= 7519 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A T U R B I N A

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 7519 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 7519 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PST)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 7519 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA = 0.70
 POTENCIA REQUERIDA = 179.45 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO = 0.000

CONSUMO DE VAPOR = 7519 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA = 103741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 7519 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PST)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70

POTENCIA REQUERIDA= 179.45 BHP

FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 7519 LBS/HR

COSTO DE LA TURBINA= 103741.61 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
 POTENCIA REQUERIDA= 236.16 BHP
 FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9895 LBS/HR
 COSTO DE LA TURBINA= 119809.42 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION (PSI)	150.00	30.00
ENTALPIA (BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 236.16 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9895 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 119809.42 M.N.

BALANCE TERMICO

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	500.00	260.00
PRESION(PST)	150.00	30.00
ENTALPIA(BTU/LB)	1280.11	1186.52

CARACTERISTICAS DE LA TURBINA

EFICIENCIA= 0.70
POTENCIA REQUERIDA= 236.16 BHP
FRACCION DE LIQUIDO=0.000

CONSUMO DE VAPOR= 9895 LBS/HR
COSTO DE LA TURBINA= 119809.42 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=65749168.00 BTU/HR

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA(F)	362.00	265.00
T.SALIDA (F)	562.00	265.00
FLUJO(LBS/HR)	684887.17	67523.00

CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR

LADO DE TUBOS

NCP= 2.00	NT=654.02	DELTAP= 0.6437
D1= 1.00	LT= 16.00	DP2F= 0.00000
PP= 1.25	NP= 2.00	HIC= 11.48

LADO CORAZA-EBULLICION

QT= 1807.69	UT= 10.11	DK=*****
QTMAX= 614327.17	UH= 8.49	DC=38.29
QH= 1517.47	US= 8.52	PC= 0.00700
QHMAX= 52616.13	HSC= 43.56	QC= 74020316.73

AREA DEL REHERVIDOR KETTLE= 5479.10 FT2

COSTO DEL PEHERVIDOR KETTLE= 1378162.88 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

-PRIMERA EXTRACCION

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	785.00	500.00
PRESTION (PSI)	600.00	150.00
ENTALPIA (BTU / LB)	1403.91	1280.24

-SEGUNDA EXTRACCION

VAPOR	ENTRADA	SALIDA
TEMPERATURA (F)	785.00	227.00
PRESTION (PSI)	600.00	30.00
ENTALPIA (BTU / LB)	1403.91	218.92

C A R A C T E R I S T I C A S T U R B O G E N E R A D O R

EFICIENCIA POLITROPICA=0.7000

BHP TOTALES REQUERIDOS= 42186.00

CONSUMO TOTAL DE VAPOR= 772756 LBS/HR

COSTO DEL TURBOGENERADOR= 00481308.85 M.N.

B A L A N C E T E R M I C O

CALOR PARA LA GENERACION DE VAPOR = .39742436E+09 BTU/HR
 CALOR PARA SOBRECALENTAR VAPOR = .77397611E+08 BTU/HR
 CARGA TOTAL = .47482197E+09 BTU/HR

	VAPOR	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	T.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	486.20	2676.29
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.19484794E+09	
-SOBRECALENTADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	486.20	2676.29
TEMP. SALIDA (F)	785.00	1928.40
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.77397611E+08	
-BANCO GENERADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	1928.40
TEMP. SALIDA (F)	486.20	711.20
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.16427437E+09	
-EQUIPO RECUPERADOR		
TEMP. ENTRADA (F)	85.00	711.20
TEMP. SALIDA (F)	449.83	400.00
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.42000521E+08	

C A R A C T E R I S T I C A S D E L A C A L D E R A

	HORNO	SOBREC	BAN GEN	EQ REC
DIAM. DE TUBOS (PLGS)	2.5	2.5	2.5	2.0
AREAS (PI ²)	3315.6	3977.6	15256.2	28916.5
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		11.75	12.11	5.05

GEOMETRIA DEL HORNO:

ANCHO = 21.55 PIES
 ALTURA = 29.16 PIES
 LARGO = 20.30 PIES
 VOLUMEN = 12756.69 PIES³

NUM. DE QUEMADORES = 4

GASTO DE COMBUSTIBLE = 29661.54 LBS/HR

COSTO DE LA CALDERA = 72132416.82 M.N.

BALANCE TERMICO

CALOR PARA LA GENERACION DE VAPOR = .39742430E+09 BTU/HR
 CALOR PARA SOBRECALENTAR VAPOR = .77397611E+08 BTU/HR
 CARGA TOTAL = .47482197E+09 BTU/HR

	VAPOR	GASES
-HORNO:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	I.A.F.
TEMP. SALIDA (F)	486.20	2676.29
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.19484794E+09	
-SOBRECALENTADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	486.20	2676.29
TEMP. SALIDA (F)	785.00	1928.40
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.77397611E+08	
-BANCO GENERADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	212.00	1928.40
TEMP. SALIDA (F)	486.20	711.20
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.16427437E+09	
-EQUIPO RECUPERADOR:		
TEMP. ENTRADA (F)	85.00	711.20
TEMP. SALIDA (F)	449.83	400.00
CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)	.42000521E+08	

CARACTERISTICAS DE LA CALDERA

	HORNO	SOBREC	BAN GEN	EQ REC
DIAM. DE TUBOS (PLGS)	2.5	2.5	2.5	2.0
AREAS (PI ²)	3315.6	3977.6	15256.2	28919.5
COEF. TOTAL (BTU/HR.PI ² . F)		11.75	12.11	5.05

GEOMETRIA DEL HORNO:

ANCHO = 21.55 PIES
 ALTURA = 29.16 PIES
 LARGO = 20.30 PIES
 VOLUMEN = 12756.69 PIES³

NUM. DE QUEMADORES = 4

GASTO DE COMBUSTIBLE = 29661.54 LBS/HR

COSTO DE LA CALDERA = 72132416.82 M.N.

BALANCE TERMICO

CARGA TERMICA=31600000.00 BTU/HR.

	TUBOS	CORAZA
T.ENTRADA (F)	128.00	470.00
T.SALIDA (F)	194.00	237.00
FLUJO(LBS/HR)	945938.00	216670.00

CARACTERISTICAS DEL CAMBIADOR

LADO DE TUBOS:

BWG=12.00 DO= 1.00 DELTAP= 4.2645
 LT=20.00 P= 1.25 NT= 699.07
 NP= 2.00 OD=0.26180 HIO= 88.64

LADO DE LA CORAZA:

DS=39.538 NPC=1.00 DE=0.082453
 HS=668.56 B= 9.91 DPS= 6.78374

AREA DEL INTERCAMBIADOR= 3660.33 FT2

COSTO DEL INTERCAMBIADOR= 824826.52 M.N.

B A L A N C E D E V A P O R

*****			*****			*****		
FLUJO		TEMPERATURA		PRESION				
LB/HR		GRADOS FAHRENHEIT		LB/PLG.2				
*****			*****			*****		
FV(1)=	26720	T(1)=	500.00	P(1)=	150.00			
FV(2)=	26720	T(2)=	500.00	P(2)=	150.00			
FV(3)=	925	T(3)=	260.00	P(3)=	30.00			
FV(4)=	12710	T(4)=	260.00	P(4)=	30.00			
FV(5)=	35030	T(5)=	260.00	P(5)=	30.00			
FV(6)=	26720	T(6)=	353.00	P(6)=	150.00			
FV(7)=	26720	T(7)=	353.00	P(7)=	150.00			
FV(8)=	925	T(8)=	227.96	P(8)=	30.00			
FV(9)=	12710	T(9)=	227.96	P(9)=	30.00			
FV(10)=	35030	T(10)=	227.96	P(10)=	30.00			
FV(11)=	0	T(11)=	0.00	P(11)=	0.00			
FV(12)=	0	T(12)=	0.00	P(12)=	0.00			
FV(13)=	12500	T(13)=	260.00	P(13)=	30.00			
FV(14)=	63500	T(14)=	260.00	P(14)=	30.00			
FV(15)=	63500	T(15)=	260.00	P(15)=	30.00			
FV(16)=	12500	T(16)=	560.00	P(16)=	25.00			
FV(17)=	63500	T(17)=	560.00	P(17)=	25.00			
FV(18)=	63500	T(18)=	560.00	P(18)=	25.00			
FV(19)=	63655	T(19)=	558.00	P(19)=	25.00			
FV(20)=	63655	T(20)=	245.00	P(20)=	20.00			
FV(21)=	12222	T(21)=	260.00	P(21)=	30.00			
FV(22)=	12222	T(22)=	228.00	P(22)=	25.00			
FV(23)=	14216	T(23)=	500.00	P(23)=	150.00			

FV(24)=	14218 *	T(24)=	200.00 *	P(24)=	30.00
FV(25)=	11340 *	T(25)=	500.00 *	P(25)=	150.00
FV(26)=	11340 *	T(26)=	500.00 *	P(26)=	150.00
FV(27)=	9901 *	T(27)=	500.00 *	P(27)=	150.00
FV(28)=	11340 *	T(28)=	353.00 *	P(28)=	140.00
FV(29)=	11340 *	T(29)=	353.00 *	P(29)=	140.00
FV(30)=	9901 *	T(30)=	353.00 *	P(30)=	140.00
FV(31)=	67522 *	T(31)=	265.00 *	P(31)=	35.00
FV(32)=	67522 *	T(32)=	265.00 *	P(32)=	35.00
FV(33)=	44289 *	T(33)=	590.00 *	P(33)=	250.00
FV(34)=	44289 *	T(34)=	0.00 *	P(34)=	0.00
FV(35)=	0 *	T(35)=	0.00 *	P(35)=	0.00
FV(36)=	0 *	T(36)=	0.00 *	P(36)=	0.00
FV(37)=	11162 *	T(37)=	500.00 *	P(37)=	150.00
FV(38)=	989 *	T(38)=	500.00 *	P(38)=	150.00
FV(39)=	780 *	T(39)=	500.00 *	P(39)=	150.00
FV(40)=	11162 *	T(40)=	353.00 *	P(40)=	150.00
FV(41)=	989 *	T(41)=	353.00 *	P(41)=	150.00
FV(42)=	780 *	T(42)=	353.00 *	P(42)=	150.00
FV(43)=	12314 *	T(43)=	500.00 *	P(43)=	150.00
FV(44)=	12314 *	T(44)=	227.96 *	P(44)=	20.00
FV(45)=	93537 *	T(45)=	500.00 *	P(45)=	150.00
FV(46)=	61608 *	T(46)=	500.00 *	P(46)=	150.00
FV(47)=	58148 *	T(47)=	500.00 *	P(47)=	150.00
FV(48)=	18690 *	T(48)=	500.00 *	P(48)=	150.00
FV(49)=	18690 *	T(49)=	500.00 *	P(49)=	150.00
FV(50)=	24945 *	T(50)=	500.00 *	P(50)=	150.00
FV(51)=	14333 *	T(51)=	500.00 *	P(51)=	150.00
FV(52)=	93537 *	T(52)=	260.00 *	P(52)=	30.00
FV(53)=	61608 *	T(53)=	260.00 *	P(53)=	30.00

FV(55)=	18690 *	T(55)=	260.00 *	P(55)=	30.00
FV(56)=	18690 *	T(56)=	260.00 *	P(56)=	30.00
FV(57)=	24945 *	T(57)=	260.00 *	P(57)=	30.00
FV(58)=	14333 *	T(58)=	260.00 *	P(58)=	30.00
FV(59)=	26367 *	T(59)=	500.00 *	P(59)=	150.00
FV(60)=	254 *	T(60)=	500.00 *	P(60)=	150.00
FV(61)=	9443 *	T(61)=	500.00 *	P(61)=	150.00
FV(62)=	20174 *	T(62)=	500.00 *	P(62)=	150.00
FV(63)=	124 *	T(63)=	500.00 *	P(63)=	150.00
FV(64)=	9289 *	T(64)=	500.00 *	P(64)=	150.00
FV(65)=	20351 *	T(65)=	500.00 *	P(65)=	150.00
FV(66)=	20351 *	T(66)=	500.00 *	P(66)=	150.00
FV(67)=	11961 *	T(67)=	500.00 *	P(67)=	150.00
FV(68)=	11961 *	T(68)=	500.00 *	P(68)=	150.00
FV(69)=	5233 *	T(69)=	500.00 *	P(69)=	150.00
FV(70)=	16738 *	T(70)=	500.00 *	P(70)=	150.00
FV(71)=	436 *	T(71)=	500.00 *	P(71)=	150.00
FV(72)=	16048 *	T(72)=	500.00 *	P(72)=	150.00
FV(73)=	7908 *	T(73)=	500.00 *	P(73)=	150.00
FV(74)=	7908 *	T(74)=	500.00 *	P(74)=	150.00
FV(75)=	9751 *	T(75)=	500.00 *	P(75)=	150.00
FV(76)=	9751 *	T(76)=	500.00 *	P(76)=	150.00
FV(77)=	6076 *	T(77)=	500.00 *	P(77)=	150.00
FV(78)=	682 *	T(78)=	500.00 *	P(78)=	150.00
FV(79)=	7519 *	T(79)=	500.00 *	P(79)=	150.00
FV(80)=	7519 *	T(80)=	500.00 *	P(80)=	150.00
FV(81)=	7519 *	T(81)=	500.00 *	P(81)=	150.00
FV(82)=	7519 *	T(82)=	500.00 *	P(82)=	150.00
FV(83)=	7519 *	T(83)=	500.00 *	P(83)=	150.00

FV(84)=	7519 *	T(84)=	500.00 *	P(84)=	150.00
FV(85)=	7519 *	T(85)=	500.00 *	P(85)=	150.00
FV(86)=	7519 *	T(86)=	500.00 *	P(86)=	150.00
FV(87)=	9895 *	T(87)=	500.00 *	P(87)=	150.00
FV(88)=	9895 *	T(88)=	500.00 *	P(88)=	150.00
FV(89)=	9895 *	T(89)=	500.00 *	P(89)=	150.00
FV(90)=	20367 *	T(90)=	260.00 *	P(90)=	30.00
FV(91)=	254 *	T(91)=	260.00 *	P(91)=	30.00
FV(92)=	9443 *	T(92)=	260.00 *	P(92)=	30.00
FV(93)=	20174 *	T(93)=	260.00 *	P(93)=	30.00
FV(94)=	124 *	T(94)=	260.00 *	P(94)=	30.00
FV(95)=	9289 *	T(95)=	260.00 *	P(95)=	30.00
FV(96)=	20351 *	T(96)=	260.00 *	P(96)=	30.00
FV(97)=	20351 *	T(97)=	260.00 *	P(97)=	30.00
FV(98)=	11961 *	T(98)=	260.00 *	P(98)=	30.00
FV(99)=	11961 *	T(99)=	260.00 *	P(99)=	30.00
FV(100)=	5233 *	T(100)=	260.00 *	P(100)=	30.00
FV(101)=	16738 *	T(101)=	260.00 *	P(101)=	30.00
FV(102)=	436 *	T(102)=	260.00 *	P(102)=	30.00
FV(103)=	16048 *	T(103)=	260.00 *	P(103)=	30.00
FV(104)=	7908 *	T(104)=	260.00 *	P(104)=	30.00
FV(105)=	7908 *	T(105)=	260.00 *	P(105)=	30.00
FV(106)=	9751 *	T(106)=	260.00 *	P(106)=	30.00
FV(107)=	9751 *	T(107)=	260.00 *	P(107)=	30.00
FV(108)=	6076 *	T(108)=	260.00 *	P(108)=	30.00
FV(109)=	682 *	T(109)=	260.00 *	P(109)=	30.00
FV(110)=	7519 *	T(110)=	260.00 *	P(110)=	30.00
FV(111)=	7519 *	T(111)=	260.00 *	P(111)=	30.00
FV(112)=	7519 *	T(112)=	260.00 *	P(112)=	30.00
FV(113)=	7519 *	T(113)=	260.00 *	P(113)=	30.00

FV(114)=	7519 *	T(114)=	260.00 *	P(114)=	30.00
FV(115)=	7519 *	T(115)=	260.00 *	P(115)=	30.00
FV(116)=	7519 *	T(116)=	260.00 *	P(116)=	30.00
FV(117)=	7519 *	T(117)=	260.00 *	P(117)=	30.00
FV(118)=	9895 *	T(118)=	260.00 *	P(118)=	30.00
FV(119)=	9895 *	T(119)=	260.00 *	P(119)=	30.00
FV(120)=	9895 *	T(120)=	260.00 *	P(120)=	30.00
FV(121)=	772756 *	T(121)=	785.00 *	P(121)=	600.00
FV(122)=	706925 *	T(122)=	500.00 *	P(122)=	150.00
FV(123)=	65831 *	T(123)=	227.00 *	P(123)=	30.00
FV(124)=	39200 *	T(124)=	500.00 *	P(124)=	150.00
FV(125)=	39200 *	T(125)=	500.00 *	P(125)=	150.00
FV(126)=	81300 *	T(126)=	212.00 *	P(126)=	365.00
FV(127)=	81300 *	T(127)=	280.00 *	P(127)=	400.00
FV(128)=	50000 *	T(128)=	325.00 *	P(128)=	165.00
FV(129)=	50000 *	T(129)=	425.00 *	P(129)=	155.00
FV(130)=	50000 *	T(130)=	325.00 *	P(130)=	165.00
FV(131)=	50000 *	T(131)=	425.00 *	P(131)=	155.00
FV(132)=	772756 *	T(132)=	212.00 *	P(132)=	600.00

CUADRO 2

NIVELES DE VAPOR

* CABEZAL DE BAJA: *		
200387.00	LBS/HR	*
260.00	F	*
30.00	PSI	*

* CABEZAL DE MEDIA: *		
706925.00	LBS/HR	*
500.00	F	*
150.00	PSIG	*

* CABEZAL DE ALTA: *		
772756.00	LBS/HR	*
785.00	F	*
600.00	PSIG	*

FLUJO ANUAL DE COMBUSTIBLE LIQUIDO: .11713822E+10 LBS.

FLUJO ANUAL DE GAS COMBUSTIBLE: 0. PIES CUB.

COSTOS DEL CONSUMO ANUAL DE COMBUSTIBLE.

ANOS	LIQUIDO	GAS
1	.10641751E+10	0.
2	.11380274E+10	0.
3	.12183778E+10	0.
4	.13030587E+10	0.
5	.13948883E+10	0.
6	.14924849E+10	0.
7	.15968609E+10	0.
8	.17084059E+10	0.
9	.18283103E+10	0.
10	.19561154E+10	0.

COSTO DE INVERSION TOTAL: .33907025E+09 M.N.

COSTO DE AMORTIZACION A 10 ANOS: .43911148E+08 M.N.

VALOR PRESENTE DE COSTOS DE OPERACION
Y DE INVERSION TOTAL

NUMERO D E ANOS	VALOR PRESENTE M.N.
1	.10553203E+10
2	.10725973E+10
3	.10904127E+10
4	.11086490E+10
5	.11273370E+10
6	.11464824E+10
7	.11660703E+10
8	.11860371E+10
9	.12068506E+10
10	.12278428E+10

VALOR PRESENTE A 5 ANOS: .54543163E+10 M.N.

VALOR PRESENTE A 10 ANOS: .11387600E+11 M.N.

Capitulo 6

CONCLUSIONES

En el presente estudio se propuso la creación de una herramienta haciendo uso de la computadora, para tratar problemas relacionados con el consumo de combustible en plantas de proceso. Mediante el análisis de resultados efectuado en el Capítulo 5, se demostró que la herramienta propuesta se elaboró adecuadamente. El nombre que se le asignó fué el de simulador; este funcionó de acuerdo a los propósitos iniciales, ya que de las opciones propuestas se obtuvo la óptima, y los resultados obtenidos en cada una de ellas estuvieron dentro de la realidad y fueron congruentes de acuerdo a las bases planteadas.

Se observó que es posible obtener ahorros en el consumo de combustible mediante estudios adecuados para optimizar dicho consumo. De las opciones propuestas se logró un ahorro de combustible en un período de 10 años, de 36 millones de barriles, cantidad que sumada a otros ahorros en otras plantas, ayudaría a mantener elevadas reservas de petróleo, o bien emplearse en otras industrias según la demanda nacional. Esto nos demuestra que una vez desarrollada la herramienta, es necesario que se planteen todas las opciones posibles, para así tomar decisiones sobre bases más sólidas de tal manera que se llegue a mejores resultados; como son: evitar altas inversiones, tanto en los equipos como en los costos de operación. Además de que en la fase de planeación se disminuye la cantidad de horas hombre y la eficiencia en esta etapa aumenta considerablemente.

Creemos que es necesario que este tipo de herramientas se desarrollen más día con día, con el fin de que se empiecen a crear nuevas tecnologías en el área de ingeniería, y que sean aplicables en la creación de nuevas plantas dando como resultado procesos óptimos.

Por último, es conveniente señalar la importancia que tiene el desarrollar estudios enfocados hacia las necesidades del país, y que estos de alguna manera contribuyan al mejoramiento industrial, así como la resolución de un problema de características mundiales: el ahorro del combustible.

Apéndice.

10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67

CCCCCCCC

\$RESET FREE
SIMULADOR PARA LA OPTIMIZACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE

T E S I S P R O F E S I O N A L
D I C T E M B O E D E 1 9 7 7
DIRECTOR DE TESIS: ING. Q. JOSE ANTONIO ORTIZ RAMIREZ

EDUARDO DIFZ BARRIOSO SALIDO 7276514-8
LUIS FERNANDEZ POSADA 7276586-3
CARLO TOLENTINO FRANCO 7278599-3

DIMENSION CCOMB(50), CGAS(50), VALORP(50), A(80,80)
DIMENSION COSTI(100), FLUCOM(1000), FV(1000), T(1000), P(1000)
DIMENSION FLUGAS(1000)
INTEGED FV
REAL IA, ICC, II, INDEX1, INDEX2, INDEX3, INDEX4, INDEX6, INDEX7, IP, IRE,
1 IT, KA, KL, KLS, KS, KT, KV, KH, LHC, LHV, LT, MU, MU2, MJL, MUS, MUT, MOV, MUW
2, MUBS, MPC, INT, ILU, MUJT, KLL, NP, INDEX8, INDEX9
COMMON/A/ D(10), E(10), HLS, HVS
COMMON/B/ F(10), G(10), SLS, SVS
COMMON/C/ H(10), M(10), CPL, CPV
COMMON/L/ FCH1, FCH2, FCH3, FCS1, FCS2, FCS3
COMMON/M/ T, P, FV, ITM1, ITM2, ITM3, ITH
COMMON FACTR(6,2)
COMMON FACTXT(6,2), FACTOL(6,2), FACTER(7,2), FACTNP(3,2), CONSNP(3,2)
COMMON PCOMB(10,2), PGAS(10,2)
DATA(D(I), I=1,10) 750358.852988, 0.31, 3975.061, 29, -13212121.74, 74725
167.3, -1090034.7, 5288.7, 982421.2, 78259.06, 28, -4620228.17
DATA(E(I), I=1,10) 74.981, 30.1557466, 861.32187100, 89.9584905, 11, -439
189595.23, 27249839.08, 48027.605, 1385876.1, 23235062.05, 813454.111
DATA(F(I), I=1,10) 75000.914, 827385.78, 3863852.4, -11596663.8, 3369640
1.4, 1226500.02, 5187.205, 910803.401, 6319591.884, -6702045.197
DATA(G(I), I=1,10) 75035.50, 2121506.45, 43671599.1, -17554380.3, -370
162475.25, 43034597.84, 5782.605, 1950840.25, 33519570.25, -36043302.31
DATA(H(I), I=1,10) 70.292755, 145.452, 914.063, -2333.84, 593.058, 295.16
1, 7980.531, 16855.5764, -53483.7858, 0.0000/
DATA(I(I), I=1,10) 70.225896641, -11.3832103, 196.759737, -679.084096,
12343.42775, -4136.01018, 2858.414922, -370.6494291, -46.3466871, 710.8
2601995/
DATA FCH1, FCH2, FCH3, FCS1, FCS2, FCS3/1.0150, 1.040, 1.060, 1.020, 1.035,
11.050/
DATA FACTR/0.50, 0.90, 1.25, 1.266, 1.2816, 1.333, 1.309, 1.4362, 1.460, 1
1.517, 1.538, 1.604, 1.649, 1.712, 1.731, 1.771, 1.783, 1.841, 1.868, 1.9130,
21.931, 1.950, 2.50, 1.0, 1.0, 1.0, 0.9, 0.8, 0.8, 0.7, 0.7, 0.6, 0.0, 0.50,
30.5, 0.4, 0.4, 0.3, 0.2, 0.1, 0.1, 0.0, 0.0/
DATA FACTXT/4.5, 4.6, 4.7, 4.8, 4.9, 5.0, 5.1, 5.2, 5.3, 0.271, 0.328, 0.394,
10.458, 0.548, 0.632, 0.716, 0.795, 0.865/
DATA FACTOL/8.12, 16.20, 24.32, 0.903, 1.079, 1.201, 1.301, 1.4,
51.5/
DATA FACTER/3.4, 5.0, 7.8, 9.0, 0.761, 0.698, 0.651, 0.611, 0.577,
10.548, 0.523/
DATA FACTNP/1.0, 2.0, 3.0, 0.0, 0.301, 0.477/
DATA CONSNP/1.2, 2.3, 3.188, 0.377, 0.385/
DATA PCOMB/1.2, 3.4, 5.0, 7.8, 9.10, 2.2893, 2.45, 2.6216, 2.8051, 3.0014, 3
1.2114, 3.436, 3.676, 3.934, 4.206/
DATA PGAS/1.2, 3.4, 5.6, 7.8, 9.10, 1.8303, 2.187, 2.575, 3.0, 3.436, 3.911,
14.415, 4.948, 5.510, 6.101/
READ(95,6) ((A(I,J), J=1,80), I=1,62)

00000100
00000110
00000120
00000130
00000140
00000150
00000160
00000170
00000180
00000190
00000200
00000210
00000220
00000230
00000240
00000250
00000260
00000270
00000280
00000290
00000300
00000310
00000320
00000330
00000340
00000350
00000360
00000370
00000380
00000390
00000400
00000410
00000420
00000430
00000440
00000450
00000460
00000470
00000480
00000490
00000500
00000510
00000520
00000530
00000540
00000550
00000560
00000570
00000580
00000590
00000600
00000610
00000620
00000630
00000640
00000650
00000660
00000670

```

680 READ(95,/) TCI,TCX,TCY
690 NI=0
700 IF(CICAL.NE.1.0)GO TO 300
710 IF(IFENCA.NE.1.0)GO TO 11
720 PRINT 10
730 10 FORMAT(//,29X,"T E S I S P R O F E S I O N A L",////,10X,"OPTIMI
740 17ACION DEL CONSUMO DE COMBUSTIBLE EN UN CONJUNTO DE PLANTAS DE PRO
750 2CF SO",////,10X,"EL CONJUNTO ESTA INTEGRADO POR:",////,20X,"COMBINAD
760 3A DE DESTILACION PRIMARIA Y AL VACIO",//,20X,"DESINTEGRADORA CATAL
770 4TTICA DE GASOLEOS PESADOS",//,20X,"REDUCTORA DE VISCOSIDAD",//,20X
780 5,"DOS HIDRODESULFURADORAS DE DESTILADOS INTERMEDIOS",//,20X,"TRATA
790 6DORA DE NAFTAS CON SOSA CAUSTICA",//,20X,"HIDRODESULFURADORA DE NA
800 7FTAS",//,20X,"REFORMADORA DE NAFTAS PARA LA ELABORACION DE GASOLIN
810 8A",//,20X,"ESTABILIZADORA Y FRACCIONADORA DE LIGEROS",//,20X,"RECU
820 9PEADORA DE AZUFRE",//,20X,"TRATADORA DE GASES AMARGOS",//,1H1)
830 11 IF(IDENT.NE.1.0)GO TO 15
840 6 FORMAT(80A1)
850 NI=NI+1
860 WRITE(6,7) (A(NI,J),J=1,80)
870 -7 FORMAT(1H1,/,80A1)
880 15 IF(ITP.NE.1.0)GO TO 20
890 READ(95,7) T(N1),T(N2),T(N3),T(N4),P(N1),P(N2),P(N3),P(N4)
900 20 IF(IFLU.NE.1.0)GO TO 5
910 READ(95,7) FV(N1),FV(N2),FV(N3),FV(N4)
920
930 C* C A L E N T A D O P E S A F U E G O D I R E C T O
940 C
950 100 READ(95,/) ICFD
960 READ(95,/) QT,TFP1,TFP2,EXCA,E,FLUX,LHV,SPT,ODR,ODC,IDC,PP,TT,MUL,
970 1KL,CPL,ROL,VEL,MUV,KV,CPV,ROV,T1A,FC,FM,FP,FL,INDEX1,LHC,ICOM,AT,
980 2IZ,MZ
990 TAA=T(N1)
1000 PAA=P(N1)
1010 LBH=FV(N1)
1020 TREQ=T(N3)
1030 PREFQ=P(N3)
1040 CALL CALFUD(ICFD,QT,TFP1,TFP2,EXCA,E,FLUX,LHV,SPT,ODR,ODC,IDC,PP,T
1050 1T,MUL,KL,CPL,ROL,VEL,MUV,KV,CPV,ROV,TAA,HAI,T1A,FC,FM,FP,CCFD,LBH
1060 2,TREQ,PREFQ,WFCFD,WFGAS,FL,INDEX1,LHC,ICOM,AT,PAA,IFLU,TCM)
1070 P(N1)=PAA
1080 P(N3)=PREFQ
1090 FV(N1)=LBH
1100 FV(N3)=LRFH
1110 T(N3)=TREQ
1120 T(N1)=TAA
1130 FLUCOM(N5)=WFCFD
1140 FLUGAS(N6)=WFGAS
1150 GO TO (110,115,120) IZ
1160 110 VA=0.0
1170 DO 105 I5=1,MZ
1180 105 VA=VA+FLUCOM(N5)
1190 GO TO 118
1200 115 VA=0.0
1210 DO 117 I6=1,MZ
1220 117 VA=VA+FLUGAS(N6)
1230 118 VAPAT=VA*0.5
1240 FV(N2)=VAPAT
1250 FV(N4)=VAPAT
1260 120 COSTI(ICOST)=CCFD
1270 GO TO 5
1280 C

```

1290
1300
1310
1320
1330
1340
1350
1360
1370
1380
1390
1400
1410
1420
1430
1440
1450
1460
1470
1480
1490
1500
1510
1520
1530
1540
1550
1560
1570
1580
1590
1600
1610
1620
1630
1640
1650
1660
1670
1680
1690
1700
1710
1720
1730
1740
1750
1760
1770
1780
1790
1800
1810
1820
1830
1840
1850
1860
1870
1880
1890

C CALDERAS

```
200 READ(95,/) ICL  
READ(95,/) L, EXCA, FA, HHV, LHV, PP, FP, FS, ITEC, INDEX2, AT, ICOM, LHC, HHC,  
1 ATC, T1A, HALI  
PAA=P(N1)  
TAA=T(N1)  
TREQ=T(N3)  
PREQ=P(N3)  
LBH=FV(N3)  
NCL=0  
IF(LBH.GT.400000.) GO TO 210  
NCL=2  
1420 NCL=1  
GO TO 220  
210 NCL=NCL+1  
LBH=LBH/2  
220 CALL CALDERA(ICL, LBH, E, EXCA, EA, HHV, LHV, PP, TAA, FP, FS, ITEC, CCL, TREQ,  
1 PREQ, WFC, W, INDEX2, AT, ICOM, LHC, HHC, PAA, T1A, ATC, HALI, TCM)  
T(N1)=TAA  
T(N3)=TREQ  
P(N1)=PREQ  
IF(NCL.EQ.2) GO TO 230  
NCL=NCL+1  
GO TO 220  
230 IF(NCL1.EQ.1) NCL=1  
FLICOM(N5)=WFC*NCL  
FLUGAS(N6)=W*NCL  
FV(N1)=LBH*NCL  
FV(N3)=LBH*NCL  
COSTI(ICOST)=CCL*NCL  
GO TO 5
```

C INTERCAMBIADOR DE CALOR S.C.F

```
300 READ(95,/) ICA  
READ(95,/) QT, T1, T2, T3, T4, RDI, RDC, PN, O, DO, G, WT, SS, W, CPT, CP, ROT, BWG,  
1 DI, D, ROS, OD, C, IP, IT, MUT, MUS, MUW, MUWS, SSS, KT, KS, KW, NP, NPC, LT, US, FD,  
2 FP, FM, INDEX3  
CALL CAMB(ICA, QT, T1, T2, T3, T4, RDI, RDC, PN, O, DO, G, WT, SS, W, CPT, CP, ROT  
1, BWG, DI, D, ROS, OD, C, IP, IT, MUT, MUS, MUW, MUWS, SSS, KT, KS, KW, NP, NPC, LT,  
2 US, FD, FP, FM, INDEX3, CCAMB, TCM)  
COSTI(ICOST)=CCAMB  
GO TO 5
```

C REHERVIDORES

```
400 READ(95,/) IRE  
COMMON/REHER/ OR, T1, T2, T3, T4, TS, IRE, IN, C, GC, R, PP, PTK, SI, SO, SIG, S, D  
1 D1, D2, D3, D4, OD, BWG, CLV, IA, CLVE, CP, CPL2, CPX, MU2, MUL, MU, MOV, KL, KW, KA,  
2 WB, WTL, WTV, G, RD, RF1, RF2, VP, ROL, ROV, ROL, ROVV, LT, FP, FM, INDEX4,  
3 CREHER, WT, IV, MUVT, WLO, KLL, CPL1, ROLI, ROVI, PSV, TCM
```

C REHERVIDOR: VAPOR SATURADO O SOBEC. COMO MEDIO DE CALENTAMIENTO

```
410 READ(95,/) OR, T1, T2, TS, IA, C, GC, R, PP, PTK, SI, SO, SIG, D1, D2, D3, D4, OD,  
1 BWG, PSV, CLVE, CPX, MUL, MU, MOV, KL, KW, WB, WTL, WTV, RD, LT, VP, ROL, ROV,  
2 ROLL, ROVV, FP, FM, INDEX4, IV, T3, T4, MUVT, WLO, KLL, CPL1, ROLI, ROVI  
CALL REHER  
FV(N1)=WT  
FV(N3)=WT
```

00001290
00001300
00001310
00001320
00001330
00001340
00001350
00001360
00001370
00001380
00001390
00001400
00001410
00001420
00001430
00001440
00001450
00001460
00001470
00001480
00001490
00001500
00001510
00001520
00001530
00001540
00001550
00001560
00001570
00001580
00001590
00001600
00001610
00001620
00001630
00001640
00001650
00001660
00001670
00001680
00001690
00001700
00001710
00001720
00001730
00001740
00001750
00001760
00001770
00001780
00001790
00001800
00001810
00001820
00001830
00001840
00001850
00001860
00001870
00001880
00001890

1900
1910
1920
1930
1940
1950
1960
1970
1980
1990
2000
2010
2020
2030
2040
2050
2060
2070
2080
2090
2100
2110
2120
2130
2140
2150
2160
2170
2180
2190
2200
2210
2220
2230
2240
2250
2260
2270
2280
2290
2300
2310
2320
2330
2340
2350
2360
2370
2380
2390
2400
2410
2420
2430
2440
2450
2460
2470
2480
2490
2500

```
P(N1)=PSV
P(N3)=PSV
IF(IV,FM,1.0)GO TO 415
T(N1)=T4
T(N3)=T3
GO TO 416
415 T(N1)=T3
T(N3)=T3
416 COSTI(ICOST)=CREHER
GO TO 5
C
REHERVIDOR:FLUIDO SIN CAMBIO DE FASE COMO MEDIO DE CALENTAMIENTO
C
420 READ(95,/)OR,T1,T2,T3,T4,IN,C,GC,R,PP,PTK,SI,SO,SIG,S,D1,D2,D3,D4,
10D,BHG,CLV,CLVE,CP,CPL2,CPX,MU2,MUL,KL,KW,KA,WB,RD,VP,ROL,POV,RO2,
2FP,FM,INDEX4,LT
CALL REHER
COSTI(ICOST)=CREHER
GO TO 5
C
430 GO TO 420
C
TERMO SIFON
C
440 READ(95,/)OR,CLV,T1,T2,T3,LT,US,OD,D1,D2,KW,WI,KL,MUL,CPX,CLVE,
1PTK,SIG,ROL,POV,MUV,RD,RF1,RF2,D4,PP,C,FP,FM,INDEX4
PTK=P(N3)
CALL REHER
FV(N1)=WMC
T(N3)=TS
FV(N3)=WMC
T(N1)=TS
P(N3)=PTK
COSTI(ICOST)=CREHER
GO TO 5
C
GENERADOR DE VAPOR
C
450 READ(95,/)OR,T1,T2,T3,T4,IN,C,GC,R,PP,PTK,SI,SO,SIG,S,D1,D2,D3,
10D,OD,BHG,CLV,CLVE,CP,CPL2,CPX,MU2,MUL,KL,KW,KA,WB,RD,VP,ROL,
2ROV,RO2,IVA,FP,FM,INDEX4,LT
CALL REHER
T(N1)=T2
T(N3)=T1
FV(N1)=VP
FV(N3)=VP
COSTI(ICOST)=CREHER
GO TO 5
C
MEZCLA: UNION DE DOS CORRIENTES
C
500 READ(95,/)ITM1,ITM2,ITM3,ITM4
CALL MEZCLA(N1,N2,N3,N4)
GO TO 5
C
TURBINAS
C
600 READ(95,/)ITU
COMMON/TLR/IFP,BHG,KLW,ITV,CTV,WV,RELPR,BHPC,BTLR,TIE,T2S,PIE,
1P2S,FG,CTG,INDEX6,ITG,RP,RE,LU,BHPP,CCOND,ICOND,INDEX8,WVC,CTURBO,
2TII,PII,INDEX9,WVE,CTVC,TCX
```

00001900
00001910
00001920
00001930
00001940
00001950
00001960
00001970
00001980
00001990
00002000
00002010
00002020
00002030
00002040
00002050
00002060
00002070
00002080
00002090
00002100
00002110
00002120
00002130
00002140
00002150
00002160
00002170
00002180
00002190
00002200
00002210
00002220
00002230
00002240
00002250
00002260
00002270
00002280
00002290
00002300
00002310
00002320
00002330
00002340
00002350
00002360
00002370
00002380
00002390
00002400
00002410
00002420
00002430
00002440
00002450
00002460
00002470
00002480
00002490
00002500

3730
3740
3750
3760
3770
3780
3790
3800
3810
3820
3830
3840
3850
3860
3870
3880
3890
3900
3910
3920
3930
3940
3950
3960
3970
3980
3990
4000
4010
4020
4030
4040
4050
4060
4070
4080
4090
4100
4110
4120
4130
4140
4150
4160
4170
4180
4190
4200
4210
4220
4230
4240
4250
4260
4270
4280
4290
4300
4310
4320
4330

```
WRITE(6,945) (UN,VALORP(NR),NR=1,NA)
FORMAT(//,20X,I2,I3X,E14.8)
WRITE(6,950) VP5,VP10
FORMAT(//,10X,"VALOR PRESENTE A 5 AÑOS:",2X,E14.8,2X,"M.N.",//,
110X,"VALOR PRESENTE A 10 AÑOS:",2X,E14.8,2X,"M.N.")
CALL EXIT
END
SUBROUTINE CALFUD(ICFD,QT,TFP1,TFP2,EXCA,E,FLUX,LHV,SPT,ODR,ODC,ID
1C,PP,TT,MUL,KL,CPL,ROL,VEL,HUV,KV,CPV,RDV,TA,HALI,T1A,FD,FI,FP,
2CCFD,LRH,TREQ,PH20,WFCFD,WFGAS,FL,INDEX1,LHC,ICOM,AT,PAA,IFLU,TCM)
C
C *****
C
C CALENTADORES A FUEGO DIRECTO
C
C CALCULA SUPERFICIE DE TUBOS Y CONSUMO DE COMBUSTIBLE.
C *****
C
C ESTUDIO TERMICO Y DEL COMBUSTIBLE
C
REAL LONT,LHV,MUL,KL,HUV,KV,INDEX1,LHC
BTUT=QT
QNET=BTUT/E
IF (ICOM.NE.1) GO TO 15
WFGAS=QNET/LHV
GO TO 12
15 WFCFD=QNET/LHC
12 GGB=820.+(7.70*EXCA)
GG=(QNET*GGB)/36E08
FGLBH=GGB*QNET/1.E6
WA=AT*QNET+EXCA/10000.0
TFPC=TFP2-(0.7*(TFP2-TFP1))
TPT=((TFPC+TFP2)/2.)+100.0
IF(ICFD.LE.10) GO TO 10
QRAD=BTUT
GO TO 11
10 QRAD=0.7*BTUT
11 ATR=QRAD/FLUX
C *****
C DIMENSIONAMIENTO DEL HORNO
C
RQS=0.065
TERL=ATR/SPT
IF (TERL.GT.3000.0.AND.TERL.LT.4500.0) GO TO 100
IF (TERL.LT.3000.) GO TO 150
IF (TERL.GT.4500.) GO TO 200
150 TN=ATR/33.5
ALTURA=((TN/2.0)/ODR)*2.0)+2.0
ANCHO=ALTURA-2.5
PE=33.5
GO TO 300
200 TN=ATR/43.5
ALTURA=((TN/2.0)/ODR)*2.0)+2.0
ANCHO=ALTURA-2.5
PE=43.5
GO TO 300
100 TN=ATR/38.5
ALTURA=((TN/2.0)/ODR)*2.0)+2.0
ANCHO=ALTURA-2.5
PE=38.5
```

00003730
00003740
00003750
00003760
00003770
00003780
00003790
00003800
00003810
00003820
00003830
00003840
00003850
00003860
00003870
00003880
00003890
00003900
00003910
00003920
00003930
00003940
00003950
00003960
00003970
00003980
00003990
00004000
00004010
00004020
00004030
00004040
00004050
00004060
00004070
00004080
00004090
00004100
00004110
00004120
00004130
00004140
00004150
00004160
00004170
00004180
00004190
00004200
00004210
00004220
00004230
00004240
00004250
00004260
00004270
00004280
00004290
00004300
00004310
00004320
00004330

```

4340 C CALCULO DEL CALOR TRANSMITIDO POR RADIACION Y DE LA TEMPERATURA
4350 C DE SALIDA DE LOS GASES.
4360 300 ESTT=(CLR*2)-1.0
4370 PE=ESTT/QLP
4380 ALFA=1.050642-(0.30030978*PE)+(0.5599782*(PE**2))-(0.4207322*(PE
4390 *3))+(0.1222977*(PE**4))-(0.01327884*(PE**5))
4400 SPTL=PE*SPT
4410 GO TO 285
4420 280 TN=TN-285
4430 GO TO 285
4440 281 TN=TN+3.0
4450 285 STR=TN*CPTP
4460 ACPR=PE*TN*ESTT/12.0
4470 ACPT=PE*TT*ESTT/12.0
4480 ACP=ACPT+(ALFA*ACPR)
4490 VOLH=ANCHO*ALTURA*PE
4500 RML=(2.0/3.0)*(VOLH**0.333)
4510 PL=BMAL*PP
4520 PQ1=0.02.
4530 TG=1800.0
4540 ENV=(2.*ANCHO*ALTURA)+(2.*PE*(ANCHO+ALTURA))
4550 AR=ENV*ACP
4560 REAR=AR/ACP
4570 CALL FACTOR (F,EMG,REAR)
4580 RQ2=QNET/(ALFA*ACPR*F)
4590 RQ3=-0.042866+(3.0866E-04*TG)
4600 RQ4=(1.+RQ5-RQ1-RQ3)*RQ2
4610 TG=TG+460.
4620 TPT=TPT+460.
4630 TG=TG-460.
4640 TG=1500.
4650 GO TO 320
4660 310 RQ5=RQ5+3.85703214E-03
4670 GO TO 320
4680 311 RQ5=RQ5-3.85703214E-03
4690 320 CALL EMIGAS (EMG,PL,TG)
4700 CALL FACTOR (F,EMG,REAR)
4710 RQ2=QNET/(ALFA*ACPR*F)
4720 RQ3=-0.042866+(3.0866E-04*TG)
4730 RQ4=(1.+RQ5-RQ1-RQ3)*RQ2
4740 TG=TG+460.
4750 TG=TG-460.
4760 TPT=TPT-460.
4770 ALFACP=ALFA*ACPR
4780 QARSR=QARS
4790 FLUX1=QARSR/STR
4800 IF (FLUX1.LT.(FLUX-500.)) GO TO 280
4810 IF (FLUX1.GT.(FLUX+500.0))GO TO 281
4820 IF (ICFD.NE.12) GO TO 348
4830 TG1=460.0
4840 QCON=QGLRH*0.26*(TG-TG1)
4850 ACAC=QCON/36000.0
4860 GO TO 90
4870 348 IF (ICFD.NE.11) GO TO 349
4880 GO TO 90
4890 *****
4900 C CALCULO DEL CALOR A TRANSMITIR AL ACEITE EN LA ZONA DE CONVECCION.
4910 C*
4920 349 IF (ICFD.NE.3.OR.ICFD.NE.8) GO TO 350
4930 IF (BTUT.LT.50.E06) TG1=TFP2+150.0
4940 IF (BTUT.GT.50.E06) TG1=TFP2+220.0

```

```

00004340
00004350
00004360
00004370
00004380
00004390
00004400
00004410
00004420
00004430
00004440
00004450
00004460
00004470
00004480
00004490
00004500
00004510
00004520
00004530
00004540
00004550
00004560
00004570
00004580
00004590
00004600
00004610
00004620
00004630
00004640
00004650
00004660
00004670
00004680
00004690
00004700
00004710
00004720
00004730
00004740
00004750
00004760
00004770
00004780
00004790
00004800
00004810
00004820
00004830
00004840
00004850
00004860
00004870
00004880
00004890
00004900
00004910
00004920
00004930
00004940

```

495
496
497
498
499
500
501
502
503
504
505
506
507
508
509
510
511
512
513
514
515
516
517
518
519
520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
549
550
551
552
553
554
555

```
QCON=GG*0.26*(TG-TG1)
GO TO 355
350 QCON=BTUT-QABSR
    PQ5=1.0+PQ5-PQ1-((QABSR+QCON)/QNET)
    TG1=3239.81*RG6+138.88
355 DTML=(TG-TFPC)-(TG1-TFP1)/ALOG((TG-TFPC)/(TG1-TFP1))
    ATOIL=(TFPC+TFP1)/2.
    ATPT=ATOIL+100.
    ATGAS=ATOIL+DTML
    ATCAF=ATOIL+(DTML/2.)
    TCH=6.0
    ESTTC=8.0
    GW=(TCH*ESTTC)+4.
    FW=GW-(TCH*ODC)
    AL=(FW/12.0)*PE
    GCH=GG/AL
    HCC=(2.14*((ATCAF+460.)*0.28)*(GCH*0.6))/(ODC*0.4)
    HCR=2.2
    HETC=1.1*(HCC+HCR)
600 DELT=(IDC*VEL*ROL/MUL)**0.4
    PPL=(CPL*ML/KL)**0.33
    HICL=0.023*IDC/KL*RCL*PRL
    IF(ICFD.LT.6) GO TO 680
650 REV=(IDC*VEL*ROV/MUV)**0.4
    PRV=(CPV*MUV/KV)**0.33
    HICV=0.023*IDC/KV*REV*PRV
690 HIC=(FL*HICL)+((1-FL)*HICV)
    GO TO 695
680 HIC=HICL
695 UTC=(HETC*HIC)/(HETC+HIC)
    ACA=QCON/(UTC*DTML)
    LGNT=ACAC/SPT
    GO TO (90,80,70,80,80,90,80,70,80,80,90,90) ICFD
70) TQ2=400.0
    QA=FGLBH*0.26*(TG1-TG2)
    IF(QA.GT.(RQ5*QNET+8.0E05)) GO TO 310
    IF(QA.LT.(RQ5*QNET-8.0E05)) GO TO 311
    CALL PRECAA (QA,WG,WA,TG1,T1A,AER,TG2,T2A,UBG,DTRG)
    QV=QA
    TREQ=T2A
    TAA=T1A
    GO TO 90
80) CALL GENVAP (TG1,TG2,FGLBH,QV,A2CON,TREQ,TAA,PH20,LBH,ICFD,PAA,
1)DTBG,UBG,IPLU)
C
C O S T O S D E L E Q U I P O
90) X=RTUT/1E06
    CCA=-1.7423+(4.19876*X)-(0.034*X**2)+(2.624E-04*X**3)-(9.28534E-07
1)*X**4)+(1.19174E-09*X**5)
    CCFC=(CCA*1000.0*(FD+FP+FM))*INDEX1*TCM+(ACAC*20.)+(A2CON*20.)
1+(AER*20.)
    PRINT 500,RTUT
500) FURMAT(////,24X,"B A L O N C E T E R M I C O",///,20X,"CARGA TER
1)MICA",E14.8,2X,"BTU/HR",///,45X,"FLUIDO",10X,"GASES",//,14X,"-HOR
2)NO: )
    PRINT 510,TFPC,TFP2,TG,QABSR
510) FURMAT(21X,"TEMP. ENTRADA ( F)",5X,F7.2,9X,"T.A.F.",/,22X,"TEMP. S
1)ALIDA ( F)",5X,F7.2,8X,F7.2,/,15X,"CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)",2X,
2)E14.8 /)
    IF(ICFD.NE.11) GO TO 520
    PRINT 515
```

00004950
00004960
00004970
00004980
00004990
00005000
00005010
00005020
00005030
00005040
00005050
00005060
00005070
00005080
00005090
00005100
00005110
00005120
00005130
00005140
00005150
00005160
00005170
00005180
00005190
00005200
00005210
00005220
00005230
00005240
00005250
00005260
00005270
00005280
00005290
00005300
00005310
00005320
00005330
00005340
00005350
00005360
00005370
00005380
00005390
00005400
00005410
00005420
00005430
00005440
00005450
00005460
00005470
00005480
00005490
00005500
00005510
00005520
00005530
00005540
00005550

515
516
517
518
519
520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
549
550
551
552
553
554
555
556
557
558
559
560
561
562
563
564
565
566
567
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580

```

515 FORMAT(//,10X,"-NOTA-- ESTE CALENTADOR UNICAMENTE TRABAJA CON ZONA
1DE",//,11X,"FABRICACION. SU EFICIENCIA ES DE APROXIMADAMENTE DEL 60%
2")
GO TO 505
PRINT 518
518 FORMAT(//,15X,"CONVECCION")
320 PRINT 525,TFR,TG,TFR,TG1,OCN
525 FORMAT(//,14X,"1ER BANCO DE TUBOS:",//,21X,"TEMP. ENTRADA ( F)",
15X,F7.2,AX,F7.2,/,22X,"TEMP. SALIDA ( F)",5X,F7.2,8X,F7.2,/,15X,
2"CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)",2X,E14.8,/)
IF(ICFD.NE.1.OR.ICFD.NE.6) GO TO 535
PRINT 530
530 FORMAT(//,10X,"-NOTA-- ESTE CALENTADOR PRECALIENTA EL FLUIDO EN LA
170UA",//,11X,"DE CONVECCION, Y FINALMENTE PASA AL HORNO. SU EFICIE
2NCIA ES",//,11X,"APROXIMADAMENTE DEL 75%")
GO TO 505
535 IF(ICFD.NE.12) GO TO 536
PRINT 532
532 FORMAT(//,10X,"-NOTA-- EN ESTE CALENTADOR TODA LA CORRIENTE DE PRO
1CESO SE",//,11X,"CALIENTA EN EL HORNO, PERO SE APROVECHA EL CALOR D
2E LOS GASES",//,11X,"PARA TRANSMITIR CALOR A CUALQUIER OTRA CORRIEN
3TE DEL PROCESO")
GO TO 505
PRINT 540,TAA,TG1,TREJ,TG2,OV
540 FORMAT(//,14X,"2DO. BANCO DE TUBOS:",//,21X,"TEMP. ENTRADA ( F)",
15X,F7.2,8X,F7.2,/,22X,"TEMP. SALIDA ( F)",5X,F7.2,8X,F7.2,/,15X,
2"CALOR ABSORBIDO (BTU/HR)",2X,E14.8,/)
GO TO(500,545,550,555,560,600,545,550,555,560,900,900) ICFD
PRINT 548
548 FORMAT(//,10X,"-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCIO
1N, EN LA",//,11X,"PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN
2LA SEGUNDA",//,11X,"GENERA VAPOR. SU EFICIENCIA ES APROXIMADAMENTE
3DEL 75%")
GO TO 505
PRINT 552
552 FORMAT(//,10X,"-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCIO
1N, EN LA",//,11X,"PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN
2LA SEGUNDA",//,11X,"PRECALIENTA EL AIRE UTILIZADO EN LA COMBUSTION
3DEL PROPIO CALENTADOR",//,11X,"SU EFICIENCIA ES APROXIMADAMENTE DE
4L 82 AL 86%")
GO TO 505
PRINT 558
558 FORMAT(//,10X,"-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCIO
1N, EN LA",//,11X,"PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN
2LA SEGUNDA",//,11X,"SOPRECALIENTA VAPOR. SU EFICIENCIA ES DE APRO
3XIMADAMENTE 75%")
GO TO 505
PRINT 562
562 FORMAT(//,10X,"-NOTA-- ESTE CALENTADOR TIENE DOS ZONAS DE CONVECCIO
1N, EN LA",//,11X,"PRIMERA PRECALIENTA LA CORRIENTE DE PROCESO, Y EN
2LA SEGUNDA",//,11X,"FUNCIONA COMO ECOGOMIZADOR. SU EFICIENCIA ES
3DE APROXIMA-",//,11X,"DAMENTE DEL 75%")
PRINT 570,ODR,ODC,DTRG,STR,ACAC,AZCCN,UTC,UBG
570 FORMAT(///,10X,"C A R A C T E R I S T I C A S D E L C A L E N
1T A D O R",//,42X,"HORNO",4X,"1ER BANCO",4X,"2DO. BANCO",//,22X,"D.
2DE TUBOS (PLG)",5X,F3.1,4X,F3.1,9X,F3.1,/,28X,"AREAS (PI2)",1X,
3F8.2,4X,F8.2,4X,F8.2,/,12X,"COEF. TOTAL (BTU/HR.PI2. F)",15X,F6.2,
14X,F8.2)
NT=NT+1
PRINT 580,ALTURA,ANCHO,PE,NT,VOLH
580 FORMAT(//,10X,"GEOMETRIA DEL HORNO:",//,18X,"ALTURA=",F9.2,1X,

```

00005560
00005570
00005580
00005590
00005600
00005610
00005620
00005630
00005640
00005650
00005660
00005670
00005680
00005690
00005700
00005710
00005720
00005730
00005740
00005750
00005760
00005770
00005780
00005790
00005800
00005810
00005820
00005830
00005840
00005850
00005860
00005870
00005880
00005890
00005900
00005910
00005920
00005930
00005940
00005950
00005960
00005970
00005980
00005990
00006000
00006010
00006020
00006030
00006040
00006050
00006060
00006070
00006080
00006090
00006100
00006110
00006120
00006130
00006140
00006150
00006160

```

617 1"PIES",12X,"A.CHO=",F9.2,1X,"PIES",/,10X,"LONG. DE TUBOS=",F9.2,
618 21X,"PIES",4X,"    NOM TUBOS=",F9.2,/,17X,"VOLUMEN=",F9.2,1X,"PIES
619 47")
6200 IF(ICOM,NE.1) GO TO 590
6210 PRINT 585,WEGAS
6220 585 FORMAT(///,20X,"GASTO DE COMBUSTIBLE=",F10.2,2X,"SCF/HR")
6230 GO TO 595
6240 590 PRINT 592,WFCFD
6250 592 FORMAT(///,20X,"GASTO DE COMBUSTIBLE=",F10.2,2X,"LBS/HR")
6260 595 PRINT 598,CCFD
6270 598 FORMAT(///,20X,"COSTO DEL CALENTADOR=",F12.2,2X,"M.N.")
6280 RETURN
6290 END
6300 SUBROUTINE GENVAP(TG1,TG2,WG,QV,AZCCN,TSAT,TAA,PH20,LBH,ICFD,PAA1,
6310 1DTBG,UBG,IFLU)
6320 C
6330 REAL LMTD
6340 CPVAP=0.46
6350 CPG=0.26
6360 IF(IFLU,EQ.1) GO TO 5
6370 TG2=TAA+60.0
6380 IF(TG2,LT.350.0) TG2=350.0
6390 QG=WG*CPG*(TG1-TG2)
6400 LBH=QG/CPVAP/(TSAT-TAA)
6410 GO TO 8
6420 5 QG=LBH*CPVAP*(TSAT-TAA)
6430 TG2=TG1-(QG/WG/CPG)
6440 IF(TG2,LT.350.0) GO TO 5
6450 8 TK=(TSAT-32.0)/1.8+273.15
6460 CALL PROH20(TK,PH20,TS,HLS1,HVS,HSC,SL,SV,SVSC)
6470 GO TO (50,10,50,20,30,50,10,50,20,30,50) ICFD
6480 10 TK1=(TAA-32.0)/1.8+273.15
6490 CALL PROH20(TK1,PAA1,TS,HLS2,HVS,HSC,SL,SV,SVSC)
6500 QV=LBH*(HSC-HLS2)
6510 GO TO 40
6520 20 TK2=(TAA-32.0)/1.8+273.15
6530 CALL PROH20(TK2,PAA1,TS,HLS,HVS,HSC1,SL,SV,SVSC)
6540 QV=LBH*(HSC-HSC1)
6550 GO TO 40
6560 30 QV=LBH*(HVS-HLS1)
6570 40 DTBG=2.5
6580 FMBG=1.20
6590 LMTD=((TG1-TSAT)-(TG2-TAA))/ALOG((TG1-TSAT)/(TG2-TAA))
6600 TPA=(TAA+TSAT)/2.
6610 TGF=TPA+LMTD/2.
6620 UBG=(HE(TGF,FMBG,DTBG)*1800.)/(HE(TGF,FMBG,DTBG)+1800.)
6630 AZCCN=QV/UBG/LMTD
6640 50 RETURN
6650 END
6660 SUBROUTINE CALDER(ICL,LRH,L,EXCA,EA,HHV,LHV,FP,TAA,FP,FS,ITEC,
6670 1CCCL,TREQ,PPEQ,WFC,WF,INDEX2,AT,ICOM,LHC,HHC,PAA,TIA,ATC,HALI,TCM)
6680 C
6690 C*****
6700 C*
6710 C*          C A L D E R A S
6720 C*
6730 C*          CALCULA EL AREA EN LAS DIFERENTES ZONAS, EL CONSUMO
6740 C*          DE COMBUSTIBLE Y EL COSTO DE LA CALDERA.
6750 C*
6760 C*****
6770 C

```

```

00006170
00006180
00006190
00006200
00006210
00006220
00006230
00006240
00006250
00006260
00006270
00006280
00006290
00006300
00006310
00006320
00006330
00006340
00006350
00006360
00006370
00006380
00006390
00006400
00006410
00006420
00006430
00006440
00006450
00006460
00006470
00006480
00006490
00006500
00006510
00006520
00006530
00006540
00006550
00006560
00006570
00006580
00006590
00006600
00006610
00006620
00006630
00006640
00006650
00006660
00006670
00006680
00006690
00006700
00006710
00006720
00006730
00006740
00006750
00006760
00006770

```

```

6780 C BALANCE DE CALOR PARA DETERMINAR LA CARGA TERMICA.
6790 PFAL=NH1,LF,LARGO,ALTO,C,INDEX2
6800 TREP=((TREQ-32.0)/1.8)+273.15
6810 HSAT=HV
6820 IF (ICL.GL.2) GO TO 10
6830 OSC=LBH*(TREQ-HSAT)
6840 QEV=LBH*(HSAT-HAL1)
6850 QIV=OSC+QEV
6860 C ESTUDIO DEL COMBUSTIBLE.
6870 IF (ICOM.NE.1) GO TO 40
6880 WFC=QIV/(E*HHC)
6890 GHI=WFC*HHC
6900 NHI=WFC*LHC
6910 WA=ATC*NHI*EXCA/10000.0
6920 GO TO 50
6930 40 WF=QIV/(F*HHV)
6940 WA=WF*AT*EXCA
6950 GHI=WF*HHV
6960 NHI=WF*LHV
6970 50 WG=(822.0+(7.7*EA))*(NHI/1.E06)
6980 RQS=0.07
6990 C
7000 C DISEÑO DEL HORNO. ZONA DE RADIACION
7010 C
7020 QH=QEV*0.35
7030 DTH=2.5
7040 C LOS TUBOS ESTAN ESPACIADOS 3" CON MEMBRANA
7050 SH=QH/40000.
7060 TNO=(QIV/150.E06)
7070 ALTURA=(TNO+1.0)*7.0
7080 ANCHO=GHI/(TNO*8.E06)
7090 GO TO 95
7100 90 ANCHO=ANCHO+1.0
7110 GO TO 115
7120 80 ANCHO=ANCHO-1.0
7130 GO TO 115
7140 95 VOL=GHI/45000.
7150 115 LARGO=VOL/ALTURA/ANCHO
7160 GO TO 120
7170 101 LARGO=LF+3.0
7180 GO TO 110
7190 100 LARGO=LARGO+1.0
7200 GO TO 110
7210 102 LARGO=LARGO-1.
7220 GO TO 110
7230 120 LF=(GHI*5.0)/(2.0*18E06)
7240 IF (LARGO.GT.(LF+3.0)) GO TO 101
7250 IF (LARGO.LE.LF) GO TO 100
7260 110 VOL=ALTURA*ANCHO*LARGO
7270 RTVOL=GHI/VOL
7280 IF (RTVOL.GT.0.0000.) GO TO 90
7290 IF (PTVOL.LT.20000.) GO TO 80
7300 APR=ANCHO*LARGO
7310 IF ((OH/ALFACP).GT.51000.) GO TO 100
7320 IF ((OH/ALFACP).LT.10000.) GO TO 102
7330 C
7340 C CALCULO DEL CALOR TRANSMITIDO POR RADIACION.
7350 C
7360 L=(2.73.)*(VOL**0.333)
7370 PL=PP*L
7380 TG=2400.0

```

```

7390 210 CALL EMIGAS (EMG,PL,TG)
7400 REAR=APP/(ALFACP-(APP*0.1))
7410 RQ1=0.01
7420 RQ2=NH1/(ALFACP*Z)
7430 RQ3=-0.0442+(2.7527273E-04*TG)
7440 RQ4=(1.+RQ5-RQ1-RQ3)*RQ2
7450 TDM=TSAT+15.0
7460 TG=TG+460.
7470 TDM=TDM+460.
7480 RQSB=0.173F-08*((TG**4)-(TDM**4))+(7.0*(TG-TDM))
7490 TG=2100.0
7500 GO TO 219
7510 217 RQ5=RQ5+5.94177E-03
7520 GO TO 219
7530 218 RQ5=RQ5-5.94177E-03
7540 219 CALL EMIGAS (EMG,PL,TG)
7550 CALL FACTOR (Z,EMG,REAR)
7560 RQ2=NH1/(ALFACP*Z)
7570 RQ3=-0.0442+(2.7527273E-04*TG)
7580 RQ4=(1.+RQ5-RQ1-RQ3)*RQ2
7590 TG=TG+460.
7600 TG=TG-460.
7610 TDM=TDM-460.
7620 CALL INTERS (RQ4,RQ41,RQEB,RQSB,QABS,TG,PL,REAR,ALFACP)
7630 C CAL CULO DEL AREA DEL SOBRECALENTADOR.
7640 RQ6=1.0+RQ5-RQ1-((QABS+QSC)/QTV)
7650 TG1=(3632.78*RQ6)+160.57
7660 IF(ICL GE 2) GO TO 20
7670 MLTD=((TG-TREQ)-(TG1-TSAT))/ALOG((TG-TREQ)/(TG1-TSAT))
7680 TPV=(TSAT+TREQ)/2.
7690 TGF=TPV+MLTD/2.
7700 DTSC=2.5
7710 FMSC=1.1
7720 USC=NE(TGF,FMSC,DTSC)*0.9
7730 ASC=QSC/(USC*MLTD)
7740 20 TG2=TSAT+225.0
7750 CALL BANGEN (TG1,TG2,NG,QBG,ABG,TSAT,TAA,LBH,UBG,DTBG)
7760 C
7770 C CALCULO DEL EQUIPO RECUPERADOR DE CALOR, ESTUDIANDO EL CASO DE UN
7780 C PRECALENTADOR DE AIRE.
7790 QA=NG*0.26*(TG2-400.)
7800 CALL PRECAA (QA,NG,QA,TG2,T1A,AEP,TG3,T2A,UER,DTER)
7810 SUP=APP+(ALFACP-APP*0.1)
7820 NQ=TNQ+1
7830 C
7840 C COSTOS DEL EQUIPO
7850 IF (ITEC.NE.1) GO TO 18
7860 X=LBH/1000.0
7870 CC=3.7649890+(1.581*X)-(0.01474*X**2)+(0.11455E-03*X**3)-(0.4305E-0
7880 16*X**4)+(0.5936*X**5)
7890 CCL=(CC*1000.0*(FP+FS))*INDEX2*TCM
7900 GO TO 19
7910 18 X=LBH/1000.0
7920 CC=14.607+(5.404*X)-(7.788E-03*X**2)+(8.72E-06*X**3)
7930 CCL=(CC*1000.0*(FP+FS))*INDEX2*TCM
7940 19 PRINT 500,DEV,QSC,QTV
7950 500 FORMAT(///,24X,"B A L A N C E T E R M I G U",///,13X,"CALOR PAR
7960 1A LA GENERACION DE VAPOR=",E14.8,2X,"BTU/HR",/,16X,"CALOR PARA SOB
7970 2RECALENTAR VAPOR=",E14.8,2X,"BTU/HR",/,35X,"CARGA TOTAL=",E14.8,
7980 32X,"BTU/HR")
7990 PRINT 510,TAA,TSAT,TG,QABS,TSAT,TG,TPV,TG1,QSC,TAA,TG1,TSAT,TG2,

```

```

00007390
00007400
00007410
00007420
00007430
00007440
00007450
00007460
00007470
00007480
00007490
00007500
00007510
00007520
00007530
00007540
00007550
00007560
00007570
00007580
00007590
00007600
00007610
00007620
00007630
00007640
00007650
00007660
00007670
00007680
00007690
00007700
00007710
00007720
00007730
00007740
00007750
00007760
00007770
00007780
00007790
00007800
00007810
00007820
00007830
00007840
00007850
00007860
00007870
00007880
00007890
00007900
00007910
00007920
00007930
00007940
00007950
00007960
00007970
00007980
00007990

```



```

0630 C CALCULO DEL COEFICIENTE EXTERNO, LADO DE LA ENVOLVENTE
0640 R=DS/5.0
0650 H=H/NCP
0660 IF (B.GT.2.0)GO TO 79
0670 R=2.0
0680 IF (IP.GT.1.0)GO TO 80
0690 GO TO 90
0700 79 SM=B*(DS-DOTL)+(((DOTL-DO)/P)*(P-DO))
0710 GO TO 100
0720 90 SM=B*(DS-DOTL)+(((DOTL-DO)/PM)*(P-DO))
0730 100 MRFSG=(12.0*DO*N)/(MUS*SM)
0740 FJK=-0.537-(0.3740*ALOG10(NRES))
0750 JK=10.0**FJK
0760 Y=(144.0**N)/SM
0770 Z=((KS/(CP*MUS))**0.666)
0780 HS=HK*0.75
0790 C CALCULO DE LA CARGA DE PRESION EN LA CORAZA
1000 101 NI=12.0*(LT/B)
1010 AS=(DS*B*(P-DO))/(144.0*P)
1020 GS=N/AS
1030 IF (IP.EQ.2.0)GO TO 105
1040 GO TO 110
1050 105 DE=((4.0*(0.5*P*0.86*P-((0.5*3.1416*(DO**2.0))/4.0)))/(0.5*3.1416*
1060 DO))/12.0
1070 GO TO 115
1080 110 DE=((4.0*((P**2.0)-(3.1416*(DO**2.0)/4.0)))/(3.1416*DO))/12.0
1090 115 PES=DE*GS/MUS
1100 F=(10.0**(-1.93-0.186*(ALOG10(RES))))
1110 MUCS=(MUS/MUN5)**0.14
1120 DPS=(F*(GS**2.0)*(DS/12.0)*(NI1))/(5.22*(10.0**10.0)*DE*SSS*MUCS)
1130 IF (DPS.GT.10.0)GO TO 125
1140 GO TO 120
1150 125 IF (B.LE.30.0)GO TO 126
1160 GO TO 127
1170 126 B=B+2.0
1180 IF (IP.GT.1.0)GO TO 80
1190 GO TO 90
1200 127 B=B+1.0
1210 GO TO 79
1220 129 UC=(1.0/((1.0/HIO)+(1.0/HS)+PDI+PDO+RW))
1230 C CALCULO DEL SOBREDISEÑO DEL INTERCAMBIADOR
1240 IF (US.GT.UC)GO TO 130
1250 GO TO 140
1260 130 DIFER=US-UC
1270 IF (DIFER.GT.1.0) GO TO 135
1280 GO TO 140
1290 135 US=UC
1300 GO TO 12
1310 140 SD=((UC-US)/UC)*100.0
1320 IF (SD.GT.10.0)GO TO 150
1330 GO TO 160
1340 150 US=UC
1350 GO TO 12
1360 C COSTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR EN FUNCION DEL AREA
1370 160 CB=1806.17+(7.504093*A)-(0.00079197*(A**2))+(.37665F-07*(A**3))
1380 CCAFB=((CB*(FO+FP))*F)*INDEXS*TCM
1390 WRITE(6,170)
1400 170 FORMAT(///,25X,"BALANCE TERMICO")
1410 WRITE(6,171)BT
1420 171 FORMAT(///,12X,"CARGA TERMICA=",F11.2,2X,"BTU/HR.")
1430 WRITE(6,172)

```

```

00009830
00009840
00009850
00009860
00009870
00009880
00009890
00009900
00009910
00009920
00009930
00009940
00009950
00009960
00009970
00009980
00009990
00010000
00010010
00010020
00010030
00010040
00010050
00010060
00010070
00010080
00010090
00010100
00010110
00010120
00010130
00010140
00010150
00010160
00010170
00010180
00010190
00010200
00010210
00010220
00010230
00010240
00010250
00010260
00010270
00010280
00010290
00010300
00010310
00010320
00010330
00010340
00010350
00010360
00010370
00010380
00010390
00010400
00010410
00010420
00010430

```

```

10440 172 FORMAT(///,35X,"TUBOS",7X,"CORAZA")
10450 WRITE(6,173)T3,T1,T4,T2,NT,N
10460 173 FORMAT(///,13X,"T.ENTRADA(F)",4X,F7.2,6X,F7.2,///,18X,"T.SALIDA ( F
10470 1) ",4X,F7.2,6X,F7.2,///,13X,"FLUJO(LRS/HR)",4X,F7.2,4X,F9.2)
10480 WRITE(6,174)
10490 174 FORMAT(///,10X,"C A R A C T E R I S T I C A S   D E L   C A M B I
10500 1 A D O R")
10510 WRITE(6,175)
10520 175 FORMAT(///,29X,"LADO DE TUBOS:")
10530 WRITE(6,176)BWG,DU,DELTAP,LT,P,NT,NP,OD,HIO
10540 176 FORMAT(///,13X,"BWG="F5.2,6X,"DU="F6.2,6X,"DELTAP="F7.4,///,19X,"
10550 "LT="F5.2,7X,"P="F6.2,10X,"NT="F7.2,///,19X,"NP="F5.2,6X,"OD="F
10560 "2F7.5,8X,"HIO="F7.2)
10570 WRITE(6,177)
10580 177 FORMAT(///,29X,"LADO DE LA CORAZA:")
10590 WRITE(6,178)DS,NPC,DE,HS,B,DPS
10600 178 FORMAT(///,19X,"DS="F6.3,4X,"NPC="F4.2,9X,"DE="F8.6,///,19X,"HS="
10610 "1,F6.2,6X,"B="F5.2,8X,"DPS="F8.5)
10620 WRITE(6,179)A
10630 179 FORMAT(///,18X,"AREA DEL INTERCAMBIADOR="F8.2,2X,"FT2")
10640 WRITE(6,180)CCAMB
10650 180 FORMAT(///,17X,"COSTO DEL INTERCAMBIADOR="F12.2,2X,"I.I.N.")
10660 RETURN
10670 END
10680 SUBROUTINE REHER
10690
10700 C *****
10710 C *
10720 C *           R E H E R V I D O R E S
10730 C *
10740 C *           T I P U   K E T T L E   Y   T I P O   T E R M U S I F O N
10750 C *
10760 C *           C A L C U L A   A R E A   D E   T R A N S F E R E N C I A ,   C O N S U M O   D E
10770 C *           V A P O R   Y   C O S T O   D E L   R E H E R V I D O R .
10780 C *
10790 C * *****
10800 C
10810 C LADO TUBOS:FLUIDO CALIENTE-VAPOR-MEDIO DE CALENTAMIENTO
10820 C
10830 C REAL NREL,NREV,NPEVC,NPRVC,NRV,NRE,NCP,NP,NT,JH,M,KLL
10840 C REAL KW,KL,KA,MU,MUV,MUL,INDEX4,LT,MU2,MUVT
10850 C COMMON/REHER/DR,T1,T2,T3,T4,TS,IRE,IN,C,CC,P,PP,PTK,SI,SO,SIG,S,D
10860 C 11,D2,D3,D4,UD,BWG,CLV,IA,CLVE,CP,CPL2,CPL,MU2,MUL,MU,MUV,KL,KW,KA,
10870 C 2WB,NTL,NTV,G,RD,RF1,PF2,VP,ROL,ROV,RO2,ROLL,ROVV,LT,FP,FM,INDEX4,
10880 C 3CRFER,LT,IV,MUVT,WLO,KLL,CPLI,ROLI,ROVI,PSV,TCM
10890 C CARGA TERMICA REQUERIDA
10900 C CALCULO DEL GASTO REQUERIDO DEL MEDIO DE CALENTAMIENTO
10910 C VAPOR SATUPADO
10920 1 IF(IV.EQ.1.0) GO TO 3
10930 T4K=((T4-32.0)/1.8)+273.15
10940 CALL PRDH20(T4K,PSV,TSF,HL,HV,H1,SL,SV,SVSC)
10950 T3K=((T3-32.0)/1.8)+273.15
10960 CALL PRDH20(T3K,PSV,TSF,H2,HV,HVSC,SL,SV,SVSC)
10970 CLV=H1-H2
10980 GO TO 4
10990 3 TSK=((TS-32.0)/1.8)+273.15
11000 CALL PRDH20(TSK,PSV,TSF,HL,HV,HVSC,SL,SV,SVSC)
11010 CLV=HV-HL
11020 4 NT=DR/CLV
11030 C CALCULO DE LA DIF.DE TEMPS. LMTD
11040 C VAPOR SATUPADO

```

```

11050 IF(IV.EG.1.0) GO TO 5
11060 DELTAT=((T4-T1)-(T3-T2))/ALOG((T4-T1)/(T3-T2))
11070 GO TO 10
11080 IF(REQ.GT.20.0)GO TO 8
11090 IF(REQ.LT.20.0.AND.REQ.ST.0.0)GO TO 10
11100 IF(REQ.EG.0.0)GO TO 15
11110 6 DELTAT=((TS-T1)-(TS-T2))/ALOG((TS-T1)/(TS-T2))
11120 GO TO 10
11130 10 DELTAT=TS-((T1-T2)/2.0)
11140 GO TO 10
11150 15 DELTAT=TS-T2
11160 C DETERMINAR METODO DE CALCULO PARA COEF DE EBULLICION
11170 10 DELTA4=DELTAT/4.0
11180 DELTA3=DELTAT/3.0
11190 C ESTABLECER GEOMETRIA PRELIMINAR DEL EQUIPO
11200 NCP=1.0
11210 NP=2.0
11220 C SUPONER UN VALOR DE FLUX
11230 18 QMAX=12000.0
11240 C ESTIMAR EL AREA REQUERIDA
11250 19 A=QR/QMAX
11260 U=QR/(A*DELTAT)
11270 C CALCULO DEL NUMERO DE TUBOS
11280 17 NT=A/(OD*LT)
11290 RW=(OD*ALOG(D1/D2))/(2.0*3.1416*KW)
11300 1711 DB=((NT*(PP**2.0))/C)**0.5
11310 DC=DB+1.375
11320 IF(DC.GT.48.0)GO TO 1722
11330 GO TO 1733
11340 1722 NT=NT*NCP
11350 NCP=NCP+1.0
11360 NT=NT/NCP
11370 GO TO 1711
11380 C CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION DENTRO DE TUBOS
11390 C METODO DE MARTINELLI,CONDENSACION PARCIAL
11400 1733 AF=(NCP*NT*(D4**2.0))/(1.273*NP)
11410 C MASA VELOCIDAD DE CADA FASE
11420 GTL=WTL/AF
11430 GTV=WTV/AF
11440 NREL=D4*GTL/MU
11450 IF(NREL.GT.2000.0)GO TO 20
11460 IF(NREL.LE.2000.0)GO TO 25
11470 20 FL=0.184*(NREL**(-0.2))
11480 GO TO 30
11490 25 FL=0.4/NREL
11500 30 DPL=(3.36*(10.0**(-6.0))*FL*LT*(WTL**2.0)*NP)/((D2**5.0)*ROLL*(NT*
11510 1*2.0))
11520 NREV=D4*GTV/MUVT
11530 IF(NREV.GT.2000.0)GO TO 35
11540 IF(NREV.LE.2000.0)GO TO 40
11550 35 FV=0.184*(NREV**(-0.2))
11560 GO TO 45
11570 40 FV=0.4/NREV
11580 45 DPV=(3.36*(10.0**(-6.0))*FV*LT*(WTV**2.0)*NP)/((D2**5.0)*ROVV*(NT*
11590 1*2.0))
11600 X=(DPL/DPV)**0.5
11610 C1=ALOG(X)**1.0
11620 C2=ALOG(X)**2.0
11630 C3=ALOG(X)**3.0
11640 C4=ALOG(X)**4.0
11650 C5=ALOG(X)**5.0

```

```

00011050
00011060
00011070
00011080
00011090
00011100
00011110
00011120
00011130
00011140
00011150
00011160
00011170
00011180
00011190
00011200
00011210
00011220
00011230
00011240
00011250
00011260
00011270
00011280
00011290
00011300
00011310
00011320
00011330
00011340
00011350
00011360
00011370
00011380
00011390
00011400
00011410
00011420
00011430
00011440
00011450
00011460
00011470
00011480
00011490
00011500
00011510
00011520
00011530
00011540
00011550
00011560
00011570
00011580
00011590
00011600
00011610
00011620
00011630
00011640
00011650

```

```

11660 Co=ALOG(X)**6.0
11670 IF(NREL.LT.2000.0.AND.NREV.LT.2000.0)GO TO 46
11680 IF(NREL.GT.2000.0.AND.NREV.LT.2000.0)GO TO 47
11690 IF(NREL.LT.2000.0.AND.NREV.GT.2000.0)GO TO 48
11700 IF(NREL.GT.2000.0.AND.NREV.GT.2000.0)GO TO 49
11710 46 YL=EXP(.11638E-03*C5-.142401E-02*C4-.547196E-02*C3+1.956305E-01*C2
11720 1-.429508*C1+.979954)
11730 GO TO 491
11740 47 YL=EXP(.118679E-03*C5-.573274E-03*C4-.521166E-02*C3+1.066804*C2-.4
11750 143137*C1+1.24907)
11760 GO TO 491
11770 48 YL=EXP(.121974E-03*C5-.695703E-03*C4-.443576E-02*C3+1.71886E-01*C2
11780 1-.46844*C1+1.23807)
11790 GO TO 491
11800 49 YL=EXP(.184885E-04*C6+.270689E-04*C5-.101295E-02*C4-1.106414E-02*
11810 1C3+.621161E-01*C2-.504451*C1+1.44065)
11820 491 DP2F=DP*(YL**2.0)
11830 IF(DP2F.LT.10.0) GO TO 90
11840 NT=(NT*((DP2F/10.0)**0.5))
11850 A=NT*UD*LT
11860 GO TO 1711
11870 C CALCULO DEL GASTO REQUERIDO DEL MEDIO DE CALENTAMIENTO
11880 C FLUIDO SIN CAMBIO DE FASE
11890 50 WT=QR/(CPL2*(T3-T4))
11900 C CALCULO DE LA LMTD
11910 DELTAT=((T4-T1)-(T3-T2))/ALOG((T4-T1)/(T3-T2))
11920 REB=T1-T2
11930 C DETERMINAR METODO DE CALCULO PARA COEF EBULLICION
11940 DELTA4=DELTAT/4.0
11950 DELTA3=DELTAT/3.0
11960 C SUPONER UN VALOR DE FLUX
11970 QMAX=12000.00
11980 C ESTIMAR EL AREA REQUERIDA
11990 53 A=QR/QMAX
12000 U=QR/(A*DELTAT)
12010 C CALCULO NUMERO TUBOS
12020 54 NT=A/(OD*LT)
12030 C RESISTENCIA DE LA PARED
12040 RW=(OD*ALOG(D1/D2))/(2.0*3.1416*KW)
12050 C CALCULO DE LA CAIDA DE PRESION DENTRO DE TUBOS
12060 C FLUIDO SIN CAMBIO DE FASE, METODO DE KEPN
12070 NCP=1.0
12080 NP=2.0
12090 NPC=1.0
12100 541 DB=((NT*(PP**2.0))/C)**0.5)
12110 DC=DB+1.375
12120 IF(DC.GT.48.0)GO TO 542
12130 GO TO 543
12140 542 NT=NT*NCP
12150 NCP=NCP+1.0
12160 NT=NT/NCP
12170 GO TO 541
12180 543 GT=1.273*NT*NP/(NCP*(NT*(D4**2.0)))
12190 NRE=GT*D4/MU2
12200 IF(NRE.GT.1000.0)GO TO 55
12210 IF(NRE.LE.1000.0)GO TO 60
12220 55 F=0.00311*(NRE**(-0.2636))
12230 GO TO 65
12240 60 F=0.482103*(NRE**(-0.99353))
12250 65 PT=(F*(GT**2.0)*LT*NP)/(5.22*(10.0**10.0)*D4*S)
12260 IF(IN.GT.1.0)GO TO 68

```

```

000111660
000111670
000111680
000111690
000111700
000111710
000111720
000111730
000111740
000111750
000111760
000111770
000111780
000111790
000111800
000111810
000111820
000111830
000111840
000111850
000111860
000111870
000111880
000111890
000111900
000111910
000111920
000111930
000111940
000111950
000111960
000111970
000111980
000111990
000112000
000112010
000112020
000112030
000112040
000112050
000112060
000112070
000112080
000112090
000112100
000112110
000112120
000112130
000112140
000112150
000112160
000112170
000112180
000112190
000112200
000112210
000112220
000112230
000112240
000112250
000112260

```

```

12270 V=GT/(3000.0*RO2)
12280 PR=((V**2.0)/(2.0*GC))*(RO2/144.0)*NP
12290 DELTAP=PT+PR
12300 GO TO 69
12310 68 V=GT/(3000.0*RO2)
12320 PR=4.0*(6.74*(10.0**(-3.0))*NP*(V**2.0))/S
12330 DELTAP=PT+PR
12340 69 DPPER=10.0
12350 IF(DELTA.P.LE.10.10)GO TO 71
12360 691 NT=(NT*((DELTAP/DPPER)**0.5))
12370 A=NT*UD*IT
12380 GO TO 541
12390 C CALCULO DEL COEFICIENTE INTERNO
12400 C FLUIDO SIN CAMBIO DE FASE
12410 71 IF(NRE.LT.2100.0)GO TO 75
12420 IF(NRE.GT.10000.0)GO TO 80
12430 IF(NRE.GE.2100.0.AND.NRE.LE.10000.0)GO TO 85
12440 75 HIO=1.80*(KA/D3)*((NRE*(CP*MU2/KA))*(D4/LT))**0.333)
12450 GO TO 100
12460 80 HIO=0.027*(KA/D3)*(NRE**0.8)*((CP*MU2/KA)**0.333)
12470 GO TO 100
12480 C SE NECESITA CALCULAR EL FACTOR JH
12490 85 M=0.533+0.286*ALOG10(LT/D4)
12500 Y=6.58*ALOG10(ALOG10(LT/D4))
12510 Z=3.450*(ALOG10(NRE)-3.90)
12520 JH=(0.392*((LT/D4)**(-1.28))*(NRE**M)+(ALOG10((LT/D4)*(Z+2.05+Y*(
12530 1*EXP((-Z)**2.0))))))
12540 HIO=JH*(KA/D3)*((CP*MU2/KA)**0.333)
12550 GO TO 100
12560 C VAPOR CONDENSANTE
12570 C SE CALCULA EL COEF DE COND CON LAS 2CORRELACIONES,TOMAR VALOR MAYOR
12580 90 IF(CIA.EQ.1.0)GO TO 91
12590 GO TO 92
12600 91 HIO=1500.00
12610 GO TO 100
12620 92 WIVC=WLO*NP/(NT*NCP)
12630 HION=0.761*(D4/D3)*(((LT*(KLL**3.0)*(ROLL-ROVV)*ROLL*4.17*(10.0**8
12640 1.0))/(NT*MU))**0.333)
12650 C ECUACION DE ROYKO Y KRUSHILIN
12660 XI=WVI/(WVI*WLI)
12670 XO=WVO/(WVO*WLO)
12680 GTVC=1.273*WLO*NP/(NP*NT*(D4**2.0))
12690 NREVC=D4*GTVC/MU
12700 NPRVC=CPL1*MU/KLL
12710 ROMI=((ROLL-ROVI)/ROVI)*XI+1.0
12720 ROMO=((ROLO-ROVO)/ROVO)*XO+1.0
12730 HIO=0.024*(KLL/D3)*(NREVC**0.8)*(NPRVC**0.43)*(((ROMI**0.5)+(ROMO
12740 1**0.5))/2.0))
12750 IF(HIO.GE.HION)GO TO 100
12760 HIO=HION
12770 100 IF(REF.LT.DELTA3) GO TO 105
12780 IF(REF.GT.DELTA4.AND.REF.LT.DELTA3) GO TO 120
12790 IF(REF.GT.DELTA3) GO TO 120
12800 C CALCULO DEL COEFICIENTE EXTERNO-EBULLICION
12810 105 HTS=3500.00
12820 C SE SUPUSO UN VALOR DE COEFICIENTE
12830 106 NT=(1.0/((1.0/HTS)+(1.0/HIO)+RW+RD))
12840 C CALCULAR EL COEF DE EBULLICION DE UN TUBO
12850 HTC1=(((NT*DELTAT*CPL)/CLVE)**0.690)
12860 HTC2=(((144.0*PTK*KL)/SIG)**0.310)
12870 HTC3=(((ROL/ROV)-1.0)**0.333)

```

```

00012270
00012280
00012290
00012300
00012310
00012320
00012330
00012340
00012350
00012360
00012370
00012380
00012390
00012400
00012410
00012420
00012430
00012440
00012450
00012460
00012470
00012480
00012490
00012500
00012510
00012520
00012530
00012540
00012550
00012560
00012570
00012580
00012590
00012600
00012610
00012620
00012630
00012640
00012650
00012660
00012670
00012680
00012690
00012700
00012710
00012720
00012730
00012740
00012750
00012760
00012770
00012780
00012790
00012800
00012810
00012820
00012830
00012840
00012850
00012860
00012870

```

```

12880 107 HTC=0.2250*HTC1*HTC2*HTC3
12890 108 IF(HTS.GE.(HTC+2.0).OR.HTS.LE.(HTC-2.0))GO TO 109
12900 GO TO 110
12910 109 HTS=HTC
12920 GO TO 106
12930 110 DTE=(UT/HTC)*DELTA
12940 IF(DTE.LT.8.0)GO TO 111
12950 GO TO 116
12960 111 IF(IRE.LE.5.0) GO TO 110
12970 112 BETA=((SI**2.0)-(SO**2.0))/(2.0*(T1-T2)*SI*SO)
12980 HTC=HTC+75.74*(KL/D3)*(((D3**3.0)*ROL*BETA*DTE*CPL)/(MUL*KL))**0.
12990 125)
13000 C FLUX MAXIMO DE UN TUBO
13010 116 XIT=142.9*POV*CLVE*(((SIG*(ROL-ROV))/(ROV**2.0))**0.25)
13020 C CALCULO DEL FLUX DE UN TUBO
13030 QT=UT*DELTA
13040 IF(QT.GT.QTMAX)GO TO 145
13050 IF(QT.LE.QTMAX)GO TO 118
13060 C SE NECESITA DISMINUIR LA TEMPERATURA DE ENTRADA DEL FLUIDO CALIENTE
13070 C SE RECALCULA EL VALOR DE DELTA, Y SE EMPEZA DE NUEVO EL CALCULO
13080 C CALCULO DEL COEFICIENTE DE EBULLICION DEL HAZ DE TUBOS
13090 118 ALFA=90.0
13100 IF(C.LE.0.75) GO TO 1181
13110 NRV=DB/(2.0*PP*COS(ALFA/2.0))
13120 GO TO 1182
13130 1181 NRV=DB/PP
13140 1182 G=(QD*UT*DELTA)/(CLVE*(P-D3))
13150 C CALCULAR FACTOR DE CORRECCION POR BLOQUEO DE VAPOR
13160 BCF=0.714*(((P-D3)**(0.00042*G))*((1.0/NRV)**(-0.24*(1.75+ALOG(1.
13170 10/NRV))))))
13180 HH=HTC*BCF
13190 C CALCULO DEL COEFICIENTE TOTAL DEL HAZ DE TUBOS
13200 HH=1.07*((1.0/HH)+(1.0/HIO)+RW+RD)
13210 C FLUX DEL HAZ DE TUBOS
13220 125 QH=QH*DELTA
13230 C CALCULAR EL FLUX MAXIMO DEL EQUIPO
13240 QHMAX=123.0*XIT*(((DB/12.0)*LT)/(A/NCP))
13250 IF(QH.GT.QHMAX)GO TO 119
13260 GO TO 130
13270 119 LT=LT+4.0
13280 IF(LT.GT.28.0)GO TO 145
13290 GO TO(17,54,54,150,54)IRE
13300 C METODO DE KERN PARA COEFICIENTE EXTERNO
13310 120 HTS=5000.00
13320 C SE SUPUSO UN VALOR DE COEFICIENTE
13330 121 UT=((1.0/((1.0/HTS)+(1.0/HIO)+RW))
13340 HTC1=(((UT*DELTA*CPL)/CLVE)**0.690)
13350 HTC2=(((144.0*PTK*KL)/SIG)**0.310)
13360 HTC3=(((ROL/ROV)-1.0)**0.333)
13370 122 HTC=0.2250*HTC1*HTC2*HTC3
13380 IF(HTS.GE.(HTC+4.0).OR.HTS.LE.(HTC-4.0)) GO TO 123
13390 GO TO 124
13400 123 HTS=HTC
13410 GO TO 121
13420 124 DTE=(UT/HTC)*DELTA
13430 IF(DTE.GE.14.0)GO TO 120
13440 HH=HTC
13450 GO TO 127
13460 126 HH=300.0
13470 127 HH=1.07*((1.0/HH)+(1.0/HIO)+RW+RD)
13480 XIT=142.9*POV*CLVE*(((SIG*(ROL-ROV))/(ROV**2.0))**0.25)

```

```

13490 QT=UT*DELTAT
13500 GO TO 125
13510 C CHECAR LA UNIDAD TERMICAMENTE
13520 130 HSS=100.00
13530 C CALCULAR EL COEF TOTAL POR TRANSF DE CALOR SENSIBLE
13540 131 US=1.37*((1.0/HSS)+(1.0/HIG)+RN+RD)
13550 C CALCULAR EL COEF DE CALOR SENSIBLE
13560 HSC=9.35*((US*DELTAT)**0.21)
13570 C COMPARACION DEL VALOR DE HSC CON EL SUPUESTO
13580 IF (HSS.GE.(HSC+1.0).OR.HSS.LE.(HSC-1.0))GO TO 132
13590 GO TO 133
13600 132 HSS=HSC
13610 GO TO 131
13620 133 IF (IRE.NF.5.0) GO TO 134
13630 QD=VP/NCP*CLVE+QH*(A/NCP)-(((VP/NCP)*CLVE)/(US*DELTAT))
13640 QD=QD*NCP
13650 GO TO 135
13660 134 QD=(WB/NCP)*CFL*REB+QH*((A/NCP)-(((WB/NCP)*CPL*REB)/(US*DELTAT)))
13670 QD=QD*NCP
13680 135 IF (QD.GE.QR)GO TO 138
13690 IF (QD.LT.QR)GO TO 142
13700 142 QMAX=0.90*QMAX
13710 GO TO(19,53,53,150,53)IRE
13720 C CALCULO DEL DIAMETRO DEL KETTLE
13730 C CARGA DE VAPOR DISPONIBLE
13740 138 CV=2290.0*ROV*((SIG/(0.86*.00001*(ROL-ROV)))**0.5)
13750 C ESPACIO DEL VAPOR
13760 EV=VP/CV
13770 C AREA DEL DOMO
13780 AD=EV/LT
13790 C AREA DE LA CORAZA DEL HAZ DE TUBOS
13800 AH=((DC/12.0)**2.0)*0.3927
13810 C AREA TOTAL
13820 AT=AD+AH
13830 C DIAMETRO DEL KETTLE
13840 DK=12.0*((AT/0.3927)**0.5)
13850 Z=DC*1.60
13860 IF (DK.LE.Z)DK=1.60*DC
13870 IF (DK.GT.Z)DK=DK
13880 SD=((QD*NCP)-QR)/(QD*NCP))*100.00
13890 C COSTO DEL REHERVIDOR EN FUNCION DEL AREA DE TRANSFERENCIA
13900 145 CB=1866.17*(7.564098*A)-(0.03079197*(A**2))+(.37665E-07*(A**3))
13910 CREHER=((CB*(1.35+FP))*FM)*INDEX4*TCM
13920 WCOR=WR+VP
13930 IF (QTHAX.LT.QT) GO TO 1451
13940 IF (QHMAX.GT.QH) GO TO 290
13950 1451 WRITE(6,146)
13960 146 FORMAT(/,10X,"-NOTA--ESTE REHERVIDOR TENDRA QUE SER CALCULADO PARA
13970 1 "/,2,10X,"EBULLICION DE PELICULA:")
13980 GO TO 290
13990 C PREDISEÑO TERMICO PARA REHERVIDOR DE TERMOSIFON VERTICAL
14000 150 WMC=QR/CLV
14010 REB=T1-T2
14020 151 IF (REB.LO.0.0)GO TO 155
14030 GO TO 156
14040 155 DELTAT=TS-T1
14050 GO TO 157
14060 156 DELTAT=((TS-T1)-(TS-T2))/ALOG((TS-T1)/(TS-T2))
14070 157 LT=LT
14080 C CALCULO DEL AREA
14090 158 A=QR/(US*DELTAT)

```

```

00013490
00013500
00013510
00013520
00013530
00013540
00013550
00013560
00013570
00013580
00013590
00013600
00013610
00013620
00013630
00013640
00013650
00013660
00013670
00013680
00013690
00013700
00013710
00013720
00013730
00013740
00013750
00013760
00013770
00013780
00013790
00013800
00013810
00013820
00013830
00013840
00013850
00013860
00013870
00013880
00013890
00013900
00013910
00013920
00013930
00013940
00013950
00013960
00013970
00013980
00013990
00014000
00014010
00014020
00014030
00014040
00014050
00014060
00014070
00014080
00014090

```

14160
14170
14180
14190
14200
14210
14220
14230
14240
14250
14260
14270
14280
14290
14300
14310
14320
14330
14340
14350
14360
14370
14380
14390
14400
14410
14420
14430
14440
14450
14460
14470
14480
14490
14500
14510
14520
14530
14540
14550
14560
14570
14580
14590
14600
14610
14620
14630
14640
14650
14660
14670
14680
14690
14700

```
NT=A/(OD*LT)
DB=((NT*(PP**2.0))/C)**0.5)
DC=DB+1.375
RW=(OD*ALOG(D1/D2))/(2.0*3.1416*KW)
C CALCULO DEL COEF INTERIOR POR LA ENVOLVENTE
HO=1500.0
C COEF INDIVIDUAL DE LA FASE LIQUIDA EN LA ZONA DE CALOR SENSIBLE
GT=NT/(0.785*NT*(D4**2.0))
HL=((0.023*(KL/D4))*((D4*GT/MUL)**0.8)*(((CPL*MUL)/KL)**0.4)))
C CALCULO DEL COEFICIENTE DE EBULLICION NUCLEADA
HB=0.225*((US*DELTA*T*CPL)/CLVE)**0.69)*(((144.*PTK*KL)/SIG)**0.31.
1)*(((ROL-ROV)-1.0)**0.33)
BETAT=1.0
FI=((ROV/ROL)**0.5)*((MUL/MUV)**0.10))
XTT=VT*(FI*(RF1**0.90))
XTTVP=(FI*(RF2**0.90))
GTT=GT/3600.00
R=(ALOG10(GTT)+(1.28*(ALOG10(1.0/XTT))))
CALL COEF(R,ALFAT)
ALFA1=0.0+ALFAT
R=(ALOG10(GTT)+(1.28*(ALOG10(1.0/XTTVP))))
CALL COEF(R,ALFAT)
ALFA2=0.0+ALFAT
ALFAP=((ALFA1+ALFA2)/2.0)
HLG=((3.5*((1.0/XTTVP)**0.5))*HL)
C CALCULO DEL COEF INDIVIDUAL EN LA ZONA DE VAPORIZACION
HVAP=(ALFAP*HB)+(BETAT*HLG)
DLBC=3.0
DLCD=LT-3.0
C CALCULO DEL COEF INDIVIDUAL DEL LADO DE TUBOS
HIO=((((HL*DLBC)+(HVAP*DLCD))/LT)*(D1/D2))
C CALCULO DEL COEF TOTAL DE TRANSFERENCIA
UC=(1.0/((1.0/HIO)+(1.0/HO)+RW+RD))
IF(UC.GT.US)GO TO 172
170 GO TO 171
171 US=US*0.9
GO TO 154
172 SD=((UC-US)/UC)*100.0)
CB=1866.17*(7.564098*A)-(0.00079197*(A**2))+(.37665E-07*(A**3))
CREHER=((CB*(0.80+FP))*FM)*INDEX4*TCM
C BALANCE HIDRAULICO DEL TERMOSIFON
WRITE(6,270)
FORMAT(///,25X,"BALANCE TERMICO")
WRITE(6,271)OR
FORMAT(///,18X,"CARGA TERMICA=",F11.2,2X,"BTU/HR.")
WRITE(6,272)
FORMAT(///,35X,"TUBOS",7X,"CORAZA")
WRITE(6,273)T2,TS,T1,TS,WT,WMC
FORMAT(///,18X,"ENTRADA ( F)",4X,F7.2,6X,F7.2,///,18X,"T.SALIDA ( F
1)",4X,F7.2,6X,F7.2,///,18X,"FLUJO(LBS/HR)",4X,F10.2,5X,F10.2)
WRITE(6,274)
FORMAT(///,10X,"CARACTERISTICAS DEL REHERVIDOR")
WRITE(6,275)
FORMAT(///,29X,"LADO DE TUBOS-EBULLICION")
WRITE(6,276)LT,HL,ALFAP,NT,HR,HVAP,D1,HLG,HIO
FORMAT(///,18X,"LT=",F6.2,6X,"HL=",F7.3,6X,"ALFAP=",F6.3,///,18X,
1)"NT=",F6.2,6X,"HB=",F7.3,7X,"HVAP=",F8.3,///,18X,"D1=",F6.2,5X,"HLG
2)",F7.3,8X,"HIO=",F8.3)
WRITE(6,277)
FORMAT(///,29X,"LADO CORAZA")
WRITE(6,278)DC
```

00014100
00014110
00014120
00014130
00014140
00014150
00014160
00014170
00014180
00014190
00014200
00014210
00014220
00014230
00014240
00014250
00014260
00014270
00014280
00014290
00014300
00014310
00014320
00014330
00014340
00014350
00014360
00014370
00014380
00014390
00014400
00014410
00014420
00014430
00014440
00014450
00014460
00014470
00014480
00014490
00014500
00014510
00014520
00014530
00014540
00014550
00014560
00014570
00014580
00014590
00014600
00014610
00014620
00014630
00014640
00014650
00014660
00014670
00014680
00014690
00014700

```

14710 278 FORMAT(//,18X,"DIAMETRO DE LA COPAZA=",F6.2,2X,"PLG")
14720 WRITE(6,279)HO
14730 279 FORMAT(//,18X,"COEFICIENTE EXTERIOR=",F7.2,2X,"BTU/HR,FT2")
14740 WRITE(6,280)A
14750 280 FORMAT(//,14X,"AREA DEL REHERVIDOR TERMOSIFUN=",F8.2,2X,"FT2")
14760 WRITE(6,281)CREHER
14770 281 FORMAT(//,13X,"COSTO DEL REHERVIDOR TERMOSIFUN=",F12.2,2X,"M.N.")
14780 GO TO 307
14790 WRITE(6,291)
14800 291 FORMAT(//,25X,"BALANCE TERMICO")
14810 WRITE(6,295)OR
14820 295 FORMAT(//,18X,"CARGA TERMICA=",F11.2,2X,"BTU/HR")
14830 WRITE(6,300)
14840 300 FORMAT(//,35X,"TUBOS",7X,"CORAZA")
14850 IF(IV.EQ.1.0)GO TO 309
14860 WRITE(6,305)T4,T2,T3,T1,WT,WCOR
14870 305 FORMAT(//,18X,"T.ENTRADA(F)",4X,F7.2,6X,F7.2,//,18X,"T.SALIDA ( F
14880 1)",4X,F7.2,6X,F7.2,//,18X,"FLUJO(LBS/HR)",4X,F9.2,4X,F9.2)
14890 GO TO 314
14900 WRITE(6,310)T5,T2,T3,T1,WT,WCOR
14910 310 FORMAT(//,18X,"T.ENTRADA(F)",4X,F7.2,6X,F7.2,//,18X,"T.SALIDA ( F
14920 1)",4X,F7.2,6X,F7.2,//,18X,"FLUJO(LBS/HR)",2X,F9.2,4X,F9.2)
14930 WRITE(6,315)
14940 315 FORMAT(//,10X,"CARACTERISTICAS DEL REHER
14950 1 V I D U R")
14960 WRITE(6,320)
14970 320 FORMAT(//,20X,"LADO DE TUBOS")
14980 WRITE(6,325)NCP,NT,DELTAP,D1,LT,DP2F,PP,NP,HIO
14990 325 FORMAT(//,18X,"NCP=",F5.2,6X,"NT=",F6.2,5X,"DELTAP=",F8.4,//,19X,
15000 1,"D1=",F5.2,6X,"LT=",F6.2,7X,"DP2F=",F8.5,//,19X,"PP=",F5.2,6X,"NP="
15010 2,"F6.2,8X,"HIO=",F8.2)
15020 WRITE(6,330)
15030 330 FORMAT(//,29X,"LADO CORAZA-EBULLICION")
15040 WRITE(6,335)QT,UT,DK,QTMAX,UH,DC,QH,US,RD,QHMAX,HSC,QD
15050 335 FORMAT(//,19X,"QT=",F10.2,3X,"UT=",F7.2,8X,"DK=",F5.2,//,16X,"QTMA
15060 1X=",F10.2,3X,"UH=",F7.2,8X,"DC=",F5.2,//,19X,"QH=",F10.2,3X,"US="
15070 2,F7.2,8X,"RD=",F8.5,//,16X,"QHMAX=",F10.2,2X,"HSC=",F7.2,8X,"QD="
15080 3,F10.2)
15090 WRITE(6,340)A
15100 340 FORMAT(//,16X,"AREA DEL REHERVIDOR KETTLE=",F8.2,2X,"FT2")
15110 WRITE(6,345)CREHER
15120 345 FORMAT(//,15X,"COSTO DEL REHERVIDOR KETTLE=",F12.2,2X,"M.N.")
15130 RETURN
15140 END
15150 SUBROUTINE COEF(B,ALFAT)
15160 COMMON FACTR(23,2)
15170 IF(B.LT.1.2810)GO TO 180
15180 IF(B.LT.1.5170)GO TO 185
15190 IF(B.LT.1.7310)GO TO 190
15200 IF(B.LT.1.9130)GO TO 195
15210 GO TO 200
15220 180 NN=1.0
15230 GO TO 200
15240 185 NN=0.0
15250 GO TO 200
15260 190 NN=11.0
15270 GO TO 200
15280 195 NN=16.0
15290 GO TO 200
15300 200 DO 210 I=NN,NN+4.0
15310 RB=5-FACTR(I,1)

```

```

00014710
00014720
00014730
00014740
00014750
00014760
00014770
00014780
00014790
00014800
00014810
00014820
00014830
00014840
00014850
00014860
00014870
00014880
00014890
00014900
00014910
00014920
00014930
00014940
00014950
00014960
00014970
00014980
00014990
00015000
00015010
00015020
00015030
00015040
00015050
00015060
00015070
00015080
00015090
00015100
00015110
00015120
00015130
00015140
00015150
00015160
00015170
00015180
00015190
00015200
00015210
00015220
00015230
00015240
00015250
00015260
00015270
00015280
00015290
00015300
00015310

```

1532
1533
1534
1535
1536
1537
1538
1539
1540
1541
1542
1543
1544
1545
1546
1547
1548
1549
1550
1551
1552
1553
1554
1555
1556
1557
1558
1559
1560
1561
1562
1563
1564
1565
1566
1567
1568
1569
1570
1571
1572
1573
1574
1575
1576
1577
1578
1579
1580
1581
1582
1583
1584
1585
1586
1587
1588
1589
1590
1591
1592

```
219 CONTINUE  
220 ALFAT=FACTB(1,2)  
RETURN  
END  
SUBROUTINE MEZCLA(N1,N2,N3,N4)
```

```
C  
C *****  
C  
C M E Z C L A  
C  
C BALANCE DE MATERIA Y ENERGIA PARA EL VAPOR  
C  
C *****  
C
```

```
1 DIMENSION T(1000),P(1000),FV(1000)  
1 COMMON/1/ T,P,FV,ITM,ITM2,ITM3,ITM1  
1 FV(N3)=FV(N1)+FV(N2)  
1 IF(ITM.EQ.1.0) GO TO 80  
1 T1=((T(N1)-32.)/1.8)+273.15  
1 P1=P(N1)  
1 CALL PROH20(T1,P1,TSF1,HL,HV,HVSC1,SL1,SV1,SVSC1)  
2 H1=HL  
2 GO TO 5  
3 H1=HV  
2 GO TO 5  
4 H1=HVSC1  
5 T2=((T(N2)-32.0)/1.8)+273.15  
5 P2=P(N2)  
5 CALL PROH20(T2,P2,TSF2,HL,HV,HVSC2,SL2,SV2,SVSC2)  
5 GO TO(6,7,8)ITM2  
6 H2=HL  
7 GO TO 10  
7 H2=HV  
8 GO TO 10  
8 H2=HVSC2  
10 H3=((H1*FV(N1))+(H2*FV(N2)))/FV(N3)  
10 T3=(T1+T2)/2.0  
10 P3=(P1+P2)/2.0  
14 CALL PROH20(T3,P3,TSF3,HL,HV,HVSC3,SL3,SV3,SVSC3)  
14 GO TO(15,20,30)ITM3  
15 HS3=HL  
15 GO TO 40  
20 HS3=HV  
15 GO TO 40  
30 HS3=HVSC3  
40 IF((HS3-HS3).GT.15.0)GO TO 50  
40 IF((HS3-HS3).LT.-15.0)GO TO 60  
50 GO TO 70  
50 T3=T3+10.0  
50 GO TO 14  
60 T3=T3-10.0  
60 GO TO 14  
70 P(N1)=P1  
70 P(N2)=P2  
70 P(N3)=P3  
70 T(N1)=T1  
70 T(N2)=T2  
70 GO TO 80  
75 FV(N1)=FV(N2)-FV(N3)  
80 RETURN
```

00015320
00015330
00015340
00015350
00015360
00015370
00015380
00015390
00015400
00015410
00015420
00015430
00015440
00015450
00015460
00015470
00015480
00015490
00015500
00015510
00015520
00015530
00015540
00015550
00015560
00015570
00015580
00015590
00015600
00015610
00015620
00015630
00015640
00015650
00015660
00015670
00015680
00015690
00015700
00015710
00015720
00015730
00015740
00015750
00015760
00015770
00015780
00015790
00015800
00015810
00015820
00015830
00015840
00015850
00015860
00015870
00015880
00015890
00015900
00015910
00015920

16540
16550
16560
16570
16580
16590
16600
16610
16620
16630
16640
16650
16660
16670
16680
16690
16700
16710
16720
16730
16740
16750
16760
16770
16780
16790
16800
16810
16820
16830
16840
16850
16860
16870
16880
16890
16900
16910
16920
16930
16940
16950
16960
16970
16980
16990
17000
17010
17020
17030
17040
17050
17060
17070
17080
17090
17100
17110
17120
17130
17140

```
C  
T1I=(T1I-32.0)/1.8 + 273.0  
T2I=(T2I-32.0)/1.8 + 273.0  
CALL PPOCH20(T1I,P1E,T3F,HL,HV,HVSC,SL1,SV1,SVSC)  
CALL PPOCH20(T2I,P2S,T3F2,HL2,HV2,HVSC2,SL2,SV2,SVSC2)  
IF((SV2-SVSC).GE.0.100) GO TO 10  
DELTAH=HVSC-HVSC2  
GO TO 25  
10  
PL=0.15  
15  
SVSCS=PL*SL2+(1.0-PL)*SV2  
IF(ABS(SVSC-SVSCS).LE.0.005) GO TO 20  
PL=PL-0.005  
GO TO 15  
20  
H2F=PL*HL2+(1.0-PL)*HV2  
DELTAH=HVSC-H2F  
HVSC2=H2F  
25  
GO TO(30,35,300) ITV  
30  
WV=2745.0*BHP/(DELTAH*EFP)  
GO TO 40  
35  
WV=3084.56*KLM/(DELTAH*EFP)  
40  
FD=1.0  
FP=1.0  
IF(PIE.GT.300.0) FP=1.18  
IF(PIE.GT.600.0) FP=1.26  
IF(ICOND.EQ.1) FD=1.75  
CTV=(1272.99+6.87*BHP)*FD*FP*INDEX6*TCM  
WRITE(6,60)  
60  
FORMAT(////,25X,"BALANCE TERMICO",////,15X,"VAPOR",  
115X,"ENTRADA",5X,"SALIDA")  
WRITE(6,62)T1E,T2S,PIE,P2S,HVSC,HVSC2  
62  
FORMAT(/,12X,"TEMPERATURA (F)",2X,2F12.2,/,15X,"PRESION(PSI)",  
12X,2F12.2,/,11X,"ENTALPIA(BTU/LB)",2X,2F12.2)  
WRITE(6,64)EFP,BHP,PL  
64  
FORMAT(////,10X,"CARACTERISTICAS DE LA TURBINA",  
1B I N A,/,/,26X,"EFICIENCIA=",F5.2,/,12X,"POTENCIA REQUERIDA=",  
2F7.2,2X,"BHP",/,/,11X,"FRACCION DE LIQUIDO=",F5.3)  
WRITE(6,66)WV,CTV  
66  
FORMAT(////,20X,"CONSUMO DE VAPOR=",I10,2X,"LBS/HR",/,/,17X," COSTO  
ITO DE LA TURBINA=",F12.2,2X,"M.N.")  
T1F=(T1I-273.0)*1.8 + 32.0  
T2F=(T2I-273.0)*1.8 + 32.0  
IF(ICOND.NE.1) GO TO 300  
TR=T2S  
GR=WV  
C  
PRELISENO DE UN CONDENSADOR DE SUPERFICIE  
C  
POR EL METODO DE ALLIS CHALMERS  
C  
BLOQUE DE DATOS  
COMMON FACTXT(9,2),FACTOL(6,2),FACTER(7,2),FACTNP(3,2),CONSNP(3,2)  
TEA=90.0  
FACTE=1.033  
FACTLI=0.954  
FACTCD=1.006  
TSAN=115.0  
XT=FACTE + FACTLI + FACTCD + FACTNP(NP,2) + FACTOL(OL,2) + FACTER  
2(EF,2)  
CALL XTOTAL(XT,FACTXT)  
RAN=TR-TEA  
ARM=RAN*FACTXT  
C  
CALCULO DE LA TEMPERATURA DIFERENCIAL  
TD=RAN-ARM  
IF(TD.GE.5.) GO TO 9
```

00016540
00016550
00016560
00016570
00016580
00016590
00016600
00016610
00016620
00016630
00016640
00016650
00016660
00016670
00016680
00016690
00016700
00016710
00016720
00016730
00016740
00016750
00016760
00016770
00016780
00016790
00016800
00016810
00016820
00016830
00016840
00016850
00016860
00016870
00016880
00016890
00016900
00016910
00016920
00016930
00016940
00016950
00016960
00016970
00016980
00016990
00017000
00017010
00017020
00017030
00017040
00017050
00017060
00017070
00017080
00017090
00017100
00017110
00017120
00017130
00017140

17150
17160
17170
17180
17190
17200
17210
17220
17230
17240
17250
17260
17270
17280
17290
17300
17310
17320
17330
17340
17350
17360
17370
17380
17390
17400
17410
17420
17430
17440
17450
17460
17470
17480
17490
17500
17510
17520
17530
17540
17550
17560
17570
17580
17590
17600
17610
17620
17630
17640
17650
17660
17670
17680
17690
17700
17710
17720
17730
17740
17750

```
TE=TEA  
TSA=TP-TD  
IF (TSA.LE.TSAM) GO TO 11  
TSA=TSAM  
11 W=950.*GP/((TSA-TEA)*500.)  
S=W*CONSMP(NP,2)*LC/RE  
NT=S/(LG*0.1093)  
P=278.19*GORT(RE)  
MTD=950.*TP/(R*S)  
CB=1806.17+7.564*S-7.9197E-04*S**2+0.3706E-07*S**3  
CCOND=((CB*(1.35+FPRE))*FPAT)*INDEX9*TCM  
CTVC=CCOND+CTV  
C CALCULO DE LA CAIDA DE PRESTON  
C=C*0.022*RL*1.84  
HC=0.27*RE-0.46  
DELTAP=C+HC  
WRITE(6,67)  
67 FORMAT(///,15X,"CONDICIONES DE LAS ADOR DE SUPERFICIE",  
1"///,17X,"CONDICIONES",22X,"CARACTERISTICAS",//)  
WRITE(6,68)TEA,NT,TSA,LD,G,S,RAN,DELTAP  
68 FORMAT(10X,"TEMP ENT AGUA=",F8.2,3X,"F",13X,"NUM DE TUBOS=",I4,/  
110X,"TEMP SAL AGUA=",F8.2,3X,"F",12X,"LONG DE TUBOS=",I4,1X,"PIES",  
2,/,10X,"FLUJO DE AGUA=",F8.2,1X,"LBS/HR",12X,"SUPERFICIE=",F7.2,  
31X,"PIES2",/,8X,"RANGO OPERACION=",F8.2,3X,"F",10X,"CAIDA DE PRES  
1ION=",F7.2,1X,"PSI")  
WRITE(6,69)CCOND  
69 FORMAT(///,15X,"COSTO DEL CONDENSADOR DE SUPERFICIE=",F9.2,2X,"M.N  
1")  
GO TO 300  
98 EFIME=0.90  
C TURBINA DE GAS. CICLO SIMPLE CON DATO LA RELACION DE PRESION  
100 BTULB=-8.421+38.789*RELPRE-7.1238*RELPRE**2+0.652*RELPRE**3-.0312*  
1RELPRE**4+7.02E-04*RELPRE**5-5.2E-06*RELPRE**6  
IF (RELPRE.LE.8.0) GO TO 110  
EFTG=7.3673+3.429*RELPRE-0.182*RELPRE**2+0.0027*RELPRE**3  
GO TO 115  
110 EFTG=-35.82+30.498*RELPRE-6.692*RELPRE**2+0.7833*RELPRE**3-0.04978  
1*RELPRE**4+1.017E-03*RELPRE**5-2.109E-05*RELPRE**6  
115 BHPT=BHPC/(EFIME*EFTG)  
BTUHR=16.217-1.0035*BHPT+0.0809*BHPT**2-3.228E-03*BHPT**3+5.0799  
1E-05*BHPT**4  
120 BTUHR=BTUHR*BHPT  
FG=BTUHR/LHV  
FAIRE=15.07*FG  
FGTOT=FAIRE+FG  
BHP=BHPT/1000.  
CODBHP=2.88-0.4365*BHP+0.042595*BHP**2-1.939E-03*BHP**3+3.307E-05  
1*BHP**4  
CTG=COPBHP*BHPT*100.*INDEX8*TCM  
WRITE(6,900)  
900 FORMAT(///,25X,"BALANCE TERMICO")  
WRITE(6,71)BTUHR  
71 FORMAT(///,20X,"FLUJO DE CALOR=",F11.3,2X,"BTU/HR")  
WRITE(6,72)ITG  
72 FORMAT(/,20X,"CICLO DE LA TURBINA: CASO",2X,I3)  
WRITE(6,73)  
73 FORMAT(///,10X,"CARACTERISTICAS TURBINA D  
1E="GAS")  
WRITE(6,74)EFTG,EFIME  
74 FORMAT(///,20X,"EFICIENCIAS:",/,29X,"-TURBINA DE GAS=",F7.3,  
1/,35X,"-MECANICA=",F7.3)
```

00017150
00017160
00017170
00017180
00017190
00017200
00017210
00017220
00017230
00017240
00017250
00017260
00017270
00017280
00017290
00017300
00017310
00017320
00017330
00017340
00017350
00017360
00017370
00017380
00017390
00017400
00017410
00017420
00017430
00017440
00017450
00017460
00017470
00017480
00017490
00017500
00017510
00017520
00017530
00017540
00017550
00017560
00017570
00017580
00017590
00017600
00017610
00017620
00017630
00017640
00017650
00017660
00017670
00017680
00017690
00017700
00017710
00017720
00017730
00017740
00017750

```

17760 WRITE(6,75)BHPC,BHPT
17770 75 FORMAT(//,13X,"POTENCIA REQUERIDA:",//,29X,"-COMPRESOR=",F7.2,
17780 //,33X,"TURBINA=",F7.2)
17790 WRITE(6,76)FAIPE,FG,CTG
17800 76 FORMAT(//,20X,"FLUJO DE AIRE=",F9.3,//,21X,"FLUJO DE GAS=",F9.3,
17810 //,20X,"COSTO DE LA TURBINA DE GAS=",F12.2,2X,"M.N.")
17820 WRITE(6,77)
17830 77 FORMAT(///,10X,"CASO1:CICLO SIMPLE,SE TIENE COMO DATO LA RELA
17840 CION DE PRESION",//,"CASO2:CICLO SIMPLE,SE TIENE COMO DATO LOS
17850 2BTU/LB",//,10X,"CASO3:CICLO REGENERATIVO,SE TIENE COMO DATO
17860 3LOS BTU/LB",//,10X,"CASO4:CICLO REGENERATIVO,CUN DATOS DE RELA
17870 4CION DE PRESION")
17880 GO TO 300
17890 C TURBINA DE GAS. CICLO SIMPLE CON DATO LOS RTU POR LIBRA
17900 150 GO TO 115
17910 C TURBINA DE GAS. CICLO REGENERATIVO CON DATO LOS RTU POR LIBRA
17920 200 EFTG=163962.52-6874.46*BTULB+96.04*BTULB**2-0.447*BTULB**3
17930 210 BHPT=BHPC/(EFIME*EFTG)
17940 GO TO 120
17950 C TURBINA DE GAS. CICLO REGENERATIVO CON DATO LA RELACION DE PRESION
17960 250 EFTG=39.27-0.7397*RELPRE-0.01964*RELPRE**2
17970 GO TO 210
17980 300 RETURN
17990 END
18000 SUBROUTINE XTOTAL (XT,FACDXT)
18010 COMMON FACTXT(9,2)
18020 DO 20 I=1,8
18030 XTID=XT-FACTXT(I,1)
18040 IF(XTID.LT.0.1) GO TO 15
18050 20 CONTINUE
18060 FACDXT=.865
18070 GO TO 30
18080 15 FACDXT=FACTXT(I,2)
18090 30 RETURN
18100 END
18110 SURROUTINE EYECT
18120 C
18130 C *****
18140 C *
18150 C * S I S T E M A D E E Y E C T O R E S *
18160 C *
18170 C * CALCULA CONSUMO DE VAPOR Y EL COSTO DEL EYECTOR *
18180 C *
18190 C *****
18200 C
18210 C
18220 C CALCULO DEL CONSUMO DE VAPOR Y DE AGUA
18230 C PARA EYECTORES DE VAPOR MOTRIZ
18240 C
18250 C COMMON/EYE/ TCG,PSC,PVM,CGNC,I,CG(10),PH(10),CV,CEYE,CA,INDEX7,TCM
18260 C REAL MM,INDEX7
18270 C INTEGER CV
18280 C TEA=90.0
18290 C CGT=0.0
18300 C MM=0.0
18310 C DO 5 I=1,N
18320 C CGT=CGT + CG(I)
18330 C IF(TCG.LE.35.0) GO TO 10
18340 C IF(TCG.GT.35.0.AND.TCG.LE.85.0) GO TO 11
18350 C IF(TCG.GT.85.0.AND.TCG.LE.125.0) GO TO 12
18360 C IF(TCG.GT.125.0.AND.TCG.LE.175.0) GO TO 13

```

```

18370 FDAC=1.7551929-0.0371587*PMP+5.2046469E-04*PMP**2-3.322E-06*PMP
18380 1**3+7.8429812E-09*PMP**4
18390 GO TO 15
18400 10 FDAC=1.0732658-0.050586458*PMP+9.05263612E-04*PMP**2-8.3005E-06*
18410 1PMP**3+3.777088E-08*PMP**4-0.7974099E-11*PMP**5
18420 GO TO 15
18430 11 FDAE=1.7231161-0.04022937426*PMP+6.8802090E-04*PMP**2-6.3938159E-0
18440 16*PMP**3+3.08747628E-08*PMP**4-6.07190365E-11*PMP**5
18450 GO TO 15
18460 12 FDAC=2.1350578-0.070455937*PMP+1.4849487E-03*PMP**2-1.588472E-05*
18470 1PMP**3+8.31722965E-08*PMP**4-1.69126564E-10*PMP**5
18480 GO TO 15
18490 13 FDAE=1.063849-0.0323149*PMP+4.274663E-04*PMP**2-2.607217E-06*PMP**
18500 13+5.9358569E-09*PMP**4
18510 15 DAE=FDAC*CGT
18520 PNC=CGNC*100./CGT
18530 IF(PNC.GT.10.0) GO TO 6
18540 RVA=10.288-5.5*PSC + 0.991*PSC**2-0.103*PSC**3 + 0.00652*PSC**4-
18550 10.2318*0.001*PSC**5 + 0.35*0.0001*PSC**6
18560 7 RAA=3.0689-0.893*PSC + 0.1196*PSC**2-0.00648*PSC**3-
18570 10.595*0.001*PSC**4+0.2166*0.0001*PSC**5-0.83*0.000001*PSC**6+
18580 50.972E-08*PSC**7
18590 GO TO 9
18600 6 RVA=44.063805-21.78*PSC+5.1327*PSC**2-.6343*PSC**3+.03955*PSC**4-
18610 17.038E-04*PSC**5-5.274E-05*PSC**6+3.10455E-06*PSC**7-4.9174E-08*
18620 2 PSC**8
18630 8 RAA=3.714-1.08*PSC+0.1538*PSC**2-0.0113*PSC**3+0.419E-03*PSC**4-
18640 60.6433E-05*PSC**5+0.109E-07*PSC**6
18650 9 FCTEA=80.052117-3.550330697*TEA+.06001383498*TEA**2-4.500120264E-0
18660 14*TEA**3+1.268642028E-06*TEA**4
18670 FCV=30.37529-0.06577595*PVM+6.367368E-04*PVM**2-3.07549E-06*PVM**
18680 13+7.298397E-09*PVM**4-6.784324E-12*PVM**5
18690 CV=DAE*RVA*FCPV
18700 CA=DAE*RAA*FCTEA
18710 DAPS=DAE/(PSC*100.)
18720 CEYEC=0.95976+24.138824*DAPS-31.20147*DAPS**2+20.87294*DAPS**3-
18730 16.63851*DAPS**4+0.90181*DAPS**5-0.0127052*DAPS**6-7.39529E-03*
18740 2 DAPS**7+4.489143E-04*DAPS**8
18750 CEYEC=CEYEC*1000.*INDEX7*TCM
18760 WRITE(6,30)
18770 30 FORMAT(///,22X,"CARGA DEL EYECTOR")
18780 WRITE(6,31)
18790 31 FORMAT(///,28X,"NO CONDENSABLES",9X,"CONDENSABLES")
18800 WRITE(6,32)
18810 32 FORMAT(///,18X,"FLUIDO",8X,"AIRE",11X,"HIDROCARBUROS",5X,"VAPOR")
18820 WRITE(6,33) (CG(I),I=1,N),(PM(I),I=1,N)
18830 33 FORMAT(///,12X,"FLUJO(LBS/HR)",5X,F8.2,13X,F7.2,///,10X," PE
18840 1SD MOLECULAR",8X,F5.2,13X,F7.2,9X,F5.2)
18850 WRITE(6,34)
18860 34 FORMAT(///,10X,"CARACTERISTICAS DEL EYECT
18870 10 R")
18880 WRITE(6,35)CA,TEA,RAA,RVA
18890 35 FORMAT(///,24X,"CONSUMO DE AGUA=",F8.2,///,21X,"TEMPERATURA DEL AGUA="
18900 1,"F8.2,///,21X,"RELACION AGUA-AIRE=",F7.4,///,20X,"RELACION VAPOR-A
18910 2IRE=",F7.4)
18920 WRITE(6,36)LV
18930 36 FORMAT(///,20X,"CONSUMO DE VAPOR EN EL EYECTOR=",I10,2X,"LBS/HR"
18940 1)
18950 WRITE(6,37)CEYEC
18960 37 FORMAT(///,20X,"COSTO DEL SISTEMA DE EYECTORES=",F12.2,2X,"M.N.")
18970 RETURN

```

18980
18990
19000
19010
19020
19030
19040
19050
19060
19070
19080
19090
19100
19110
19120
19130
19140
19150
19160
19170
19180
19190
19200
19210
19220
19230
19240
19250
19260
19270
19280
19290
19300
19310
19320
19330
19340
19350
19360
19370
19380
19390
19400
19410
19420
19430
19440
19450
19460
19470
19480
19490
19500
19510
19520
19530
19540
19550
19560
19570
19580

```
END  
SUBROUTINE PROH2O(T,P,TSF,HL,HV,HVSC,SL,SV,SVSC)  
*****  
*  
*          P R O P I E D A D E S   D E L   A G U A  
*  
*    CALCULA LAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA, COMO:  
*    ENTALPIAS, ENTROPIAS, CALORES Y VOLUMENES ESPECIFICOS  
*  
*****  
*****  
*  
*    CALCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA:  
*    ENTALPIAS, ENTROPIAS, CALORES ESPECIFICOS DE LIQUIDO Y VAPOR SATURADO  
*    ECUACIONES DE ISHIMOTO, UEMATSU, TANISHITA:  
*    BULLETIN OF THE JSME, VOL 15, NO 58, 1972:  
*    LA TEMPERATURA ESTA DADA EN GRADOS KELVIN:  
*    LA ENTALPIA ESTA CALCULADA EN BTU/LB:  
*    LA ENTROPIA ESTA CALCULADA EN BTU/LB.FAHRENHEIT:  
*****  
COMMON/A/ D(10),E(10),HLS,HVS  
COMMON/B/ F(10),G(10),SLS,SVS  
COMMON/C/ H(10),M(10),CPL,CPV  
COMMON/D/ FCH1,FCH2,FCH3,FCS1,FCS2,FCS3  
40  BETA=P/3208.00  
    X=ALOG(1.0/BETA)  
    EC=(1.0+((0.129542*X)+(0.451360*(X**2.0)))+(0.212237*(X**3.0))+(-  
    10.00358143709*(X**4.0))+(0.0009090316283*(X**5.0)))/(1.0+((3.338  
    253062*X)+(1.42655898*(X**2.0))))  
    TETA=1.0/EC  
    TS=TETA*647.30  
    50  TETA=TS/647.30  
    TSC=TS-273.15  
    TSF=(TSC*1.80)+32.00  
    Y=1.0-TETA  
    CALL ENTALP  
    CALL ENTROP  
    CALL CALES  
    DHSV=(7.70*(T-TS)+((0.00045/2.0)*((T**2.0)-(TS**2.0)))+(0.2521  
    1E-05/3.0)*((T**3.0)-(TS**3.0))-((0.8587E-09/4.0)*((T**4.0)-(TS**  
    24.0)-(TS**4.0))))  
    DHSV=(DHSV/18.00)*1.80  
    HL=HLS*1.800  
    HV=HVS*1.800  
    SL=SLS  
    SV=SVS  
    DSSV=(7.30*ALOG(T/TS))+((0.00246*(T-TS)))/18.00  
    IF(P.GE.1000.00)GO TO 15  
    IF(P.GE.500.00)GO TO 14  
    HVSC=(HV+DHSV)*FCH1  
    SVSC=(SV+DSSV)*FCS1  
    GO TO 10  
    14  HVSC=(HV+DHSV)*FCH2  
    SVSC=(SV+DSSV)*FCS2  
    GO TO 10  
    15  HVSC=(HV+DHSV)*FCH3  
    SVSC=(SV+DSSV)*FCS3  
    10  TF=(T-273.15)*1.80+32.0  
    20  RETURN  
END
```

00018980
00018990
00019000
00019010
00019020
00019030
00019040
00019050
00019060
00019070
00019080
00019090
00019100
00019110
00019120
00019130
00019140
00019150
00019160
00019170
00019180
00019190
00019200
00019210
00019220
00019230
00019240
00019250
00019260
00019270
00019280
00019290
00019300
00019310
00019320
00019330
00019340
00019350
00019360
00019370
00019380
00019390
00019400
00019410
00019420
00019430
00019440
00019450
00019460
00019470
00019480
00019490
00019500
00019510
00019520
00019530
00019540
00019550
00019560
00019570
00019580

```

19590 SUBROUTINE ENTALP
19600 COMMON/2/ D(10),E(10),HLS,HVS
19610 HC=503.34
19620 SUMHL1=0.0
19630 DO 10 I=1,6
19640 10 SUMHL1=SUMHL1+(D(I)*(Y**(I)))
19650 SUMHL2=0.0
19660 DO 20 J=7,10
19670 20 SUMHL2=SUMHL2+(D(J)*(Y**(J-6)))
19680 HLS=((1.0+SUMHL1)/(1.0+SUMHL2))*HC
19690 25 SUMHV1=0.0
19700 DO 30 I=1,6
19710 30 SUMHV1=SUMHV1+(E(I)*(Y**(I)))
19720 SUMHV2=0.0
19730 DO 40 J=7,10
19740 40 SUMHV2=SUMHV2+(E(J)*(Y**(J-6)))
19750 HVS=((1.0+SUMHV1)/(1.0+SUMHV2))*HC
19760 RETURN
19770 END
19780 SUBROUTINE ENTROP
19790 COMMON/3/ F(10),G(10),SLS,SVS
19800 SC=1.06116
19810 SUMSL1=0.0
19820 DO 50 I=1,6
19830 50 SUMSL1=SUMSL1+(F(I)*(Y**(I)))
19840 SUMSL2=0.0
19850 DO 60 J=7,10
19860 60 SUMSL2=SUMSL2+(F(J)*(Y**(J-6)))
19870 SLS=((1.0+SUMSL1)/(1.0+SUMSL2))*SC
19880 65 SUMSV1=0.00
19890 DO 70 I=1,6
19900 70 SUMSV1=SUMSV1+(G(I)*(Y**(I)))
19910 SUMSV2=0.00
19920 DO 80 J=7,10
19930 80 SUMSV2=SUMSV2+(G(J)*(Y**(J-6)))
19940 SVS=((1.0+SUMSV1)/(1.0+SUMSV2))*SC
19950 RETURN
19960 END
19970 SUBROUTINE CALESP
19980 COMMON/4/ H(10),M(10),CPL,CPV
19990 CPL1=0.00
20000 DO 90 I=1,5
20010 90 CPL1=CPL1+(H(I)*(Y**(I)))
20020 CPL2=0.00
20030 DO 100 J=6,9
20040 100 CPL2=CPL2+(H(J)*(Y**(J-5)))
20050 CPV1=0.00
20060 DO 110 I=1,8
20070 110 CPV1=CPV1+(M(I)*(Y**(I)))
20080 CPV2=0.00
20090 DO 120 J=9,10
20100 120 CPV2=CPV2+(M(J)*(Y**(J-8)))
20110 SUMCPV=(CPV1)/(1.0+CPV2)
20120 SUMCPL=(CPL1)/(1.0+CPL2)
20130 CPL=0.025873/SUMCPL
20140 CPV=0.025873/SUMCPV
20150 RETURN
20160 END

```

```

000119590
000119600
000119610
000119620
000119630
000119640
000119650
000119660
000119670
000119680
000119690
000119700
000119710
000119720
000119730
000119740
000119750
000119760
000119770
000119780
000119790
000119800
000119810
000119820
000119830
000119840
000119850
000119860
000119870
000119880
000119890
000119900
000119910
000119920
000119930
000119940
000119950
000119960
000119970
000119980
000119990
000200000
000200010
000200020
000200030
000200040
000200050
000200060
000200070
000200080
000200090
000200100
000200110
000200120
000200130
000200140
000200150
000200160

```

Nomenclatura.

CALENTADORES A FUEGO DIRECTO

ACAC:	Area del precalentamiento del fluido principal en convección, pies ³
ACP:	Area de plano frío total del horno, pies ³
ACPR:	Area de plano frío del horno expuesto directamente a radiación, pies ³
ACPT:	Area de plano frío del horno cuyos tubos están entre radiación y convección, pies ³
AL:	Area libre para el paso de humos en convección, pies ³
ALFA:	Factor de corrección por geometría de tubos en el horno
ALTURA:	Altura del horno, pies
ANCHO:	Ancho del horno, pies
AR:	Area libre en radiación, pies ³
ATGAF:	Temperatura promedio de película del gas, °F
ATGAS:	Temperatura promedio del gas, °F
ATOIL:	Temperatura promedio del aceite, °F
ATPT:	Temperatura de la pared del tubo, °F
BML:	Longitud media de viga, pies
BTUT:	Carga total del calentador, Btu/hr
CCA:	Costo base del calentador, dls.
CCFD:	Costo real actualizado del calentador, pesos
CPL:	Calor específico del aceite líquido, Btu/(lb)(°F)
CPV:	Calor específico del aceite vapor, Btu/(lb)(°F)
DTML:	Diferencia de temperaturas media logarítmica, °F
E:	Eficiencia del calentador a fuego directo

EMG:	Emisividad del gas de combustión
ENV:	Area total de todas las paredes del horno, pies ³
ESTT:	Espaciamiento entre tubos, plg
ESTTC:	Espaciamiento entre tubos en convección, plg
EXCA:	Exceso de aire en porciento
F:	Factor de corrección para intercambio de calor por radiación
FD:	Factor de corrección según uso del calentador para el costo real del calentador
FL:	Fracción de líquido si hay flujo a dos fases del aceite a calentar
FLUX:	Flujo permitido de calor en el horno, Btu/(hr)(pies ³)
FLUX1:	Flujo calculado de calor en el horno, Btu/(hr)(pies ³)
FM:	Factor de corrección por material de tubos en la ecuación de costos
FP:	Factor de corrección por presión de operación en la ecuación de costos
FW:	Espacio libre en convección, pies
GCH:	Masa velocidad de los humos en la zona de convección, lb/(pies ²)(seg)
GG:	Flujo de los gases de combustión, lb/hr
GGB:	Flujo del gas de combustión en lb/MMBTU liberado
GW:	Ancho de la zona de convección, plg
IDC:	Diámetro interno de los tubos en convección, plg
HCC:	Coefficiente de transmisión por convección en la zona de convección, Btu/(hr)(pies ²)(°F)
HCR:	Coefficiente de transmisión por radiación en convección, Btu/(hr)(pies ²)(°F)
HETC:	Coefficiente externo total de transmisión en convección, Btu/(hr)(pies ²)(°F)

HIC:	Coefficiente total interno de transmisión, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pies}^2)(^\circ\text{F})$
HICL:	Aportación de la fase líquida del aceite al coeficiente de transmisión, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pies}^2)(^\circ\text{F})$
HICV:	Aportación de la fase vapor al coeficiente de calor interno, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pies}^2)(^\circ\text{F})$
ICOM:	Índice del tipo de combustible
KL:	Conductividad térmica del líquido, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})$
KV:	Conductividad térmica del vapor, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pies}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})$
LHF:	Flujo del aceite a calentador, lb/hr
LHV:	Poder calorífico bajo del gas combustible, Btu/lb
LHC:	Poder calorífico bajo del combustible líquido, Btu/lb
MUL:	Viscosidad del líquido, $\text{lb}/(\text{pie})(\text{hr})$
MUV:	Viscosidad del vapor, $\text{lb}/(\text{pie})(\text{hr})$
ODR:	Diámetro externo de los tubos en radiación, plg.
ODC:	Diámetro externo de los tubos en convección, plg
PE:	Pies expuestos de longitud de tubería en el horno
PL:	Producto de la longitud media de viga con las presiones parciales, Atm-pies
PP:	Suma de las presiones parciales de agua y bióxido de carbono, Atm
PRL:	Número de Prandtl del líquido
PRV:	Número de Prandtl del vapor
QA:	Calor que cede el aire en la combustión, Btu/hr
QABSR:	Calor que absorben los tubos en el horno, Btu/hr
QCON:	Calor que hay que ceder en convección al precalentar el fluido principal, Btu/hr

QNET:	Calor neto de combustión, Btu/hr
QRAD:	Preestimación del calor que será absorbido en el horno, Btu/hr
QT:	Carga térmica del equipo, Btu/hr
RE:	Relación del espaciamiento entre los tubos y el diámetro
REAR:	Relación del área de plano frío con el área de refractario
REL:	Número de Reynolds del líquido
REV:	Número de Reynolds del vapor
ROL:	Densidad del líquido, lb/pies ³
ROV:	Densidad del vapor, lb/pie ³
RQ1:	Relación de las pérdidas de calor entre el calor neto
RQ2:	Calor neto entre alfa ACP y F, Btu/(hr)(pie ²)
RQ3:	Relación para determinar la fracción de los gases que salen del horno
RQ4:	Balance de calor que involucra las relaciones
RQ5:	Calor del aire entre el calor neto
RQ6:	Balance de calor para determinar las temperaturas de salida en convección
RQEB:	Ecuación de Stefann-Boltzman
SPT:	Superficie por tubo, pie ² /pie lineal
SPTR:	Superficie por tramo de tubo en el horno, pies ²
STR:	Superficie total de tubos en radiación, pies ²
TCH:	Número de tubos por hilera en convección
TERL:	Longitud total de todos los tramos de tubos en el horno, pies
TFP1:	Temperatura de entrada del aceite a calentador, °F
TFP2:	Temperatura de salida, °F

TFPC:	Temperatura de cruce en la zona de transición, entre convección y radiación, °F
TG:	Temperatura de los gases en el horno, °F
TG1:	Temperatura de salida del primer banco de tubos de convección de los humos, °F
TG2:	Temperatura de salida de los gases del segundo banco de tubos, °F
TN:	Número de tubos en el horno
TPT:	Temperatura de la pared del tubo, °F
TT:	Número de tubos en la zona de transición
UTC:	Coefficiente total de transmisión de calor en convección, primer banco de tubos, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pies}^2)(^\circ\text{F})$
VEL:	Velocidad del fluido o aceite a calentar por el interior de tubos, pies/seg
VOLH:	Volumen del horno, pies^3

CALDERAS

ABG:	Area de tubos en el bango generador, pies ²
AER:	Area de tubos en el equipo recuperador, pies ²
ALFACP:	Areas proyectadas efectivas de las paredes del horno, producto de (ALFA)(ACP)pies ²
APP:	Area proyectada del piso, pies ²
ASC:	Area de tubos del sobrecalentador de vapor, pies ²
AT:	Aire teórico requerido por el gas para la combustion, lb/hr
ATC:	Aire teórico requerido por el combustible liquido para la combustión, lb/hr
CPG:	Calor específico de los gases de combustión, Btu/(lb)(°F)
CC:	Costo de caldera base, dls
CCL:	Costo de caldera real, pesos
DMLT:	Diferencia media logarítmica de temperatura en el precalentador, °F
DTER:	Diámetro de tubos en el equipo recuperador, plg
DTBG:	Diámetro de tubos en el bango generador, plg
DTH:	Diámetro de tubos en el horno, plg
E:	Eficiencia
EA:	Exceso de aire en porciento
EMG:	Emisividad del gas
EXCA:	Exceso de aire
F:	Factor de corrección para intercambio de calor por radiación
FMA:	Masa velocidad en el sobrecalentador, lb/(seg)(pie ²)

FMBG:	Masa velocidad en el banco generador, $\text{lb}/(\text{seg})(\text{pie}^2)$
FMER:	Masa velocidad en el precalentador de aire, $\text{lb}/(\text{seg})(\text{pie}^2)$
FP:	Factor de corrección para el costo base de caldera por presión
FS:	Factor de corrección para el costo de caldera por sobrecalentamiento
GHI:	Calor máximo cedido por el combustible en la combustión, Btu/hr
HAI:	Entalpia del agua de alimentación, Btu/lb
HE:	Coefficiente externo de transmisión de calor en convección, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pies}^2)(^\circ\text{F})$
HHL:	Poder calorífico alto del combustible líquido, Btu/lb
HHV:	Poder calorífico alto del combustible gas, Btu/pie^3
HREQ:	Entalpia a las condiciones requeridas del vapor, Btu/lb
HSAT:	Entalpia de saturación del vapor, Btu/lb
ICOM:	Índice del tipo de combustible
ITEC:	Índice del tipo de ecuación para el costo de calderas
L:	Longitud media de viga, pies
LARGO:	Largo de la caldera, pies
LBH:	Cantidad de vapor a generar, lb/hr
LF:	Longitud de flama, pies
LHC:	Poder calorífico bajo del combustible líquido, Btu/lb
LHV:	Poder calorífico bajo del combustible gas, Btu/pies^3
LMTD:	Diferencia de temperaturas media logarítmica en el banco generador, $^\circ\text{F}$
MLTD:	Diferencia de temperaturas logarítmica media en el sobrecalentador, $^\circ\text{F}$
NHI:	Calor neto cedido en la combustión, Btu/hr

PÓ:	Suma de las presiones parciales del vapor de agua Y CO ₂ , atm
PREQ:	Presión requerida de trabajo del vapor, lb/plg ²
QA:	Calor que cede el aire en la combustión, Btu/hr
QABS:	Calor que es absorbido por los tubos en el horno, Btu/hr
QEV:	Calor que hay que ceder al agua para generar vapor saturado, Btu/hr
QH:	Preestimación del calor que absorberán los tubos en el horno, Btu/hr
QSC:	Calor necesario para sobrecalentar el vapor, Btu/hr
QTV:	Calor total que requiere el agua desde las condiciones iniciales a las finales, Btu/hr
REAR:	Relación de áreas, plano frío, entre el área de refractario,
RQEB:	Ecuación de Stefan - Boltzman
RQ1:	Relación de las pérdidas de calor entre el calor neto
RQ2:	Calor neto entre el área de plano frío por F, Btu/(hr)(pie ²)
RQ3:	Calor disponible para intercambio de calor entre calor neto
RQ4:	Balance de calor que involucra todas las relaciones de calor
RQ5:	Calor que cede el aire entre calor neto
RQ6:	Balance de calor para determinar la temperatura de salida en el S.C.
RTVOL:	Flujo permisible de calor en el horno, Btu/(hr)(pies ³)
SH:	Superficie del horno, pies ²
TAA:	Temperatura de alimentación del agua a la caldera, °F
TDM:	Temperatura del metal en el horno, °F
TG:	Temperatura del gas en el horno, °F
TGF:	Temperatura de película del gas en convección, °F

TG1:	Temperatura de salida de los humos en el sobrecalentador, °F
TG2:	Temperatura de salida de los gases en el banco generador, °F
TG3:	Temperatura de entrada de los gases a la chimenea, °F
TNQ:	Número de quemadores
TPA:	Temperatura promedio del agua en el banco generador, °F
TPV:	Temperatura promedio del vapor, °F
TREP:	Temperatura requerida del vapor a las condiciones finales, °K
TREQ:	Temperatura requerida del vapor, °F
TSAT:	Temperatura de saturación del vapor a una presión dada, °F
T1A:	Temperatura de entrada del aire, °F
T2A:	Temperatura de salida del aire después del precalentamiento, °F
UBG:	Coefficiente total de transmisión de calor en el banco generador, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$
UER:	Coefficiente total de transmisión de calor en el precalentador, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$
USC:	Coefficiente total de transmisión de calor en el sobrecalentador, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})$
VOL:	Volumen del horno, pies^3
WA:	Flujo de aire al precalentador, lb/hr
WF:	Flujo de combustible gas, pies^3/hr
WFC:	Flujo de combustible líquido, lb/hr
WG:	Flujo de los gases de combustión, lb/hr

INTERCAMBIADORES DE CALOR SIN CAMBIO DE FASE

A:	Area de transferencia de calor, pies ²
AS:	Area de flujo transversal, pies ²
AT:	Area de flujo del tubo, pies ²
B:	Espaciamiento de las mamparas en la coraza, plg
BWG:	Calibrador Birmingham para diámetro interno tubo
C:	Constante para calcular el diámetro de la coraza
CB:	Costo base del intercambiador, dls
CCAMB:	Costo del intercambiador, pesos
CP:	Calor específico para fluido lado coraza, Btu/(lb)(°F)
CPT:	Calor específico del fluido lado tubos, Btu/(lb)(°F)
D:	Diámetro interior del tubo, plg
DELTAP:	Caída de presión total en los tubos, lb/plg ²
DE:	Diámetro equivalente, pies
DI:	Diámetro interno del tubo, pies
DO:	Diámetro exterior del tubo, plg
DOTL:	Diámetro exterior del haz de tubos, plg
DPPER:	Caída de presión permisible, lb/plg ²
DPS:	Caída de presión en la coraza, lb/plg ²
DS:	Diámetro de la coraza, plg
F:	Factor de fricción para caída de presión en los tubos
FD:	Factor de tipo de diseño para el costo del equipo

FM:	Factor del tipo de material para el costo del equipo
FP:	Factor de presión de operación para el costo del equipo
FS:	Factor de fricción lado de la coraza
FT:	Factor de corrección para la verdadera LMTD
G:	Aceleración de la gravedad, pies/seg ²
GS:	Masa velocidad en la coraza, lb/(hr)(pies ²)
GT:	Masa velocidad en el tubo, lb/(hr)(pie ²)
HIO:	Coefficiente interno lado de tubos, Btu/(hr)(pie ²)(°F)
HK:	Coefficiente de transferencia de calor para un Banco Ideal, Btu/(hr)(pie ²)(°F)
HS:	Coefficiente externo lado coraza, Btu/(hr)(pie ²)(°F)
INDEX3:	Indice para actualizar el costo del equipo
IP:	Indice para arreglo cuadrado o triangular
IT:	Indice para flujo a contracorriente o paralelo
JK:	Factor para el Banco ideal de tubos
KS:	Conductividad térmica fluido coraza, Btu/(hr)(pie ²)(°F/pie)
KT:	Conductividad térmica fluido tubos, Btu/(hr)(pie ²)(°F/pie)
KW:	Conductividad térmica del tubo, Btu/(hr)(pie ²)(°F/pie)
LMTD:	Promedio logarítmico de la diferencia de temperaturas, °F
LT:	Longitud del tubo, pies
MUCS:	Viscosidad corregida para fluido lado coraza
MUCT:	Viscosidad corregida para fluido lado tubos
MUS:	Viscosidad fluido lado coraza, lb/(hr)(pie)

MUT:	Viscosidad fluido lado tubos, lb/(hr)(pie)
MUW:	Viscosidad a la temperatura de pared del tubo, lb/(hr)(pie)
MUWS:	Viscosidad a la temperatura de pared del tubo - fluido coraza, lb/(hr)(pie)
N:	Número de pasos en la coraza
NNI:	Número de cruces
NCP:	Número de cuerpos en paralelo
NP:	Número de pasos lado de los tubos
NPC:	Número de pasos en la coraza
NPR:	Número de PRANDTL
NRE:	Número de REYNOLDS para fluido lado tubos
NRES:	Número de REYNOLDS para fluido lado coraza
NT:	Número de tubos
OD:	Area exterior del tubo, (pie lineal)(pie ²)/pie
P:	Pitch, plg
PN:	Pitch, plg
PR:	Caída de presión en los retornos, lb/plg ²
PT:	Caída de presión en los tubos, lb/plg ²
QR:	Carga térmica requerida, Btu/hr
QT:	Carga térmica del equipo, Btu/hr
R:	Diferencia de temperaturas para calcular FT
RDI	Factor de obstrucción lado tubos, (hr)(pie ³)(° F)/Btu
RDO:	Factor de obstrucción lado coraza, (hr)(pie ³)(° F)/Btu
ROS:	Densidad del fluido lado coraza, lb/pie ³

ROT:	Densidad del fluido lado tubos, lb/pie ³
RW:	Resistencia de la pared, (hr)(pie ²)(°F)/Btu
S:	Diferencia de temperaturas para calcular FT
SS:	Gravedad específica del líquido en los tubos
SSS:	Gravedad específica del fluido por la coraza
SD:	Sobrediseño del equipo
SM:	Area de flujo transversal, plg ²
T1:	Temperatura entrada fluido caliente, °F
T2:	Temperatura salida fluido caliente, °F
T3:	Temperatura entrada fluido frío, °F
T4:	Temperatura salida fluido frío, °F
UC:	Coefficiente total de transferencia de calor calculado, Btu/(hr)(pie ²)(°F)
US:	Coefficiente total de transferencia de calor supuesto, Btu/(hr)(pie ²)(°F)
V:	Velocidad del fluido lado tubos, pies/seg
W:	Flujo que circula por la coraza, lb/hr
WT:	Flujo que circula por los tubos, lb/hr

REHERVIDORES

A:	Area de transferencia, pies ²
AD:	Area del domo, pies ²
AF:	Area de flujo transversal, pies ²
AH:	Area de la coraza del haz de tubos, pies ²
ALFA:	Constante para el pitch
ALFAT:	Constante empírica para coeficiente de vaporización
AT:	Area total para cálculo del diámetro del kettle, pies ²
B:	Parámetro para el cálculo del ALFAT
BCF:	Factor que se calcula para la corrección por bloqueo de vapor
BETA:	Coeficiente de expansión térmica
BETAT:	Constante empírica para coeficiente de vaporización
BWG:	Calibrador Birmingham para diámetro interno del tubo
C:	Constante para calcular el diámetro de la coraza
CB:	Costo base del rehervidor, dls
CLC:	Calor latente de condensación, Btu/lb
CLV:	Calor latente de vaporización, Btu/lb
CLVE:	Calor latente de vaporización fluido envolvente, Btu/lb
CP:	Calor específico, Btu/(lb)(°F)
CPL:	Calor específico del líquido - fluido envolvente, Btu/(lb)(°F)
CPL1:	Calor específico del líquido - lado tubos - C.F., Btu/(lb)(°F)
CPL2:	Calor específico del líquido - fluido S.C.F. - lado tubos, Btu/(lb)(°F)

CPV:	Calor específico del vapor, Btu/(lb)(°F)
CREHER:	Costo del rehedidor, pesos
CV:	Carga de vapor disponible, lbs/(hr)(pies ³)
D1:	Diámetro externo de tubos, plg
D2:	Diámetro interno de tubos, plg
D3:	Diámetro externo de tubos, pies
D4:	Diámetro interno de tubos, pies
DB:	Diámetro exterior del haz de tubos, plg
DC:	Diámetro de la coraza, plg
DELTAP:	Caída de presión dentro tubos - fluido S. C. F., lbs/plg ²
DELTAT:	Diferencia logarítmica de temperaturas, ° F
DK:	Diámetro del kettle, plg
DLBC:	Fracción de longitud para calor sensible, pies
DLCD:	Fracción de longitud en la cual ocurre la vaporización, pies
DP2F:	Caída de presión para flujo a dos fases - fluido con cambio de fase, lbs/plg ²
DPPER:	Caída de presión permisible dentro tubos - fluido S.C.F., lbs/plg ²
DTE:	Diferencia de temperaturas pared - fluido, ° F
F:	Factor de fricción para caída de presión dentro tubos
FL:	Factor de fricción para la fase líquida - método Martinelli
FM:	Factor de tipo de material para el costo del equipo
FP:	Factor de presión para el costo del equipo

FV:	Factor de fricción para la fase vapor - método Martinelli
G:	Masa velocidad del vapor entre tubos, $\text{lbs}/(\text{hr})(\text{pie}^2)$
GC:	Aceleración de la gravedad, pies/seg^2
GT:	Masa velocidad fluido lado tubos S.C.F., $\text{lbs}/(\text{hr})(\text{pie}^2)$
GTL:	Masa velocidad del líquido - método Martinelli, $\text{lbs}/(\text{hr})(\text{pie}^2)$
GTV:	Masa velocidad del vapor - Martinelli, $\text{lbs}/(\text{hr})(\text{pie}^2)$
HB:	Coefficiente de ebullición, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2)$
HH:	Coefficiente del haz de tubos, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2)$
HIO:	Coefficiente interno de transferencia, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2)$
HL:	Coefficiente individual de la fase líquida en la zona de calor sensible, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2)$
HLG:	Coefficiente de convección a dos fases, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2)$
HO:	Coefficiente interior por la envolvente, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2)$
HP:	Coefficiente de película, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2)$
HS:	Coefficiente de calor sensible, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2)$
HT:	Coefficiente de ebullición de un tubo, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})$
HVAP:	Coefficiente individual en la zona de vaporización, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2)$
IA:	Índice para el coeficiente interno - lado tubos - vapor condensante
IN:	Índice para cálculo de caída de presión en el lado de tubos - S.C.F.
INDEX4:	Índice para actualización del costo del equipo
IRE:	Índice para seleccionar el tipo de rehervidor
IV:	Índice de tipo de vapor para fluido con cambio de fase
JH:	Factor para el cálculo del coeficiente interno - fluido S.C.F.
KA:	Conductividad térmica del fluido S.C.F.- lado de tubos, $\text{Btu}/(\text{hr})(^\circ\text{F})(\text{pie}^2/\text{pie})$

KL:	Conductividad térmica del líquido por el lado de la envolvente Btu/(hr)(°F)(pie ² /pie)
KLL:	Conductividad térmica del fluido - lado de tubos, Btu/(hr)(°F)(pie ² /pie)
KW:	Conductividad térmica del tubo, Btu/(hr)(°F)(pie ² /pie)
LEA:	Longitud equivalente de la tubería de alimentación
LEV:	Longitud equivalente de la tubería del vapor
LT:	Longitud de los tubos, pies
MU:	Viscosidad fluido lado tubos - cambio de fase, lb/(pie)(hr)
MU2:	Viscosidad fluido S.C.F., lb/(pie)(hr)
MUL:	Viscosidad del fluido líquido lado envolvente, lb/(pie)(hr)
MUV:	Viscosidad del vapor lado tubos termosifón, lb/(pie)(hr)
MUVT:	Viscosidad del vapor - lado de tubos - condensación parcial, lb/(pie)(hr)
NCP:	Número de cuerpos en paralelo
NP:	Número de pasos
NPR:	Número de PRANDTL
NPRVC:	Número de PRANDTL del vapor condensante
NRE:	Número de REYNOLDS
NREL:	Número de REYNOLDS del líquido, dentro tubos
NREV:	Número de REYNOLDS del vapor, dentro tubos
NREVC:	Número de REYNOLDS del vapor condensante
NRV:	Número de tubos en la hilera vertical
NT:	Número de tubos
NTC:	Número de tubos por coraza

OD:	Area exterior del tubo/pie lineal, pie^2/pie
P:	Pitch, pies
PC:	Presión crítica, psia
PP:	Pitch, plg
PR:	Caída de presión en los retornos, lb/plg^2
PSV:	Presión de saturación o sobrecalentamiento del vapor de agua, lb/plg^2
PT:	Caída de presión en los tubos, lb/plg^2
PTK:	Presión de operación del kettle, psia
QD:	Carga térmica disponible, Btu/hr
QH:	Flux de calor del haz de tubos, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)$
QMAX:	Flux máximo del equipo, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)$
QR:	Carga térmica requerida, Btu/hr
QT:	Flux de calor de un tubo, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)$
QTMAX:	Flux máximo de un tubo, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)$
RD:	Factor de ensuciamiento total, $(\text{hr})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F})/\text{Btu}$
REB:	Rango de ebullición, $^\circ\text{F}$
RF1:	Relación de reflujo para termosifón
RF2:	Relación de reflujo para termosifón
ROL:	Densidad del líquido fluído lado envolvente, lb/pie^3
ROL1:	Densidad del líquido de entrada - lado tubos, lb/pie^3
ROLL:	Densidad para el líquido lado de tubos - vapor condensante - cambio de fase, lb/pie^3
ROV:	Densidad del vapor fluído lado envolvente, lb/pie^3

ROVI:	Densidad del vapor de entrada - lado tubos, lb/pie ³
ROVV:	Densidad para el fluido de tubos - vapor condensante - cambio de fase, lb/pie ³
RO2:	Densidad del fluido lado tubos, S.C.F., lb/pie ³
RW:	Resistencia de la pared, (hr)(pie ²)(°F)/Btu
S:	Gravedad específica del fluido, S.C.F.
SI:	Gravedad específica fluido envolvente - entrada
SO:	Gravedad específica fluido envolvente - salida
SD:	Sobrediseño del equipo
SIG:	Tensión superficial fluido lado envolvente, lb/pie
T1:	Temperatura salida del fluido frío, °F
T2:	Temperatura entrada del fluido frío, °F
T3:	Temperatura salida del fluido caliente, °F
T4:	Temperatura entrada del fluido caliente, °F
TS:	Temperatura de saturación del vapor, °F
U:	Coefficiente total de transferencia, Btu/(hr)(pie ²)(°F)
UH:	Coefficiente total del haz de tubos, Btu/(hr)(pie ²)(°F)
US:	Coefficiente total de transferencia por calor sensible, Btu/(hr)(pie ²)(°F)
UT:	Coefficiente total de un tubo, Btu/(hr)(pie ²)(°F)
V:	Velocidad del fluido - lado de tubos, pie/seg
VP:	Flujo de vapor producido, lb/hr
WB:	Flujo de producto de fondos, lb/hr

WL:	Gasto del líquido, lb/hr
WLO:	Gasto del líquido a la salida de los tubos, lb/hr
WMC:	Gasto requerido del medio de calentamiento - termosifón, lb/hr
WT:	Gasto del fluido por el lado de los tubos, lb/hr
WTL:	Gasto del fluido lado de los tubos, lb/hr
WTV:	Gasto del fluido vapor lado de los tubos, lb/hr
WTVC:	Gasto requerido del vapor condensante - lado de tubos - fluido, S.C.F., lb/hr
XIT:	Parámetro para calcular el flux máximo de un tubo, $\text{Btu}/(\text{hr})(\text{pie}^2)$
XITVT:	Parámetro de Martinelli al 100% de la vaporización en el equipo
XITVP:	Parámetro de Martinelli al 40% de la vaporización en el equipo

TURBINAS Y CONDENSADORES DE SUPERFICIE

ARM:	Aumento que tendrá la temperatura del agua, °F
BHP:	Potencia de la turbina de vapor, BHP
BHPC:	Potencia requerida por el compresor, BHP
BHPP:	Potencia total requerida por el turbogenerador, BHP
BHPT:	Potencia total de la turbina de gas, BHP
BTUHR:	Consumo unitario de calor por cada BHP, Btu/HP-hr
BTUHR:	Flujo de calor, Btu/hr
BTULB:	Flujo de salida de gas, Btu/lb
CB:	Costo base, dls.
CCOND:	Costo del condensador, pesos
CONSNP:	Constante del tubo del condensador
COPBHP:	Costo por BHP, dls/BHP
CTG:	Costo de la turbina de gas, pesos
CTURBO:	Costo del turbogenerador, pesos
CTV:	Costo de la turbina de vapor, pesos
DELTAH:	Diferencia de entalpías, Btu/lb
DELTAP:	Caída de presión total, Psia
EFP:	Eficiencia politropica
EFIME:	Eficiencia mecánica
EFTG:	Eficiencia de la turbina de gas
FACDXT:	Factor calculado

FACTCD:	Factor del diámetro del tubo y del espesor
FACTER:	Factor de velocidad
FACTL1:	Factor de limpieza
FACTNP:	Factor del número de pasos
FACTOL:	Factor de la longitud del tubo
FACTTE:	Factor de temperatura
FACTXT:	Factor total
FAIRE:	Flujo de aire, lb/hr
FG:	Flujo de gas, lb/hr
FM:	Factor del material
FP:	Factor de presión
GR:	Gasto de vapor, lb/hr
H:	Caída de presión en la cabeza, pié de agua/pié de recorrido
HC:	Caída de presión en las cajas de agua
HV2:	Entalpia del vapor saturado (Entalpia del vapor de salida de la turbina), Btu/lb
HVSC:	Entalpia del vapor sobre calentado (Entalpia del vapor de entrada a la turbina), Btu/lb
ICOND:	Indice para el cálculo del condensador de superficie
INDEX6:	Indice para actualizar el costo del equipo de turbinas de vapor
INDEX8:	Indice para actualizar el costo del equipo de turbinas de gas
INDEX9:	Indice para actualizar el costo del equipo de condensadores
ITG:	Indice de cálculo para la selección del tipo de turbina
ITV:	Indice de cálculo para selección de uso de flecha o turbogenerador

KLW:	Potencia, Kilowatts
LHV:	Poder calorífico bajo, Btu/lb
LO:	Longitud de tubo, pies
MTD:	Temperatura media logarítmica, °F
NP:	Número de pasos
NT:	Número de tubos
PIE:	Presión del vapor que entra a la turbina, lb/plg ²
P2S:	Presión del vapor a la salida de la turbina, lb/plg ²
R:	Coefficiente corregido, Btu/(hr)(pies ²)(°F)
RAN:	Rango de operación, °F
RE:	Velocidad del agua, pies/seg
RELPRE:	Relación de presiones (presión de entrada/presión de salida)
S:	Superficie del condensador, pies cuadrados
SV2:	Entropía del vapor a la salida de la turbina, Btu/lb °F
SVSC:	Entropía del vapor de entrada a la turbina (entropía de sobre calentamiento) Btu/lb °F
TIE:	Temperatura del vapor que entra a la turbina, °F
T11:	Temperatura del vapor que entra a la turbina, °K
T2S:	Temperatura del vapor que sale de la turbina, °F
T2Z:	Temperatura del vapor que sale de la turbina, °K
TD:	Temperatura diferencial, °F
TEA:	Temperatura de entrada del agua, °F
TR:	Temperatura de entrada del vapor, °F

TSA:	Temperatura de salida del agua, °F
TSAM:	Temperatura máxima de salida del agua, °F
VE:	Velocidad del agua, pies/seg
W:	Flujo de agua, lb/hr
WV:	Flujo de vapor, lb/hr
WVC:	Flujo de vapor requerido por el cabezal de media, lbs/hr
WVE:	Flujo de vapor que requiere el turbogenerador, lbs/hr
XT:	Suma de factores calculado
XTTD:	Parámetro que da la aproximación entre XT y los factores totales tabulados

EYECTORES

CA:	Consumo de agua, gpm
CEYE:	Costo del sistema de eyectores, pesos
CG(I):	Carga de cada componente que entra como fluido secundario, lb/hr
CGC:	Carga de condensables, lb/hr
CGNC:	Carga de no condensables, lb/hr
CGT:	Carga total, lb/hr
CV:	Consumo de vapor, lb/hr
DAE:	Aire seco equivalente, lb/hr
FCPV:	Factor de corrección de presión de vapor
FCTEA:	Factor de corrección de la temperatura de entrada de agua
FDAE:	Factor de aire seco equivalente
N:	Número de componentes que entran como fluido secundario
NM:	Número de moles
PM(I):	Peso molecular de cada componente que entra como fluido secundario
PMP:	Peso molecular promedio
PNC:	Porcentaje de no condensables
PSC:	Presión de succión de la carga, mm Hg. abs
PVM:	Presión del vapor motriz, psig
RAA:	Relación agua - aire, gpm/(lb/hr)
RVA:	Relación vapor - aire
TEA:	Temperatura de entrada del agua, °F
TCG:	Temperatura de la carga, °F

PROPIEDADES DEL AGUA

BETA:	Presión reducida
CPL:	Capacidad calorífica del líquido saturado, Kcal/(Kg)(°K)
CPV:	Capacidad calorífica del vapor saturado, Kcal/(Kg)(°K)
D:	Constantes para el cálculo de la entalpía del líquido saturado
DHSV:	Entalpía del vapor entre un punto de la región de saturación y un punto en la región de sobrecalentamiento, Btu/lb °F
DSSV:	Entropía del vapor entre un punto de la región de saturación y un punto en la región de sobrecalentamiento, Btu/lb °F
E:	Constantes para el cálculo de la entalpía del vapor saturado
F:	Constantes para el cálculo de la entropía del líquido saturado
FCH1:	Factor de corrección para el cálculo de la entalpía cuando la presión del vapor es menor a 500 psi
FCH2:	Factor de corrección para el cálculo de la entalpía cuando la presión del vapor es igual o menor a 1000 psi
FCH3:	Factor de corrección para el cálculo de la entalpía cuando la presión del vapor es mayor a 1000 psi
FCS1:	Factor de corrección para el cálculo de la entropía cuando la presión del vapor sea menor a 500 psi
FCS2:	Factor de corrección para el cálculo de la entropía cuando $500 < P < 1000$ psi
FCS3:	Factor de corrección para el cálculo de la entropía cuando $P > 1000$ psi
G:	Constantes para el cálculo de la entropía del líquido saturado
H:	Constantes para el cálculo del calor específico del líquido saturado
HC:	Entalpía crítica, Kcal/Kg
HL:	Entalpía del líquido saturado, Btu/lb

HLS:	Entalpia del líquido saturado, Kcal/kg
HV:	Entalpia del vapor saturado, Btu/lb
HVS:	Entalpia del vapor saturado, Kcal/kg
HVSC:	Entalpia del vapor sobrecalentado, Btu/lb
M:	Constantes para el cálculo del calor específico del vapor saturado
P:	Presión del vapor o del líquido, lb/plg ²
SC:	Entropia crítica, Kcal/(Kg)(°K)
SL:	Entropia del líquido saturado, Kcal/(Kg)(°K)
SV:	Entropia del vapor saturado, Kcal/(Kg)(°K)
SVSC:	Entropia del vapor sobrecalentado, Kcal/(Kg)(°K)
T:	Temperatura del vapor, °K
TETA:	Temperatura reducida
TF:	Temperatura del vapor, °F
TS:	Temperatura de saturación, °K
TSC:	Temperatura de saturación en °C
TSF:	Temperatura de saturación en °F
VL:	Volúmen específico del líquido saturado, cm ³ /gr
VV:	Volumen específico del vapor saturado, cm ³ /gr
X:	Parámetro para el cálculo de la temperatura de saturación
Y:	Parámetro para el cálculo de HL, HV, SL, SV, CPL, CPV

PROGRAMA PRINCIPAL

CAMORT:	Costo de amortización de los equipos, pesos/año
CCOMB:	Costo del combustible líquido, pesos/año
CGAS:	Costo del gas combustible, pesos/año
CIT:	Costo de inversión total de los equipos, pesos
COSTI:	Costo individual de los equipos, pesos
FAC:	Flujo anual de combustible líquido, lb/año
FAG:	Flujo anual de gas combustible, pies cúbicos/año
FIDENT:	Formato del índice de identificación de cada equipo
FLUCOM:	Flujo de combustible líquido, lb/hr
FLUGAS:	Flujo de gas combustible, pies cúbicos/hr
FTCOMB:	Flujo total del combustible líquido en el proceso, lb/hr
FTGAS:	Flujo total de gas combustible en el proceso, pies cúbicos/hr
FV:	Flujo de vapor, lb/hr
ICA:	Índice de cálculo para intercambiadores de calor
ICAL:	Índice de comienzo o terminación de cálculo del simulador
ICFD:	Índice de cálculo para calentadores a fuego directo
ICL:	Índice de cálculo para calderas
ICOST:	Índice para el costo de cada equipo
IDENT:	Índice de identificación de equipo
IENCA:	Índice de encabezado principal
IFLU:	Índice de flujo para las corrientes de vapor

INT:	Interés
IRE:	Índice de cálculo para rehervidor
ITCAL:	Índice de tipo de cálculo
ITM1,2,3:	Índice de tipo de mezcla
ITP:	Índice de temperatura y presión del vapor
ITU:	Índice de cálculo para turbinas de gas y vapor
N1:	Corriente de entrada de vapor a un equipo
N2:	Corriente de entrada de vapor a un equipo
N3:	Corriente de salida de vapor de un equipo
N4:	Corriente de salida de vapor de un equipo
N5:	Corriente de combustible líquido en un equipo
N6:	Corriente de combustible gas en un equipo
NA:	Número de años
NCV:	Número de corrientes de vapor
NEQ:	Número de equipos involucrados en el balance de vapor
P:	Presión de vapor, lb/pulg ²
PCOMB:	Precio del combustible líquido, dls/MMBTU
PGAS:	Precio del gas combustible, dls/MMBTU
T:	Temperatura del vapor, °F
TCM:	Tipo de cambio de dólares a moneda nacional
VALORP:	Valor presente, pesos
VP5:	Valor presente en cinco años, pesos
VP10:	Valor presente en diez años, pesos

Bibliografia .

BIBLIOGRAFIA

LIBROS

1. Babcock & Wilcox Co.
STEAM
37th Edition
2. Carnahan Brice, H.A. Luther And J.O. Wilkes
APPLIED NUMERICAL METHODS
Editorial Wiley
3. Hougen & Watson
PRINCIPIOS DE LOS PROCESOS QUIMICOS
Editorial Reverté
4. Kern Q. D.
PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
CECSA 8a. Impresión
Enero 1974
5. Ludwig E.
APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND
PETROCHEMICAL PLANTS
Gulf Publishig Co. Houston, Tex. 1975
Cap. 6 Ejector And Vacuum System
6. Mc Cracken D. D.
PROGRAMACION FORTRAN IV
Editorial Limusa. 1975
7. Organick J. E.
FORTRAN IV
Fondo Educativo Interamericano
8. Perry H. R. & Chilton, H. C.
CHEMICAL ENGINEERS'HANDBOOK
McGraw-Hill, 5th Edition, 1974
9. Rase & Barrow
INGENIERIA DE PROYECTOS PARA PLANTAS
DE PROCESO
C.E.C.S.A.
1975, segunda impresión

10. Schick W. and Merz J.C. Jr.
FORTRAN PARA INGENIERIA
Mc Graw-Hill, 1974

PUBLICACIONES

11. Bellas C.R.
PACKAGED BOILERS
Power, Agosto 1958
12. Bender J. Rene
STEAM GENERATION
Power special report, Junio 1964
13. Blatchley G.C.
HOW TO GET THE MOST FROM EJECTORS
Petroleum Refiner, Vol. 37, No.12
Diciembre 1958
14. Branch G. Stephen
HOW TO ESTIMATE THE SIZE AND COST OF GAS TURBINES
AND GAS ENGINES
Hydrocarbon Processing, Vol. 46, No. 10, Octubre 1967
15. Csathy G. Denu
HEAT ENERGY CONSERVATION IN REFINERIES
The Oil and Gas Journal
Octubre 30, 1972
16. Donohue A. Daniel
HEAT EXCHANGERS
Petroleum Processing
Marzo 1956
17. Duncan Berkeley F.
EJECTORS HAVE A WIDE RANGE OF USES
Petroleum Refiner. Vol. 37, No.12
Diciembre 1958
18. Ediss G. B.
THE STEAM INJECTION GAS TURBIN CYCLE
Process Technology International, Vol. 17, No. 11
Noviembre, 1972

19. Frisch Martin
STEAM GENERATING EQUIPMENT FOR RESUPERHEATING CYCLES
Transaction of the ASME
Agosto, 1949. New York
20. Gibson R.M. and Bruges A.E.
NEW EQUATIONS FOR THE THERMODYNAMICS PROPERTIES OF
SATURATED WATER IN BOTH LIQUID
AND VAPOUR PHASES.
Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 9, No.1.
1967
21. Gilmour H.C.
SHORTCUT TO HEAT EXCHANGER DESIGN - VII
Chemical Engineering
Agosto 1954
22. González F. Eduardo
METODOLOGIA PARA EL DISEÑO TERMICO DE REHERVIDORES
TIPO KETTLE
Tesis Profesional. Universidad Iberoamericana. 1975
23. Graham Manufacturing Co., Inc.
INDUSTRIAL VACUUM EQUIPMENT
Heat Exchangers
New York, New York
24. Gulley L. Dalc
USE COMPUTERS TO SELECT EXCHANGERS
Petroleum Refiner
Julio 1960
25. Guthrie M. K. and W.R. Grace & Co.
CAPITAL COST ESTIMATING (Data and Techniques for preliminary....)
Chemical Engineering
Marzo 24, 1969
26. Ishimoto Shozaburo, M. Vematzu, I. Tanishita
NEW EQUATIONS FOR THE THERMODYNAMICS PROPERTIES OF
SATURATED WATER AND STEAM
Bulletin of the J S M E Vol. 15, No.88
27. Jacobs K John
REBOILER SELECTION SIMPLIFIED
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner, Vol. 40 No. 7
Julio 1961

28. Kern R.
HOW TO SIZE PROCESS PIPING FOR TWO PHASE FLOW
Hydrocarbon Processing
Octubre 1961
29. Kuhner H. Max
FURNACE DESIGN OF LARGE STEAM GENERATORS
Engineering and Management
Power
30. Kinema Inc.
STEAM JET EJECTORS FOR VACUUM SERVICE
Catálogo
31. Landgrave R. Julio
OPTIMIZACION DE CAMBIADORES DE CALOR SIN CAMBIO DE FASE
Tesis Profesional
UNAM 1972
32. Lara J. Francisco
CONDENSADORES DE SUPERFICIE
IMP 1975
33. Mallory C. B. and W. F. Allen Jr.
AIR PREHEATER SIZE SELECTION TO IMPROVE OVERALL STEAM
POWER PLANT EFFICIENCY
The American Society of Mechanical Engineers
34. Manzanilla S. F.
LA REFINERIA DE TULA
Revista del Instituto Mexicano del Petróleo
35. Pennels E. N.
INDUSTRY'S FIRST CIRCULAR BOILER
Petroleum Processing
Octubre, 1956
36. Popper, Herbert
MODERN COST ENGINEERING TECHNIQUES
McGraw-Hill
37. Power R. B.
HOW TO SPECIFY, EVALUATE AND OPERATE STEAM JET AIR EJECTOR
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner, Vol. 43, No. 3.
Marzo 1964

38. Rabb Ambrus
SELECTION OF GAS AND STEAM TURBINES
Process Technology International Vol. 17, No. 12
Diciembre, 1972
39. Revilla Bernal José Luis
ESTUDIO PARA LA SELECCION DE REHERVIDORES
Tesis Profesional
IPN, 1976
40. Sarma N.V.L.S., P.J. Reddy and P.S. Murti
A COMPUTER DESIGN METHOD FOR VERTICAL TERMOSIPHON
REBOILER
Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop. Vol. 12, No. 3.
1973
41. Schmidt Ernest
PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL AGUA
American Society of Mechanical Engineers
42. Schweppe L. Joseph
HOW TO RATE FINNED TUBE CONVECTION SECTION IN
FIRED HEATERS
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner. Vol. 43, No. 6
Junio 1964
43. Slack B. John
STEAM BALANCE: A NEW EXACT METHOD
Hydrocarbon Processing, Vol. 48, No. 2
Marzo 1969
44. Vogt A. V. and M. J. Wolters
STEAM BALANCE AS A WORKING TOOL
CEP. Mayo 1976
45. Wills S. John
SIZE VAPOR PIPING BY COMPUTER
Hydrocarbon Processing
Mayo 1970
46. Wilson B.W. and J.M. Kovacik
ELECTRICITY: GENERATE OR BUY?
Hydrocarbon Processing
Diciembre 1976

47. Wilson B.W. and J.M. Kovacik
GAS TURBINE ENERGY SYSTEMS FOR THE PROCESS INDUSTRIES
General Electric Co.
1966
48. Wimpress N.R., C.F. Braun & Co.
RATING FIRED HEATERS
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner. Vol. 42, No. 10.
Octubre 1963
49. Yaws L. Carl and H.S.N. Setty
WATER AND HYDROGEN PEROXIDE
Physical & Thermodynamic Properties
Chemical Engineering,
Diciembre 23, 1974
50. COMPUTE STEAM BALANCE BY L P
Hydrocarbon Processing
Agosto 1969
51. ENERGY MANAGMENT
Hydrocarbon Processing, Vol. 55 y 54, No. 7
Julio 1976, Julio 1975
52. INDICES DE MARSHALL & STEVENS
Chemical Engineering Vol. 84, No. 8
Abril 11, 1977
53. RELATIVE DENSITY AND MOLECULAR WEIGHT OF GASES
Nomogram No. 161
BCE & PROCESS TECHNOLOGY
Julio/Agosto, 1972, Vol. 17, No. 7/8