

22,  
2 y



# Universidad Nacional Autónoma de México

Facultad de Química



EXAMENES PROFESIONALES  
FAC. DE QUÍMICA

**ESTUDIO ECONOMICO DE ALTERNATIVAS  
PARA EL APROVECHAMIENTO DE ENERGIA  
EN LA DESTILACION PRIMARIA DE  
PETROLEO CRUDO**

**TESIS MANCOMUNADA**

**Que para obtener el Título de  
INGENIERO QUIMICO**

**P r e s e n t a n**

**Rafael Cordova Pérez  
Luz María Marmolejo Gómez**

México, D. F.

1985



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

I N D I C E

CAPITULO 1

INTRODUCCION.

CAPITULO 2

GENERALIDADES.

2.1 Descripción del Proceso.

2.2 Generación de Alternativas.

CAPITULO 3

BALANCE TERMICO DE LA TORRE FRACCIONADORA

3.1 Introducción.

3.2 Análisis del petróleo crudo y sus --  
productos.

3.2.1 Composición del petróleo.

3.2.2 Destilación del petróleo crudo-  
y sus productos.

3.2.3 Diagramas de fases.

3.2.4 Métodos de Ensayo.

3.3 Temperaturas de la Torre.

3.3.1 Temperatura de la zona de vapo-  
rización.

3.3.2 Temperatura de las extracciones  
laterales.

3.3.3 Temperatura del domo de la Torre.

3.4 Reflujos.

3.5 Vapor de Agotamiento.

3.6 Desarrollo de cálculo para el balance  
térmico.

3.6.1 Información Requerida.

3.6.2 Balance de Materia y Calor.

3.7 Balance Térmico.

## CAPITULO 4

### CALCULO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

4.1 Introducción.

4.2 Balance Térmico.

4.3 Selección del tipo de Intercambiador.

4.4 Diseño Térmico de Intercambiadores --  
de calor.

4.5 Método de Gilmour.

4.6 Intercambiadores de calor enfriados --  
por aire.

4.6.1 Descripción del Equipo.

4.6.2 Bases de Diseño.

4.6.3 Ventajas y Desventajas del equi  
po de enfriamiento.

4.6.4 Diseño Térmico de Enfriadores --  
con aire.

4.6.5 Aplicación del método de diseño.

## CAPITULO 5

### CALCULO DE CONDENSADORES.

5.1 Introducción.

5.2 Condensación de vapores que al conden  
sar forman líquidos inmiscibles.

5.3 Correlaciones para el cálculo del coe  
ficiente de condensación.

5.4 Efecto del vapor de agua como inco  
ndensable.

5.5 Método de Gilmour (condensación de un  
vapor en presencia de un incondensable).

5.6 Curvas de condensación.

5.7 Diseño térmico de condensadores.

**CAPITULO 6**

**CALCULO DE CALENTADORES A FUEGO DIRECTO.**

6.1 Descripción del equipo.

6.2 Principios de combustión.

6.3 Diseño térmico de calentadores a fuego directo.

**CAPITULO 7**

**EQUIPO DE BOMBEO.**

7.1 Selección del equipo.

7.2 Dimensionamiento hidráulico de las --  
bombas de proceso.

**CAPITULO 8**

**ANALISIS ECONOMICO COMPARATIVO.**

8.1 Introducción.

8.2 Estimación de costos de inversión.

8.3 Estimación de los costos anuales --  
de producción.

8.4 Método de evaluación.

8.5 Análisis de resultados.

8.6 Conclusiones.

**CAPITULO 9**

**DIAGRAMAS, TABLAS Y GRAFICAS.**

**CAPITULO 10**

**BIBLIOGRAFIA.**

## 1. INTRODUCCION.

Uno de los factores más importantes en la industria, es la obtención de energía; en las plantas de procesos químicos y en las de refinación de petróleo, aproximadamente el 75 % de la energía es -- obtenida de la combustión de hidrocarburos en calentadores a fuego -- directo ó en calderas de vapor.

Sin duda, los equipos de calentamiento a fuego directo son un factor primario en la destilación atmosférica de petróleo crudo. En este primer paso, en la refinación de petróleo; el crudo se separa mediante destilación fraccionada, en diferentes productos, denominados comercialmente : Gasolina ó Nafta ligera, Turbosina ó Nafta pesada, Kerosina, Diesel ó Gasoleo Ligero y Gasoleo Pesado.

Con objeto de alcanzar la máxima temperatura de entrada a los calentadores a fuego directo; donde se lleva a cabo la vaporización de los productos obtenidos en la columna de destilación, el petróleo crudo se precalienta aprovechando el calor de los productos y reflujos laterales de la fraccionadora.

El aprovechamiento térmico, en la mayoría de las operaciones -- actuales se inicia con el intercambio de calor sensible con el corte de turbosina; sin embargo, se presenta como alternativa iniciar el precalentamiento del crudo, eliminando parte de la carga térmica -- total de los condensadores de gasolina, que operan actualmente utilizando agua como medio de enfriamiento. El mejor aprovechamiento -- de la energía tiene como meta un ahorro de energéticos y por consiguiente una disminución de los costos de operación.

Por otro lado, a medida que aumentan las instalaciones en una refinería, se tiene como consecuencia un incremento en el consumo de agua, por lo que, con los adelantos en los nuevos sistemas de enfri

miento y condensación, se han hecho aplicaciones para sustituir el --  
enfriamiento con agua por aire.

Debido a lo anterior, se generarán dos alternativas adicionales a la actual y la propuesta, al considerar la posibilidad de utilizar aire como medio de enfriamiento en los condensadores de gasolina y en los enfriadores de productos. Aún en zonas donde el agua de enfriamiento es ilimitada, el uso de intercambiadores de calor enfriados por aire presenta grandes ventajas; como son, sus bajos costos de operación y mantenimiento y algunas otras que se mencionarán --- posteriormente.

El objeto de la presente tesis es hacer una comparación, desde el punto de vista económico entre las diversas alternativas mencionadas; tomando en cuenta los costos de inversión en equipos y -- los costos anuales de operación. Para ello se dispone de información experimental del crudo tipo "ITSMO" e información de costos de la - unidad de destilación primaria localizada en la refinería de Salina Cruz, Oax., la cual fue diseñada para procesar crudo Cactus ó sitio Grande en el año de 1974.

## 2. GENERALIDADES.

### 2.1 DESCRIPCIÓN DEL PROCESO.

En el proceso de destilación primaria; como se ilustra en la figura 2.1, el petróleo crudo almacenado se bombea a un tren de intercambiadores de calor en paralelo, donde se incrementa su temperatura, aprovechando el calor de los diversos efluentes y reflujos laterales de la torre fraccionadora.

El petróleo crudo fresco, inicia su precalentamiento intercambiando calor contra la turbosina, y enseguida con el residuo proveniente de los precalentadores de crudo desalado. Posteriormente intercambia calor con la Kerosina, donde se alcanza la temperatura adecuada para realizar el desalado.

En esta operación por medio de un procedimiento químico electrostático, se extraen sales presentes en el crudo con el fin de minimizar la corrosión de los equipos; así como otros efectos nocivos que provocan una operación deficiente. El desalado consta de tres fases de tratamiento que son:

1. Introducción de agua fresca, con el fin de disolver las impurezas en el crudo.

2. Mezclado íntimo entre el agua de lavado y el petróleo, con lo que se forma una emulsión estable entre las dos fases.

3. Rompimiento de la emulsión, separando así el agua, la cual llevará en su seno disueltas las sales y sólidos contaminantes.

El petróleo crudo ya desalado; intercambia calor contra el Diesel y finalmente con el residuo, donde alcanza su máxima temperatura, siendo esta la temperatura de entrada a los calentadores a fuego directo u hornos primarios.

En los calentadores a fuego directo, se lleva a cabo la vaporiz



zación de las diferentes fracciones que se obtienen como productos en la torre primaria; así como un pequeño exceso de vaporización de residuo con objeto de mejorar el fraccionamiento. Por otra parte se aprovecha el calor de los gases de combustión que salen de los hornos primarios para sobrecalentar el vapor de agua de proceso, el cual se inyecta en el fondo de los agotadores y de la torre primaria, para la vaporización de los componentes volátiles de las extracciones laterales.

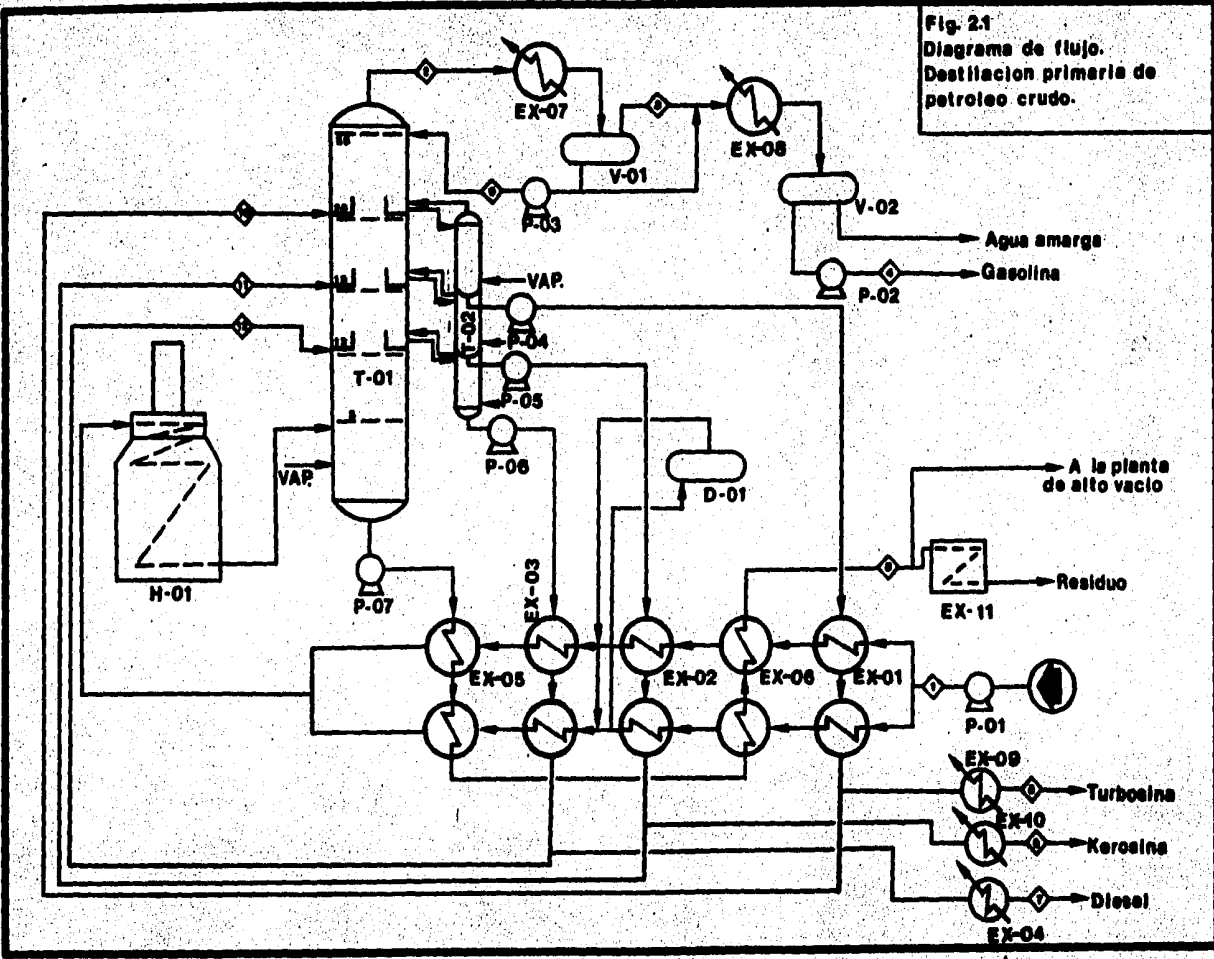
La mezcla vapor-líquido que sale de los hornos primarios, se alimenta a la zona de vaporización localizada abajo del plato cinco de la columna de destilación primaria, donde se separan las diferentes fracciones ligeras y un residuo primario.

Los vapores del domo de la torre fraccionadora, pasan a los condensadores primarios; que operan en paralelo, y con agua proveniente de la torre de enfriamiento. La nafta condensada en equilibrio con su vapor pasa a un acumulador, en donde una parte se bombea al domo de la torre primaria como reflujo. Los vapores en equilibrio con el condensado acumulado pasan a los condensadores secundarios, y de ahí a un acumulador donde el agua ácida es separada y enviada a un sistema de tratamiento de agua amarga. Por otra parte la nafta es enviada a tanques de almacenamiento ó a la planta estabilizadora.

Los cortes de Turbosina, Kerosina y Diesel, extraídos de sus respectivos platos, pasan a los agotadores y de ahí a intercambiar calor con el crudo de carga. Posteriormente parte de cada uno de estos productos regresan a la torre como reflujo lateral y la otra parte es enfriada y enviada a tanques de almacenamiento.

Finalmente el residuo, después de intercambiar calor contra el crudo desalado y posteriormente con el crudo fresco, pasa a la

**Fig. 2.1**  
**Diagrama de flujo.**  
**Destilación primaria de**  
**petróleo crudo.**



**TABLA 2.1 LISTA DE EQUIPO**

<b>CLAVE</b>	<b>SERVICIO</b>
<b>EX-01</b>	<b>PRECALENTADORES DE CRUDO POR TURBOSINA</b>
<b>EX-02</b>	<b>PRECALENTADORES DE CRUDO POR Kerosina</b>
<b>EX-03</b>	<b>PRECALENTADORES DE CRUDO POR DIESEL</b>
<b>EX-04</b>	<b>ENFRIADOR DE DIESEL</b>
<b>EX-05</b>	<b>PRECALENTADORES PRIMARIOS DE CRUDO POR RESIDUO</b>
<b>EX-06</b>	<b>PRECALENTADORES SECUNDARIOS DE CRUDO POR RESIDUO</b>
<b>EX-07</b>	<b>CONDENSADORES PRIMARIOS DE GASOLINA</b>
<b>EX-08</b>	<b>CONDENSADORES SECUNDARIOS DE GASOLINA</b>
<b>EX-09</b>	<b>ENFRIADOR DE TURBOSINA</b>
<b>EX-10</b>	<b>ENFRIADOR DE Kerosina</b>
<b>EX-11</b>	<b>CAJA ENFRIADORA DE RESIDUO</b>
<b>H-01</b>	<b>CALENTADORES A FUEGO DIRECTO</b>
<b>T-01</b>	<b>TORRE DE DESTILACION ATMOSFERICA</b>
<b>T-02</b>	<b>AGOTADORES</b>
<b>V-01</b>	<b>ACUMULADOR PRIMARIO DE GASOLINA</b>
<b>V-02</b>	<b>ACUMULADOR SECUNDARIO DE GASOLINA</b>
<b>D-01</b>	<b>DESALADORAS</b>

**TABLA 2.1 CONTINUACION**

<b>P-01</b>	<b>BOMBA DE PETROLEO CRUDO</b>
<b>P-02</b>	<b>BOMBA DE GASOLINA A ALMACENAMIENTO</b>
<b>P-03</b>	<b>BOMBA DE REFLUJO DE GASOLINA</b>
<b>P-04</b>	<b>BOMBA DE REFLUJO Y ALMACENAMIENTO DE TURBOSINA</b>
<b>P-05</b>	<b>BOMBA DE REFLUJO Y ALMACENAMIENTO DE Kerosina</b>
<b>P-06</b>	<b>BOMBA DE REFLUJO Y ALMACENAMIENTO DIESEL</b>
<b>P-07</b>	<b>BOMBA DE RESIDUO</b>

**CORRIENTES**

- ① **PETROLEO CRUDO**
- ② **VAPORES DEL DOMO DE LA TORRE**
- ③ **VAPORES DEL ACUMULADOR PRIMARIO**
- ④ **GASOLINA**
- ⑤ **TURBOSINA**
- ⑥ **Kerosina**
- ⑦ **DIESEL**
- ⑧ **RESIDUO**
- ⑨ **REFLUJO SUPERIOR**
- ⑩ **REFLUJO LATERAL DE TURBOSINA**
- ⑪ **REFLUJO LATERAL DE Kerosina**
- ⑫ **REFLUJO LATERAL DE DIESEL**
- ⑬ **VAPOR DE AGOTAMIENTO**

caja enfriadora. Este último equipo se usa dependiendo del destino que se de a esta corriente: Carga a la planta de alto vacío @ ---- tanques de almacenamiento.

## 2.2 GENERACION DE ALTERNATIVAS.

### ALTERNATIVA 1 (fig. 2.1 ).

Esta alternativa corresponde a la descrita en el punto 2.1; es decir, el petróleo inicia su precalentamiento intercambiando calor con el corte de turbosina, y se utiliza agua como medio de enfriamiento en los condensadores de nafta y en los enfriadores de productos.

### ALTERNATIVA 2 (fig. 2.2 ).

A diferencia de la alternativa 1, se utilizará aire como medio de enfriamiento en los condensadores de nafta y en los enfriadores de productos.

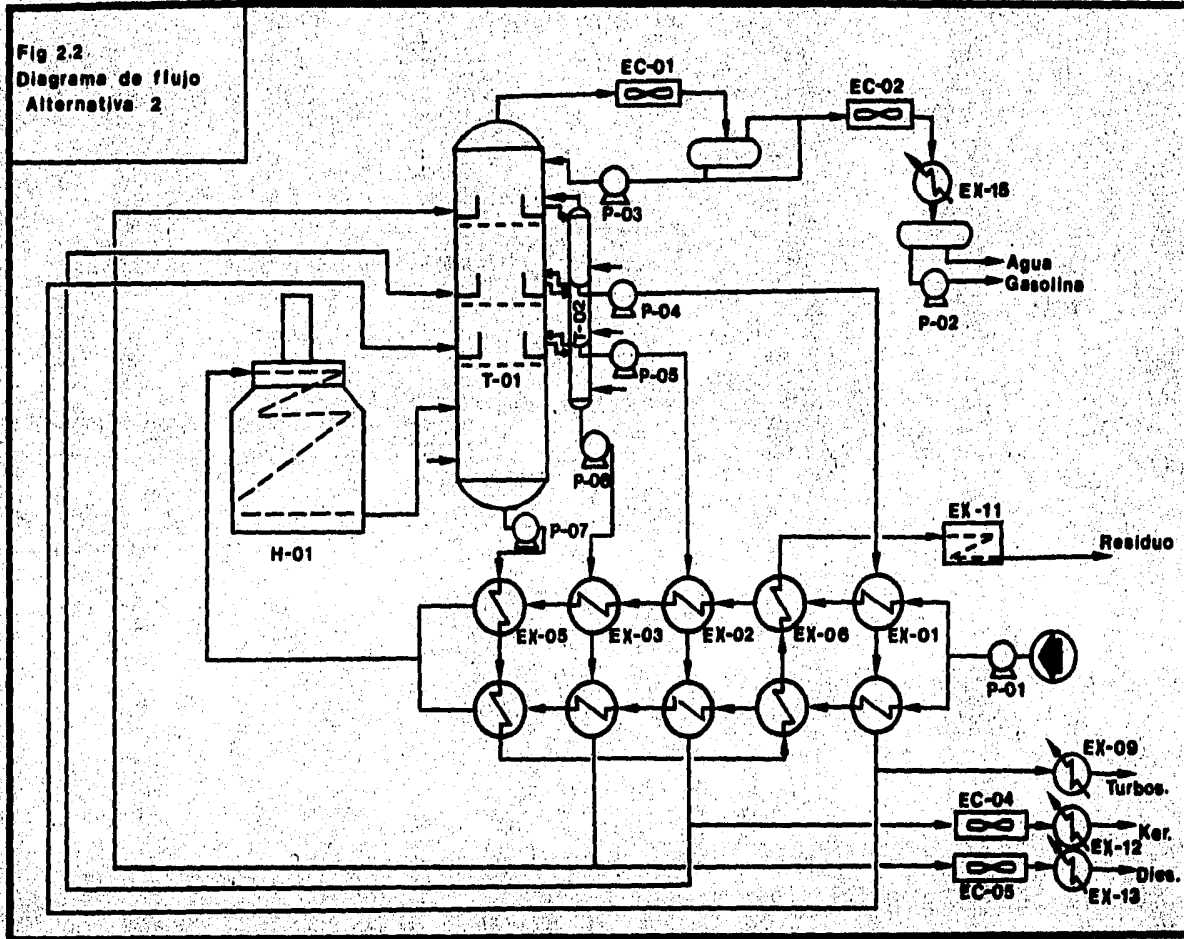
### ALTERNATIVA 3 ( fig. 2.3).

El petróleo crudo inicia su precalentamiento eliminando la carga térmica de los condensadores primarios de nafta. Se utilizará agua como medio de enfriamiento, tanto en los condensadores secundarios de nafta como en los enfriadores de productos.

### ALTERNATIVA 4 (fig. 2.4 ).

Esta alternativa tiene las mismas características que la anterior con la excepción que se utilizará aire como medio de enfriamiento en los condensadores secundarios de nafta y en los enfriadores de productos.

Fig 2.2  
Diagrama de flujo  
Alternativa 2



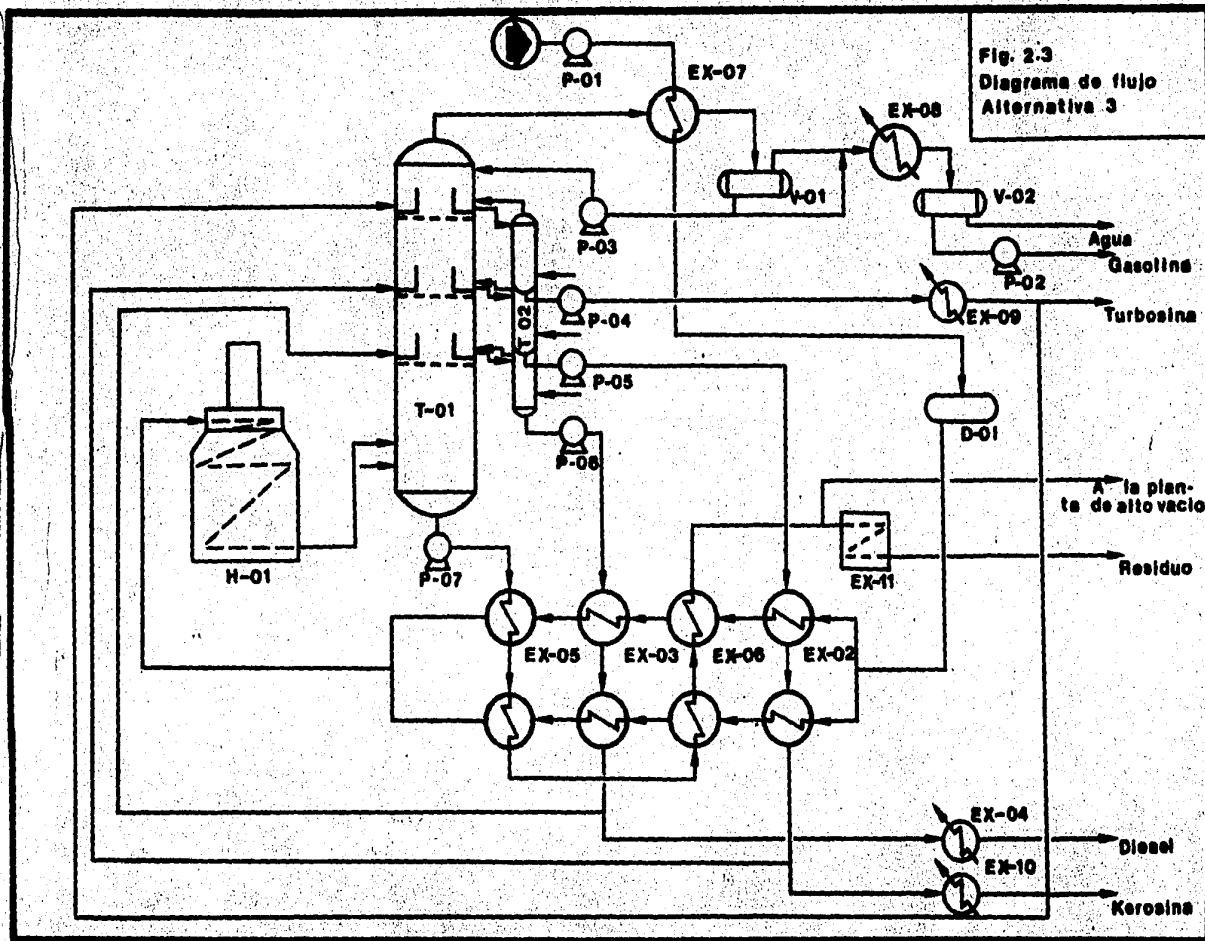
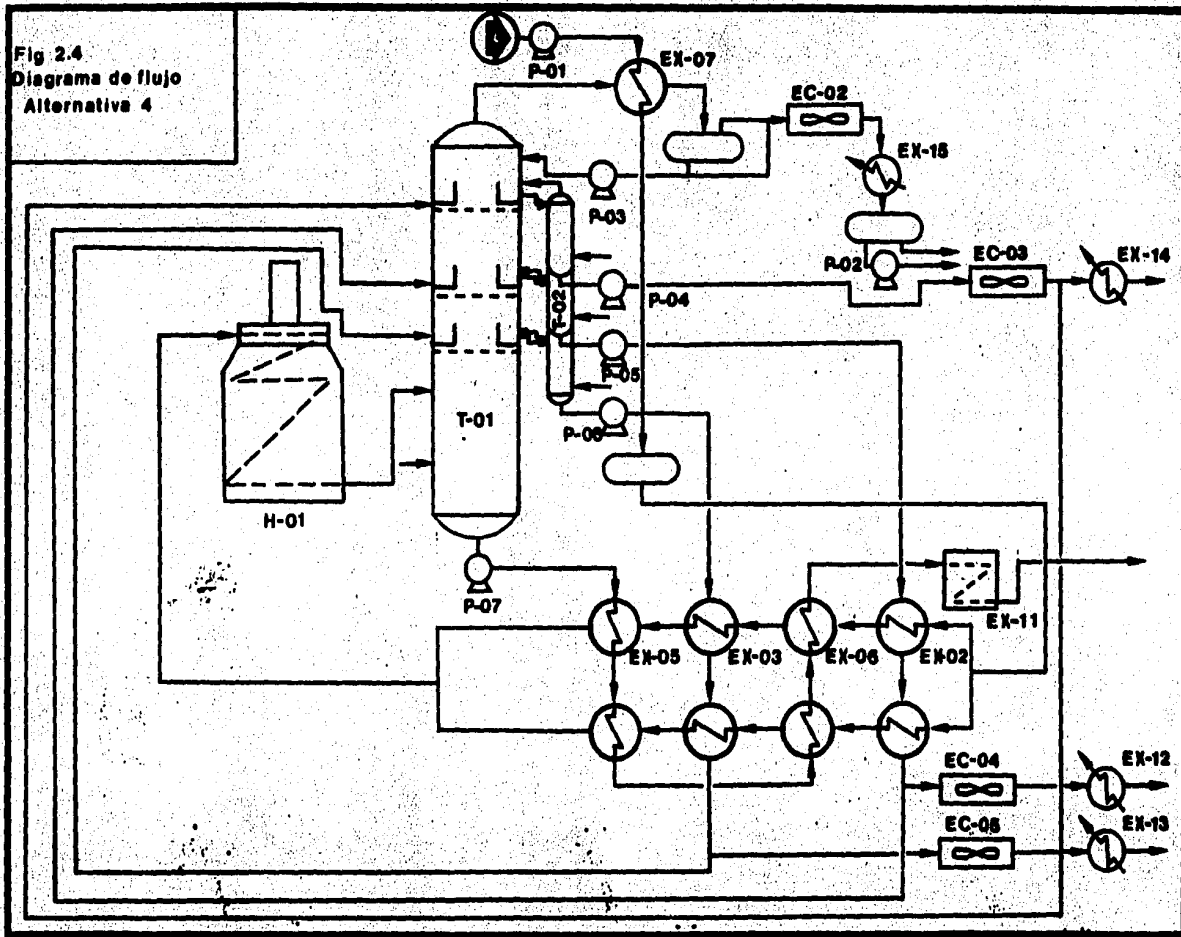


Fig 2.4  
Diagrama de flujo  
Alternativa 4





### 3. BALANCE TERMICO DE LA FRACCIONADORA.

#### 3.1 INTRODUCCION.

La finalidad del presente capítulo, es recordar algunos conceptos fundamentales y establecer criterios uniformes que nos permitan desarrollar el balance térmico de una columna de destilación, con objeto de determinar las condiciones de operación de la torre primaria.

Las temperaturas de la zona de vaporización, del domo y de las extracciones laterales de la torre, se determinarán en los diagramas de fases, construidos a partir de datos experimentales de destilaciones que caracterizan al crudo y sus respectivos productos. Por otro lado a partir del balance de materia y calor en cada uno de los platos se determinará la magnitud de los reflujos internos, laterales y superior con que trabajará la torre.

#### 3.2 ANALISIS DEL PETROLEO CRUDO Y SUS PRODUCTOS.

##### 3.2.1 COMPOSICION DEL PETROLEO.

En destilación, se define a un sistema complejo como una mezcla formada por un gran número de componentes, los cuales no pueden identificarse fácilmente, ni determinar la composición de la misma en términos de componentes puros. Los productos del petróleo son mezclas de cientos de hidrocarburos, tantos que su identidad y número real no puede determinarse fácilmente; debido a esto se caracterizan estableciendo especificaciones acerca del rango de ebullición, densidad, viscosidad y otras propiedades similares.

Aunque los principios de destilación de multicomponentes se aplica a la destilación de petróleo, las fraccionadoras se diseñan de acuerdo con estudios de laboratorio a pequeña escala; donde el crudo se destila y se obtienen diversas fracciones. Las características y

rendimientos de estas últimas varían según el origen del crudo e incluso crudos procedentes del mismo lugar pueden tener variaciones marcadas.

Algunas series de hidrocarburos presentes en el petróleo crudo son la parafínica ( $C_n H_{2n+2}$ ), olefínica ( $C_n H_{2n}$ ), nafténica ( $C_n H_{2n}$ ) y la aromática ( $C_n H_{2n-6}$ ), las cuales pueden separarse de acuerdo con sus propiedades químicas, y determinar así el porcentaje presente en cada fracción. Las parafinas predominan en la mayor parte de las gasolinas, mientras que los hidrocarburos nafténicos, aromáticos y no saturados predominan en los productos de alto punto de ebullición y residuales.

Además de los hidrocarburos, se encuentran presentes en el crudo compuestos que contienen oxígeno, nitrógeno y azufre. El azufre puede estar presente como azufre libre disuelto, ácido sulfhídrico u otros derivados orgánicos.

Otros compuestos, se producen durante el proceso de destilación, como por ejemplo; el ácido clorhídrico, producido por la hidrólisis de los cloruros que se encuentran en las aguas saladas que acompañan al crudo.

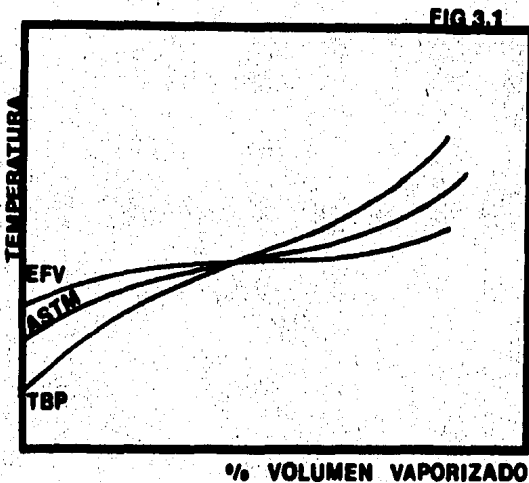
El ácido clorhídrico y el ácido sulfhídrico constituyen la causa principal de corrosión en los equipos, la cual se reduce considerablemente mediante la operación de desalado y el uso de inhibidores de corrosión.

### 3.2.2. DESTILACION DEL PETROLEO Y SUS PRODUCTOS.

Con el fin de caracterizar los productos del petróleo es común destilar en el laboratorio el petróleo crudo y sus productos por diferentes métodos :

El primero es un procedimiento desarrollado por la Sociedad Americana para Prueba de Materiales (ASTM), en el que se destila por

lotes una muestra de cien centímetros cúbicos de aceite, registrando la temperatura del vapor en forma sucesiva desde el punto inicial de ebullición y para cada diez centímetros cúbicos que se destilan. Los porcentajes destilados se grafican contra la temperatura para obtener la curva de destilación correspondiente (fig. 3.1). En esta destilación, virtualmente no se produce ningún fraccionamiento y los hidrocarburos no destilan uno por uno, según el orden de sus puntos de ebullición, sino como mezclas de puntos de ebullición sucesivamente más altos.



El segundo método es la destilación de puntos de ebullición verdaderos (TBP), en la que a diferencia de la destilación ASTM se utiliza un gran número de platos y una alta relación de reflujo. Puesto que la destilación ASTM contiene una etapa de equilibrio y el único reflujo que se forma es el generado por pérdidas de calor en el aparato de destilación (condensado que se forma en las paredes frías del matraz), el grado de separación no es tan alto como en el caso de la destilación TBP. La curva de destilación TBP se grafica de manera similar a la ASTM, y los porcentajes destilados pueden identificarse por sus puntos de ebullición como componentes puros, ya que -

se logra una separación casi completa. Normalmente el petróleo crudo se destila por este método mientras que los productos obtenidos de dicha destilación se someten a una destilación ASTM.

A diferencia de lo que ocurre en una destilación por lotes como la ASTM ó TBP, donde el material previamente vaporizado se remueve del sistema, en una columna fraccionadora la vaporización ocurre como un proceso continuo, y el vapor en contacto con el líquido remanente alcanzan el equilibrio en cada etapa del proceso. Una tercera curva de destilación, que indica la temperatura del líquido como función de la composición y a una presión dada cuando se mantiene en equilibrio con su vapor sobre todo el rango de ebullición ó condensación, es la curva de equilibrio ó vaporización instantánea (EFV). En este tipo de destilación el vapor y el líquido se mezclan a una temperatura dada hasta que se establece el equilibrio; registrándose entonces la cantidad vaporizada.

Se han desarrollado métodos gráficos (Fig. 9.1 a 9.5), que permiten relacionar las diferentes curvas de destilación, y así a partir de datos experimentales de destilación TBP ó ASTM obtener las curvas de equilibrio correspondientes.

### 3.2.3 DIAGRAMAS DE FASES.

Normalmente las destilaciones del crudo y sus respectivos cortes se efectúan a presión atmosférica, por lo que las temperaturas de la torre determinadas en las curvas de equilibrio, deben corregirse de acuerdo con la presión parcial de los hidrocarburos en la sección ó plato analizado de la torre.

La construcción de los diagramas de fases (Fig. 3.a a 3.d) permite la determinación directa de las temperaturas de la torre, ya que presentan el porcentaje vaporizado en función de la temperatura y de

la presión parcial. Con los datos obtenidos en las destilaciones ASTM y EFV construiremos los respectivos diagramas de fases del crudo y -- cada uno de los productos; a partir de los datos de la destilación - ASTM y los  $^{\circ}$ API se localiza el punto focal y con la destilación EFV - se definen los puntos finales de cada uno de los parámetros del diagrama.

Además en el diagrama de fases se calcula el punto de ebullición promedio (MABP), que junto con la densidad expresada en  $^{\circ}$ API de cada uno de los productos permite determinar el peso molecular correspondiente, mediante el uso de las figuras 9.6 y 9.7 .

### 3.2.4 ENSAYO DEL PETRÓLEO CRUDO.

El completo análisis del petróleo crudo, usualmente llamado -- "ensayo del petróleo crudo"; incluye además de las destilaciones mencionadas, la mayor parte de la siguiente información:

1. Petróleo crudo .- Densidad expresada en  $^{\circ}$ API (  $^{\circ}$ API =  $141.5/\rho - 131.5$ ), viscosidad, contenido de azufre, presión de vapor, punto de congelación, etc.
2. Fracciones del crudo. - Rendimiento,  $^{\circ}$ API, contenido de azufre, punto de inflamación y de combustión, punto de congelación, punto de humo, punto de anilina, número de octano, etc.

### 3.3 TEMPERATURAS DE LA TORRE.

#### 3.3.1 TEMPERATURA DE LA ZONA DE VAPORIZACIÓN.

Como se menciona en el capítulo anterior, el petróleo crudo bombeado a través de los intercambiadores de calor y calentadores a fuego directo pasa a la sección de vaporización de la torre fraccionadora. La temperatura de esta zona deberá ser la necesaria para vaporizar -- los productos que se extraen en los platos superiores; así como un --

porcentaje del producto residual, con el objeto de aumentar el reflujo interno y mejorar el fraccionamiento.

La fraccionadora opera a una presión ligeramente superior a la atmosférica ( usualmente se conoce como torre atmosférica ), y el vapor inyectado en el fondo reduce la presión parcial de los hidrocarburos de acuerdo a la ley de Dalton :

$$P_h = P_T \left[ \frac{D}{D + VA} \right]$$

$P_h$  = Presión parcial de los hidrocarburos, destilados en la zona de vaporización.

$D$  = Moles/Hr destilados.

$VA$  = Moles/Hr de vapor de agua inyectados en el fondo.

$P_T$  = Presión de la torre (zona de vaporización).

A partir de esta presión y el rendimiento total de destilados ( % vaporizado ), la temperatura de la zona de vaporización puede determinarse en el diagrama de fases del crudo.

### 3.3.2 TEMPERATURA DE LAS EXTRACCIONES LATERALES.

Las temperaturas de las extracciones laterales serán aquellas a las cuales el producto correspondiente se encuentre en fase líquida y pueden ser localizadas en los diagramas de fases a partir de la línea del punto de burbuja ( 0% vaporizado ) y la presión parcial del hidrocarburo en el plato de extracción.

Arbitrariamente se estima que el producto obtenido por encima del plato de extracción considerado no tiene efecto sobre la presión parcial del hidrocarburo en este plato, mientras que los productos superiores restantes se comportan como gases fijos y descienden el punto de condensación de acuerdo con la ley de presiones parciales de Dalton. Así en el plato de extracción de diesel, el vapor de gasoli

na, y el de turbosina actúan como gases fijos, mientras que el vapor de kerosina no tiene ningún efecto en la presión parcial.

De acuerdo con lo expuesto anteriormente, las presiones parciales de los productos laterales en sus respectivos platos de extracción se calcularán de la siguiente forma :

$$P_d = P_T \left[ \frac{RI}{RI + G + T + VA} \right]$$

$$P_k = P_T \left[ \frac{RI}{RI + G + VA} \right]$$

$$P_t = P_T \left[ \frac{RI}{RI + VA} \right]$$

donde:

$P_T$  = Presión existente en la torre.

RI = Moles/Hr de reflujo interno del producto extraído.

G = Moles/Hr de gasolina.

T = Moles/Hr de turbosina.

$P_d, P_t, P_k$  = Presiones parciales del diesel, turbosina y kerosina respectivamente en el plato de extracción.

### 3.3.3 TEMPERATURA DEL DOMO DE LA TORRE.

La temperatura del domo de la torre será aquella a la cual el producto destilado superior, ó sea la gasolina, se encuentre totalmente vaporizada ( 100% vaporización). La presión parcial de la gasolina en el domo estará dada por :

$$P_g = P_T \left[ \frac{G + RSG}{G + RSG + VA} \right]$$

donde:

RSG = Reflujo superior de gasolina (moles/hr).

$P_T$  = Presión en el domo de la torre.

$P_g$  = Presión parcial de la gasolina en el domo.

El vapor de agua corresponde al total introducido a la torre : el vapor inyectado en el fondo de la torre, y el vapor inyectado en los agotadores para ajustar el punto de inflamación de los productos intermedios.

### 3.4 REFLUJOS.

Debido a que el material de alimentación líquido-vapor se introduce a la zona de vaporización de la fraccionadora a una temperatura superior a la de extracción de los productos, debe eliminarse cierta cantidad de calor para mantener el equilibrio térmico. Esta cantidad es conocida como "calor de reflujo".

Existen tres clases de reflujo que eliminan calor en la columna de destilación primaria:

1.- Reflujo superior ó frío.- El reflujo frío se introduce desde el acumulador primario a una temperatura inferior a la del domo de la torre. Este reflujo se vaporiza y es condensado en los condensadores primarios, volviendo en igual cantidad al depósito. Cada kilogramo de reflujo superior, elimina una cantidad de calor igual a la suma de calor latente y de calor sensible requerido para elevar su temperatura desde, la temperatura del acumulador hasta la del domo de la torre.

2.- Reflujo Interno.- El reflujo interno es el líquido de rebose que pasa de un plato a otro de la torre, el cual está siempre substancialmente en su punto de ebullición. Este reflujo solo elimina calor latente, puesto que no se produce ningún cambio de temperatura.



3.- Reflujo lateral ó Circulante .- Los reflujos laterales se extraen de la torre en estado líquido y precaldentan el crudo de carga, regresando a la torre después de haber sido enfriados. Este tipo de reflujo puede usarse para eliminar calor en los puntos situados - debajo de la parte superior de la torre y de esta manera se tiende a disminuir el volumen de los vapores con que debe trabajar la torre. Así, los reflujos laterales ayudan a descongestionar la torre ya que en forma parcial sustituyen al reflujo interno, y como intercambian - calor retornan a la torre más fríos; por lo tanto se requiere una cantidad menor de reflujo interno para mantener el equilibrio térmico.

### 3.5 VAPOR DE AGOTAMIENTO.

En las torres de extracción múltiple, el fraccionamiento no es perfecto; ya que los vapores que pasan por los platos de extracción - constituyen los productos superiores, y por lo tanto los productos - que se extraen en los platos intermedios contienen materiales de bajo punto de ebullición. Debido a esto los productos laterales se desti - lan posteriormente por arrastre con vapor de agua en agotadores, don - de los productos de bajo punto de ebullición son extraídos y junto - con el vapor de arrastre retornan a la torre fraccionadora.

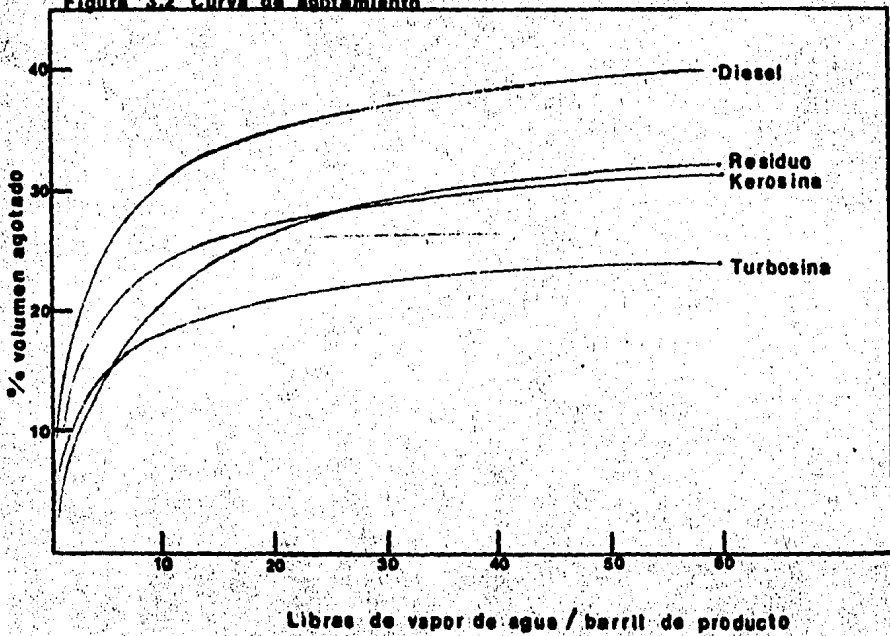
El vapor de agua eleva el punto de inflamación de los productos laterales, así como el producto residual. Los platos situados por en - cima de la zona de vaporización de la torre, actúan como rectificadores, mientras que en los inferiores la destilación es por arrastre -- con vapor de agua. De acuerdo con la tabla 3.1 que indica el número - de platos utilizados en torres atmosféricas, la mayoría de las colum - nas contienen de 20 a 28 platos entre la zona de vaporización y el - domo de la torre, mientras que en las secciones de agotamiento se -- utilizan cuatro platos.

La temperatura de la zona de vaporización y la cantidad de va-

Tabla 3.1 Numero de platos requeridos en torres atmosfericas

SEPARACION	No DE PLATOS
gasolina a turbosina	6 a 8
turbosina a kerosina	6 a 8
kerosina a diesel	4 a 6
diesel a gasoleo pes.	4 a 6
zona de vap. al 1er plato	4
agotadores	4

Figura 3.2 Curva de agotamiento



por inyectado en el fondo de la torre están íntimamente relacionados, para un mismo crudo; si se aumenta el vapor de arrastre se abate la presión parcial y por lo tanto se requiere menor temperatura de la carga.

Aunque el vapor de arrastre se ajusta para garantizar la temperatura de inflamación de los productos, de la curva de agotamiento (fig. 3.2) se puede fijar una relación óptima de 10 Lb/EI para los cálculos correspondientes al balance térmico. En el caso de inyección de vapor en el fondo de la torre la relación de 10 Lb/EI se refiere al volumen de residuo obtenido. Por lo tanto mientras más ligera es la carga se requiere menor cantidad de vapor de arrastre.

### 3.6 DESARROLLO DE CALCULO PARA EL BALANCE TERMICO.

#### 3.6.1 INFORMACION REQUERIDA.

Haciendo un resumen sobre la información necesaria para el desarrollo del balance térmico, la secuencia sería :

#### 1. INFORMACION EXPERIMENTAL.

- 1.1) Destilación TBP de crudo Itsmo.
- 1.2) Destilación ASTM de los cortes obtenidos en la destilación TBP que son : Gasolina, Turbosina, Kerosina y Diesel.
- 1.3) Peso específico del crudo Itsmo y de los productos.

#### 2. INFORMACION AUXILIAR.

- 2.1) Destilación EFV de los productos a partir de las destilaciones ASTM, mediante el uso de las gráficas 9.1 y 9.2 .
- 2.2) Destilaciones ASTM y EFV del crudo Itsmo a partir de la destilación TBP, mediante la gráfica 9.3 para pasar a la ASTM y utilizando las gráficas 9.4 y 9.5 para pasar a la EFV .
- 2.3) Construcción de los diagramas de fases del crudo Itsmo y de los productos a partir de las destilaciones ASTM y

EFV. Estos diagramas permiten determinar las temperaturas de la zona de vaporización, de las extracciones laterales y del domo de la torre, ya que presentan el porcentaje vaporizado en función de la temperatura y de la presión -- parcial.

- 2.4) Determinación del peso molecular del crudo y sus respectivos cortes a partir de la densidad API y el punto promedio de ebullición, mediante la figura 9.7 .
- 2.5) Fijando la carga (Barriles/día) que nos servirá de base - para el balance térmico y tomando en cuenta los rendimientos de productos, así como sus características, se elabora una tabla que presente la siguiente información:

	BLS/D	Peso	°API	PM	% VOL	lb/Hr	Moles/Hr
PETROLEO CRUDO							
GASOLINA							
TURBOSINA							

**INFORMACION  
EXPERIMENTAL**

**CRUDO ITSMO**

°API	33
SSV a 60 °F	60
PTO. DE ESCURR. °C	-27
K VAP	11.9
AZUFRE TOTAL %	1.5
CARBON RB %	3.2
NIQUEL ppm	20

DESTILACION	TBP
	°C
TIE	32
5%	78
10	108
20	156
30	205
40	252
50	302
60	340
70	353
TFE	355

**%VOL RECUPERADO 71**

**TABLA 3.2 CARACTERISTICAS  
DEL CRUDO ITSMO**

GASOLINA		TURBOSINA	KEROSINA	DIESEL
Rendimiento %	31	10	20.9	10.5
°API	58	48.3	40.7	33.5
Azufre total %	0.03	0.1	0.5	0.3
Pto. de inflam. °C	—	51	78	136
" " cong. °C	—	-60	—	-12
Parafinas %	72.1		Punto de humo mm 18.7	Punto de anilina °C 65
Olefinas	—			
Naptenicos	14.4			
Aromaticos	13.5			
Octano base RON	51.7			

DESTILACION	ASTM			
TIE °C	54	160	196	279
10 %	90	166	209	288
30	117	172	222	292
50	142	177	238	296
70	167	184	256	300
90	188	197	274	308
TFE	220	225	293	325

**TABLA 3.3 CARACTERISTICAS DE LOS CORTES  
 OBTENIDOS EN LA DESTILACION TBP  
 DEL CRUDO ITSMO**

**RESIDUO**

<b>Rendimiento</b>	<b>27.8 %</b>
<b>°API</b>	<b>16.8</b>
<b>Azufre total</b>	<b>2.6 %</b>
<b>SSF a 122 °F</b>	<b>85</b>
<b>K vap</b>	<b>11.6</b>
<b>Niquel ppm</b>	<b>7</b>

<b>Destilación</b>	<b>ASTM</b>
<b>TIE</b>	<b>350 °C</b>
<b>5</b>	<b>362</b>
<b>10</b>	<b>370</b>
<b>20</b>	<b>388</b>
<b>30</b>	<b>411</b>
<b>40</b>	<b>441</b>
<b>50</b>	<b>473</b>

**TABLA 3.4 CARACTERISTICAS  
DEL PRODUCTO RESIDUAL DE  
LA DESTILACION TBP**

INFORMACION  
AUXILIAR

Gasolina

%Vol	T <sup>o</sup> F	Dif	Dif	T <sup>o</sup> F
0	129			194
		65	31	
10	194			225
		49	30	
30	243			255
		45	25	
50	288			280
		45	23	
70	333			303
		37	18	
90	370			321
		58	22	
100	428			343

ASTM EFV

Turboquina

%Vol	T <sup>o</sup> F	Dif	Dif	T <sup>o</sup> F
0	320			349
		11	4	
10	331			353
		11	6	
30	342			359
		9	4	
50	351			363
		12	5	
70	363			368
		24	10	
90	387			378
		50	18	
100	437			398

ASTM EFV

Kerosina

%Vol	T <sup>o</sup> F	Dif	Dif	T <sup>o</sup> F
0	385			443
		23	8	
10	408			451
		24	12	
30	432			463
		28	15	
50	460			478
		33	16	
70	493			494
		32	14	
90	525			508
		34	10	
100	559			518

ASTM EFV

Diésel

%Vol	T <sup>o</sup> F	Dif	Dif	T <sup>o</sup> F
0	534			586
		16	6	
10	550			592
		6	4	
30	558			596
		7	3	
50	565			599
		7	3	
70	572			602
		14	5	
90	588			607
		31	9	
100	617			618

ASTM EFV

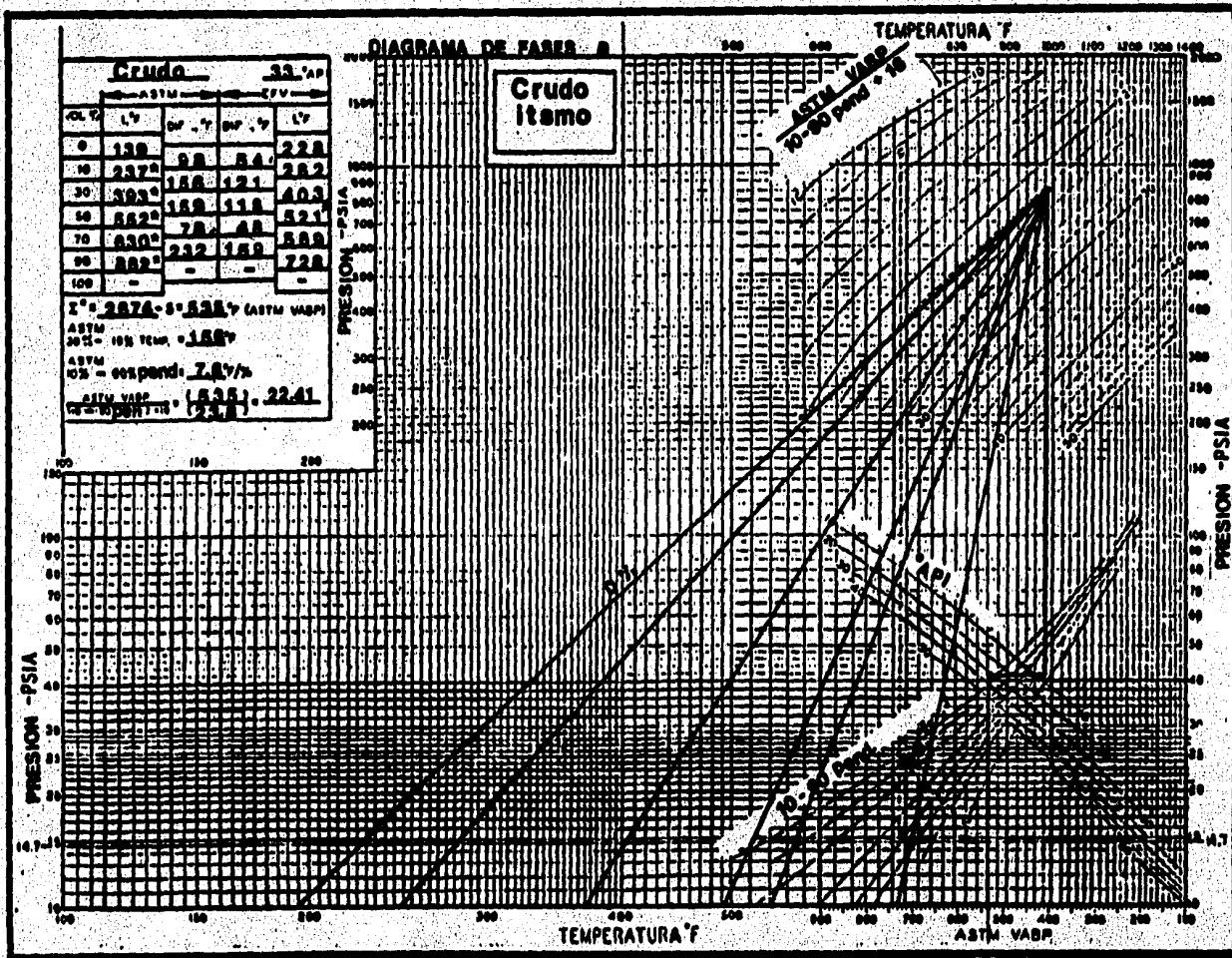
Tabla 3.5 Destilación EFV de los productos a partir de la destilación ASTM

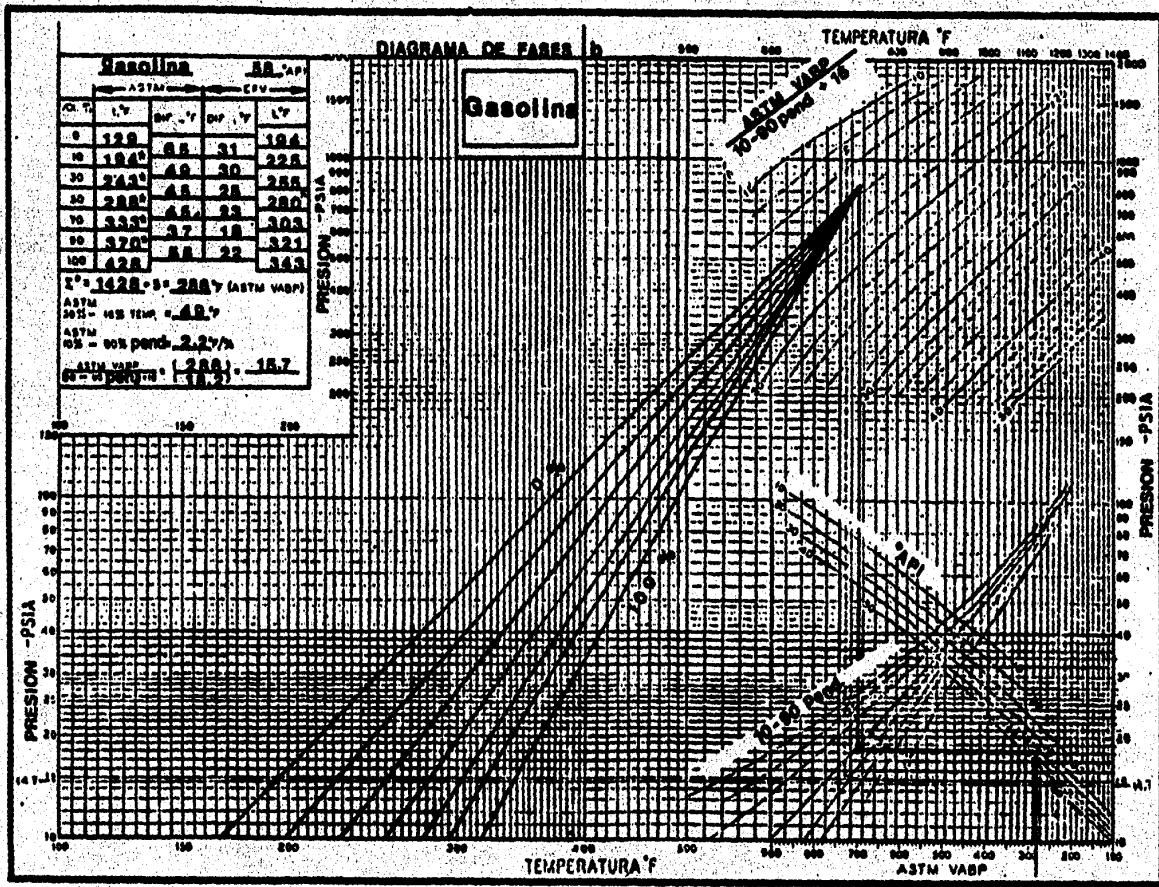


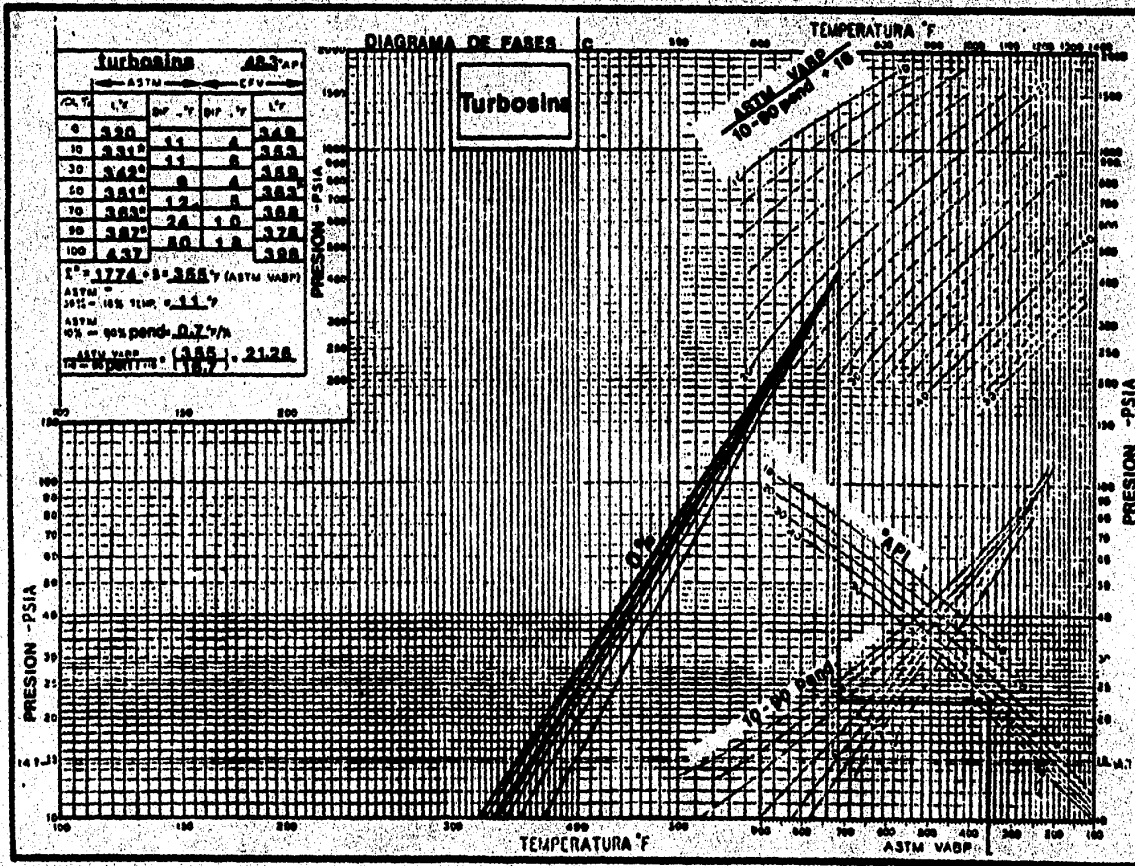
TBP			ASTM	
%Vol	T°F	Dif	Dif	T°F
0	89			139
		137	98	
10	226			237
		175	156	
30	401			393
		175	159	
50	578			552
		92	78	
70	668			630
		282	232	
90	850			862

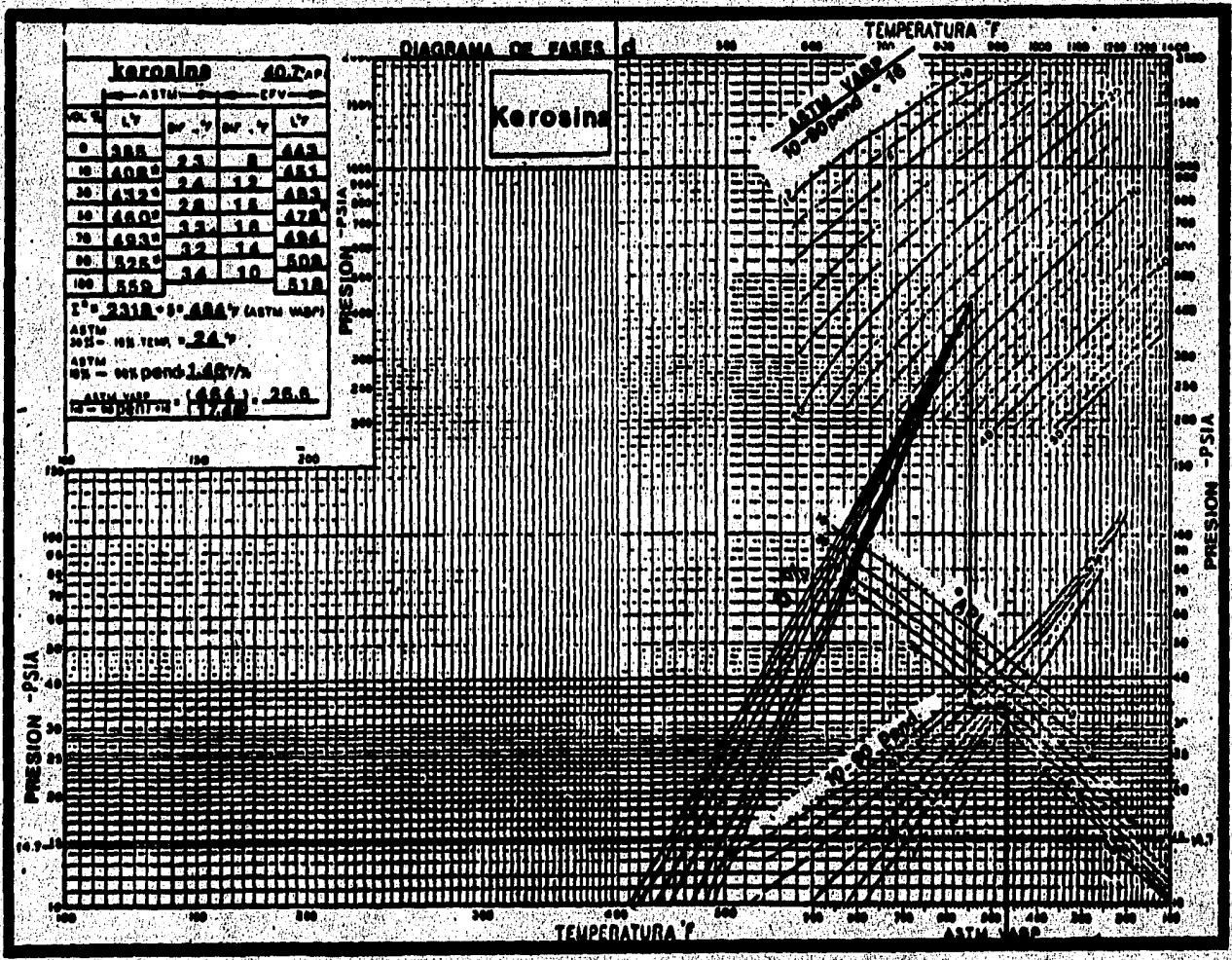
ASTM			EFV	
%Vol	T°F	Dif	Dif	T°F
0	139			228
		98	54	
10	237			282
		156	121	
30	393			403
		159	118	
50	552			521
		78	48	
70	630			569
		232	159	
90	862			728

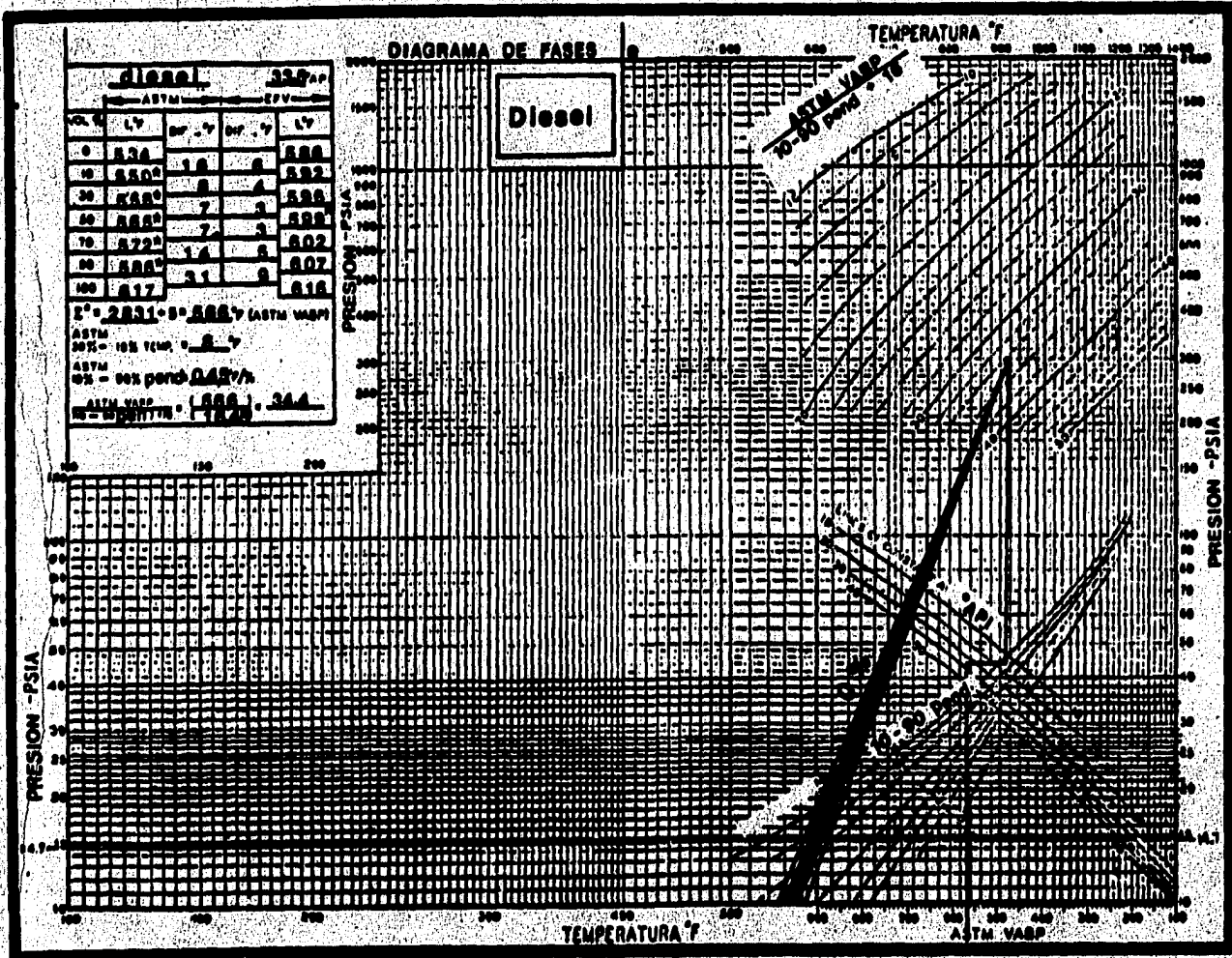
Tabla 3.6 Destilaciones ASTM y EFV del crudo item a partir de la TBP











**DETERMINACION DEL PESO  
MOLECULAR**

	VASP	PEND.	F fig IX.6	MADP VASP - F	PM fig IX.7
CRUDO ITSMO	534.8	7.81	88	446.8	170
GASOLINA	285.4	2.2	13	272.4	118
TURBOSINA	354.5	0.7	4	350.5	140
KEROSINA	463.6	1.46	7	456.6	185
DIESEL	566.2	0.45	2	564.2	230

Tabla 3.7

Tabla 3.8

**DATOS DE CALCULO**

	Bis/D	Peso esp.	°API	PM	% VOL.	Lbs/Hr	Moles/Hr
CRUDO ITSMO	150,000	0.86	33	170	100	1,881,594	11,068
GASOLINA	46,500	0.746	58	118	31	505,974	4,288
TURBOSINA	15,000	0.787	48.3	140	10	172,188	1,230
KEROSINA	31,350	0.82	40.7	185	20.9	374,962	2,027
DIESEL	15,750	0.857	33.5	230	10.5	196,878	856
RESIDUO	41,400	0.954	16.8	266	27.6	576,083	2,166
VAPOR:							
AL FONDO						17,250	958
AL DIESEL						6,563	365
A LA KEROSINA						13,063	726
A LA TURBOSINA						6,250	347



### 3.6.2 BALANCE DE MATERIA Y CALOR.

Para un estudio detallado de una columna de destilación existen dos tipos de balances: el térmico y el hidráulico. Por lo que se refiere a este capítulo únicamente trataremos sobre el balance térmico y solamente nos referiremos al hidráulico cuando hablemos de las alternativas que se presentan al mover los reflujos laterales.

El balance térmico de la torre (fig. 3.3) simplemente sería : calor que entra igual al calor que sale, y estarían comprendidos por:

CALOR QUE ENTRA :

$Q_C$  : Calor de la carga.

$$Q_C = W_{\text{gasolina}} \times H_{VT_{\text{svap}}} +$$

$$W_{\text{turboquina}} \times H_{VT_{\text{svap}}} +$$

$$W_{\text{kerosina}} \times H_{VT_{\text{svap}}} +$$

$$W_{\text{diesel}} \times H_{VT_{\text{svap}}} +$$

$$W_{\text{residuo}} \times H_{LT_{\text{svap}}}$$

$Q_{V1}$  : Vapor de agotamiento al fondo.

$$Q_{V1} = W_{\text{vap fondo}} \times H_{VT_{\text{vap agua}}}$$

$Q_{V2}$  : Vapor de agotamiento al diesel.

$$Q_{V2} = W_{\text{vap dies.}} \times H_{VT_{\text{vap agua}}}$$

$Q_{V3}$  : Vapor de agotamiento a la kerosina.

$$Q_{V3} = W_{\text{vap keros.}} \times H_{VT_{\text{vap agua}}}$$

$Q_{V4}$  : Vapor de agotamiento a la turboquina.

$$Q_{V4} = W_{\text{vap turbo.}} \times H_{VT_{\text{vap agua}}}$$

CALOR QUE SALE :

$Q_R$  : Calor que sale con el residuo.

$$Q_R = W_{\text{residuo}} \times H_{LT_{\text{svap}}} - 30^\circ$$

$Q_D$  : Calor que sale con el diesel.

$$Q_D = W_{\text{diesel}} \times H_{LT_{\text{pd}}} - 18^\circ$$

$Q_K$  : Calor que sale con la kerosina.

$$Q_K = W_{\text{kerosina}} \times H_{LT_{\text{pk}}} - 18^\circ$$

$Q_T$  : Calor que sale con la turboquina.

$$Q_T = W_{\text{turbo.}} \times H_{LT_{\text{pt}}} - 18^\circ$$

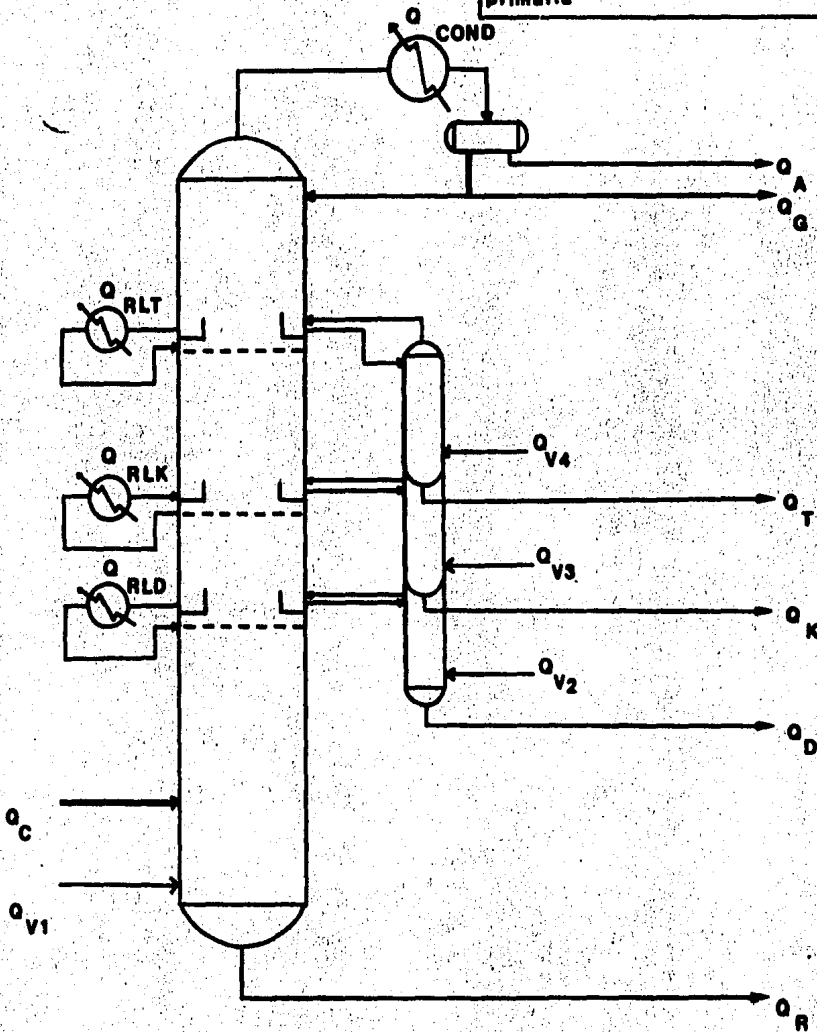
$Q_G$  : Calor que sale con la gasolina.

$$Q_G = W_{\text{gasolina}} \times H_{LT_{\text{acumulador}}}$$

$Q_A$  : Calor que sale con el agua condensada.

$$Q_A = W_{\text{agua}} \times H_{LT_{\text{acumulador}}}$$

Figura 3.3  
Balance total de calor - Torre  
primaria



CALOR QUE SALE :

$Q_{cond}$  = Calor que eliminan los condensadores.

$Q_{cond} = (gasolina + reflujo) \times \Delta H + vapor\ de\ agua \times \Delta H .$

$Q_{RL}$  : Calor eliminado por los reflujo laterales.

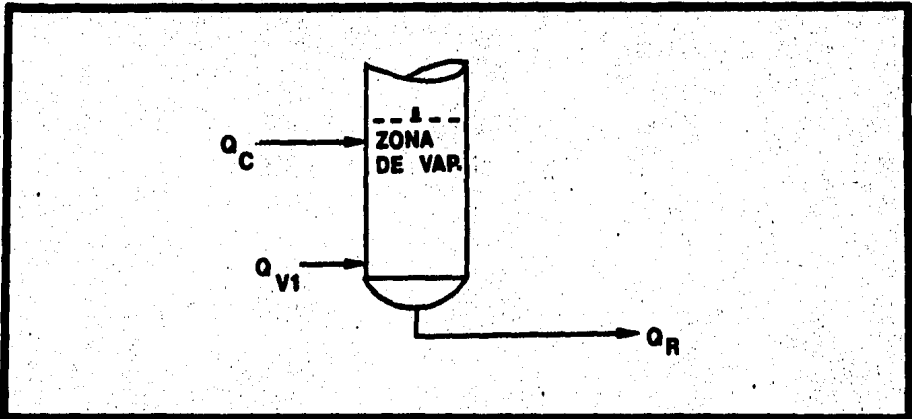
$Q_{RLT} = W\ turbosina \times \Delta H$

$Q_{RLK} = W\ kerosina \times \Delta H$

$Q_{RLD} = W\ diesel \times \Delta H$

Este balance correspondería al total de la torre; sin embargo - para evaluar el comportamiento operacional es necesario efectuar el - balance sección por sección.

Empezando por la parte correspondiente a la zona de vaporización tendremos :



CALOR QUE ENTRA A LA TORRE :

CALOR QUE SALE DE LA TORRE :

$Q_C : W_{gasolina} \times H_v T_{zavap} .$

$Q_R : W_{residuo} \times H_L T_{zavap} - 30^{\circ}$

'Se estima que el residuo se enfría 30°F por efecto del vapor de agua.

$$W_{\text{turbosina}} \times H_V T_{\text{z vap}}$$

$$W_{\text{kerosina}} \times H_V T_{\text{z vap}}$$

$$W_{\text{diesel}} \times H_V T_{\text{z vap}}$$

$$W_{\text{residuo}} \times H_L T_{\text{z vap}}$$

$$Q_{V1} = W_{\text{vap.fondo}} \times H_V T_{\text{vap.agua}}$$

La diferencia sería la cantidad de calor que ascenderá al primer plato de extracción que denominaremos :  $Q_{\text{ext}(1)}$  .

$$Q_{\text{ext}(1)} = ( Q_C + Q_{V1} ) - Q_R$$

Esta cantidad de calor sirve de base para efectuar el balance de calor en el plato de extracción de diesel, y determinar así, el refluj<sup>o</sup> interno y la temperatura del plato.

Para efectuar el balance se recurre al método de prueba y error. Primero, se supone una temperatura de extracción, con la cual se calculan las cantidades de calor de los componentes que salen del plato , tanto en fase líquida (producto que se extrae), como en fase vapor -- (destilados restantes y vapor de agua).

Tabulando lo expuesto anteriormente tenemos:

**PLATO DE EXTRACCION DE DIESEL.**

CALOR QUE ENTRA AL PLATO :

$$Q_{\text{ext}(1)} = ( Q_C + Q_{V1} ) - Q_R$$

CALOR QUE SALE DEL PLATO :

$$W_{\text{gasolina}} \times H_V T_{\text{p diesel}}$$

$$W_{\text{turbosina}} \times H_V T_{\text{p diesel}}$$

$$W_{\text{kerosina}} \times H_V T_{\text{p diesel}}$$

$$W_{\text{vap.fondo}} \times H_V T_{\text{p diesel}}$$

$$W_{\text{diesel}} \times H_L T_{\text{p diesel}}$$

La diferencia entre el calor que entra al plato, y el que sale de él es el calor que eliminará el reflujo interno. Como mencionamos anteriormente, el reflujo interno solo elimina calor latente, por lo que dividiendo la diferencia de calor entre el calor latente del diesel a la temperatura de extracción supuesta, obtendremos la cantidad de reflujo interno necesaria.

Ahora bien, una vez determinado el reflujo interno, calcularemos la presión parcial del hidrocarburo en el plato y con esta presión comprobaremos la temperatura supuesta en el diagrama de fases respectivo, para 0 % de vaporización.

El balance de calor de la torre hasta esta sección sería :

CALOR QUE ENTRA A LA TORRE:

$$\begin{aligned}
 Q_C &: W_{\text{gasolina}} \times H_V T_{\text{zvap}} \\
 &W_{\text{turbosina}} \times H_V T_{\text{zvap}} \\
 &W_{\text{kerosina}} \times H_V T_{\text{zvap}} \\
 &W_{\text{diesel}} \times H_V T_{\text{zvap}} \\
 &W_{\text{residuo}} \times H_L T_{\text{zvap}} \\
 Q_{V1} &: W_{\text{vap.fondo}} \times H_V T_{\text{vap.agua}}
 \end{aligned}$$

CALOR QUE SALE DE LA TORRE :

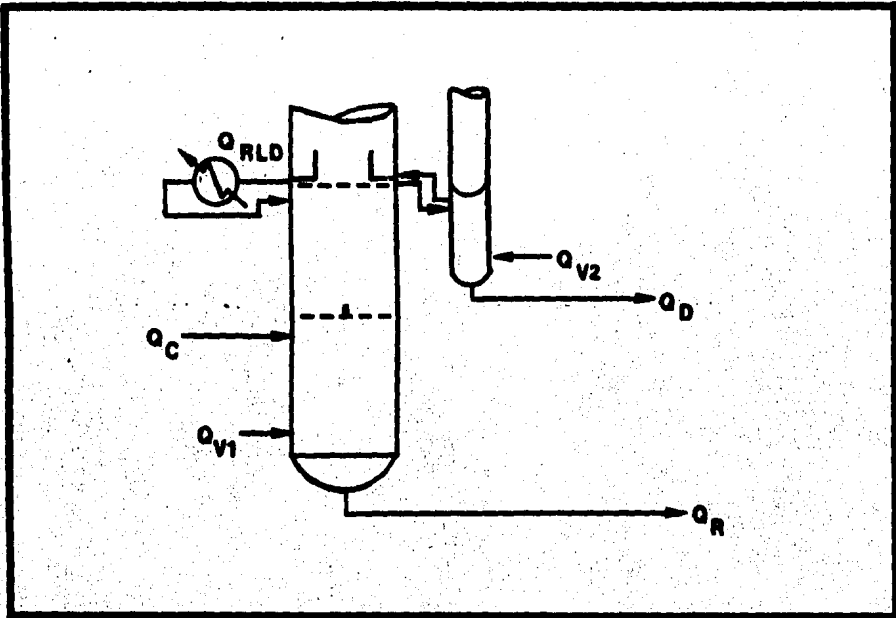
$$\begin{aligned}
 Q_R &: W_{\text{residuo}} \times H_L T_{\text{zvap}} - 30^\circ F \\
 Q_D &: W_{\text{diesel}} \times H_L T_{\text{pdiesel}}
 \end{aligned}$$

La diferencia entre el calor que entra a la torre y el que sale de la misma, es la cantidad de calor que ascendería al siguiente plato de extracción.

Si existe reflujo lateral, entonces el calor que ascendería sería la diferencia anteriormente calculada menos el calor que elimina el reflujo lateral. Por último, en caso de existir retorno de un agotador abajo de la extracción que se considere deberá tomarse en cuenta el contenido de calor del vapor de agotamiento que se alimenta

ya que es una entrada de calor adicional hacia la siguiente extracción.

De acuerdo con lo anterior, el balance quedaría :



CALOR QUE ENTRA A LA TORRE :

$$\begin{aligned}
 Q_C &: W_{\text{gasolina}} \times H_{VT_{\text{zvap}}} \\
 &W_{\text{turposina}} \times H_{VT_{\text{zvap}}} \\
 &W_{\text{kerosina}} \times H_{VT_{\text{zvap}}} \\
 &W_{\text{diesel}} \times H_{VT_{\text{zvap}}} \\
 &W_{\text{residuo}} \times H_{LT_{\text{zvap}}} \\
 Q_{V1} &: W_{\text{vap.fondo}} \times H_{VT_{\text{vap.agua}}} \\
 Q_{V2} &: W_{\text{vap.diesel}} \times H_{VT_{\text{vap.agua}}}
 \end{aligned}$$

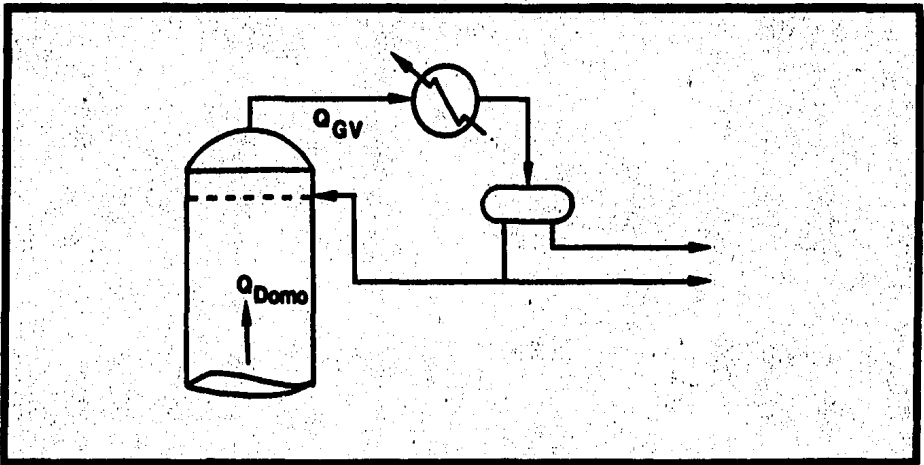
CALOR QUE SALE DE LA TORRE :

$$\begin{aligned}
 Q_R &: W_{\text{residuo}} \times H_{LT_{\text{zvap}} - 30^\circ F} \\
 Q_D &: W_{\text{diesel}} \times H_{LT_{\text{diesel}} - 18^\circ F} \\
 Q_{R.L.D} &: W_{\text{diesel ref.}} (H_{LT_{\text{diesel}}} - H_{L T_{\text{ref}}})
 \end{aligned}$$

El calor que asciende al plato de extracción de kerosina, sirve de base para efectuar el balance de calor en el plato, que se realizaría en forma análoga a la descrita para la primera extracción y así sucesivamente para todas las extracciones laterales.

Después de la última extracción lateral la diferencia de calor del balance de la torre sería la que ascendería a la parte superior de la torre ( $Q_{\text{domo}}$ ).

Con esta cantidad de calor se efectúa el balance en el último plato, con el cual obtendremos el reflujo superior y la temperatura del domo.



CALOR QUE ENTRA AL PLATO :

$Q_{\text{domo}}$

CALOR QUE SALE DEL PLATO:

$$Q_G : W_{\text{gasolina}} \times H_{VT_{\text{domo}}}$$

$$Q_V : W_{\text{vap.total}} \times H_{\text{vap.}T_{\text{domo}}}$$

Dividiendo, la diferencia de calor que entra y sale del plato, entre la diferencia de entalpías de la gasolina, considerando una en fase vapor a la temperatura del domo y la otra como líquido, a la temperatura del acumulador de gasolina; obtenemos el reflujo superior necesario.

Finalmente, con el parámetro de 100% de vaporización y la presión parcial de la gasolina en el domo de la torre, se checa en el diagrama de fases la temperatura supuesta.

#### CARGA TERMICA DE LOS CONDENSADORES.

La carga térmica de los condensadores estará dada por :

$$Q_{\text{Cond.}} = (\text{gasolina producto} + \text{gasolina reflujo}) (H_{VT_{\text{domo}}} - H_{LT_{\text{acum}}}) \\ + \text{Vapor de agua total} (H_{VT_{\text{domo}}} - H_{LT_{\text{acum}}})$$

De esta manera termina el balance térmico de la torre quedando establecidas las temperaturas y los reflujo necesarios.

#### 3.7 BALANCE TERMICO.

##### TEMPERATURA DE LA ZONA DE VAPORIZACION.

De acuerdo con la operación actual consideraremos una presión en la zona de vaporización de la fraccionadora de 28.4 psia, con la cual obtenemos la presión parcial de los hidrocarburos :

$$P_h = 28.4 \left( \frac{4,288 + 1,230 + 2,027 + 856}{4,288 + 1,230 + 2,027 + 856 + 958} \right) = 25.3 \text{ psia.}$$

El rendimiento total de destilados es de 72.4 % de acuerdo con la tabla 3.8; sin embargo, para aumentar el reflujo interno y mejorar el fraccionamiento se recomienda destilar un 5 % del residuo (Overflash), ó sea que el destilado aumentará al 73.78 %.

Con estos valores, en el diagrama de fases del crudo itamo corresponde a una temperatura de 637 °F .



BALANCE DE CALOR DE LA TORRE .- CALOR HACIA EL PLATO DE EXTRACCION DE DIESEL.

CALOR QUE ENTRA A LA TORRE :

$Q_C :$		MMBTU/Hr.
Gasolina =	305,974 (485) <sup>n</sup>	= 245.40
Turbosina =	172,188 (475)	= 81.79
Kerosina =	374,962 (470)	= 176.23
Diesel =	196,878 (460)	= 90.56
Residuo Vapor =	0.05(576,083)(440)	= 12.67
Residuo liq. =	0.95(576,083)(355)	= 194.28
$Q_{q1} :$		
Vapor al fondo =	17,250(1,278) <sup>n</sup>	= 22.05
		<hr/>
		822.98

CALOR QUE SALE DE LA TORRE :

$Q_R :$	MMBTU/Hr
Residuo =	576,083(330) = 190.11

DIFERENCIA = 632.87 MMBTU/hr

TEMPERATURA DEL PLATO DE EXTRACCION DE DIESEL.

Como se había mencionado anteriormente para este cálculo se -- utiliza el método de prueba y error, dando un valor arbitrario de temperatura ó presión parcial y verificándolo al final del procedimiento . Suponiendo una presión parcial de 9.6 psia y con un parámetro de 0 % de vaporización, en el diagrama de fases del diesel; obtenemos una temperatura de 550 °F .

\*Entalpias obtenidas de la fig. 9.8 .

"Características del vapor sobrecalentado : 490 °F y 54.7 psia.

Con esta temperatura y considerando el calor eliminado por el -  
 reflujo lateral de diesel, efectuamos el balance térmico en el plato  
 de extracción.

CALOR QUE LLEGA AL PLATO :

	MMBTU/Hr
De la zona de vapo - rización	= 632.87
$Q_{RLD}$ :	
Calor eliminado por el reflujo lateral	= -25.56
	<hr/>
	607.31

CALOR QUE SALE DEL PLATO :

	MMBTU/Hr
Diesel <sub>L</sub>	= 196,878( 315 ) = 62.02
Gasolina <sub>v</sub>	= 505,974( 430 ) = 217.57
Turbosina <sub>v</sub>	= 172,188( 420 ) = 72.32
Kerosina <sub>v</sub>	= 374,962( 415 ) = 155.61
Vapor al fondo	= 17,250(1,311) = 22.61
	<hr/>
	530.13

DIFERENCIA = 77.18 MMBTU/Hr

Calor latente eliminado por el reflujo interno.

$$\Delta H = H_V 550^\circ F - H_L 540^\circ F = 400 - 305 = 95 \text{ BTU/Lb.}$$

Reflujo Interno.

$$\text{Ref. Int.} = \frac{77.18 \times 10^6 \text{ BTU/Hr}}{95 \text{ BTU/Lb}} = 812,421 \text{ Lb/Hr}$$

$$\text{Ref. Int.} = \frac{812,421 \text{ Lb/Hr}}{250 \text{ Lb/mol}} = 3,250 \text{ Lbmol/Hr.}$$

Verificando la presión parcial :

$$P_D = (28.4 - 8(0.15)) \left( \frac{3,252}{3,532 + 4,288 + 1,230 + 958} \right) = 9.6 \text{ psia}$$

\*Caida de presión por plato.

Ahora efectuaremos el balance total de calor de la torre hasta esta sección, incluyendo el retorno del agotador de diesel.

**BALANCE DE CALOR DE LA TORRE .- CALOR HACIA EL PLATO DE EXTRACCION DE Kerosina.**

<u>CALOR QUE ENTRA A LA TORRE :</u>		<u>CALOR QUE SALE DE LA TORRE :</u>	
	MMBTU/Hr		MMBTU/Hr
Carga	= 800.93	Residuo	= 190.11
Vapor al fondo	= 22.05		
$Q_{V2}$ :		$Q_D$ :	
Vapor		Diesel = 196,878(300)	= 59.06
Diesel = 6,563(1,278)	= 8.39	R.L.D.	= 25.56
	<hr/>		<hr/>
	831.37		274.73

DIFERENCIA = 556.64 MMBTU/Hr.

**TEMPERATURA DEL PLATO DE EXTRACCION DE Kerosina.**

Suponiendo una presión parcial de 14.9 psia y de acuerdo con el diagrama de fases de la kerosina para 0 % de vaporización le corresponde una temperatura de 444 °F .

Con esta temperatura efectuamos el balance térmico en el plato .

<u>CALOR QUE LLEVA AL PLATO :</u>		<u>CALOR QUE SALE DEL PLATO :</u>	
	MMBTU/Hr		MMBTU/Hr
Del balance de la torre	= 556.64	Kerosina <sub>L</sub>	= 374,962( 250 ) = 93.74
$Q_{RLK}$ :		Gasolina <sub>v</sub>	= 505,974( 365 ) = 184.68
Calor eliminado por		Turbosina <sub>v</sub>	= 172,188( 357 ) = 61.47
el reflujo lateral	= <hr/>	Vap.fondo	= 17,250(1,260) = 21.73
	519.23	Vap.diesel	= 6,563(1,260) = 8.27
			<hr/>
			369.89

DIFERENCIA = 149.34 MMBTU/Hr.

Calor latente eliminado por el reflujo interno.

$$\Delta H = H_V 444^{\circ}F - H_L 434^{\circ}F = 350 - 240 = 110 \text{ BTU/Lb.}$$

Reflujo Interno

$$\text{Ref. Int.} = \frac{149.34 \times 10^6 \text{ BTU/Hr}}{110 \text{ BTU/Lb}} = 1,357,636 \text{ Lb/Hr.}$$

$$\text{Ref. Int.} = \frac{1,357,636 \text{ Lb/Hr}}{185 \text{ Lb/Lb mol}} = 7,339 \text{ Lb mol/Hr.}$$

Calculando la presión parcial :

$$P_K = (28.4 - 14(0.15)) \left( \frac{7,339}{7,339 + 4,288 + 958 + 365} \right) = 14.9 \text{ psia}$$

MALANCE DE CALOR DE LA TORRE.- CALOR HACIA EL PLATO DE EXTRACCION DE TURBOSINA.

CALOR QUE ENTRA A LA TORRE :

	MMBTU/Hr
Carga	= 800.93
Vapor fondo	= 22.05
Vapor diesel	= 8.39
$Q_{V3}$ :	
Vapor kerosina = 13,063(1,278)	= 16.69
	<u>848.06</u>

CALOR QUE SALE DE LA TORRE :

	MMBTU/Hr
Residuo	= 190.11
Diesel	= 59.06
$Q_K$ :	
Kerosina = 374,962(235)	= 88.11
R.L.D.	= 25.56
R.L.K.	= 37.41
	<u>400.25</u>

DIFFERENCIA = 447.81 MMBTU/Hr

TEMPERATURA DEL PLATO DE EXTRACCION DE TURBOSINA.

Presión parcial supuesta :

$$P_2 = 20 \text{ psia.}$$

Temperatura correspondiente en el diagrama de fases de la tur-  
bosina para 0 % de vaporización:

$$T_T = 372 \text{ } ^\circ\text{F}$$

CALOR QUE LLEGA AL PLATO :

	MMBTU/Hr
Del balance de la torre	= 556.64
$Q_{\text{RELT}} :$	
Calor eliminado por el reflujo lateral	= -62.86
	<hr/>
	384.95

CALOR QUE SALE DEL PLATO :

	MMBTU/Hr
Turbosina <sub>L</sub>	= 172,188( 205 ) = 35.30
Gasolina <sub>v</sub>	= 505,974( 325 ) = 164.44
Vap.fondo	= 17,250(1,225) = 21.13
Vap.diesel	= 6,563(1,225) = 8.04
Vap. ker.	= 13,063(1,225) = 16.00
	<hr/>
	244.91

DIFERENCIA = 140.04 MMBTU/Hr

Calor latente eliminado por el reflujo interno.

$$\Delta H = H_{372^\circ\text{F}} - H_{L, 362^\circ\text{F}} = 320 - 200 = 120 \text{ BTU/Lb.}$$

Reflujo Interno.

$$\text{Ref. Int.} = \frac{140.04 \times 10^6 \text{ BTU/Hr}}{120 \text{ BTU/Lb}} = 1,167,000 \text{ Lb/Hr}$$

$$\text{Ref. Int.} = \frac{1,167,000 \text{ Lb/Hr}}{140 \text{ Lb/lb mol}} = 8,336 \text{ Lb mol/Hr}$$

Comprobando la presión parcial supuesta :

$$P_T = (28.4 - 22(0.15)) \left( \frac{8,336}{8,336 + 958 + 365 + 726} \right) = 20.14 \text{ psia.}$$

Nuevamente efectuaremos el balance total de la torre; con objeto  
de determinar la cantidad de calor que llega al domo de la columna -  
fraccionadora, donde se extraerá la gasolina en fase vapor.

BALANCE DE CALOR DE LA TORRE .- CALOR HACIA EL DOMO DE LA TORRE

CALOR QUE ENTRA A LA TORRE :

	MMBTU/Hr
Carga	= 800.93
Vapor fondo	= 22.05
Vapor diesel	= 8.39
Vapor kerosina	= 16.69
$Q_{Vh}$ :	
Vapor	
Turbosina = 6,250(1,278)	= 7.99
	<u>856.05</u>

CALOR QUE SALE DE LA TORRE :

	MMBTU/Hr
Residuo	= 190.11
Diesel	= 59.06
Kerosina	= 88.11
$Q_T$ :	
Turbosina = 172,188(195)	= 33.58
R.L.D.	= 25.56
R.L.K.	= 37.41
R.L.T.	= <u>62.86</u>
	496.69

DIFERENCIA = 359.36 MMBTU/Hr

TEMPERATURA DEL DOMO DE LA TORRE.

Suponiendo una presión parcial de 19.5 psia, con 100 % de vaporización en el diagrama de fases de la gasolina, corresponde a una temperatura de 360 °F .

Con la temperatura obtenida, efectuamos el balance térmico en el domo de la torre.

CALOR QUE LLEGA AL PLATO :

MMBTU/Hr  
Del balance de la torre = 359.36

CALOR QUE SALE DEL PLATO :

MMBTU/Hr  
Gasolina<sub>v</sub> = 505,974( 318 ) = 160.90  
Vap.fondo = 17,250(1,220) = 21.04  
Vap.diesel= 6,563(1,220) = 8.00  
Vap.ker. = 13,063(1,220) = 15.94  
Vap.turb. = 6,250(1,220) = 7.63  

---

213.51

DIFERENCIA = 145.85 MMBTU/Hr

Si la gasolina llega al acumulador primario a 210 °F, el calor -  
eliminado por el reflujo superior sería :

$$\Delta H = H_v 359^{\circ}F - H_L 210^{\circ}F = 318 - 108 = 210 \text{ BTU/Lb.}$$

Reflujo superior.

$$\text{Ref. Sup.} = \frac{145.85 \times 10^6 \text{ BTU/Hr}}{210 \text{ BTU/Lb}} = 694,524 \text{ Lb/hr.}$$

$$\text{Ref. Sup.} = \frac{694,524 \text{ Lb/Hr}}{118 \text{ Lb/Lb mol}} = 5,887 \text{ Lb mol/Hr}$$

Recalculando la presión parcial tendremos :

$$P_G = (28.4 - 29(0.15)) \left( \frac{4,288 + 5,887}{4,288 + 5,887 + 2,396} \right) = 19.46 \text{ psia}$$

Por lo tanto la temperatura del domo de la torre será de 360°F .

**CARGA TERMICA DE LOS CONDENSADORES.**

Los condensadores trabajarán con los siguientes vapores :

505,974 Lb/Hr de Gasolina Producto.

694,524 Lb/Hr de Gasolina Reflujo.

43,126 Lb/Hr de Vapor de Agua.

Como se había previsto, dichos vapores se enfriarán inicialmen-

te en los condensadores primarios hasta 210°F, que es la temperatura a la cual la gasolina reflujo retorna al domo de la torre primaria.

La gasolina producto y el vapor de agua, pasarán a los condensadores secundarios donde se enfriarán hasta 100 °F; por lo tanto -- las diferencias de entalpia entre el vapor y líquido será :

$$\Delta H_{\text{Gasolina producto}} = H_V 360^\circ F - H_L 100^\circ F = 318 - 55 = 263 \text{ BTU/Lb}$$

$$\Delta H_{\text{Gasolina reflujo}} = H_V 362^\circ F - H_L 210^\circ F = 318 - 108 = 210 \text{ BTU/Lb}$$

$$\Delta H_{\text{Vapor de agua}} = H_V 360^\circ F - H_L 100^\circ F = 1,219 - 95 = 1,124 \text{ BTU/Lb}$$

El calor eliminado en los condensadores será :

$$\text{Gasolina producto} = 505,974(263) = 133.07 \text{ MMBTU/Hr}$$

$$\text{Gasolina reflujo} = 694,524(210) = 145.89 \text{ MMBTU/Hr}$$

$$\text{Vapor de agua} = 43,126(1,124) = 48.47 \text{ MMBTU/Hr}$$

$$\underline{\underline{327.43 \text{ MMBTU/Hr}}}$$

Por último; con objeto de verificar el cálculo, efectuaremos el balance total de la torre con los resultados obtenidos .

**BALANCE TOTAL DE CALOR .**

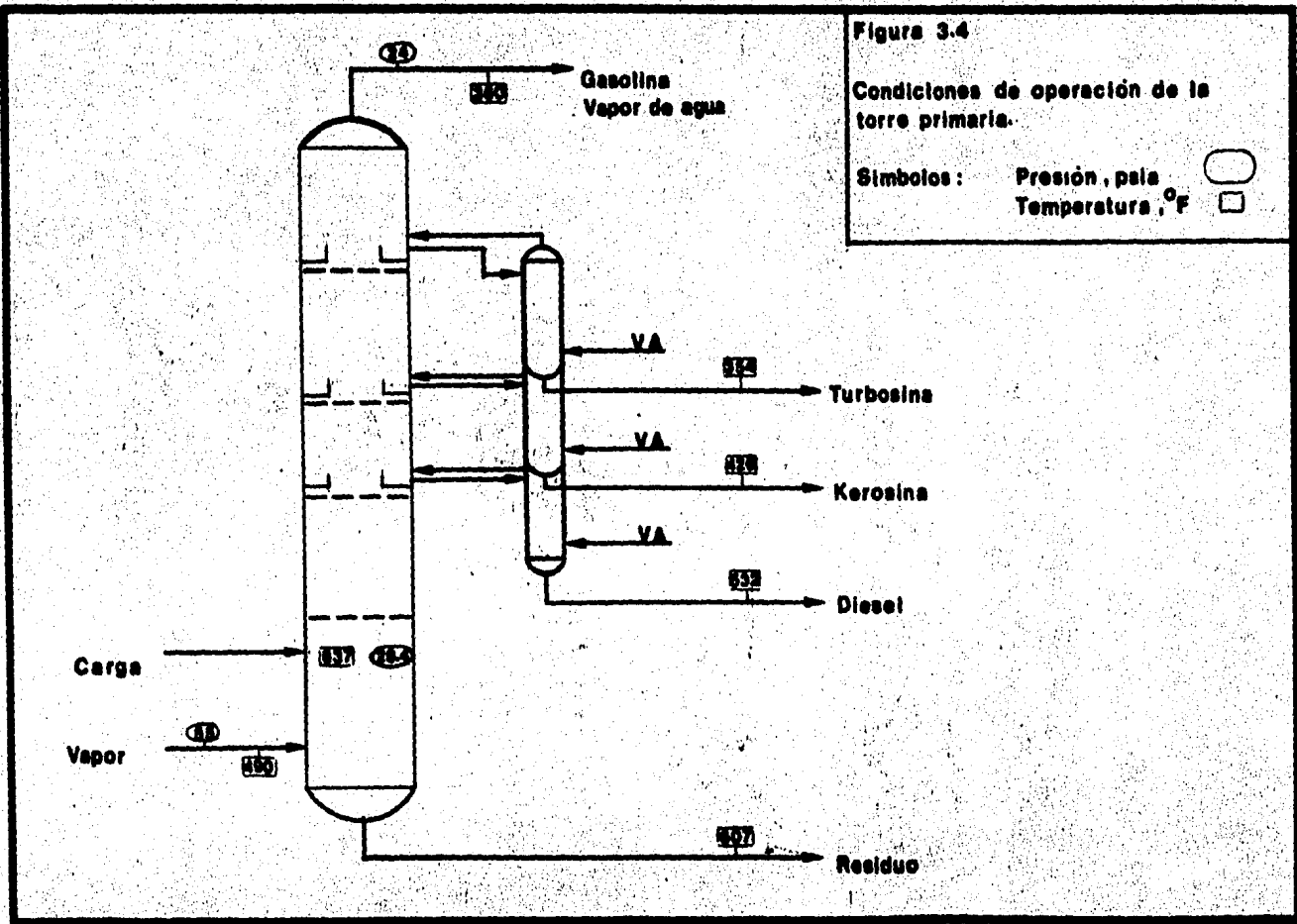
**CALOR QUE ENTRA A LA TORRE :**

	MMBTU/Hr
Carga	= 800.93
Vapor fondo	= 22.05
Vapor diesel	= 8.39
Vapor kerosina	= 16.69
Vapor turbosina	= 7.99
	<u>856.05</u>

**CALOR QUE SALE DE LA TORRE :**

	MMBTU/Hr
Residuo	= 190.11
Diesel	= 59.06
Kerosina	= 88.11
Turbosina	= 33.58
Gasolina producto	= 505,974(55) = 27.83
Agua	= 43,126(95) = 4.10
R.L.D.	= 25.56
R.L.K	= 37.41
R.L.T.	= 62.86
Condensadores	= 327.43
	<u>856.05</u>





**Figura 3.4**  
**Condiciones de operación de la**  
**torre primaria.**

**Símbolos:** Presión, psia    
 Temperatura, °F

#### 4. CALCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.

##### 4.1 INTRODUCCION.

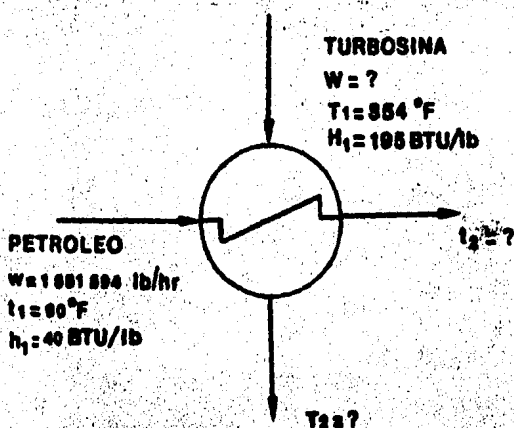
En este capítulo se llevará a cabo el cálculo del equipo necesario para el aprovechamiento térmico de los efluentes de la torre -- fraccionadora, y para el enfriamiento de los productos que se envían a almacenamiento.

Los equipos utilizados son intercambiadores de calor de coraza y tubos; a excepción del enfriamiento de residuo, el cual se lleva a cabo en un serpentín en caja.

Previamente al diseño térmico de los intercambiadores de calor, se determinarán las condiciones de operación por medio de un balance térmico. En adición a las cantidades que circulan, esto incluye especificar las temperaturas de entrada y salida de todas las corrientes.

Finalmente, se describirán las características, ventajas y métodos de diseño térmico de los intercambiadores de calor enfriados por aire; utilizados en las alternativas 2 y 4.

##### 4.2 BALANCE TERMICO.



1. Utilizando un acercamiento ( $\Delta t$ ) de  $45^{\circ}\text{F}$  entre la temperatura de entrada del petróleo y la temperatura de salida de la turbosina :

$$T_2 = 135^{\circ}\text{F} \quad (H_2 = 65 \text{ BTU/Lb} )$$

2. Calor eliminado por el reflujo lateral de turbosina.

$$Q_{\text{RLT}} = 62.86 \times 10^6 \text{ BTU/Hr}$$

3. Reflujo lateral de turbosina.

$$\text{RLT} = \frac{Q_{\text{RLT}}}{H_1 - H_2} = \frac{62.86 \times 10^6}{(195 - 65)} = 483,538 \text{ Lb/Hr}$$

4. Turbosina Producto.

$$W_p = 172,188 \text{ Lb/Hr.}$$

5. Flujo Total de Turbosina.

$$W = \text{RLT} + W_p = 483,538 + 172,188 = 655,726 \text{ Lb/Hr}$$

6. Calor total transferido.

$$Q = W ( H_1 - H_2 ) = 655,726 ( 195 - 65 ) = 85.24 \text{ MMBTU/Hr}$$

7. Balance de Calor.

$$Q = W ( H_1 - H_2 ) = w ( h_2 - h_1 )$$

8. Temperatura de salida del petróleo crudo.

$$h_2 = \frac{Q}{w} + h_1 = \frac{85.24 \times 10^6}{1,881,594} + 40 = 85.23 \text{ BTU/Lb}$$

$$t_2 = 180^{\circ}\text{F}$$

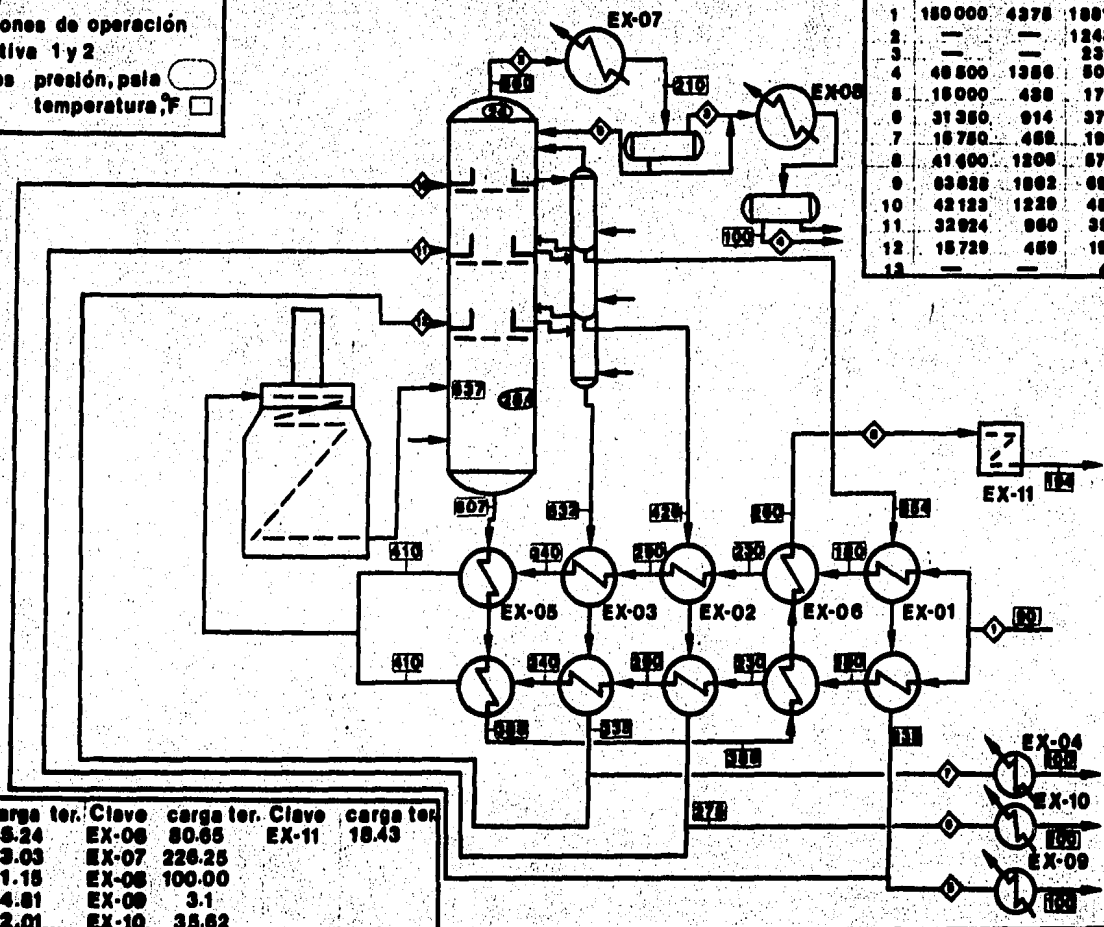
De forma análoga, mediante el balance térmico en cada uno de los intercambiadores se determinaron las condiciones de operación especificadas en las figuras 4.1 y 4.2. En el caso de los condensadores de gasolina, las condiciones de operación respectivas, se determinarán en el capítulo 5 a partir de las curvas de condensación de la mezcla gasolina - vapor de agua (Figura 5.3 y 5.4).

Fig 4.1

Condiciones de operación

Alternativa 1 y 2



Simbolos presión, psia   
 temperatura, °F 

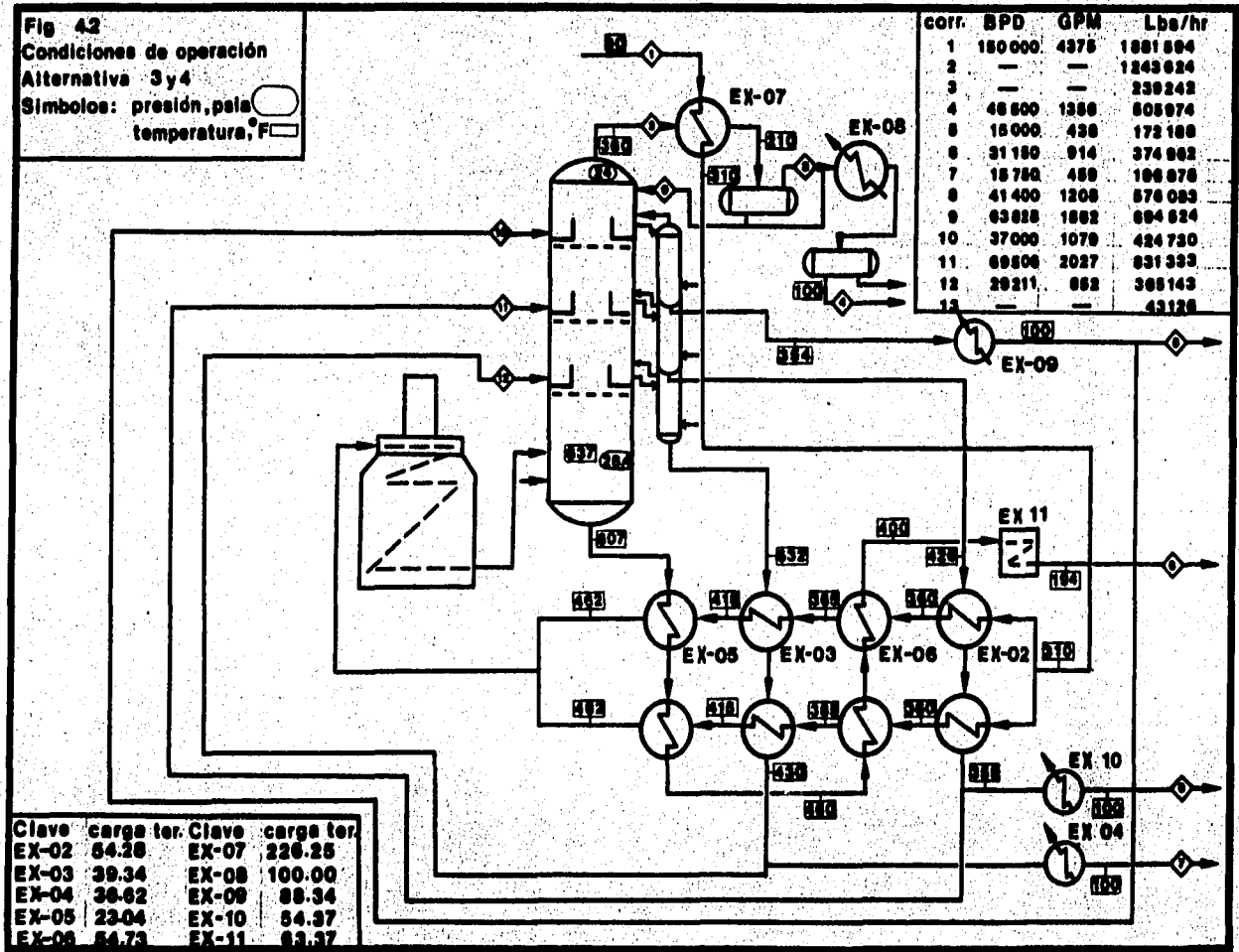


Corr.	BPD	GPM	Lbs/hr
1	150000	4375	1081564
2	—	—	1243624
3	—	—	239242
4	48600	1356	505074
5	15000	428	172188
6	31360	914	374982
7	15750	468	188078
8	41600	1208	576083
9	83028	1802	694524
10	42123	1228	489538
11	32924	960	383789
12	15728	468	188016
13	—	—	42128

Clave	carga	ter.	Clave	carga	ter.	Clave	carga	ter.
EX-01	85.24		EX-06	80.65		EX-11	18.43	
EX-02	73.03		EX-07	226.25				
EX-03	51.16		EX-08	100.00				
EX-04	24.81		EX-09	3.1				
EX-05	42.01		EX-10	35.62				

Fig 43  
 Condiciones de operación  
 Alternativa 3y4

Simbolos: presión, psia   
 temperatura, F 



corr.	BPD	GPM	Lbs/hr
1	150000	4375	1881594
2	—	—	1243624
3	—	—	239242
4	48500	1356	505974
5	15000	438	172188
6	31180	914	374662
7	15750	450	199878
8	41400	1200	578082
9	63828	1802	894624
10	37000	1070	424730
11	69806	2027	831392
12	20211	562	265142
13	—	—	43128

Clave	carga ter.	Clave	carga ter.
EX-02	54.28	EX-07	226.25
EX-03	39.34	EX-08	100.00
EX-04	36.62	EX-09	88.34
EX-05	23.04	EX-10	54.37
EX-06	54.73	EX-11	63.37

#### 4.3 SELECCION DEL TIPO DE INTERCAMBIADOR.

El tipo de intercambiador más ampliamente usado en las plantas de procesos químicos, es el intercambiador de coraza y tubos.

De acuerdo con su geometría y tipo de construcción, los intercambiadores de calor de coraza y tubos se subdividen en tres tipos -- principales: de cabezal fijo, de tubos en U y de cabezal flotante. Estos últimos son los más ampliamente utilizados en las refinerías de petróleo.

Aunque los intercambiadores de cabezal flotante interno tienen -- limitaciones, como son su alto costo, y el peligro de mezcla de fluidos por falla del empaque interno; se tienen las siguientes ventajas:

1. El haz de tubos puede moverse para la limpieza mecánica de los tubos y para inspección.

2. Tubos rectos, reemplazables y con facilidad de limpieza, -- sin necesidad de remover el haz.

3. El cabezal flotante absorbe las expansiones entre los tu -- bos y la envolvente.

Por otro lado, considerando que en las refinerías existen gran -- cantidad de intercambiadores de calor, se tiende a instalar el tipo - 1-2 ( un paso en la coraza y dos ó más pasos en los tubos), con ob -- jeto de estandarizar los equipos.

Si se requiere instalar un intercambiador 2-4; se conectarán dos intercambiadores 1-2 en serie, ya que no se permite el uso de -- deflectores longitudinales; mediante los cuales se logran dos ó más pasos en la coraza.

Con respecto a los materiales de construcción, el más utiliza -- do es el acero al carbón. Los tubos de aleaciones de cobre, sobre -- todo latón admiralty, se utilizan en los enfriadores de productos.

En el proceso de destilación primaria, los principales proble -- mas de corrosión se tienen en los condensadores de gasolina . Las -

trazas de ácido sulfhídrico que acompañan a los hidrocarburos en -- presencia de humedad forman ácido sulfúrico, el cual ataca a los materiales. Es por esta razón que se utiliza el metal monel en estos -- equipos, capaz de presentar una buena resistencia a los ataques de -- corrosión.

#### 4.4 DISEÑO TÉRMICO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

En diversas obras sobre transferencia de calor se ha descrito el procedimiento para el diseño térmico de un intercambiador de calor. En particular, el método de Kern para el diseño de intercambiadores de calor de coraza y tubos, ha dado origen a la mayoría de los métodos usados en la práctica.

Para el diseño de intercambiadores por el método de Kern ó método tradicional, los cálculos se efectúan siguiendo una serie de pasos ordenados; considerando la existencia de un intercambiador, el cual se va a probar para un factor de obstrucción y caídas de presión permisibles. El procedimiento general es como sigue :

1. Se especifican las condiciones de operación necesarias : flujos, temperaturas, factores de obstrucción y caídas de presión permisibles.
2. Cálculo de la carga térmica (Q), por balance de calor .
3. Cálculo de la diferencia verdadera de temperatura ( At ) .
4. Suponer un coeficiente global de transferencia de calor --- (  $U_d'$  ), y calcular el área tentativa:

$$A' = \frac{Q}{U_d' \cdot At}$$

5. Seleccionar las dimensiones de la tubería :

DE = Diámetro externo del tubo ,  $L_t$  = Longitud de tubo ,

Pt = Espaciamiento entre los tubos, arreglo de los tubos,

$a''$  = Superficie de tubo por longitud de tubo ( se supondrá - también el espaciado entre los baffles, B).

6. Cálculo del número de tubos.

$$N_t = \frac{A}{a'' L_t}$$

7. Seleccionar el diámetro interno de la coraza ( $D_{i,c}$ ) y el -- número de pasos por los tubos. (en base al número de tubos más cercano al calculado,  $N_t$ ) ;

8. Cálculo del área de transferencia real.

$$A = N_t L_t a''$$

9. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor real.

$$U_d = \frac{Q}{A \Delta t}$$

10. Cálculo de los coeficientes térmicos de película de ambos - fluidos ( $h_o$  ,  $h_{i,o}$ ), utilizando las correlaciones adecuadas.

11. Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor - a partir de los coeficientes de película calculados, y el - factor de obstrucción permisible.

$$U_d = ( 1/h_o + 1/h_{i,o} + R_d )^{-1}$$

Si el coeficiente global de transferencia de calor calculado es un poco mayor ó igual al estimado, significa que el -- cambiador de calor es térmicamente aceptable en su funcio - namiento. En caso contrario se deberá aumentar el área de - transferencia ó la turbulencia de los fluidos.

En el método tradicional, se requiere de tanteos en diversas -- partes del cálculo, lo cual resulta tedioso. El único método verdade - ramente rápido para el diseño de intercambiadores de calor es aquel ,



en el cual el coeficiente total se supone con base en experiencias - previas y a partir del mismo se calcula el área. Este método es válido para estimaciones y comparaciones rápidas de distintas cotizaciones de cambiadores de calor.

La selección de un coeficiente total con frecuencia puede ser hecha, con un grado de regular exactitud, particularmente cuando se dispone de una buena información sobre la operación de intercambiadores de calor en servicios similares.

**APLICACION DEL METODO DE DISEÑO.**

**EX - 01 PRECALENTADOR DE CRUDO POR TURBOSINA.**

Fluido	CORAZA Turbosina	TUBOS Petróleo Crudo
Flujo (lb/hr)	655,726	1,881,594
Temperatura de entrada °F	354	90
Temperatura de salida °F	135	180
Caida de presión permisible (lb/in <sup>2</sup> )	10	10

Calor Intercambiado :  $Q = 85.24 \text{ MMBTU/Hr}$

Coefficiente Global de transferencia de calor  $U_d = 60 \text{ BTU/Hrft}^{20} \text{F}$   
 $U_c = 98 \text{ "}$

Factor de Obstrucción

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c U_d} = 0.006 \text{ Hrft}^{20} \text{F} / \text{BTU}$$

1. Diferencia verdadera de temperatura.

$$LMTD = \frac{(354 - 180) - (135 - 90)}{\ln \frac{354 - 180}{135 - 90}} = 95.38 \text{ } ^\circ \text{F}$$

$$R = \frac{354 - 180}{180 - 90} = 2.43$$

$$S = \frac{180 - 90}{354 - 90} = 0.34$$

Intercambiador 1 - 2 Inoperable (Fig. 18 , Kern).

Intercambiador 2 - 4  $F_t = 0.9$  (Fig. 19 , Kern).

Se utilizarán cuatro intercambiadores 1-2 en arreglo 2 serie ,  
2 paralelo.

$$\Delta t = 95.38 ( 0.9 ) = 86 \text{ } ^\circ\text{F}$$

2. Area de Transferencia de Calor.

$$A_t = \frac{85.24 \times 10^6 \text{ BTU/Hr}}{60 \text{ BTU/Hr Ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} (86 \text{ } ^\circ\text{F})} = 16,519 \text{ Ft}^2$$

Superficie por intercambiador ;  $A = 16,519/4 = 4,130 \text{ Ft}^2$

4. Número de tubos requeridos.

Características de los tubos:

DE = 1 in  $L_t = 20 \text{ ft}$

$a'' = 0.2618 \text{ Ft}^2/\text{Ft}$   $pt = 1 \text{ } 1/4 \text{ in}$  arreglo □

$$N_t = \frac{4,130 \text{ Ft}^2}{0.2618 \text{ Ft}^2/\text{ft} (20\text{ft})} = 789 \text{ tubos}$$

No. de tubos mas cercano ; 756 para un diámetro de coraza

$D_{10} = 42 \text{ ''}$  (Tabla 11.3, Perry) ; por lo tanto la superficie -  
de transferencia de calor total será :

$$A = 756 (20) (0.2618) = 3,958 \text{ Ft}^2$$

$$A_t = 3,958 ( 4 ) = 15,832 \text{ Ft}^2$$

#### 4.5 METODO DE GILMOUR.

Aunque este método se utilizara para el diseño térmico de los  
condensadores primarios de gasolina, en este capítulo describiremos -  
sus fundamentos.

El calor que se intercambia durante cualquier operación debe -  
transmitirse através de diversas resistencias que son representadas -  
por las siguientes zonas ó capas:

**TABLA 4.1 CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LOS  
PRECALENTADORES DE CRUDO**

**ALTERNATIVA 1 Y 2**

CLAVE	EX-01	EX-06	EX-02	EX-03	EX-05
SERVICIO	PREC. DE CRUDO POR TURBOSINA	PREC. SEC. DE CRUDO POR RESIDUO	PREC DE CRUDO POR KEROSINA	PREC. DE CRUDO POR DIESEL	PREC. PRIM. DE CRUDO POR RESIDUO
No DE UNIDADES	4	2	4	4	4
CARGA TERMICA MMBTU/hr	85.2	42.0	73.0	51.1	80.6
COEFICIENTE GLOBAL BTU/hr ft <sup>2</sup> F	60	51	76	62	53
AREA DE TRANSFE- RENCIA TOTAL ft <sup>2</sup>	15 832	7 916	11 980	7 036	15 832
<b>ALTERNATIVA 3 Y 4</b>					
CLAVE		EX-02	EX-06	EX-03	EX-05
No DE UNIDADES		4	2	2	4
CARGA TERMICA		54.2	23.0	39.3	54.7
COEFICIENTE GLOBAL		76	51	62	53
AREA DE TRANSFE- RENCIA TOTAL ft <sup>2</sup>		13 404	7 916	6 702	13 404

**TABLA 4.2 CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE LOS ENFRIADORES DE PRODUCTOS**

**ALTERNATIVA 1 Y 2**

CLAVE	ALTERNATIVA 1				ALTERNATIVA 2		
	EX-09	EX-10	EX-04	EX-11	EX-15	EX-12	EX-13
SERVICIO	ENF. DE TURROSINA	ENF. DE KEROSINA	ENF. DE DIESEL	CAJA ENF. DE RESIDUO	ENF. DE GASOLINA	ENF. SEC. DE KEROSINA	ENF. SEC. DE DIESEL
No DE UNIDADES	2	2	2	1	2	2	2
CARGA TERMICA MM BTU/hr	3.1	354	248	184	110	7.5	3.7
COEFICIENTE GLOBAL BTU/hr ft <sup>2</sup> °	82	93	62	276	76	93	62
AREA DE TRANSFERENCIA TOT. ft <sup>2</sup>	2932	7916	5990	5355	10636	5310	4084
AGUA DE ENF. TOTAL Lb/hr	140909	1619091	1127727	837727	500000	340909	170000

**ALTERNATIVA 3 Y 4**

	ALTERNATIVA 3				ALTERNATIVA 4		
	4	4	2	1	2	2	2
No DE UNIDADES	4	4	2	1	2	2	2
CARGA TERMICA	88.3	54.3	36.6	63.3	110	7.5	3.7
AREA DE TRANSFERENCIA TOT. ft <sup>2</sup>	15833	6166	6702	12713	10636	5310	4084
AGUA DE ENF. TOTAL Lb/hr	4016454	2471364	1664845	2890455	500000	340909	170000

TABLA 4.2 CONTINUACION	
CLAVE	ALT. 4 EX-14
SERVICIO	ENF. SEC. DE TURBOSINA
No DE UNIDADES	2
CARGA TERMICA	3.8
COFF. GLOBAL	82
AREA	2 932
AGUA DE ENF.	164 548



$$Q = UA \Delta t = h_o A \Delta T_o = h_s A \Delta T_s = h_w A \Delta T_w = h_i A \Delta T_i$$

Cada una de estas resistencias térmicas puede evaluarse en forma de recíproco del coeficiente de película de cada capa, ó tambien como fracción de la diferencia media de temperatura entre los dos fluidos.

$$\Delta T = \frac{1}{U_d} \left[ \frac{Q}{A} \right] = \frac{Q}{A} \left[ \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_w} + \frac{1}{h_i} \right]$$

$$\Delta T = \Delta T_0 + \Delta T_1 + \Delta T_w + \Delta T_2$$

Por lo tanto si la suma de las diferencias de temperatura -- a través de cada una de las resistencias es mayor que la diferencia -- media de temperatura entre los dos fluidos, el cambiador tiene un -- área demasiado pequeña para transferir la carga térmica. En cambio -- si la suma de las diferencias de temperatura a través de cada una de las resistencias fuese menor, que la diferencia verdadera de tempera -- tura, significaría que el cambiador tiene área de sobra para efectuar la operación. De lo anterior se deduce que el diseño óptimo debe -- pugnar por obtener una suma de las diferencias de temperatura ---- a través de cada capa igual ó muy ligeramente menor que la diferencia media de temperatura. Sobre esta base, Gilmour ideó un método en el cual evalúa separadamente la diferencia de temperatura a través de ca -- da una de las resistencias.

El cálculo se hace con el producto de los siguientes factores:  $F_p$  (Factor de propiedades físicas correspondientes a cada capa), --  $F_w$  (Factor de trabajo, en función de las condiciones de operación a la entrada y a la salida; gastos, temperaturas, y calor latente, si -- existe cambio de fase),  $F_m$  (factor mecánico, que depende de variables y dimensiones del cambiador de calor) y  $F_n$  (factor numérico, que es una constante convencional según se trate de fluidos líquidos ó -- gaseosos, ó según el arreglo de los tubos).

Los productos de estos factores equivalen, en forma fracciona -- ria, a la magnitud de la diferencia de temperatura a través de cada una de las resistencias :

$$PF_1 = F_n \times F_p \times F_w \times F_m = \Delta T_1 / \Delta T$$

donde :

$$PF_1 = \text{Película dentro de los tubos.}$$

Al estar representadas como fracciones, se infiere que la suma de los cuatro productos resultantes debe ser igual ó ligeramente -- menor que 1.0 , para que un cambiador se considere bien diseñado.

$$\frac{\Delta T_0}{\Delta T} + \frac{\Delta T_1}{\Delta T} + \frac{\Delta T_w}{\Delta T} + \frac{\Delta T_s}{\Delta T} = 1.0$$

$$PF_d + PF_1 + PF_w + PF_s = 1.0$$

Para utilizar este método se suele comenzar suponiendo un -- cambiador de calor con sus dimensiones y características ya determi -- nadas y a partir de ellas, aplicando la metodología de cálculo mencio -- nada anteriormente, verificar si es adecuado para la operación ó si debe ser modificado en alguna de sus variables. En caso de que el -- cambiador sea aceptable, se calcula el coeficiente global de trans -- ferencia térmica ( $U_d$ ), y también es posible evaluar los coeficien -- tes de película, dividiendo el coeficiente global entre el producto de los factores :

$$U_d = \frac{Q}{A \Delta T}$$

$$At_1 = \Delta T PF_1 = \frac{Q}{h_1 A}$$

en donde :

$$h_1 = \frac{Q}{\Delta T PF_1 A} = \frac{U_d}{PF_1}$$

#### 4.6 INTERCAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE.

##### 4.6.1 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

Desde hace algunos años, el aire de la atmósfera ha sido en -- pleada para enfriar fluidos de proceso en lugares donde no se dispo -- ne ó se dispone de poca agua de enfriamiento, ó bien, al uso de sata-

no es económico.

Los intercambiadores de calor que utilizan aire como medio de enfriamiento, son comunmente conocidos en la industria con el nombre de solcaires; y consisten de un banco de tubos aletados a través del cual pasa el fluido de proceso. El aire se impulsa a través del banco de tubos mediante un ventilador de tipo axial; ya sea en forma inducida ó forzada, dependiendo de que el ventilador esté arriba ó abajo del banco de tubos.

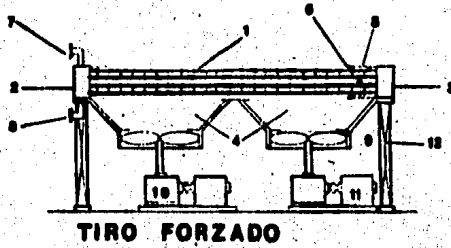
En las unidades de tiro inducido, debido a la posición del ventilador y la cámara de aire, este va a tener una mejor distribución a través del banco de tubos; además se aumenta su velocidad de salida, por la succión provocada por el ventilador, eliminandose la posible recirculación de aire caliente a la entrada del equipo.

En las unidades de tiro forzado, si bien la distribución del aire no es tan uniforme como en el tiro inducido, el volumen de aire a manejar para un mismo servicio es menor que en el caso de tiro inducido, teniendo por consiguiente un menor consumo de potencia en los ventiladores. Otra ventaja que presentan las unidades de tiro forzado es que se colocan flechas y soportes de menor longitud que en el caso de tiro inducido.

Aunque la mayoría de los autores se inclinan a favor de tiro inducido desde el punto de vista termodinámico, sin embargo, al considerar la economía total se inclinan a favor del tiro forzado.

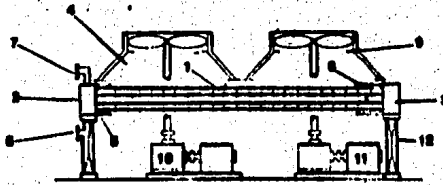
Por otra parte, es importante mencionar que el uso del tiro inducido, permite con mayor facilidad, la instalación del equipo sobre otros equipos mecánicos, como intercambiadores de coraza y tubos ó grupos de tuberías; reduciendose así los problemas de su localización en la planta.





**TIRO FORZADO**

- |                          |                               |
|--------------------------|-------------------------------|
| 1 Tubos aislados         | 7 Entrada del fluido caliente |
| 2 Cabezal fijo           | 8 Salida del fluido frio      |
| 3 Cabezal flotante       | 9 Venturi                     |
| 4 Camara del aire        | 10 Reductor de velocidad      |
| 5 Soporte de los tubos   | 11 Motor                      |
| 6 Soporte de los canales | 12 Soporte                    |



**TIRO INDUCIDO**

#### 4.6.2 BASES DE DISEÑO.

Los parámetros básicos para el diseño de intercambiadores de calor enfriados por aire son :

##### 1. BANCO DE TUBOS ALETADOS.

Debido a que el aire tiene un volumen específico 830 veces mayor que el del agua, y su calor específico es una cuarta parte del calor específico del agua; se encuentra en desventaja para el enfriamiento de una corriente de proceso con respecto a esta.

De aquí que para suplir esa diferencia se utilicen superficies extendidas, ó sea tubos aletados que ofrecen una mayor área de transferencia de calor.

El tipo de aleta más utilizado en los solaires, es de aleta transversal, la altura de estas últimas varía de 0.5 a 0.625 in y el número usual de aletas por pulgada oscila entre 7 y 11.

Generalmente el diámetro exterior del tubo desnudo es de una pulgada y el espaciamiento entre tubos varía desde 1.5 a 2.5 in. -- teniendo siempre arreglo triangular y una profundidad de 4 a 6 hileras (no. de camas de tubos).

A un banco de tubos se le conoce como sección, siendo este de dimensiones variables, de acuerdo con la carga térmica por remover en el equipo. Debido a que las cargas térmicas en servicios de refinerías petroleras son grandes, se utilizan tubos de 24 y 30 ft de longitud; mientras que el ancho por sección varía de 8 a 14 Ft.

El banco de tubos, al igual que el haz de tubos lisos, en un cambiador de coraza y tubos están unidos en sus extremos por dos caezales, donde se alimenta el fluido de proceso que se desea enfriar.

##### 2. FORMA DE MANEJAR EL VOLUMEN DE AIRE.

La efectividad de estos equipos depende básicamente de la manera que se haga pasar el aire de enfriamiento a través del banco de

tubos. Esto va a depender principalmente del diseño de la cámara de aire y de los ventiladores utilizados en el equipo.

Por lo general en equipos de tiro forzado se colocan los ventiladores a una distancia aproximada de  $1/2$  a  $3/4$  del diámetro del ventilador, y en tiro inducido de  $1/3$  del diámetro con respecto al haz de tubos.

Los ventiladores más utilizados; como se mencione anteriormente son los de tipo axial, ya que pueden manejar grandes volúmenes de -- aire ocasionando pequeñas caídas de presión. Los diámetros estandar de los ventiladores varían de 5 a 14 ft (el diámetro suele ser igual ó un poco menor que el ancho de la sección) y generalmente constan de 4 a 6 aspas.

Se debe tratar que el área de flujo cubierta por los ventiladores en una sección sea como mínimo el 40 % del área de flujo del -- banco de tubos.

Los ventiladores de tipo axial pueden mover un volumen determinado de aire, cuando la velocidad de rotación y arreglo de las aspas es constante. Así se puede obtener una variación en el flujo de -- aire, ajustando el ángulo de las aspas del ventilador, así como su -- velocidad de rotación.

Como impulsores de los ventiladores se usan comúnmente motores eléctricos ó turbinas de vapor, que se conectan con engranajes ó -- bandas en V.

#### 4.6.3 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL EQUIPO DE ENFRIAMIENTO.

##### VENTAJAS.

1. Siempre tendremos aire a nuestra disposición.
2. La localización de la planta no estará restringida a la localización de la fuente de agua.

3. Los costos de operación son menores a los que se obtienen cuando se utiliza agua de enfriamiento.
4. El uso de aire elimina el costo y espacio requerido para el equipo de tratamiento de agua, bombas, torre de enfriamiento etc.
5. El aire difícilmente corroe ó ensucia los tubos alstados, reduciendose así los costos de mantenimiento.
6. La capacidad de un sistema enfriado por aire puede ser incrementada cambiando el motor y los ventiladores. Para el aumento de capacidad en el enfriamiento con agua es necesario aumentar la superficie de contacto ó la velocidad del agua.
7. Se pueden enfriar corrientes con niveles de temperatura bastante elevados, del rango de 500 a 600 °F sin tener incrustaciones excesivas; cosa que no se puede obtener con cambiadores de haz y envolvente.
8. El enfriamiento con aire es más ventajoso para condensar corrientes a alta presión, ya que el fluido de proceso siempre va por los tubos.
9. El equipo puede ser instalado en elevaciones sobre equipo operando, sobre líneas ó caminos etc.

#### DESVENTAJAS.

1. Altos costos de inversión, aproximadamente el doble que para un cambiador de coraza y tubos.
2. Debido a las características de estos equipos, sus costos de instalación son altos.
3. Su capacidad de enfriamiento es inferior a la de enfriamiento con agua.
4. El área que ocupan los equipos, es considerablemente mayor

que la que ocupa un cambiador de haz y envolvente para el mismo servicio, por lo que se pueden tener problemas de localización en la planta.

5. El aire de la atmósfera puede variar rápidamente su temperatura, así como la velocidad del viento; se pueden presentar lluvias y tormentas que afecten el funcionamiento.

6. Los ventiladores son ruidosos.

#### 4.6.4 DISEÑO TÉCNICO DE ENFRIADORES CON AIRE.

Enseguida describiremos la metodología utilizada para el diseño técnico de este tipo de enfriador.

1. Datos requeridos.

Fluido de proceso : Flujo (W) .

Temperatura de entrada ( $T_1$ ) .

Temperatura de salida ( $T_2$ ) .

Aire : Temperatura de entrada ( $t_1$ ) .

Carga térmica del equipo (Q) .

2. Bases de diseño.

Tiro : Inducido

Características

de los tubos : Diámetro externo ( $D_o$ ) : 1 "

Longitud ( $L_t$ ) : 30 Ft.

Espaciamento (pt) : 2 3/8 "

No. de aletas : 7 a 11

Altura de las aletas : 0.5 a 0.625 "

No de bancos de tubos : 4 a 6

3. Coeficiente global de transferencia de calor (U) de la tabla 9.1 .

4. Gradiente de temperatura del aire .

$$(t_2 - t_1) = 0.005 U \left[ \frac{T_2 + T_1}{2} - t_1 \right]$$

5. Factor de corrección del gradiente de temperatura del aire (f) a partir de la figura 9.9 .

$$t_2 - t_1 = (t_2 - t_1) f$$

Temperatura de salida del aire.

$$t_2 = (t_2 - t_1) f + t_1$$

6. Cálculo de la diferencia media logarítmica.

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

7. Factor de corrección de la diferencia media logarítmica -- fig. 9.10 .

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

diferencia verdadera de temperatura

$$\Delta t = LMTD Ft$$

8. Cálculo del área de transferencia de calor requerida.

$$A = \frac{Q}{U \Delta t}$$

9. Cálculo del área de flujo de cada banco de tubos.

$$A_f = \frac{A P_t}{D_o R}$$

10. Ancho de la unidad.

$$w = \frac{A_f}{L_t}$$

11. Número de tubos.

$$N_t = \frac{A}{L_t a''}$$

$a''$  = superficie de tubo desnudo por pie lineal.

12. Area cubierta por cada ventilador (FAPF).

Para su cálculo se supone el número de ventiladores y se considera que el ventilador cubre el 40 % del área de flujo de cada banco.

$$FAPF = \frac{0.4 A_f}{\text{No. Vent.}}$$

13. Cálculo del diámetro del ventilador.

$$D = \left[ \frac{FAPF}{0.785} \right]^{1/2}$$

14. Cálculo de la potencia del ventilador.

De la figura 9.11 se obtiene la potencia por cada 100 ft<sup>2</sup> de área de tubo desnudo.

$$\text{POTENCIA DE LOS VENT. (Hp)} = \left( \frac{H_p}{100\text{ft}^2} \right) \left( \frac{A}{100} \right)$$

4.6.5 APLICACION DEL METODO DE DISEÑO.

EC-04 ENFRIADOR DE KEROSINA.

DATOS. Flujo :  $W = 374,962 \text{ Lb/Hr.}$

$$T_1 = 275 \text{ }^\circ\text{F} \quad (H_1 = 140 \text{ BTU/Lb})$$

$$T_2 = 140 \text{ }^\circ\text{F} \quad (H_2 = 65 \text{ BTU/Lb})$$

Carga térmica;  $Q = 28.12 \times 10^6 \text{ BTU/Hr.}$

Temperatura del

aire;  $t_1 = 90 \text{ }^\circ\text{F}$

Coficiente global

de transferencia:  $U = 55 \text{ BTU/Hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$  (tabla 9.1)

1. Gradiente de temperatura del aire.

$$(t_2 - t_1) = 0.005(55) \left( \frac{275 + 140}{2} - 90 \right) = 32.3 \text{ }^\circ\text{F}$$

2. Factor de corrección del gradiente de temperatura del aire .

$$f = 1.08 \quad (\text{fig.9.9})$$

3. Temperatura de salida del aire.

$$t_2 = 32.3 (1.08) + 90 = 125 \text{ }^\circ\text{F}$$

4. Diferencia media logarítmica.

$$\text{LMTD} = \frac{(275 - 125) - (140 - 90)}{\ln \frac{275 - 125}{140 - 90}} = 91 \text{ }^\circ\text{F}$$

5. Factor de corrección de la LMTD.

$$R = \frac{275 - 140}{125 - 90} = 3.86$$

$$S = \frac{125 - 90}{275 - 90} = 0.19$$



$$Ft = 0.92 \quad (\text{fig. 9.10})$$

$$\Delta t = 91(0.92) = 83.7 \text{ } ^\circ\text{F}$$

6. Area de transferencia.

$$A = \frac{28.12 \times 10^6}{83.7 (55)} = 6,108 \text{ Ft}^2$$

No. de unidades : 2

$$\text{Area por unidad} = 3,054 \text{ Ft}^2$$

7. Area de flujo de cada banco de tubos.

Utilizando 5 bancos de tubos.

$$A_f = \frac{3,054 (2.375)}{\pi (1) (5)} = 462 \text{ ft}^2$$

8. Ancho de la unidad.

Utilizando tubos de 30 ft de longitud.

$$w = \frac{462}{30} = 15.4 \text{ Ft}$$

No. de secciones por unidad: 2

Ancho por sección : 7.7 ft.

9. Número de tubos.

$$N_t = \frac{3,054}{30(0.2618)} = 389 \text{ tubos}$$

10. Area cubierta por el ventilador.

Número de ventiladores por unidad : 2

$$FAPF = \frac{(0.4)(462)}{2} = 92.4$$

11. Diámetro del ventilador.

$$D = \left[ \frac{92.4}{0.785} \right]^{1/2} = 10.8 \text{ ft}$$

12. Potencia de los ventiladores.

$$\text{Hp}/100 \text{ ft}^2 = 1.56$$

(fig. 9.11)

$$\text{BHp}/\text{unidad} = 1.56(3,054/100) = 47.6$$

$$\text{BHp}/\text{vent.} = 23.8$$

$$\text{BHp total} = 95.2$$

**Tabla 4.3 Características principales de los solcaires alternativa 2 y 4**

Clave	alternativa 2				alternativa 4			
	EC-01	EC-02	EC-04	EC-05	EC-02	EC-03	EC-04	EC-05
Servicio	Condensadores 1º de gasolina.	Cond. 2º de gasolina.	Enfriador de kerosina.	Enfriador de diesel.	Cond. 2º de gasolina.	Enfriador de turbotina.	Enfriador de kerosina.	Enfriador de diesel.
Numero de unidades	6	5	2	1	5	4	3	2
Carga térmica MM BTU/hr	226.25	89	28.12	21	89	84.73	47.25	32.88
Coefficiente global $\frac{BTU}{hrft^2F}$	70	70	55	45	70	60	55	45
Area de transferencia ft <sup>2</sup>	3721	4036	3054	4575	4036	3531	2807	2946
No de ventiladores	2	2	2	2	2	2	2	2
Potencia Hp/vent.	32	35	24	35	35	28	22	22

**Nota:** Las características estan dadas por unidad.

## 5. CALCULO DE CONDENSADORES.

### 5.1 INTRODUCCION.

Desde los estudios pioneros de Nusselt, se han investigado algunos aspectos relacionados con la condensación; tales como la forma ción de niebla, extraños efectos hidrodinámicos, presencia de incondensables etc. Sin embargo un problema en el que no se ha profundizado mucho, es la condensación de vapores de líquidos inmiscibles.

Pocos estudios experimentales se han efectuado, y la teoría es relativamente escasa.

En este capítulo analizaremos algunos de los modelos y correlaciones existentes, que tratan de explicar el fenómeno de la condensación de los vapores de la torre primaria; cuyo condensado es una mezcla de líquidos inmiscibles. Por otra parte, con objeto de precisar mejor el diseño térmico global del equipo de condensación, se considerará el efecto que, como incondensable, tiene el vapor de agua en la zona donde únicamente condensa el hidrocarburo.

### 5.2 CONDENSACION DE VAPORES DE LIQUIDOS INMISCIBLES.

La mayoría de los experimentos y teorías desarrolladas a este respecto, se refieren a mezclas binarias formadas por un componente orgánico y vapor de agua.

Las mezclas binarias de este tipo condensan isotéricamente. Esto se debe a que cuando dos líquidos mutuamente insolubles se hierven, cada uno de ellos ejerce su presión de vapor, que no es función de la composición de la mezcla líquida; de tal modo que la suma de las presiones de vapor será igual a la presión total. Así es que si se trabaja a una presión total fija, las presiones de vapor y la temperatura de ebullición se mantendrán constantes. Al fijarse las presiones de vapor también se establece la relación molar de los

componentes en el vapor.

Al conjunto de condiciones anteriormente mencionadas se les conoce con el nombre de "eutectoides", por su similitud con el punto eutéctico de algunos sistemas líquido-sólido. El punto eutéctico es invariable, ya que si una mezcla binaria de inmiscibles entra al condensador con una composición distinta a la eutéctica, el componente que se encuentra en exceso, condensará primero; actuando el segundo componente como incondensable. El componente en exceso, seguirá condensando hasta que se alcance la composición eutéctica, y a partir de ese momento, los componentes de la mezcla condensarán en forma simultánea.

### 5.3 CORRELACIONES PARA EL CALCULO DEL COEFICIENTE DE CONDENSACION.

Para tratar de explicar el tipo de flujo del condensado en la condensación de vapores de líquidos inmiscibles; se han realizado algunos trabajos basados en modelos hidrodinámicos. El modelo más aceptado es el de la "Nucleación Controlada", propuesto por Sykes Jr., - que considerará la formación de una fase continua y una fase nucleada.

Sykes establece que el componente orgánico condensa sobre la superficie metálica formando una película delgada y continua. El agua condensa en forma de gotas minúsculas que constituyen núcleos inmersos en la película de la otra fase líquida. Estos núcleos aumentan su tamaño al desarrollarse la condensación uniéndose con otros núcleos adyacentes, hasta que su magnitud les permite fluir en forma de gotas. La tersura de la película que moja al tubo, produce una escasez de sitios propicios para la formación de núcleos; por lo que se supone, que la nucleación es el paso controlante del proceso.

La correlación obtenida por Sykes para el cálculo del coeficiente de condensación es la siguiente :

$$h = h_1 \left[ \frac{1}{H_{\infty}} + \frac{1}{H_{20}(1 + \alpha) \cdot B \Delta t_f} \right]^{-1}$$

$$H_{\infty} = 7.6 - 1.8 (Pr_1 - Pr_2)$$

$$H_{20} = \frac{17.3 \times 10^{-10} Pr_1}{N_{oh} \left( \frac{\Delta \sigma}{\sigma_1} \right)^{1/2}} = \frac{H_2}{H_1}$$

$$\Delta \sigma = \sigma_2 - \sigma_1$$

donde :

$$B = cte = 0.35 \text{ } ^\circ F^{-1}$$

$\Delta t_f$  = Diferencia de temperaturas a través del condensado  $^\circ F$ .

$Pr_1$  :

$Pr_2$  = Números de Prandtl del hidrocarburo y el agua, respectivamente, en el condensado.

$N_{oh}$  = Número de Ohnesorge del hidrocarburo.

$H_1, H_2$  = Peso molecular del hidrocarburo, y el agua respectivamente.

$\sigma_1, \sigma_2$  = Tensión superficial del agua, y del hidrocarburo respectivamente.

$\alpha$  = Masa del hidrocarburo / Masa del agua.

$\mu$  = Viscosidad del hidrocarburo / Viscosidad del agua .

$l$  = Entalpia de vapor del hidrocarburo/entalpia de vap. de agua .

Como se puede observar a diferencia de otras ecuaciones para el cálculo del coeficiente de condensación, la ecuación propuesta por Sykes, considera importantes variables como la tensión superficial y la caída de temperatura, a través de las fases inmiscibles.

Aparte de los trabajos basados en modelos hidrodinámicos, la condensación de vapores de líquidos inmiscibles ha suscitado estudios que conducen a una ecuación para el cálculo del coeficiente de condensación; sin embargo, son pocos los autores que han desarrollado un análisis teórico profundo del fenómeno. La mayoría de ellos se han basado en un hecho frecuente y de consecuencias muy importantes en este tipo de condensación: el agua condensa en forma de gotas sobre la película de condensado orgánico y le otorga a este, su conductividad térmica (relativamente alta) en forma proporcional a la concentración del agua en la película de condensado. Todo esto ocasiona que el coeficiente de condensación sea bastante grande.

A continuación presentaremos algunas correlaciones, que se han obtenido, considerando las características anteriores :

**KIRKBRIDE.**

$$h = \frac{\alpha 1}{1 + \alpha 1} h_1 + \frac{1}{1 + \alpha 1} h_2$$

$h_1, h_2$  = Coeficiente de condensación del hidrocarburo y del agua --  
respectivamente.

**BAKER Y TSAO.**

$$h = \frac{366(1/Do)^{1/4} (1 - 0.0284/Do)}{1 - 0.0085 (\% \text{ vol. } H_2O)} + \frac{1.67}{Do}$$

$Do$  = Diámetro externo del tubo (ft).

**BERNHARDT Y WESTWATER.**

$$h = h_1 V_1 + h_2 V_2$$

$V_1, V_2$  = Fracción volumen del hidrocarburo y el agua, respectivamente en el condensado.

$$V_2 = \frac{1}{1 + \frac{\alpha}{\gamma}}$$

$$V_1 = 1 - V_2$$

$\gamma$  = Densidad del hidrocarburo/ densidad del agua liq.

COMPANIA M.V. KELLOG .

$$h = \begin{cases} h_1 + 0.7 w^{1.5} & \text{para } 0 < w < 30 \\ h_1 + 115 & \text{para } 30 < w < 80 \\ \frac{2000 h_1}{2000 + h_1} & \text{" } 80 < w \end{cases}$$

$w$  = % en peso de agua .

De las correlaciones anteriores, la correlación propuesta por la compañía Kellog, es una de las más utilizadas en el diseño de -- condensadores de mezclas inmiscibles. Considerando que el coeficiente de condensación para una mezcla de hidrocarburos y vapor de agua, se incrementa con el porcentaje en peso de agua en el condensado, -- Kellog establece tres ecuaciones para calcular en forma aproximada, dicho incremento en el coeficiente de condensación.

#### 5.4 EFECTO DEL VAPOR DE AGUA COMO INCONDENSABLE.

Como suele ocurrir en la mayoría de las aplicaciones industriales; una corriente de vapor de líquidos inmiscibles al entrar al -- condensador, no se encuentra en su composición eutéctica; razón por la cual, habrá una zona en la curva de condensación donde solo este condensando el componente que se encuentre en exceso, el otro ----- componente permanecerá como incondensable hasta que se alcance la



composición eutéctica.

Al ponerse en contacto la corriente de vapor con la superficie de enfriamiento, que se encuentra a una temperatura menor al punto de rocío del hidrocarburo, este último empieza a condensar y arrastra el vapor de agua que se estaciona en la interfase líquido-vapor; ocasionando entonces, una mayor resistencia a la condensación.

El calor se transfiere através de esta capa en dos formas :

a) Por difusión del vapor através de la película gaseosa, debido a la diferencia entre las presiones del vapor en el condensado ( $p_c$ ) y en la mezcla ( $p_v$ ). Ya que la presión parcial del incondensable en la interfase líquido-vapor a la salida del condensador ( $p_g'$ ) es mayor que su presión parcial en el seno de la corriente ( $p_g$ ), se produce un gradiente para la difusión del gas en sentido contrario al flujo del vapor que condensa, lo cual desfavorece la condensación.

b) Por la diferencia de temperatura entre la mezcla ( $t_g$ ) y la película de condensado ( $T_c$ ), enfriándose sensiblemente la mezcla gaseosa.

Así pues, debido a las condiciones tan peculiares en que transcurre la condensación de un vapor en presencia de un incondensable, se puede afirmar :

1) Es en este tipo de condensación, en el que la resistencia de tipo difusional es más evidente e importante.

2) La importancia de considerar el efecto del incondensable se debe a que este presentará una resistencia adicional a la transferencia de calor, implicando por lo tanto un área de transferencia adicional en el diseño global.

### 5.5 METODO DE GILMOUR.

El método propuesto por Gilmour para el diseño térmico de --

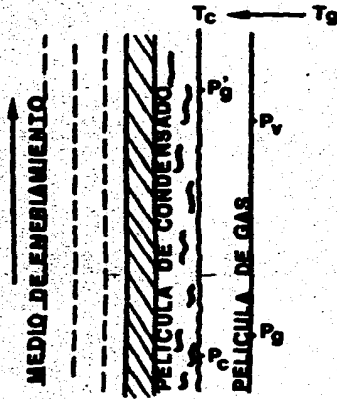


FIG. 5. CONDENSACION DE UN VAPOR EN PRESENCIA DE UN GAS INCONDENSABLE.

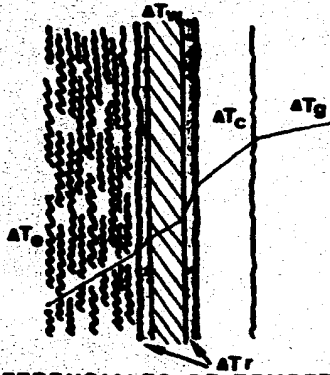


FIG. 5.1 DIFERENCIALES DE TEMPERATURA: METODO DE GILMOUR.

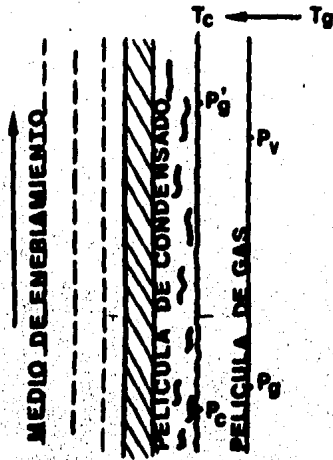


FIG. 5. CONDENSACION DE UN VAPOR EN PRESENCIA DE UN GAS INCONDENSABLE.

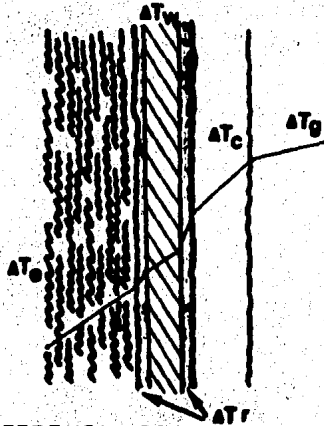


FIG. 5.1 DIFERENCIALES DE TEMPERATURA: METODO DE GILMOUR.

condensadores de vapores mezclados con incondensables, no considera al proceso desde el punto de vista de transferencia de masa. En cambio, calcula tres resistencias correspondientes al lado del aparato en que se lleva la condensación: resistencia de la mezcla gaseosa en las condiciones de entrada, resistencia de la mezcla gaseosa en las condiciones de salida y la resistencia de la película de condensado.

Con estas resistencias térmicas del condensante se compensan las resistencias difusionales que no son tomadas en cuenta dentro del diseño del condensador.

Las ecuaciones para el cálculo de los diferentes factores utilizados en el método de Gilmour son los siguientes :

1) Enfriamiento de la mezcla gaseosa, antes de la condensación.

$$F_n = 0.0475$$

$$F_p = 1.0$$

$$F_w = \frac{(W_1)^{0.4} \Delta T'}{\Delta T}$$

$W_1$  = Gasto de la mezcla gas-vapor a la entrada (miles Lb/Hr).

$$\Delta T' = T_1 - T_m = T_1 - \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$T_1$  = Temperatura de la mezcla gas-vapor a la entrada.

$T_2$  = Temperatura de la mezcla gas-vapor a la salida.

$$\Delta T = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

$t_2$  = Temperatura de salida del agua de enfriamiento

$t_1$  = Temperatura de entrada del agua de enfriamiento.

$$F_n = \frac{N_p^{0.282} B^{0.6}}{N^{0.718} L}$$

$$L = L_t N_p$$

$L_t$  = Longitud de tubo (ft).

$N_p$  = No. de pasos por los tubos.

$$N = N_t / N_p$$

$N_t$  = Número de tubos del condensador.

$B$  = Espaciado entre baffles (in).

2) Enfriamiento de la mezcla gaseosa después de la condensación.

$$F_n = 0.475$$

$$F_p = 1.0$$

$$F_w = \frac{W_2^{0.4} \Delta T^n}{\Delta T}$$

$W_2$  = Gasto de la mezcla gas-vapor a la salida (miles de Lb/Hr).

$$W_2 = W_1 - W_c$$

$W_c$  = miles de Lb/Hr de condensado.

$$\Delta T^n = T_m - T_2$$

$$F_p = \frac{N_p^{0.282} B^{0.6}}{N^{0.718} L}$$

3) Condensación.

$$F_n = 4.75$$

$$F_p = \frac{(F_{W_0})^{1/3} (Z_0)^{1/3}}{W_0^2 C_{p_0}}$$

$PM_0$  = Peso molecular del condensado.

$Z_0$  = Viscosidad del condensado (cp).

$sg_0$  = Gravedad específica del condensado.

$Cp_0$  = Calor específico del condensado (BTU/Lb<sup>o</sup>F).

$$F_w = W_0^{1/3} \frac{W_1 \Delta t}{\Delta T}$$

$$\Delta t = t_2 - t_1$$

$$F_m = \frac{N_p^{0.177}}{n^{1.156} L^{4/3} D_0}$$

4) Agua de Enfriamiento .

$$F_m = 2.62$$

$$F_p = \frac{Z_1^{0.467} PM_1^{2/9}}{sg_1^{8/9}}$$

$Z_1$  = Viscosidad del agua de enfriamiento (cp).

$PM_1$  = Peso molecular del agua.

$sg_0$  = Gravedad específica del agua.

$$F_w = \frac{w_1^{0.2} \Delta t}{\Delta T}$$

$w_1$  = Miles de Lb/Hr de agua de enfriamiento.

$$F_m = \frac{D_1}{N^{0.2} L}$$

$D_1$  = Diámetro interno (in).

5). Pared Metálica.

$$F_n = 159$$

$$F_p = \frac{Cp_1}{k_w}$$

$Cp_1$  = Calor específico del agua (BTU/Lb °F).

$k_w$  = Conductividad térmica del tubo (BTU/Hr° F ft).

$$F_w = \frac{w_1 \Delta t}{\Delta T}$$

$$F_n = \frac{D_o - D_i}{n D_o L}$$

6) Película de Suciedad (capa de obstrucción).

$$F_n = 3,820$$

$$F_p = Cp_1 (RD)$$

RD = Factor de Obstrucción.

$$F_w = \frac{w_1 \Delta t}{\Delta T}$$

$$F_n = \frac{1}{n D_o L}$$

### 5.5 CURVA DE CONDENSACION.

El primer paso en el diseño de los condensadores de la torre primaria, es la construcción de la curva de condensación de la mezcla de hidrocarburos y vapor de agua. A partir de la curva de condensación - obtendremos las cargas térmicas y rangos de temperatura correspondiente a la zona de condensación aislada del hidrocarburo, zona de condensación eutéctica y zona de subenfriamiento.

Iniciaremos los cálculos, obteniendo las temperaturas de condensación de la gasolina en el diagrama de fases; a los diferentes porcentajes de vaporización; desde la entrada de los vapores a los condensadores primarios ( 100% de vaporización), hasta la total condensación de la gasolina ( 0% de vaporización ). Al construir la tabla - 5.1 se consideran constantes las moles de vapor de agua; sin embargo cuando se condensa el vapor de agua, existe una disminución gradual y continua de su presión parcial. La corrección se hará posteriormente .

Condiciones a la entrada de los condensadores ( Domo de la Torre) primarios.

Gasolina producto : 505,974 Lb/Hr

Gasolina reflujo : 694,524 Lb/Hr

Vapor de Agua : 43,126 "

$T = 360^{\circ}F$

$P = 24.05 \text{ Lb/in}^2$

Flujo total de Gasolina : 1,200,498 Lb/Hr

: 110,328 B/D



TABLA 5.1

% Vap	Cond R/D	Cond.Lb/Hr	PM gas	moles gasolina	moles vap. agua
100	110,328	1,200,498	118	10,174	2,396
90	99,295	1,080,444	"	9,156	"
70	77,230	840,352	"	7,122	"
50	55,164	600,248	"	5,087	"
30	33,098	360,145	"	3,052	"
10	11,033	120,052	"	1,017	"

Cont. TABLA 5.1

% Vap.	moles totales	Pt	Pp gas.	Tcond. °F
100	12,570	24.05	19.46	360
90	11,552	"	19.06	338
70	9,518	"	17.99	317
50	7,438	"	16.34	287
30	5,448	"	13.47	247
10	3,413	"	7.16	178

El punto de rocío del vapor de agua es únicamente función de su presión parcial en el vapor y la temperatura de saturación del vapor - puro a su presión parcial :

TABLA 5.2

T °F	$P_{\text{vap agua}} = P_t - P_{\text{gas}}$	$P_{\text{sat}}$ (Tablas de Vapor)
178	16.89	7.19
247	10.58	28.37
287	7.71	55.0
317	6.06	85.93
338	4.99	114.98

En la figura 5.2 se grafican los datos obtenidos en la tabla anterior; obteniendose un punto de intersección cuando la presión -- del vapor de agua es igual a su presión de saturación ( punto de -- rocío del vapor de agua ó punto eutéctico).

Ya que la temperatura de rocío del vapor de agua corresponderá a la temperatura de salida de los condensadores primarios, para la construcción de la curva de condensación es necesario conocer la cantidad de gasolina condensada en este punto:

A la temperatura de rocío :  $T = 210^{\circ} F$        $P_{sat} = 14.2 \text{ Lb/in}^2$

$$P_{gas} = P_t - P_{sat} = 24.05 - 14.2 = 9.85 \text{ Lb/in}^2$$

	Moles/Hr	$P_p$
GASOLINA	X	$P_t ( X / 2,396 + X )$
VAPOR DE AGUA	2,396	$P_t ( 2,396 / 2,396 + X )$
TOTAL	2,396 + X	

$$P_{sat} = P_{\text{vapor de agua}}$$

$$24.05 \left[ \frac{2,396}{2,396 + X} \right] = 14.2$$

$$X = 1,662 \text{ Moles/hr gasolina no condensada.}$$

$$= 196,116 \text{ Lb/Hr } \text{ ó } 18,023 \text{ EPD}$$

$$\text{Gasolina Condensada} = ( 694,524 + 505,974 ) - 196,116 = 1,004,382 \text{ Lb/hr}$$

Porciento de gasolina condensada a la temperatura de salida de los -- condensadores primarios.

$$\% = \frac{(110,328 - 18,023) \times 100}{110,328} = 83.66 \%$$

TAHIA 5.3

T °F	GASOLINA		VAPOR DE AGUA	
	H <sub>v</sub>	H <sub>l</sub>	H <sub>v</sub>	H <sub>l</sub>
360	318	205	1,219.3	sobrecalentado
338	310	190	1,208.1	"
317	300	175	1,198.1	"
287	280	155	1,183.3	"
247	265	130	1,164.1	"
210	245	110	1,145.9	saturado

CARGA TERMICA.

T °F	MMBTU/HR		q
360 °F	Gasolina Vapor = 1,200,498 ( 318 ) =	381.76	
	Vapor de Agua = 43,126 (1,219) =	52.57	
		<u>434.33</u>	0
338 °F	Gasolina Vapor = 1,080,444 ( 310 ) =	334.94	
	Gasolina liq. = 120,054 ( 290 ) =	22.81	
	Vapor de Agua = 43,126 (1,208) =	52.10	
	<u>409.85</u>	24.48	
317 °F	Gasolina Vapor = 840,352 ( 300 ) =	252.11	
	Gasolina liq. = 360,146 ( 175 ) =	63.03	
	Vapor de Agua = 43,126 (1,198) =	51.66	
	<u>366.80</u>	67.53	

287 °F

	MMBTU/Hr	q
Gasolina Vapor = 600,249 ( 280 ) =	168.07	
Gasolina liq. = 600,249 ( 155 ) =	93.04	
Vapor de Agua = 43,126 (1,183) =	51.02	
	<hr/>	
	312.13	122.2

247 °F

Gasolina Vapor = 360,145 (265 ) =	95.44	
Gasolina liq. = 840,353 (130 ) =	109.25	
Vapor de Agua = 43,126 (1,164.1)=	50.20	
	<hr/>	
	254.89	179.44

210 °F

Gasolina Vapor = 196,116 (245 ) =	48.05	
Gasolina liq. = 1,004,382 ( 110 ) =	110.48	
Vapor de Agua = 43,126 (1,149) =	49.55	
	<hr/>	
	208.08	226.25

Carga térmica de los condensadores primarios = 226.25 MMBTU/Hr (Condensación aislada del hidrocarburo )

De acuerdo con los datos de temperatura y carga térmica se --  
construye la curva de condensación mostrada en la figura 5.3 .

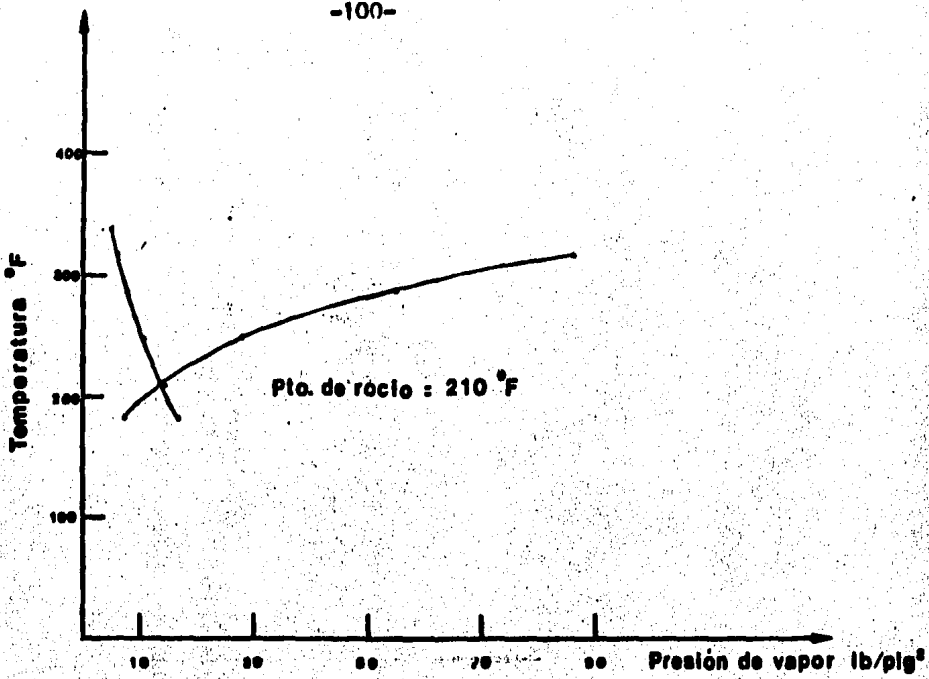


Figura 5.2 Determinación del punto de rocío (vapor de agua)

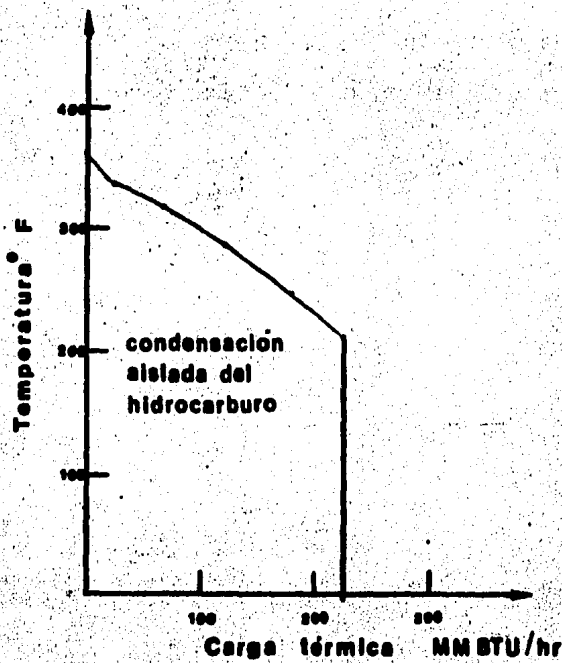


Figura 5.3 Curva de condensación de la mezcla gasolina-vapor de agua (condensadores primarios)

TABLA 5.4

T °F	q MMBTU/Hr.
360	0
338	24.48
317	67.53
287	122.20
247	179.44
210	226.25

**CONDENSADORES SECUNDARIOS.**

Cuando condensan juntos el vapor de agua y la gasolina, será necesario suponer una temperatura inferior al punto de rocío del vapor de agua y la cantidad de gasolina condensada en ese punto:

**CONDICIONES A LA ENTRADA DE LOS CONDENSADORES SECUNDARIOS.**

Gasolina Vapor : 196,116 Lb/Hr .

Gasolina Líquida: 1,004,382 - 694,524 = 309,858 Lb/Hr .

Reflujo que retorna

a la fraccionadora. : 694,524 Lb/Hr

Vapor de Agua : 43,126 Lb/Hr . T = 210 °F

A T = 205 °F , suponer que el 90 % de la gasolina se condensa.

$$\begin{aligned} \text{Gasolina Vapor} &= 110,328 \text{ B/D}(0.1) = 11,033 \text{ B/D} \\ &= 120,052 \text{ Lb/Hr } \delta 1,017 \text{ mol/Hr} \end{aligned}$$

	Moles/Hr	Fracción mol.
Vapor de gasolina .	1,017	1,017 / 1,017 + X
Vapor de agua.	X	X / 1,017 + X
Total	1,017 + X	

$$P_{\text{sat a } 205^{\circ}\text{F}} = 12.94 \text{ Lb/in}^2$$

$$P_{\text{vap. de agua}} = 24.05 \frac{X}{1,017 + X} = 12.94 \text{ Lb/in}^2$$

$$X = 1,184.51 \text{ Moles/hr de agua.}$$

	Moles / Hr	Fracción mol	P <sub>parcial</sub>
Vapor de Gasolina	1,017	0.462	11.11
Vapor de agua	1,184.5	0.538	12.94
Total	2,201.5	1.0	24.05

Para comprobar el porcentaje de gasolina condensada, se utiliza el diagrama de fases de la gasolina; con la presión parcial de la gasolina y la temperatura de condensación se comprueba el porcentaje de condensación supuesto. En este caso coincide exactamente con el porcentaje supuesto.

$$\text{Vapor de agua inicial} = 43,126 \text{ Lb/hr} = 2,396 \text{ Moles/hr.}$$

$$\begin{aligned} \text{Vapor de agua} \\ \text{no condensada.} \end{aligned} = 1,184.5 \text{ "}$$

$$\begin{aligned} \text{Vapor de agua} \\ \text{condensada.} \end{aligned} = 1,211.5 \text{ "}$$

Utilizandose el mismo procedimiento para la siguiente temperatura se obtiene :

T °F	% Gas, Cond.	P <sub>parcial gas.</sub>	Vap. Agua Cond.
193	99	14.05 Lb/in <sup>2</sup>	41,821 Lb/hr

TAHLA 5.5

T <sub>cond.</sub> °F	GASOLINA		VAPOR DE AGUA	
	H <sub>v</sub>	H <sub>1</sub>	H <sub>v</sub>	H <sub>1</sub>
210	245	110	1,145.9	saturado
205	240	105	1,147.7	172.98
193	235	100	1,143.3	161.0
100	198	55	----	93.0

CARGA TÉRMICA.

210°F	MMBTU/Hr		
Gasolina Vapor = 196,116 ( 245 ) =	48.04		
Gasolina líquida = 309,858 ( 110 ) =	34.08		
Vapor de Agua = 43,126 (1,149) =	<u>49.55</u>		
	131.67	0	84% gasolina condensada
205°F			
Gasolina Vapor = 120,052 ( 240 ) =	28.81		
Gasolina líquida = 385,922 ( 105 ) =	40.52		
Vapor de Agua = 21,321 (1,147.7) =	24.47		
Agua = 21,805 ( 173 ) =	<u>3.77</u>		
	95.57	34.10	90 %
195°F			
Gasolina Vapor = 12,005 ( 235 ) =	2.82		
Gasolina líquida = 493,969 ( 100 ) =	49.39		
Vapor de Agua = 1,307 (1,143.3) =	1.49		
Agua = 41,819 ( 161 ) =	<u>6.73</u>		
	60.43	71.24	99 %
100°F			
Gasolina líquida = 505,974 ( 55 ) =	27.83		
Agua = 43,126 ( 95 ) =	<u>4.10</u>		
	31.93	99.74	

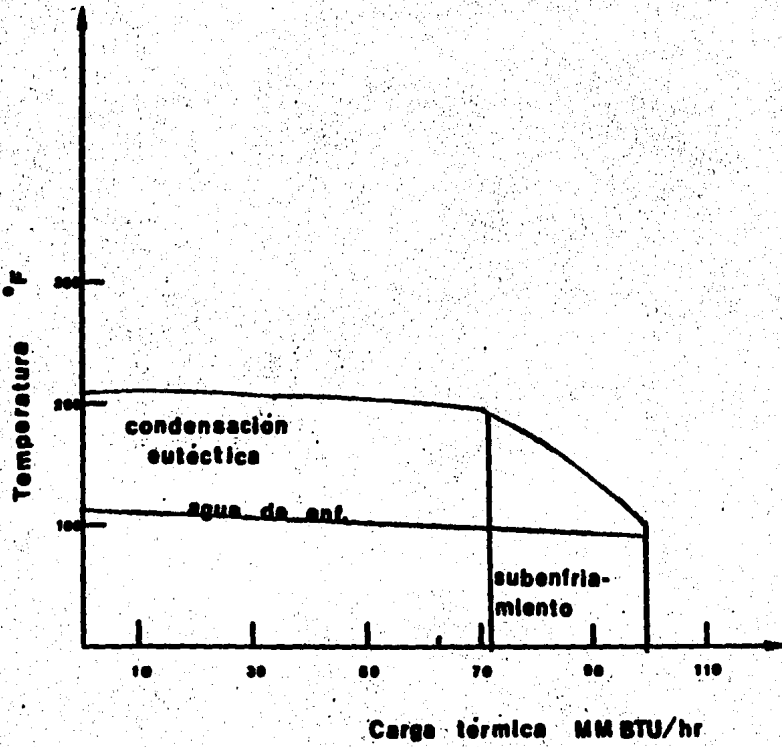
Carga Térmica de los condensadores secundarios.

100 MMBTU/Hr

De la curva de condensación (Fig. 5.4); la carga correspondiente a la zona eutética es de 72 MMBTU/Hr, y para la zona de subenfriamiento 28 MMBTU/Hr .

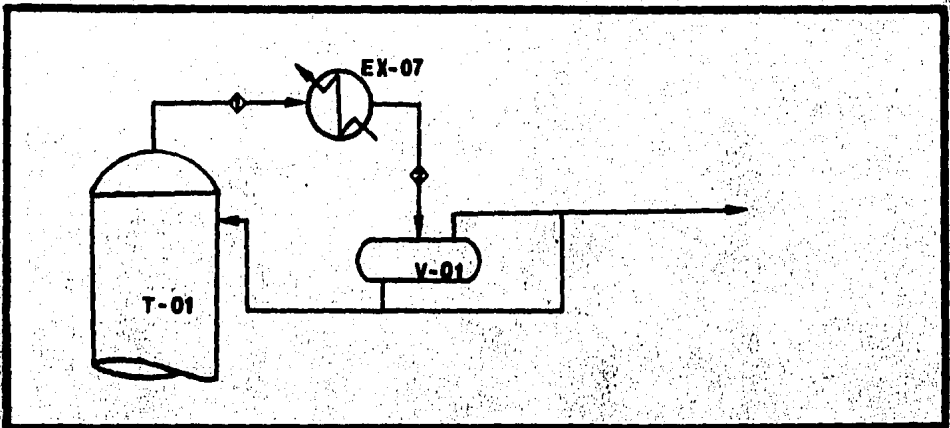


Figura 5.4 Curva de condensación (condensadores secundarios)



5.6 DISEÑO TERMICO DE CONDENSADORES.

CONDENSADORES PRIMARIOS. (Alternativa 1).



DATOS DE DISEÑO.

	CORAZA Gasolina/Vap. agua	TUBOS. Agua de Enfriamiento
FLUIDO Lb/Hr		
FLUJO Lb/Hr	1,243,624 Lb/hr	10,284,091 Lb/Hr
VAPOR	1,200,498 "	-----
LIQUIDO	-----	10,284,091 "
VAPOR DE AGUA	43,126 "	-----
FLUIDO CONDENSADO	1,004,382 "	-----
GRAVEDAD ESP. LIQ.	0.7467	0.993
VISCOSIDAD LIQ.	0.22 cp	0.26 cp.
PESO MOLECULAR	118Lb/Lbmol	18 Lb/Lbmol
CALOR ESPECIFICO LIQ.	0.62 BTU/Lb <sup>o</sup> F	1,0 BTU/Lb <sup>o</sup> F
TEMPERATURA DE ENTRADA	360 <sup>o</sup> F	90 <sup>o</sup> F
TEMPERATURA DE SALIDA	210 <sup>o</sup> F	112 <sup>o</sup> F
ENERGIA TERMICA	226.25 x 10 <sup>6</sup> BTU/Hr	LMTD = 176.32 <sup>o</sup> F
EFICIENTE GLOBAL	= 69.46 BTU/Hr Ft <sup>2o</sup> F	

**CARACTERISTICAS DEL CONDENSADOR.**

No. de Unidades : 4                      Arreglo : 4 Paralelo.  
Superficie por unidad : 4,618 Ft<sup>2</sup>  
Superficie Total : 18,472 Ft<sup>2</sup>

**CARACTERISTICAS POR UNIDAD.**

No. de Tubos : 882                      Diámetro Exterior : 1 "      14 BWG  
Longitud : 20 Ft                      No. de pasos : 2  
Espaciado : 1 1/4 "                      Arreglo : cuadrado.  
(pt)  
D.I. Coraza (Dis) = 45 "                      Espaciamento  
entre bafles (B) : 40 "

Como se había mencionado, se utilizara el método propuesto por --  
Gilmour para el caso de la condensación de un vapor en presencia de un --  
incondensable.

Gastos de los fluidos correspondientes a un arreglo de cuatro ---  
corazas en paralelo.

Agua de Enfriamiento	$W_1 = 2,571$ miles Lb/Hr.
Vapor a la entrada	$W_1 = 311$ "
Vapor a la salida	$W_2 = 60$ "
Condensado	$W_c = 251$ "

**DIFERENCIA DE TEMPERATURAS.**

$t = 22$  °F  
 $\Delta T' = 75$  °F  
 $\Delta T'' = 75$  °F  
 $\Delta T = 176.32$  °F

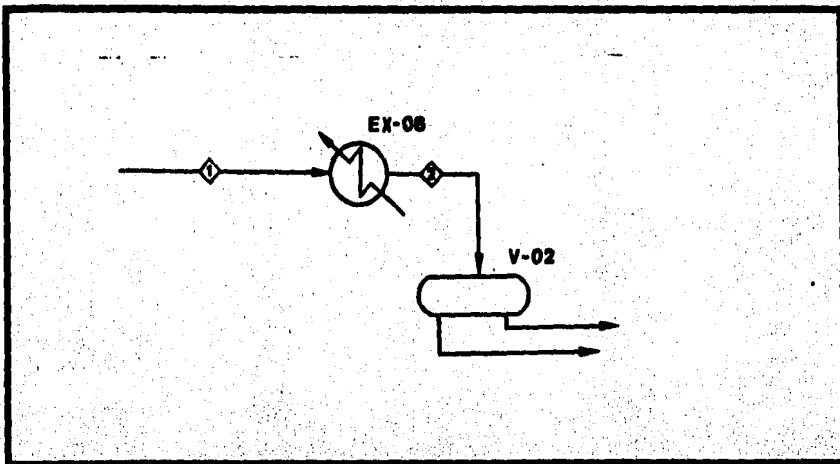
De acuerdo con las características del condensador propuesto se --  
calculan los factores utilizados en el método de Gilmour.

	$F_R$	$F_P$	$F_W$	$F_M$	$F_f$
Agua de enfriamiento	2.62	1.0196	0.59	0.0063	0.01024
Vapor a la entrada	0.475	1.0	4.225	0.0035	0.007
Vapor a la salida	0.475	1.0	2.18	0.0035	0.00363
Condensado	4.75	8.56	2,023.5	$7.25 \times 10^{-6}$	0.965
Pared metálica	159	0.0588	320.79	$9.4 \times 10^{-6}$	0.0281
Capa de obstrucción	3,820	0.0043	320.79	$5.6 \times 10^{-5}$	0.2950
					<u>0.94047</u>

Ya que la suma de los productos de los factores es ligeramente menor a la unidad, se aceptará el intercambiador propuesto. El coeficiente global de transferencia de calor, de acuerdo con el intercambiador seleccionado será :

$$U_d = \frac{Q}{A \Delta t} = \frac{226.25 \times 10^6}{18,472 (176.32)} = 69.46 \text{ BTU/Hrft}^{20} \text{F}$$

CONDENSADORES SECUNDARIOS (Alternativa 1).



DATOS DE DISEÑO

	CORAZA	TUBOS
FLUIDO	Gasolina/Vapor de agua	Agua de Enfriamiento
FLUJO	549,100 Lb/hr	4,545,454 lb/Hr.
VAPOR	196,116 "	-----
LIQUIDO	309,858 "	4,545,454 "
VAPOR DE AGUA	43,126 "	-----
FLUIDO CONDENSADO	549,100 "	-----
GRAVEDAD ESP. LIQ.	0.746	1.0
VISCOSIDAD LIQ.	0.31 cp	0.26 cp.
PESO MOLECULAR	118 LB/LBmol	18 Lb/Lbmol
CALOR ESPECIFICO LIQ.	0.57 BTU/Lb <sup>o</sup> F	1.0 BTU/Lb <sup>o</sup> F
TEMPERATURA DE ENTRADA	210 <sup>o</sup> F	90 <sup>o</sup> F
TEMPERATURA DE SALIDA	100 <sup>o</sup> F	112 <sup>o</sup> F
CARGA TERMICA : 99.74 x 10 <sup>6</sup> BTU/Hr		LMTD : 67.45 <sup>o</sup> F
COEFICIENTE GLOBAL : 63.31		

CARACTERISTICAS DEL CONDENSADOR.

No. de Unidades : 6 Arreglo : 2 serie - 3 paralelo.  
Superficie por unidad : 3,958 Ft<sup>2</sup>  
Superficie Total : 23,748 Ft<sup>2</sup>

CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD.

No. de Tubos : 756 D.O. : 1 " 14 EWG Longitud: 20 ft.  
No. de Pasos : 2 Espaciado (pt) ; 1 1/4 "  
Arreglo : Cuadro  
CORAZA: Diámetro Interior (Dia) : 45 "  
Espaciamento entre bafles : 38 "

**CALCULO DEL COEFICIENTE DE PELICULA DEL AGUA DENTRO DE LOS TUBOS ( $h_{10}$ ) .**

Area de flujo por los tubos.

$$a_t = \frac{N_t a' f}{144 N_p} = \frac{756(0.546)}{144(2)} = 1.43 \text{ Ft}^2$$

Masa Velocidad.

$$G = \frac{w}{a_t} = \frac{4.545 \cdot 454/3}{1.43} = 1,059,546 \text{ Lb/Hr ft}^2$$

Velocidad del agua de enfriamiento.

$$V_t = \frac{G_t}{3,600} = \frac{1,059,546}{3,600 (62.4)} = 4.71 \text{ Ft/seg}$$

Temperatura media del agua de enfriamiento.

$$T_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{90 + 112}{2} = 101 \text{ } ^\circ\text{F}$$

De la Fig. 25 KERN  $h_1 = 1,170 \text{ BTU/Hrft}^{20}\text{F}$

$$h_{10} = 1,170 \left( \frac{0.834}{1} \right) = 976 \text{ BTU/Hrft}^{20}\text{F}$$

$$h_{10} = h_1 \frac{DI}{DO}$$

**CALCULO DEL AREA DE CONDENSACION EUTECTICA.**

Flujo de Gasolina :  $196,116 \text{ Lb/hr} / 3 = 65,372 \text{ Lb/hr}$

Flujo de Agua :  $43,126 \text{ Lb/hr} / 3 = 14,375 \text{ Lb/hr}$

Carga térmica durante la condensación eutéctica.

$$q = 72.0 \times 10^6 \text{ BTU/hr}$$

Diferencia de temperatura en la condensación Eutéctica .

Gasolina y Vapor de Agua.

$$T_1 = 210 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 190 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Agua de Enfriamiento.

$$t_1 = 95 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 112 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{ce} = \frac{(210 - 112) - (190 - 95)}{\ln \frac{210 - 112}{190 - 95}} = 96.49 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Ecuación de la compañía Kellog

$$h_{ce} = h_1 + 0.7 W^{1.5}$$

$$W = \% \text{ peso de agua} = \frac{14,375}{65,372 + 14,375} \times 100 = 18$$

Coficiente de condensación del hidrocarburo ( $h_1$ )

$$G_1 = \frac{W_1}{L_t N_t^{2/3}} = \frac{65,372}{(20)(756)^{2/3}} = 39.38 \text{ Lb/hr ft}$$

$$h_1 = 0.945 \left[ \frac{k^3 \rho^2}{\mu g} \right]^{1/3}$$

$$k = 0.083 \text{ BTU/Hrft } ^\circ\text{F}$$

$$h_1 = 0.945 \left[ \frac{(0.083)^3 (46.55)^2 (4.17 \times 10^8)}{0.75 (39.38)} \right]^{1/3} = 245 \text{ BTU/Hrft}^{20}\text{F}$$

Coficiente Eutéctico.

$$h_{ce} = 245 + 0.7(18)^{1.5} = 298.4 \text{ BTU/Hr ft}^{20}\text{F}$$

Coficiente Global en la zona Eutéctica.

$$U_d = \left[ 1/h_{ce} + 1/h_{10} + R_d \right]^{-1}$$

$$U_d = \left[ 1/298.4 + 1/976 + 0.0043 \right]^{-1} = 115.26 \text{ BTU/Hrft}^{20}\text{F}$$

Area de Condensación Eutéctica

$$A_{ce} = \frac{Q_{ce}}{U_d \Delta T_{ce}} = \frac{72 \times 10^6}{(115.26)(96.49)} = 6,474 \text{ Ft}^2$$

**CALCULO DEL AREA DE SUBENFRIAMIENTO DE LA MEZCLA DE LAS DOS FASES LIQUIDAS**

Se utilizará el método de Bell para calcular el coeficiente de película de la mezcla líquida dentro de los tubos.

**PARAMETROS GEOMETRICOS.**

$$\begin{aligned}
 N_c &= 2.68 \\
 F_c &= 0.107 \\
 N_{ow} &= 12.36 & S_{tb} &= 20.5 \\
 S_m &= 380 & S_{sb} &= 10.4 \\
 F_{bp} &= 0.143
 \end{aligned}$$

**GASTO DE LIQUIDO.**

$$W = \frac{505,974 + 43,126}{3} = 183,033 \text{ lb/hr}$$

**No. DE REYNOLDS.**

$$NRe = \frac{12 W D_o}{S_m} = \frac{12(183,033)(1.0)}{0.41(2.42)(380)} = 5,825$$

Jh (fig. 10.19 Perry).

$$J_h = 0.01$$

$$h = \frac{144 J_h C_p W}{S_m} \left[ \frac{k}{C_p \mu} \right]^{2/3}$$

$$h = \frac{144(0.01)(0.54)(183,033)}{380} \left[ \frac{0.088}{0.54(0.41)(2.42)} \right]^{2/3} = 112.33$$

Jc Fig. 10.20 Perry Jc = 0.62

J<sub>1</sub> Fig. 10.21 Perry J<sub>1</sub> = 0.82

J<sub>b</sub> Fig. 10.22 Perry J<sub>b</sub> = 1.0

$$h_o = h J_1 J_c J_b = 112.33(0.62)(0.82)(1.0) = 57.1 \text{ BTU/HrFt}^{20}_F$$

**COEFICIENTE GLOBAL EN LA ZONA DE SUBENFRIAMIENTO**

$$U_d = \left[ 1/h_o + 1/h_{i0} + R_d \right]^{-1}$$



$$U_d = 1/57.1 + 1/976 + 0.0043 = 43.78 \text{ BTU/HrFt}^{20}\text{F}$$

Carga térmica del subenfriamiento.

$$Q_s = 28 \times 10^6$$

Diferencia de temperaturas ( zona de subenfriamiento ).

Gasolina y Agua.

Agua de Enfriamiento.

$$T_1 = 190 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_1 = 90 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_2 = 100 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 95 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_{sub} = \frac{(190 - 95) - (100 - 90)}{\ln \frac{190 - 95}{100 - 90}} = 37.76 \text{ }^\circ\text{F}$$

Area de subenfriamiento.

$$A_{sub} = \frac{Q_s}{U_d T_s} = \frac{28 \times 10^6}{(43.78)(37.76)} = 16,937 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Area Total} = A_{sub} + A_{out} = 16,937 + 6,474 = 23,411 \text{ Ft}^2$$

$$\text{Area real del aparato} = 23,748 \text{ Ft}^2$$

$$\% \text{ Precisión} = 98 \%$$

Coficiente global de diseño. (condensadores secundarios ).

$$U_d = \frac{A_{sub} U_{sub} + A_{out} U_{out}}{A_{out} + A_{out}}$$

$$U_d = \frac{(16,937)(43.7) + (6,474)(115.26)}{16,937 + 6,474} = 63.5$$

**TABLA 5.1 CARACTERISTICAS PRINCIPALES DE  
LOS CONDENSADORES DE GASOLINA**

CLAVE	ALTERNATIVA 1		ALTERNATIVA 3 Y 4	
	EX-07	EX-08	EX-07	EX-08
SERVICIO	COND. 1° DE GASOLINA	COND. 2° DE GASOLINA	COND. 1° DE GASOLINA	COND. 2° DE GASOLINA
NUMERO DE UNIDADES	4	6	9	6
CARGA TERMICA MM BTU/Hr	226.25	99.7	226.25	99.7
COEFICIENTE GLOBAL BTU Hr ft <sup>2</sup> F	69	62	48	62
AREA DE TRANSFERENCIA ft <sup>2</sup>	4618	3958	5156	3958
AGUA DE ENF. TOT. Lb/hr	10284081	4545454	-	4545454

NOTA: LAS CARACTERISTICAS ESTAN DADAS POR UNIDAD

## 6. CALCULO DE CALENTADORES A FUEGO DIRECTO.

### 6.1 DESCRIPCION DEL EQUIPO.

En la Industria de refinación del petróleo, el uso de los calentadores a fuego directo es de gran importancia; debido a que su función principal consiste en elevar la temperatura de una corriente de proceso, hasta valores que no pueden ser alcanzados mediante vapor u otra corriente de proceso. Aproximadamente el 75 % de la energía utilizada en la industria petroquímica y plantas de procesos químicos - se obtiene de la combustión de hidrocarburos en calentadores a fuego directo y calderas de vapor.

Un calentador a fuego directo se puede describir, como un conjunto de dispositivos en los cuales el calor se libera por la oxidación de un combustible, siendo este calor transferido a otro fluido contenido dentro de serpentines. Estos elementos tubulares generalmente están dispuestos a lo largo de las paredes y del techo de la cámara de combustión, donde el calor es principalmente transferido - por radiación.

Adicionalmente a la cámara de combustión; los calentadores incluyen uno ó dos bancos de tubos ( Sección de Convección), donde se aprovecha el calor residual de los gases de combustión que abandonan la sección de radiación.

En el primer banco normalmente se precalienta la carga de alimentación, mientras que el segundo es utilizado para otros servicios como ; generación ó sobrecalentamiento de vapor, precalentamiento de aire etc.

Dependiendo del tipo de arreglo tubular los calentadores a fuego directo se pueden clasificar en dos grupos : los de tubos horizontales, y los de tubos verticales; refiriéndonos a la forma en que --

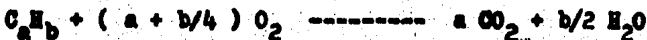
están dispuestos los tubos de la cámara de combustión ó sección radiante.

El tipo de calentador utilizado en el proceso de destilación primaria de petróleo crudo, es el calentador tipo cabaña de tubos horizontales (Fig. 6.1). En estos calentadores, el serpentín de la sección de radiación está arreglado horizontalmente, alineado a las paredes y al techo de la cámara de combustión; el serpentín de la sección de convección, está posicionado como un banco de tubos horizontales; colocados encima de la sección radiante. Normalmente los tubos son calentados mediante quemadores colocados en el piso, quedando la llama en posición vertical. Este tipo de configuración es un diseño económico de alta eficiencia; el cual representa a la mayoría de las instalaciones de calentadores de tubos horizontales.

## 6.2 CONCEPTOS BASICOS DE COMBUSTION.

Para el diseño de calentadores a fuego directo es necesario tener presente los conceptos básicos de combustión, que se exponen a continuación :

El calor de combustión de una sustancia, es el calor involucrado cuando la sustancia es transformada a sus productos de oxidación final por medio de oxígeno molecular :



El calor estandar de combustión, está definido como el cambio de entalpías que resulta de la reacción de combustión de una sustancia en condiciones estandar ( 77°F y 1 atm ). El grueso ó alto calor de combustión es igual al calor estandar de combustión, pero llevandose la reacción a 60°F . El agua formada durante la reacción se encuentra en estado líquido en ambos casos.

El calor neto de combustión es el calor involucrado en una rea

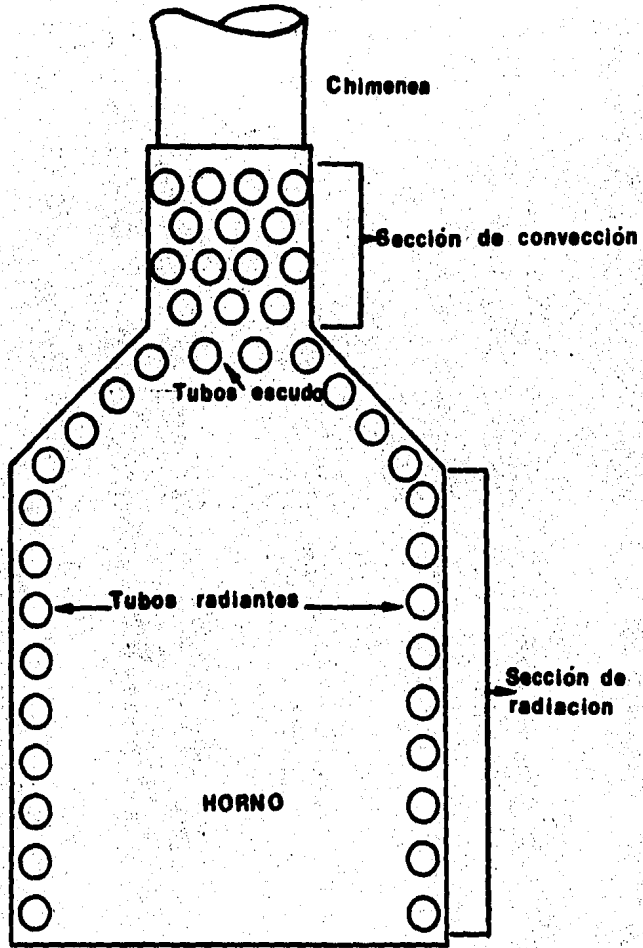


Fig. 6.1 Corte transversal de un calentador a fuego directo.

cción de combustión, que se lleva acabo a 60°F y que da productos en estado gaseoso. Al calor neto de combustión se le conoce también como poder calorífico neto ó inferior; y al grueso calor de combustión se le conoce como poder calorífico alto ó superior.

A diferencia de la industria de calderas, las cuales trabajan con altos valores caloríficos, en la industria de calentadores a fuego directo se utiliza el poder calorífico neto del combustible.

Para que cualquier reacción química se lleve acabo en un tiempo razonable, es necesario que uno de los reactivos se encuentre en exceso; en este caso bajo ninguna circunstancia se permite un exceso de combustible, ya que además de desperdicio, podría representar un peligro al salir dicho exceso con los gases de combustión. Puesto que la combustión en un calentador a fuego directo utiliza aire como fuente de oxígeno, deberá existir un exceso de aire respecto a los requerimientos estequiométricos para asegurar la completa reacción del combustible. La experiencia, en cuanto al diseño de calentadores muestra que el exceso de aire recomendable es de : 20 % para combustible gas y de 25 % para líquido.

A diferencia del combustible gaseoso, el contenido calorífico de un líquido, no se desarrolla a partir de un análisis de componentes; en lugar de ello, el poder calorífico se expresa como una función de la gravedad específica del aceite. ( Fig 9.14)

### 6.3 DESCRIPCIÓN DEL METODO DE DISEÑO.

Existen dos tipos de métodos para el cálculo de los calentadores a fuego directo: globales y rigurosos.

En el diseño de calentadores; utilizaremos el método global -- de cálculo presentado por Herbert L. Berman (10) . La ventaja de este método, es el cálculo rápido y directo basado en algunos valores --

obtenidos de acuerdo a la experiencia; y utilizando ecuaciones que se fundamentan en estudios hechos por algunos autores sobre transferencia de calor.

El método de cálculo se puede dividir en las siguientes partes :

### 1.- EFICIENCIA TERMICA DEL CALENTADOR.

La eficiencia térmica de calentadores que cuentan con una sección de convección esta determinada por la selección de la temperatura de salida de los gases de combustión . Una base típica de diseño asume un incremento de  $150^{\circ}\text{F}$  entre las temperaturas de salida de los gases de combustión y la del fluido de proceso a la entrada del equipo.

Para determinar la eficiencia térmica, empezaremos calculando el calor perdido en la chimenea; a cualquier temperatura del gas de combustión, la diferencia entre el porcentaje de calor extraído y el 100 % constituyen este valor. Tomando en cuenta que el combustible y el aire de combustión se abastecen a la temperatura de referencia de  $60^{\circ}\text{F}$ , para una temperatura propuesta de salida del gas y un porcentaje de exceso de aire, el porcentaje de calor extraído del gas de combustión es :

$$\% \text{ HE} = \frac{100 \text{ HA}}{\text{LHV}}$$

donde :

$\% \text{ HE}$  = Porcentaje de calor extraído.

$\text{HA}$  = Calor disponible en BTU/Lb de combustible. Este dato se obtiene de la gráfica 9.13 ; a partir de la temperatura de salida de los gases de combustión y el % de exceso de aire.

$\text{LHV}$  = Poder calorífico neto.

Restando al porcentaje de calor extraído, el porcentaje de pérdidas de calor por radiación (aproximadamente 2% ), obtenemos finalmen-

te la eficiencia térmica del equipo.

Ahora obtendremos la cantidad de combustible consumido durante la operación, para lo cual se calcula el calor real necesario transmitido al fluido, puesto que una parte del calor total son pérdidas. El calor real producido en el calentador se obtiene de dividir el calor nominal entre la eficiencia calculada.

Con el valor anterior, el combustible consumido podrá evaluarse de acuerdo con la siguiente expresión :

$$F.C. = \frac{QRP}{LHV}$$

donde:

F.C. = Combustible consumido en Lb/hr.

QRP = Calor real producido en BTU/Hr.

La cantidad de gases de combustión generada, se calcula por el producto del combustible consumido y la relación de libras de gases de combustión por libra de combustible, obteniéndose este último valor de la figura 9.12 .

## 2.- SECCION DE RADIACION.

En el diseño global de calentadores a fuego directo, la primera etapa es encontrar ó seleccionar el promedio de la velocidad de transferencia de calor por unidad de área en la sección radiante -- (tabla 9.3 ). Por definición este promedio de flux térmico representa, el calor transferido en la sección de radiación dividido entre la superficie total de transferencia de dicha sección, basado en el diámetro externo del tubo.

La distancia entre centros de tubos afecta directamente a la velocidad de transferencia radiante por unidad de área, espaciamientos amplios permiten mayores absorciones de calor por radiación, logrando temperaturas de la cámara de combustión relativamente meno-



res y proporcionando una buena distribución de calor alrededor de los tubos, mientras que espaciamientos pequeños permiten instalar un mayor número de tubos en un determinado volumen. El espaciamiento más común para lograr una buena distribución de calor por radiación, es aproximadamente de dos veces el diámetro nominal.

El siguiente paso dentro del diseño, es evaluar las cantidades de calor absorbido en la sección radiante y en la sección de convección. Para dicha evaluación es necesario conocer la temperatura residual del gas de combustión en la sección de radiación ó temperatura del puente.

La temperatura del puente se expresa graficamente en la fig. 9.14, como una función de la velocidad de transferencia radiante por unidad de área y la temperatura del metal en la sección de radiación. Esta última temperatura se obtiene sumando 75 °F a la temperatura promedio del fluido en la sección de radiación.

Una vez establecidas las temperaturas, de los gases de combustión a la salida del calentador y la temperatura del puente, la proporción de calor radiante se obtiene como una función del calor disponible a esta temperatura.

$$Q_R = ( HBW/HFG ) Q$$

donde:

$Q_R$  = Calor transferido por radiación en BTU/Hr.

HBW = Calor disponible a la temperatura del puente en BTU/Lb.

HFG = Calor disponible a la temperatura de salida de los gases de combustión en BTU/Lb de combustible, en BTU/Lb de combustible.

Dividiendo, el calor suministrado al fluido en esta zona entre el promedio de la velocidad de transferencia por radiación y por unidad de área obtendremos el área requerida para la transferencia de

calor radiante.

$$A_R = \frac{Q_R}{q}$$

donde:

q = Velocidad de transferencia de calor por radiación BTU/Hr FT<sup>2</sup> .

### 3. SECCION DE TUBOS ESCUDO.

Toda la reacción de combustión debe llevarse a cabo antes de que los gases lleguen a la sección de convección. Aunque el efecto por radiación se manifiesta principalmente en la cámara de combustión, también algunos efectos radiactivos influyen en la sección de convección a pesar de que el principal mecanismo de transferencia sea por convección.

Las primeras dos ó tres hileras del banco de convección, que se encuentran en el punto donde los gases entran a ésta sección, se conocen con el nombre de tubos escudo; reciben este nombre porque generalmente, estos tubos son arreglados en una configuración triangular, de tal forma que absorben la mayor parte del calor residual radiactivo; sirviendo como una especie de escudo a los demás tubos del banco.

La cantidad de calor absorbido es estos tubos es un proceso de ensayo y error.

Una vez definida la temperatura del puente, y la temperatura promedio del fluido en esta sección, se supone una temperatura de los gases a la salida de la zona, la cual se checa posteriormente .

Empezaremos por calcular la diferencia media logarítmica de temperaturas :

$$LMTD = \frac{(T_{EW} - T_{SB}) - (T'_{EW} - T_{SB})}{T_{EW} - T_{SB} - T'_{EW} - T_{SB}}$$

donde :

T<sub>EW</sub> = Temperatura de los gases de combustión en el puente °F

TSE = Temperatura promedio del fluido en los tubos escudo °F.

T'EW = Temperatura a la salida de la sección de tubos escudo -  
de los gases de combustión en °F .

Para estimar el coeficiente de película basado sobre convección pura de los gases de combustión, en flujo normal en el banco de tubos escudo, se utiliza la siguiente ecuación:

$$h_c = \frac{2.14 G^{0.6} T_{ga}^{0.28}}{d_o^{0.4}}$$

en donde :

G = Densidad de flujo másico de los gases de combustión en --  
Lb/s-Ft<sup>2</sup>.

T<sub>ga</sub> = Temperatura promedio de los gases de combustión en °R .

d<sub>o</sub> = Diámetro exterior en in.

h<sub>c</sub> = Coeficiente de película por convección en BTU/Hr-Ft<sup>2</sup>°F.

Esta ecuación no toma en cuenta las cantidades de calor por -- radiación transmitidas por los gases calientes de combustión, fluyendo a través de los tubos; ó re-radiación de las paredes de la sección de convección. Como una buena aproximación el coeficiente de radiación de los gases de combustión puede calcularse de acuerdo a la siguiente expresión :

$$h_{rg} = 0.0025 T_g - 0.5$$

donde :

h<sub>rg</sub> = Coeficiente de radiación del gas en BTU/Hr-ft<sup>2</sup>°F.

T<sub>g</sub> = Temperatura promedio de los gases de combustión en °F.

El por ciento de re-radiación de las paredes se considera generalmente de un 10 % ; basandose en este valor, el coeficiente de transferencia de calor para el banco de tubos escudo se calcula como sigue:

$$h_o = 1.1 (h_c + h_{rE})$$

donde:

$h_o$  = Coeficiente total de transferencia por fuera de los tubos en BTU/Hr-ft<sup>2</sup>°F.

El coeficiente de película del fluido dentro de los tubos se calcula de la siguiente manera :

$$h_1 = 0.027 \frac{k}{D} \left[ \frac{DG}{\mu} \right]^{0.8} \left[ \frac{C_p \mu}{k} \right]^{0.333} \left[ \frac{\mu}{\mu_w} \right]^{0.14}$$

en donde:

$h_1$  = Coeficiente de película del fluido en BTU/Hr-ft<sup>2</sup>°F .

D = Diámetro externo en ft.

G = Densidad de flujo másico en Lb/hr-ft<sup>2</sup>

k = Conductividad térmica del fluido en BTU/HrFt<sup>2</sup>-(°F/ft).

$\mu$  = Viscosidad del fluido en BTU/Hr-ft.

Cp = Calor específico del fluido en BTU/Lb-°F.

$\mu_w$  = Viscosidad del fluido a la temperatura de la pared en -- Lb/ft-hr.

Para obtener el coeficiente de transferencia del metal; se divide la conductividad térmica de este, entre el espesor de la tubería.

$$h_w = \frac{k_m}{t_m}$$

$k_m$  = Conductividad térmica del tubo en BTU/Hr-Ft<sup>2</sup>(°F/in).

$t_m$  = Espesor de la tubería en pulgadas.

$h_w$  = Coeficiente de transferencia del tubo en BTU/HrFt<sup>2</sup>°F .

Las resistencias se obtienen como los inversos de los coeficientes respectivos, siendo necesaria la corrección por áreas, en los coeficientes de transferencia del metal y del fluido en proceso.

El coeficiente global de transferencia se obtiene :

$$U = \sum \frac{1}{R_1}$$

U = Coeficiente global de transferencia de calor en BTU/Hr-ft<sup>2</sup>°F.

R<sub>1</sub> = Resistencia del componente i (el fluido de proceso, el metal y los gases de combustión) en Hr-Ft<sup>2</sup>-°F/BTU .

Una vez obtenido el coeficiente global de transferencia, se calcula el calor absorbido en el banco de tubos escudo :

$$Q = U (LMTD) A$$

donde:

Q = Calor absorbido en los tubos escudo en BTU/Hr.

U = Coeficiente global de transferencia en BTU/Hr-ft<sup>2</sup>-°F.

LMTD = Diferencia media logarítmica de temperatura en °F.

A = Area de la sección en Ft<sup>2</sup>.

Con esta información : es posible obtener el calor disponible a la temperatura de salida en el banco de tubos escudo:

$$HGC = \left[ \frac{Q_r + Q}{Q_r} \right] HBW$$

HGC = Calor disponible a la temperatura de salida de los gases de combustión en BTU/lb de combustible.

HBW = Calor disponible a la temperatura del puente en BTU/Lb.

Q<sub>r</sub> = Calor absorbido en la sección radiante en BTU/Hr.

Q = Calor absorbido en los tubos escudo en BTU/Hr

Con el calor disponible de los gases de combustión a la temperatura supuesta en un principio; y el exceso de aire utilizado, podemos obtener la temperatura de salida de los gases de combustión, con ayuda de la figura 9,13.

En este momento se checa el valor de la temperatura supuesta - como es de suponerse, en caso de que no sean iguales las temperaturas deberá proponerse una nueva temperatura e iniciar nuevamente el ---

cálculo.

4.- BANCO DE CONVECCION.

Los requerimientos de superficie para la zona de convección, se controlan por la resistencia de película en el lado de los gases de combustión. Generalmente para incrementar la velocidad de transferencia por unidad de longitud del tubo, la sección de convección utiliza tubos con superficie extendida. Con dicha superficie, la transferencia de calor por radiación en estos tubos, es tan pequeña que puede -- despreciarse. El coeficiente de transferencia de calor en los tubos -- alietados, se calcula de acuerdo a la siguiente expresión:

$$h_o = J C_p \frac{G}{\left[ \frac{C_p}{k} \right]^{2/3}}$$

donde:

G = Densidad de flujo másico de los gases de combustión en Lb/hr-ft<sup>2</sup>.

C<sub>p</sub> = Calor específico del gas de combustión en BTU/Lb°F.

k = Conductividad térmica del gas de combustión en BTU/HrFt<sup>2</sup>(°F/ft).

= Viscosidad del gas de combustión en Lb/Hr-ft.

J = Factor de transferencia de calor(adimensional).

h<sub>o</sub> = Coeficiente de transferencia de calor en BTU/HrFt<sup>2</sup>°F.

El factor adimensional J se calcula como una función del número de Reynold, como se muestra en la figura 9.15 .

Debido a que se trata de tubos con superficie extendida, se necesita obtener el coeficiente efectivo de transferencia :

$$h_{oe} = h_o (E (A_t - A_o) + A_o) / A_t$$

donde:

h<sub>oe</sub> = Coeficiente efectivo de transferencia en BTU/HrFt<sup>2</sup>°F.

A<sub>t</sub> = Superficie de transferencia del tubo alietado por pie de tubería lineal en ft<sup>2</sup>/ft.

E = Eficiencia de la aleta . Se obtiene de la gráfica 9.16 .

Cuando a las superficies ordinarias de transferencia de calor se les añade piezas de metal, estas extienden la superficie disponible para la transferencia por unidad de longitud de tubería, aumentando el flujo de calor. Las superficies extendidas en el banco de convección de calentadores a fuego directo, son aletas de tipo transversal; debido a que en esta zona se tiene un flujo de tipo cruzado.

El calor absorbido en los tubos aletados se obtiene por diferencia de calor total transferido al fluido, menos la suma de los calores absorbidos en la sección de radiación y en la de los tubos escudo. El área de la sección de tubos aletados, se calcula de acuerdo a la siguiente expresión :

$$A_c = \frac{Q_c}{LMTD (U)}$$

donde;

$Q_c$  = Calor transferido en la sección de tubos aletados en ---  
BTU/Hr.

LMTD = Diferencia media logarítmica de temperaturas en  $^{\circ}F$  .

U = Coeficiente global de transferencia de calor en  $BTU/HrFt^{20}F$ .

$A_c$  = Área de transferencia de calor de la sección de tubos aletados en  $Ft^2$  .

A partir de esta área, y con las características del banco de tubos aletados se obtiene el número de hileras en el banco.

#### 5.- CAIDA DE PRESION.

El flujo normal de un fluido de proceso através de un calentador a fuego directo, comienza a la entrada de la sección de convección, dicha corriente se mueve através de esta sección a flujo cruzado con respecto a los gases de combustión; posteriormente entra al banco

de tubos escudo y después a la sección radiante; donde la mayor parte del calor se absorbe. Los tubos adyacentes en el calentador se conectan mediante retornos de 180° .

Cada serie de tubos consecutivos en los cuales el fluido viaja, desde la entrada hasta la salida ; se conoce como paso ó corriente paralela.

La mejor combinación de tamaño de tubería y número de pasos, esta definido, en función de la caída de presión del fluido . Para operaciones típicas de calentamiento; los tubos son generalmente de 4 pulgadas IPS de diámetro, siendo estas a menudo las que representan la más baja inversión en los calentadores.

La caída de presión para un fluido en una sola fase, se obtiene utilizando los principios hidráulicos ; de acuerdo a la siguiente ecuación :

$$\Delta P = \frac{0.00517 f (g)^2 V L_0}{d_i}$$

donde :

$\Delta P$  = Caída de presión permisible en  $\text{Lb/in}^2$

$f$  = Factor de fricción.

$g$  = Densidad de flujo másico del fluido en  $\text{Lb/s-Ft}^2$

$V$  = Volumen específico promedio.

$d_i$  = Diámetro interno de la tubería en in.

$L_0$  = Longitud hidráulica.

La longitud hidráulica total es :

$$L_0 = L_t + L_{ea}$$

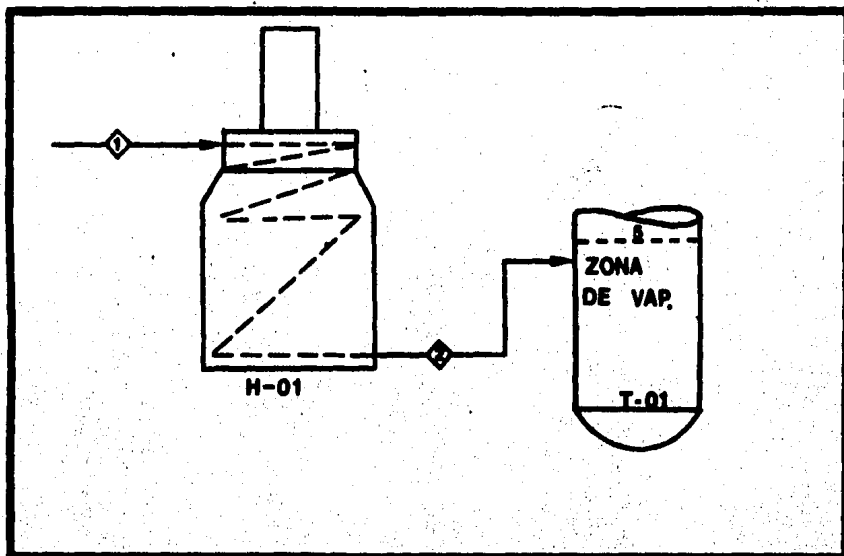
$L_t$  = Longitud total de la tubería en Ft.

$L_{ea}$  = Longitud equivalente debida a accesorios en Ft.

La longitud equivalente debida a accesorios es generalmente dada, como una función del diámetro de tubería.



6.4 DISEÑO DE LOS CALENTADORES A FUEGO DIRECTO.



CONDICIONES DE OPERACION.

ENTRADA.

Petróleo Crudo.

$$w_1 = 1,881,594 \text{ Lb/Hr.}$$

$$t_1 = 410^\circ\text{F}$$

$$\% \text{ vap (1) = 0 \%}$$

$$h_1 = 216.35 \text{ BTU/Lb.}$$

$$q_1 = 1,881,594 (216.35) = 407.46 \text{ MMBTU/Hr}$$

SALIDA.

$$t_2 = 637^\circ\text{F}$$

$$\% \text{ vap (2) = 73.78\%}$$

PRODUCTOS A LA SALIDA.

	w	h	q (MMBTU/hr)
Gasolina <sub>v</sub>	505,974	( 285 )	= 245.4
Turbosina <sub>v</sub>	172,188	( 475 )	= 81.79
Kerosina <sub>v</sub>	374,962	( 470 )	= 176.23
Diesel <sub>v</sub>	196,878	( 460 )	= 90.56

PRODUCTOS A LA SALIDA.

$$\text{Residuo}_v \quad w \quad h \quad q \quad \text{MMBTU/Hr}$$
$$28,804 \quad ( 440 ) = 12.67$$

$$\text{Residuo}_1 \quad 547,279 \quad ( 355 ) = \underline{194.28}$$

$$q_2 = 800.93 \text{ MMBTU/Hr.}$$

$$Q_{\text{calentador}} = q_2 - q_1 = 800.93 - 407.46 = 393.47$$

No. de unidades : 2

$$Q_{\text{unidad}} = 196.73 \text{ MMBTU/Hr}$$

Combustible : Combustibleo.

$$^{\circ}\text{API} : 13^{\circ}$$

$$\text{LHV} : 17,780 \text{ BTU/Lb}$$

BASES DE DISEÑO .

Calentador tipo cabaña de tubos horizontales .

25 % de exceso de aire.

Velocidad de transferencia de calor por radiación.

$$( \text{Tabla 9.3} ) \quad q = 12,000 \text{ BTU/Hr Ft}^2$$

EFICIENCIA TERMICA DEL CALENTADOR.

Temperatura de los gases de combustión.

$$\text{FGT} = 410 + 150 = 560 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Calor disponible de los gases de combustión.

$$\text{HA} = 15,000 \text{ BTU/Lb} \quad (\text{fig. 9.13} )$$

Porcentaje de calor extraído del gas de combustión.

$$\% \text{HE} = \frac{100(15,000)}{17,780} = 84.36 \%$$

Eficiencia.

$$\bullet = 84.36 - 2.0 = 82.36 \%$$

Calor Real Producido.

$$QRP = \frac{196.73 \times 10^6 \text{ BTU/Hr}}{0.8236} = 238.87 \times 10^6 \text{ BTU/Hr.}$$

Combustible consumido.

$$F.C. = \frac{238.87 \times 10^6 \text{ BTU/Hr}}{17,780 \text{ BTU/Lb}} = 13,435 \text{ Lb/Hr de combustible.}$$

GASES DE COMBUSTION GENERADOS.

$$\text{Lb gases de combustión/Lb combustible} = 17.8 \quad (\text{fig. 9.11})$$

$$\text{Gases de combustión generados} = 13,435 (17.8) = 239,143$$

SECCION DE RADIACION.

Temperatura de entrada del fluido a la sección de radiación.

$$t_i = 455 \text{ }^\circ\text{F}$$

Temperatura Promedio del fluido en la sección de radiación.

$$\bar{t} = \frac{455 + 637}{2} = 546 \text{ }^\circ\text{F}$$

Temperatura del Metal.

$$t_m = 546 + 75 = 625 \text{ }^\circ\text{F}$$

Temperatura del Puente.

$$TBW = 1,675 \text{ }^\circ\text{F} \quad (\text{fig. 9.14})$$

Calor disponible del Gas de Combustión a la Temperatura del Puente .

$$HBW = 9,200 \text{ BTU/Lb de comb.} \quad (\text{fig. 9.13})$$

Calor Transferido por Radiación.

$$Q_R = 196.73 \times 10^6 (9,200/15,000) = 120.66 \times 10^6$$

Calor Transferido por Convección.

$$Q_c = 196.73 \times 10^6 - 120.66 \times 10^6 = 76.07 \times 10^6$$

Superficie de la sección de Radiación.

$$A_R = \frac{120.66 \times 10^6 \text{ BTU/Hr}}{12,000 \text{ BTU/Hr ft}^2} = 10,055 \text{ Ft}^2$$

Considerar la superficie de la primera hilera de tubos de la cámara de convección como superficie radiante.

Número de tubos por hilera (secc. de convección) = 8

Características de los tubos :

4 in IPS (4.5 in D.O. )

$L_c = 40 \text{ Ft.}$

longitud expuesta : 38.5 Ft

Superficie de la primera hilera de tubos

$$8(38.5)(1.178) = 363 \text{ Ft}^2$$

Superficie verdadera de la cámara de combustión.

$$A_R = 10,055 - 363 = 9,692 \text{ Ft}^2$$

Número de tubos en la sección de radiación.

$$N_t = \frac{9,692}{38.5(1.178)} = 214$$

### SECCION DE TUBOS ESCUDO.

Temperatura promedio del fluido en el banco de tubos escudo.

$$T_{SB} = 440 \text{ }^\circ\text{F}$$

Temperatura supuesta de los gases de combustión a la salida de la sección de Tubos Escudo.

$$T'_{BW} = 1,470 \text{ }^\circ\text{F.}$$

Cálculo de la LMTD.

$$LMTD = \frac{(1,675 - 440) - (1,470 - 440)}{\ln \frac{(1,675 - 440)}{(1,470 - 440)}} = 1,129 \text{ }^\circ\text{F}$$

Area libre en el banco de tubos escudo.

$$a = N_t L_t (d_t - d_o) / 12$$

$$a = 8(38.5)(8 - 4.5) / 12 = 90 \text{ Ft}^2$$

Densidad de flujo másico de los gases de combustión.

$$g = \frac{239,143 \text{ Lb/hr gases de combustión}}{3,600 (90 \text{ ft}^2)} = 0.738 \text{ Lb/Ft}^2 \text{ sg.}$$

Coefficiente de película, basado sobre convección pura de los gases de Combustión.

$$h_c = \frac{2.14 (0.738)^{0.6} (2,032.5)^{0.28}}{(4.5)^{0.4}} = 8.2454 \text{ BTU/Hr Ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Coefficiente de Radiación del gas.

$$h_{rg} = 0.0025(1,572.5) - 0.5 = 3.43 \text{ BTU/Hr Ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Coefficiente combinado del gas de combustión.

$$h_o = 1.1(8.2454 + 3.43) = 12.843 \text{ BTU/Hr Ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Coefficiente de película, lado tubos.

$$h_1 = 0.027 \left( \frac{0.069}{0.375} \right) \left( \frac{0.375(2,672,719)^{0.8}}{1.0164} \right) \left( \frac{0.66(1,0104)^{0.33}}{0.069} \right) = 661$$

$$R_1 = A_o / h_1 A_1$$

$$R_1 = 1.178 / 661(1.055) = 0.001689$$

$$h_w = k_w / t_w$$

$$h_w = 324 / 0.237 = 1,367 \text{ BTU/Hr Ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R_w = 1.178 / 1,367(1.055) = 0.000817$$

$$R_o = 1 / 12.843 = 0.07786$$

Coefficiente global de Transferencia.

$$R_k = 0.001689 + 0.000817 + 0.07786 = 0.0803$$

$$U = 1 / R_k = 12.45 \text{ BTU/Hr Ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Velocidad de transferencia en el banco de tubos escudo.

$$12.45 \text{ BTU/Hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F} (1,129 \text{ } ^\circ\text{F}) = 14,056 \text{ BTU/Hr Ft}^2$$

Superficie del banco de Tubos Escudo.

$$3(8)(38.5)(1.178) = 1,088 \text{ Ft}^2$$

Carga Térmica absorbida en el banco de Tubos Escudo.

$$Q = 1,088 \text{ Ft}^2 (14,056 \text{ BTU/Hr Ft}^2) = 15.29 \times 10^6 \text{ BTU/Hr.}$$

Calor disponible del gas de combustión a la salida del banco de --  
Tubos Escudo.

$$\text{HSB} = 9,200(120.66/120.66 + 15.29) = 10,366 \text{ BTU/Lb.}$$

De acuerdo con el calor disponible se puede observar en la fig 9.13 ,  
que la temperatura de salida de los gases de combustión en la sección  
de tubos escudo; checa con la supuesta.

### BANCO DE CONVECCION.

Absorción de calor en el banco de tubos Aletados.

$$Q_c = 76.07 \times 10^6 - 15.29 \times 10^6 = 60.78 \times 10^6 \text{ BTU/Hr.}$$

Temperatura del fluido a la salida del banco de Tubos Escudo .

Temperatura de Entrada a la sección de Radiación.

$$t_2 = 455 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura promedio del fluido en la sección de tubos Escudo.

$$\bar{t} = 440 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperatura de Entrada a la sección de Tubos Escudo ó de salida de  
la sección de tubos aletados ( $t_1$ ).

$$\bar{t} = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$t = \frac{t_1 + 455}{2} = 440 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_1 = 440(2) - 455 = 425 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Cálculo de la LMTD.

$$\text{LMTD} = \frac{(1,470 - 425) - (560 - 410)}{\ln \frac{(1,470 - 425)}{(560 - 410)}} = 461 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Utilizando 3 aletas/in, con 3/4 in de altura y 0.05 in de espesor --  
 el  $A_t = 7.33 \text{ Ft}^2/\text{Ft}$ .

AREA LIBRE EN EL BANCO DE TUBOS ALETADOS.

$$A = N_t L_t \left( \frac{d_t - d_o}{12} \right) - 2 \left( \frac{\text{altura de aleta}(\text{espesor})(\text{No. de aletas por tubo.})}{12} \right)$$

$$A = 8(38.5) \left( \frac{8 - 4.5}{12} \right) - \frac{2(0.75)(0.05)(3)}{12} = 84.06 \text{ ft}^2$$

Masa Velocidad.

$$G = \frac{239,143 \text{ Lb/Hr}}{84.06 \text{ Ft}^2} = 2,845 \text{ Lb/HrFt}^2$$

Número de Reynolds.

$$\text{Re} = \frac{(4.5 \text{ in})(2,845 \text{ Lb/HrFt}^2)}{12(0.084 \text{ Lb/HrFt})} = 12,700$$

$$= 0.084 \text{ Lb/hrft}$$

De la fig. 9.15 se obtiene J.

$$J = 0.0086$$

Determinar el coeficiente de transferencia de calor.

$$h_o = \frac{0.0086 (0.28)(28.45)}{\left( \frac{0.084(0.28)}{0.03} \right)^{2/3}} = 8.057$$

Eficiencia de la aleta.

Se obtiene de la figura 9.16 con los siguientes datos.

$$t = \text{Espesor de la aleta, } 0.05 \text{ in.}$$

$$kt = 21(0.5) = 1.05$$

$$H = \text{Altura de la aleta, } 3/4 \text{ in.}$$

$$E = 80 \%$$

Determinar el coeficiente efectivo de transferencia,  $h_{oe}$ .

$$h_{oe} = \frac{8.057}{7.33} (0.8(7.33 - 1.178) + 1.178) = 6.7045$$

$$R_o = \frac{1}{6.7045} = 0.1491$$

$$R_1 = \frac{A_t}{h_1 A_1} = \frac{7.33}{661(1.054)} = 0.01052$$

$$R_w = \frac{7.33}{1.367(1.054)} = 0.00509$$

$$R_t = 0.1491 + 0.01052 + 0.00509 = 0.16471$$

$$U = \frac{1}{0.16471} = 6.071 \text{ BTU/HrFt}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Superficie banco de convección.

$$A_c = \frac{60.78 \times 10^6 \text{ BTU/Hr}}{461 \text{ } ^\circ\text{F}(6.071 \text{ BTU/HrFt}^2 \text{ } ^\circ\text{F})} = 21,717 \text{ Ft}^2$$

Superficie por Hilera.

$$S = 8(38.5)(7.33 \text{ Ft}^2/\text{ft}) = 2,257.64 \text{ Ft}^2$$

Número de hileras de tubos aletados.

$$N_t = \frac{21,717 \text{ Ft}^2}{2,257.6 \text{ ft}^2} = 9.6 ; \text{ se usan } 10 \text{ hileras.}$$

Superficie de Tubos aletados.

$$S = 10(2,257.6) = 22,576 \text{ Ft}^2$$



Calentadores a fuego  
directo (alternativas 1 y 2)

Balace térmico

Tabla 6.1

Carga térmica: 196.73 MMBTU/hr

	<u>Petróleo</u>	<u>Gases de comb.</u>
Horno		
temperatura de entrada °F	455	-
" " salida °F	637	1675
calor absorbido MMBTU/hr	120.66	

Sección de tubos escudo		
temperatura de entrada °F	425	1675
" " salida °F	455	1470
calor absorbido MMBTU/hr	15.29	

Banco de convección		
temperatura de entrada °F	410	1470
" " salida °F	425	560
calor absorbido MMBTU/hr	60.78	

Combustible consumido  
13,435 lb/hr

Características del calentador

No de unidades : 2

Características de los tubos

4 in IPS long.: 40 ft

	<u>Horno</u>	<u>Secc. tubos escudo</u>	<u>Banco de convec.</u>
Num. de tubos	214	24	80
Area ft <sup>2</sup>	9705	1088	22576
Coefficiente global $\frac{BTU}{hr ft^2}$		12.45	6.07

Calentadores a fuego

Balace térmico

Tabla 6.2

directo (alternativa 3 y 4)

Carga térmica : 165.76 MMBTU/hr

	<u>Petroleo</u>	<u>Gases de comb.</u>
Horno		
temperatura de entrada °F	517	-
" " salida °F	637	1660
calor absorbido MMBTU/hr	103.84	
Sección de tubos escudo		
temperatura de entrada °F	485	1660
" " salida °F	517	1455
calor absorbido MMBTU/hr	13.28	
Banco de convección		
temperatura de entrada °F	462	1455
" " salida °F	485	612
calor absorbido MMBTU/hr	48.13	

Características del calentador

No de unidades : 2

Características de los tubos

4 in IPS long: 40 ft

Combustible consumido

11,441 lb/hr

	<u>Horno</u>	<u>Secc. tubos escudo</u>	<u>Banco de conv.</u>
Num. de tubos	183	24	72
Area ft <sup>2</sup>	8299	1088	20318
Coficiente global $\frac{BTU}{hr ft^2}$		11.6	5.46

## 7. EQUIPO DE BOMBEO.

### 7.1 SELECCION DEL EQUIPO.

Al igual que en la mayoría de las industrias, en la industria petroquímica, las bombas centrífugas son las más utilizadas para el transporte de fluidos. Las características que se enumeran a continuación bastan para explicar el porque de su elección:

1. El flujo de descarga está prácticamente libre de variaciones.
2. Su diseño mecánico le permite manejar grandes volúmenes de líquido, por lo que su capacidad raramente es una limitación.
3. Tienen un gran rango de cabezas de descarga.
4. Bajos costos de mantenimiento.
5. Capacidad de adaptación para su uso con impulsores por motor ó turbina, lo que brinda seguridad de operación.
6. Se requiere de pequeño espacio para su instalación.

### 7.2 DIMENSIONAMIENTO HIDRAULICO DE LAS BOMBAS DE PROCESO.

Sea cual sea el servicio al que se dedique una bomba, todas las formas de energía aplicadas al líquido, al realizar este servicio se deben explicar al establecer el trabajo realizado.

La energía que suministra una bomba para desplazar un líquido en contra de la gravedad, ó simplemente para vencer la fricción de las tuberías puede ser expresada en unidades de longitud.

$$H = \frac{144 \Delta P}{\rho}$$

donde:

$\Delta P$  = Diferencia entre la presión de descarga y de succión de la bomba ( $\text{lb/in}^2$ ).

$\rho$  = Densidad del fluido ( $\text{Lb/FT}^3$ ).

H = Carga ó cabeza de la bomba (Ft).

Así pues, la caída de presión a través de la tubería, la cual --  
esta dada por :

$$\Delta P_T = 0.0001058 \times \frac{f L \rho B^2}{d^5}$$

donde:

L = Longitud de la tubería (ft).

B = Barriles /Hr de fluido.

d = Diámetro interno del tubo (in).

f = Factor de fricción en función del No. de Reynolds.

$$Re = 35.4 \times \frac{B \rho}{d \mu}$$

$\mu$  = Viscosidad del líquido en cp.

y la altura de la descarga ( $H'$ ), puedan sumarse algebraicamente y --  
expresarse en función de la carga en pies de líquido :

$$H = \frac{144 \Delta P_T}{\rho} + H'$$

Para determinar el trabajo real que se requiere de la bomba ó la  
potencia recibida del accionador (Motor ó Turbina), es necesario co-  
nocer además de la carga dinámica total, el flujo a manejar y la --  
eficiencia del equipo.

$$BHP = \frac{GPM H \rho}{247,000 \eta}$$

donde:

GPM = Galones por minuto.

$\eta$  = Eficiencia de la bomba.

Aplicando las ecuaciones anteriores para las alternativas con --  
sideradas; se obtuvieron los resultados que se muestran en la tabla  
7.1, sin llegar a mostrar unas bombas comerciales que den una cabeza  
y potencia estandar.

**TABLA 7.1 CARACTERISTICAS GENERALES DE LAS BOMBAS DE PROCESO**

**ALTERNATIVA 1 Y 2**

CLAVE SERVICIO	P-01 A/M C/TR BOMBA DE PETROLEO	P-02 A/M B/MR BOMBA DE GASOLINA	P-03 A/M B/MR BOMBA DE REC. DE GAS	P-04 A/M B/MR BOMBA DE TURBOSINA	P-05 A/M B/MR BOMBA DE KEROSINA	P-06 A/M B/MR BOMBA DE DIESEL	P-07 A/M B/T C/TR BOMBA DE RESIDUO
No DE UNIDADES	3	2	2	2	2	2	3
FLUJO GPM	2 187	1 356	1 862	1 666	1 875	915	604
CABEZA DIF. ft	974	346	236	249	310	352	857
POTENCIA hp	771	148	139	138	200	119	208
POTENCIA TOTAL kw	1151	110	104	103	149	89	310

<b>ALTERNATIVA 3 Y 4</b>							
No DE UNIDADES	3	2	2	2	2	2	3
FLUJO GPM	2 187	1 356	1 862	(1 517) 1 695	2 942	1 311	604
CABEZA DIF. ft	1 006	346	236	(220) 249	310	352	857
POTENCIA hp	797	148	139	(111) 140	314	169	208
POTENCIA TOTAL kw	1 188	110	104	(83) 104	234	126	310

## 8. ANALISIS ECONOMICO COMPARATIVO.

### 8.1 INTRODUCCION.

Para poder determinar la alternativa más viable desde el punto de vista económico, se realizará un análisis económico, cuya confiabilidad de los resultados depende en forma directa de la información y los cálculos que conduzcan a la solución. Para poderlas comparar es necesario establecer un criterio de evaluación que se use como base para juzgarlas. La base general es el dinero, de tal manera que la alternativa seleccionada es la que tiene el menor costo global ó mayor beneficio.

Existen factores intangibles que no pueden ser expresados en términos de dinero, como pueden ser los cambios en el proceso debidos a una operación deficiente, riesgos de incendio etc. Estos factores cualitativos ó intangibles pueden ser utilizados cuando las alternativas tienen aproximadamente el mismo costo equivalente.

Previamente a este capítulo hemos determinado el número y características de los equipos principales, ya que estos constituyen un parámetro importante de comparación para la definición de la mejor alternativa; y están en proporción directa con la complejidad del sistema y la sensibilidad económica. En este capítulo estableceremos los criterios para la estimación de costos, los cuáles pueden clasificarse en dos grandes grupos: Estimación de costos de inversión y costos anuales de producción.

### 8.2 ESTIMACION DE COSTOS DE INVERSION .

Los costos de inversión están constituidos por la inversión original en los equipos e instalaciones principales. Existen diferentes métodos para estimar el costo de adquisición ó instalación de los

equipos de proceso. Estos métodos están basados en el uso de factores e información obtenida de la literatura.

Si se dispone de información del costo de un equipo en un año -- determinado y se requiere el costo actual, se utiliza el índice de incremento de costo con respecto al tiempo ó índice de costo.

Los índices de costo están en función de la inflación y se publican mensualmente en diferentes revistas. Utilizando la siguiente ecuación se obtendrán los costos de los equipos :

$$C_1 = C_2 \frac{I_1}{I_2}$$

donde :

$C_1$  = Costo del equipo para el año que se quiere conocer.

$C_2$  = Costo del equipo en el año de referencia.

$I_1$  = Índice para el año que se requiere conocer el costo del equipo.

$I_2$  = Índice para el año de referencia.

Se requiere además métodos para ajustar el costo estimado a un tamaño diferente de diseño. Para ello se puede utilizar la relación logarítmica que se conoce como factor de las seis décimas :

$$C_n = C r^{0.6}$$

donde :

$C_n$  = Costo del nuevo equipo.

$C$  = Costo del equipo anterior.

$r$  = Razón de la capacidad nueva a la anterior.

Los valores del factor costo-capacidad varían desde 0.2 hasta -- mayores de 1.0, dependiendo del equipo. Por esta razón el factor de -- las seis décimas deberá usarse solo en ausencia de otra información.

### 8.3 ESTIMACION DE LOS COSTOS ANUALES DE PRODUCCION.

El costo de producción es el gasto empleado en mantener activa ó produciendo una planta y comunmente se calcula en base anual, ya que tiene como ventaja con respecto a la base diaria, que elimina -- el efecto de variaciones estacionales, considera el factor de servicio y los cálculos pueden ser usados en forma directa en un análisis económico.

Estos costos se dividen en directos, que están en función de la producción e indirectos, que no alteran la producción de la planta.

#### COSTOS DIRECTOS.

Están formados por los siguientes conceptos :

#### MATERIAS PRIMAS.

Estos costos son los que tienen mayor impacto dentro de los costos de producción. En este caso debido a que para todas las alternativas es el mismo, no se verá afectado el resultado de la evaluación.

#### SERVICIOS.

Los requerimientos de servicios de una planta son determinados a partir de un diseño preliminar. Conociendo la cantidad de vapor de agua, agua de enfriamiento, energía eléctrica, combustible etc., el siguiente paso será determinar el costo de cada uno de ellos. Este -- costo deberá incluir la energía necesaria para producirlo, así como todos los gastos de operación necesarios.

El costo de servicios auxiliares varia fuertemente dependiendo de la cantidad consumida, la localización de la planta y de la fuente.



### **COSTOS INDIRECTOS.**

Estos gastos, no alteran la producción de la planta, pero es necesaria su estimación para determinar los costos anuales de producción. Enseguida se mencionan los más importantes :

#### **MANTENIMIENTO.**

El costo por mantenimiento se puede estimar como un porcentaje del costo del equipo que es más crítico y que requiere de un constante mantenimiento. En general el 4 % anual del costo de inversión en equipos de proceso, para el mantenimiento, es un mínimo.

#### **DEPRECIACION.**

La depreciación en este tipo de proyectos no se toma en cuenta ya que en el caso de Petróleos Mexicanos, los impuestos se cargan -- sobre utilidades brutas, perdiendo así este costo su funcionalidad.

#### **SEGUROS.**

Se estiman como el 1 % de la inversión total, debido a lo tóxico y explosivo de los hidrocarburos que se manejan en este tipo de plantas.

De acuerdo con lo expuesto anteriormente se calcularán los -- costos de inversión, y los costos anuales de producción para cada -- alternativa.

Los resultados se presentan a continuación.

ALTERNATIVA 1

COSTOS DE INVERSION.

EQUIPO.	MM\$
Precalentadores de crudo.	390
Calentadores a fuego directo.	1,878
Condensadores de gasolina.	411
Enfriadores de producto.	181
Equipo de bombeo.	95
<b>COSTO TOTAL DE INVERSION.</b>	<b>2,955</b>

COSTOS ANUALES DE PRODUCCION.

DIRECTOS.

SERVICIOS AUXILIARES.	MM\$	MM\$
Combustible :                      Combustóleo	3,509	Gas Natural 4,738
Agua de Enfriamiento	1,744	1,744
Energía Eléctrica	160	160

INDIRECTOS.

Mantenimiento	118	118
Seguros	30	30
<b>COSTO TOTAL DE PRODUCCION.</b>	<b>5,561</b>	<b>6,790</b>

Nota : Los costos están actualizados al mes de abril de 1985 .

MM\$ = Millones de pesos M. N.

ALTERNATIVA 2.

COSTOS DE INVERSION.

EQUIPO.	MM\$
Pre calentadores de crudo.	390
Calentadores a fuego directo.	1,878
Condensadores de gasolina.	810
Enfriadores de productos.	280
Equipo de Bombeo.	95
<b>COSTO TOTAL DE INVERSION.</b>	<b><u>3,453</u></b>

COSTOS ANUALES DE PRODUCCION.

DIRECTOS

SERVICIOS AUXILIARES.	MM\$	MM\$
Combustible :            Combustible	3,509	Gas Natural 4,738
Agua de enfriamiento.	187	187
Energía eléctrica	213	213

INDIRECTOS

Mantenimiento	138	138
Seguros	35	35
<b>COSTO TOTAL DE PRODUCCION.</b>	<b><u>4,082</u></b>	<b><u>5,311</u></b>

ALTERNATIVA 3.

COSTOS DE INVERSION.

EQUIPO	MM\$
Pre calentadores de crudo .	301
Calentadores a fuego directo.	1,624
Condensadores de gasolina .	545
Enfriadores de productos.	276
Equipo de bombeo.	99
<b>COSTO TOTAL DE INVERSION.</b>	<b><u>2,845</u></b>

COSTOS ANUALES DE PRODUCCION.

DIRECTOS

SERVICIOS AUXILIARES.	MM\$	MM\$
Combustible :                      Combustible	2,989	Gas Natural 4,035
Agua de enfriamiento.	1,464	1,464
Energía Eléctrica	171	171

INDIRECTOS.

Mantenimiento.	114	114
Seguros.	28	28
<b>COSTO TOTAL DE PRODUCCION.</b>	<b><u>4,766</u></b>	<b><u>5,812</u></b>

ALTERNATIVA 4 .

COSTOS DE INVERSION.

EQUIPO	MM\$
Precalentadores de crudo.	301
Calentadores a fuego directo.	1,624
Condensadores de gasolina.	672
Enfriadores de productos.	478
Equipo de bombeo.	100
<b>COSTO TOTAL DE INVERSION.</b>	<b><u>3,175</u></b>

COSTOS ANUALES DE PRODUCCION.

DIRECTOS.

SERVICIOS AUXILIARES.

	MM\$		MM\$
Combustible :		Combustibleo	
	2,989	Gas Natural	4,035
Agua de enfriamiento.	381		381
Energía Eléctrica	219		219

INDIRECTOS.

Mantenimiento.	127	127
Seguros.	32	32
<b>COSTO TOTAL DE PRODUCCION.</b>	<b><u>3,748</u></b>	<b><u>4,794</u></b>

#### 8.4 METODO DE EVALUACION.

Existen diferentes métodos que se utilizan para juzgar la -- conveniencia económica entre dos ó más proyectos. Dentro de aquellos que toman en cuenta el valor del dinero a través del tiempo, uno de los más utilizados es el método del valor presente neto.

Mediante la conversión de cada uno de los costos de producción a su valor presente, con objeto de sumarlos en una misma base, puede calcularse el costo actual de cada alternativa.

El procedimiento es como sigue :

1. Se calcula el costo total de producción, que representa la suma de costos de producción anual, a valor presente :

$$CTP = \frac{CPA}{(1+i)^1} + \frac{CPA}{(1+i)^2} + \dots + \frac{CPA}{(1+i)^n}$$

$$CTP = CPA (1+i)^{-n}$$

donde:

CPA = Costo anual de producción.

n = Años de vida del proyecto.

i = Tasa de interés.

2. Se calcula el costo total del proyecto a valor presente -- sumando el costo total de producción y la inversión inicial.

$$CT = CTP + CI$$

CI = Inversión inicial.



TABLA 8.1 COSTO TOTAL A VALOR PRESENTE (MM\$).

ALTERNATIVA	COMBUSTIBLE	
	COMBUSTOLEO	GAS NATURAL
1	13,116	15,361
2	10,911	13,157
3	11,553	13,464
4	10,023	11,934

### 8.5 ANALISIS DE RESULTADOS.

Analizando los resultados obtenidos :

- El ahorro en el consumo de combustible y agua de enfriamiento en las alternativas analizadas, representa una reducción considerable de los costos anuales de producción, en comparación con la alternativa actual.

- El uso de intercambiadores de calor enfriados por aire en las alternativas 2 y 4 aumenta los costos de inversión; sin embargo ya que los costos de producción a valor presente representan casi el costo total a valor presente, los altos costos de inversión en estas alternativas no influyen en la selección de la mejor alternativa.

- Considerando lo anterior, la alternativa más viable desde el punto de vista económico, es la alternativa que representa el mínimo costo anual de operación (alternativa 4). Mediante el aprovechamiento térmico en los condensadores de gasolina y el uso de aire como medio de enfriamiento se obtienen los mínimos costos totales a valor presente.

- De acuerdo con los resultados, se obtiene una mayor economía al utilizar combustible líquido (combustóleo), que al utilizar gas natural.



## 8.6 CONCLUSIONES

1. El petróleo se ha convertido en nuestros días en la principal fuente de energéticos que satisfacen las demandas actuales. Por lo anterior y teniendo en cuenta además que este es un recurso no renovable, su conservación es de vital importancia.

2. El problema fundamental que afronta toda industria petrolera para ser genuinamente independiente, es contar con recursos tecnológicos propios, y entre estos se cuenta la capacidad de refinar el crudo que se extrae. El crecimiento económico del país y la intensidad en el uso de vehículos ha generado en estos últimos años gran demanda de productos destilados; y por lo tanto ha obligado a elevar la capacidad de refinación.

3. La industria de refinación de petróleo reporta ingentes beneficios, pero tiene un elevado costo de operación y exige inversiones cuantiosas. El presentar alternativas que abatan estos costos, mediante el diseño de plantas más eficientes, y el mejor aprovechamiento de los recursos, es una importante tarea del Ingeniero Químico.

4. En la presente tesis, la finalidad de analizar diferentes alternativas en el proceso de destilación de petróleo crudo, fué la de encontrar el costo total a valor presente de cada una de ellas; y posteriormente en base a los resultados, elegir la más viable desde el punto de vista económico.

5. Mediante el aprovechamiento térmico en los condensadores de gasolina y el uso de aire como medio de enfriamiento se reducen considerablemente los costos por consumo de combustible y agua de enfriamiento. Aunque con esta alternativa se obtienen costos de inversión relativamente altos; el costo total a valor presente es el menor, en comparación con las alternativas restantes.

6. En relación a la alternativa seleccionada, cabe mencionarlo siguiente :

- Conforme se elevan los costos del agua de enfriamiento y - debido a las ventajas que presentan; el uso de intercambiadores de calor enfriados por aire, irá en aumento.
- El principal problema que se presenta al iniciar el precalentamiento del petróleo crudo en los condensadores de gasolina, es la probabilidad de mezcla de los fluidos por fracturas ó fugas en los tubos. Por ello se debe contemplar, la utilización de diseños en los que se evite manchar el producto superior.

7. Los resultados obtenidos nos obligan a insistir en que, es imprescindible ahorrar energía para no distraer recursos que pueden -- orientarse hacia otras áreas productivas.

9. DIAGRAMAS, TABLAS Y GRAFICAS.

INDICE.

- Figura 9.1 Diferencias de temperaturas de la destilación EFV, a partir de las diferencias de temperatura de la -- destilación ASTM.
- Figura 9.2 Temperatura de la destilación EFV correspondiente -- al 50 % de vaporización, a partir de la temperatura de la destilación ASTM respectiva.
- Figura 9.3(a) Diferencias de temperaturas de la destilación TBP a partir de las diferencias de temperaturas de la destilación ASTM .
- Figura 9.3(b) Temperatura de la destilación TBP correspondiente al 50 % de vaporización, a partir de la temperatura de la destilación ASTM respectiva.
- Figura 9.4 Diferencias de temperatura de la destilación EFV, a partir de las diferencias de temperatura de la destilación TBP.
- Figura 9.5 Temperatura de la destilación EFV correspondiente al 50 % de vaporización, a partir de la temperatura de la destilación TBP respectiva.
- Figura 9.6 Punto de ebullición promedio, a partir del punto de ebullición promedio volumétrico, y de la pendiente de Engler.
- Figura 9.7 Peso molecular de los aceites, a partir del punto de ebullición promedio y los grados API.

- Figura 9.8 Contenido de calor de las fracciones de petróleo.
- Tabla 9.1 Coeficientes globales de transferencia de calor, -- utilizados en el diseño térmico de intercambiadores de calor enfriados por aire.
- Figura 9.9 Factores de corrección del gradiente de temperatura del aire.
- Figura 9.10 Factor de corrección de la diferencia media logarítmica de temperaturas. (Soloaires).
- Tabla 9.2 Superficies de transferencia de calor de soloaires, a partir de las características de la unidad.
- Figura 9.11 Potencia requerida de los ventiladores, en intercambiadores de calor enfriados por aire.
- Figura 9.12 Gases de combustión generados en un calentador a --- fuego directo.
- Figura 9.13 Calor disponible de los gases de combustión.
- Tabla 9.3 Velocidades típicas de transferencia de calor, en -- las secciones de radiación de calentadores a fuego - directo.
- Figura 9.14 Temperaturas del puente, a partir de la temperatura del metal y la velocidad promedio de transferencia -- de calor por radiación.
- Figura 9.15 Factor de transferencia de calor de los gases de combustión a partir del número de Reynolds (sección de -- tubos aletados de los calentadores a fuego directo).
- Figura 9.16 Eficiencia de las aletas (sección de convección de - los calentadores a fuego directo).
- Figura 9.17 Poder calorífico de combustibles líquidos.

FIG 9.1

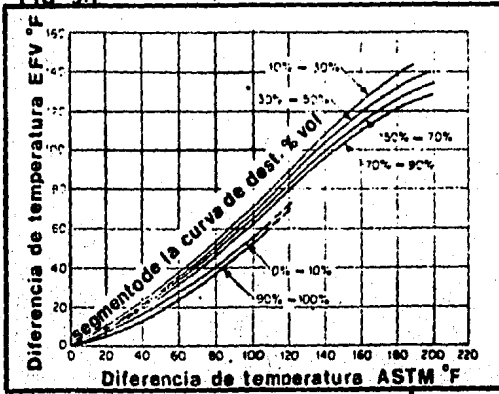


FIG 9.2

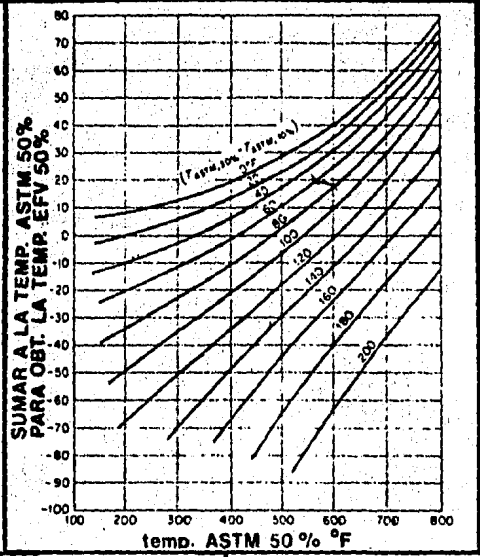
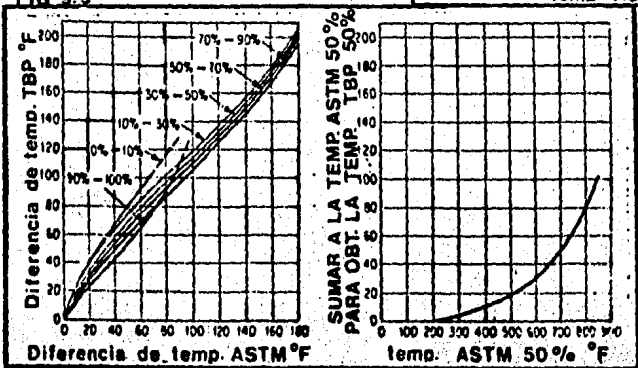


FIG 9.3



(a)

(b)

FIG 9.4

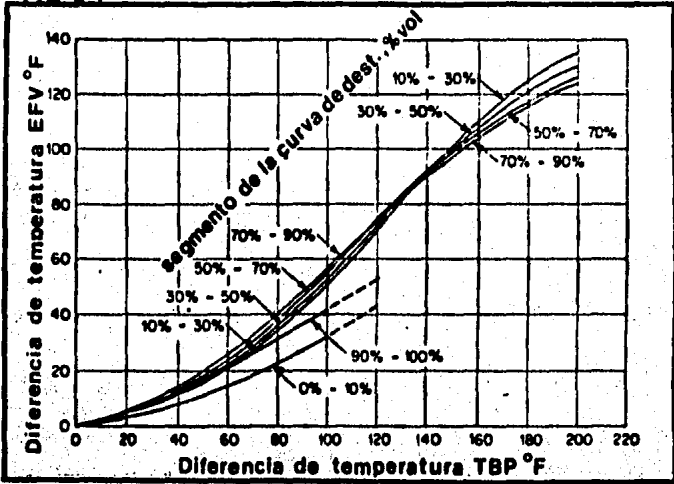


FIG 9.5

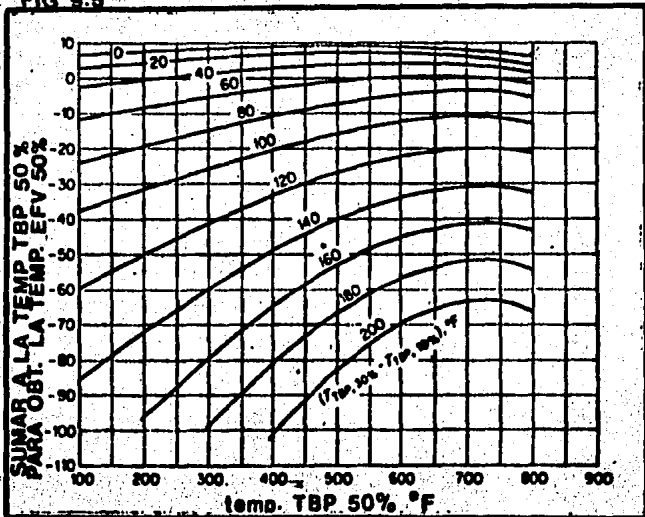


FIG. 9.6

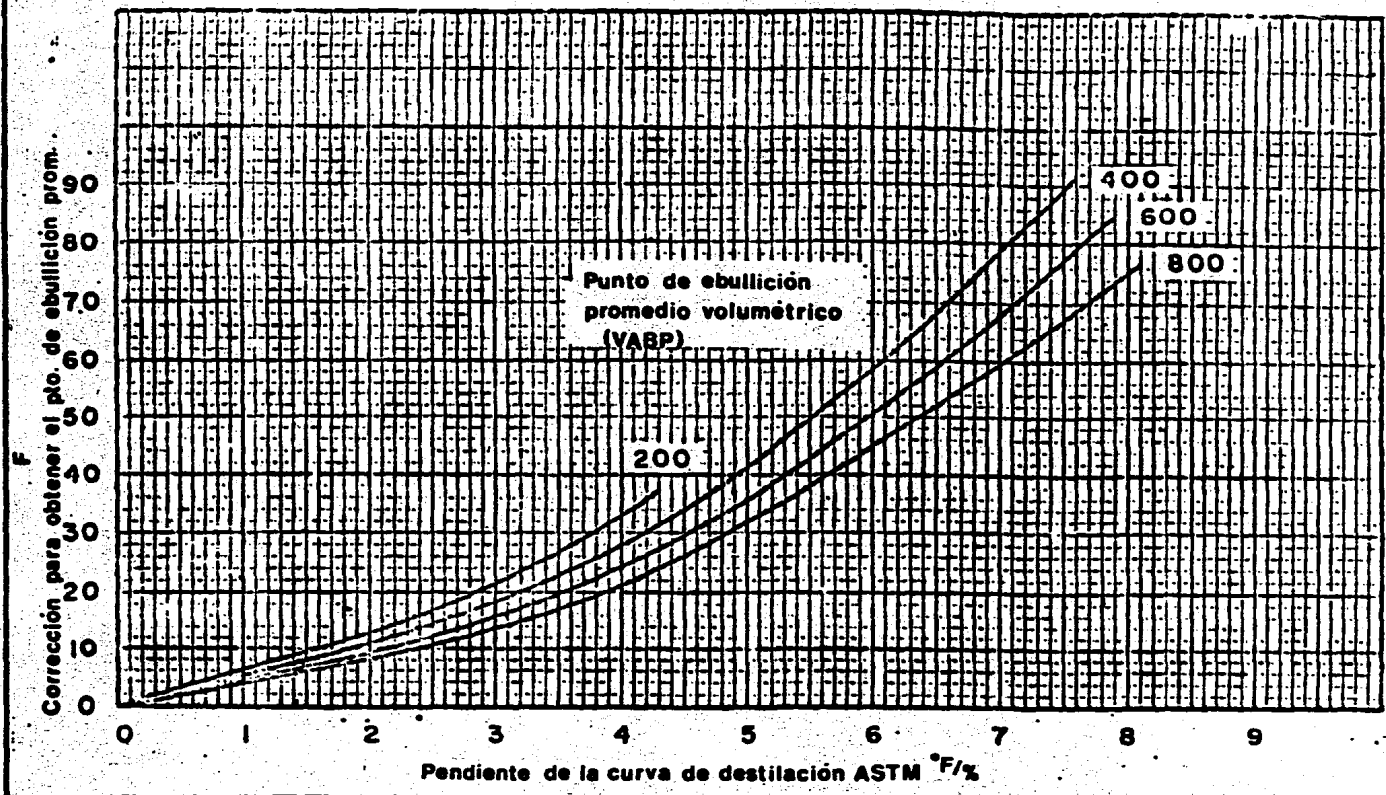


FIG. 9.7

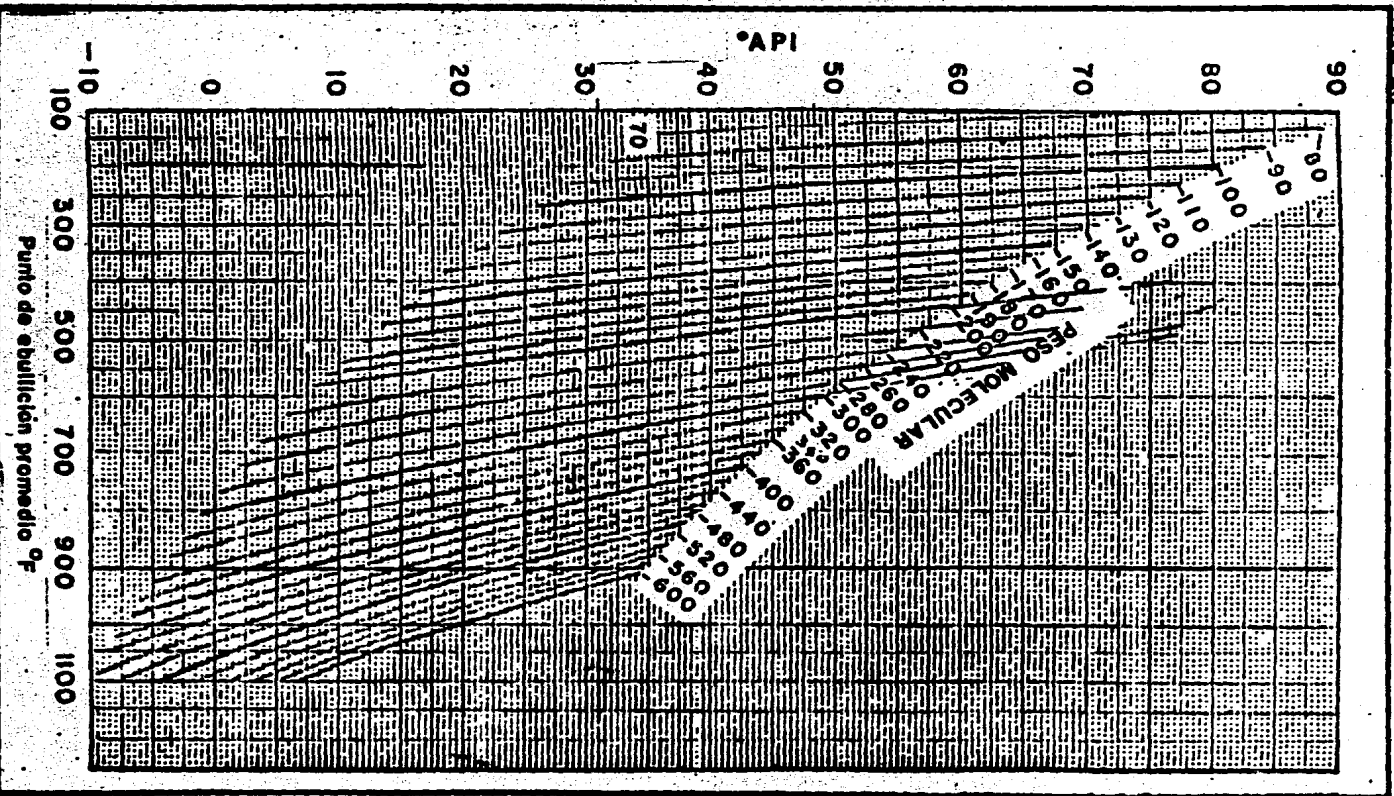




FIG. 98

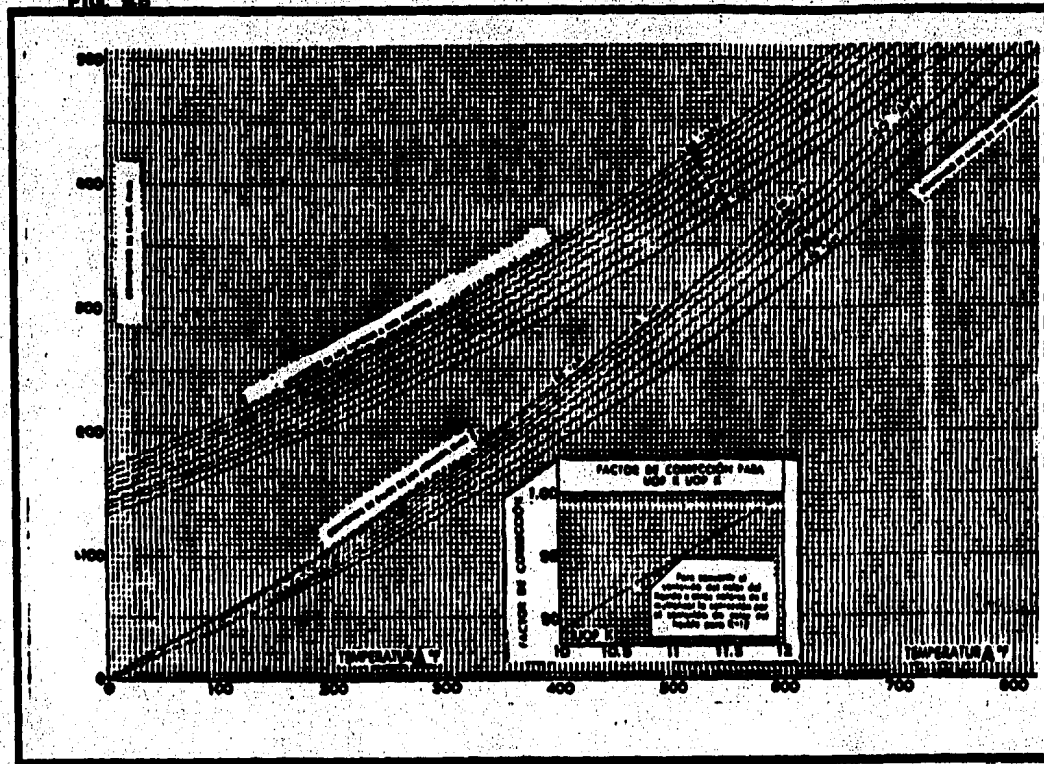


TABLA 9.1

Coefficientes globales de transferencia de calor para intercambiadores de calor enfriados por aire.

REFRIERADORES DE LIQUIDOS		CONDENSADORES	
Material	Coefficiente Btu/hr ft <sup>2</sup> °F	Material	Coefficiente Btu/hr ft <sup>2</sup> °F
aceites, 20 °API		vapor	140-150
200 °F	10-16	gasolina	60-75
300 °F	13-22	gasolina-vapor	70-75
400 °F	30-40	solventes org.	75-80
		amoniaco	100-110
aceites, 30 °API			
150 °F	12-23		
200 °F	25-35		
300 °F	45-55		
400 °F	50-60		
aceite pesado			
8-14 °API	300 °F 6-10		
	400 °F 10-15		
diesel	45-55		
kerosina	55-60		
nafta pesada	60-65		
gasolina	70-75		
amoniaco	100-120		
agua	120-140		

TABLA 9.2

Ancho de la unidad de tubo ft	Longitud de tubo ft	Ventiladores por unidad	AREA DE TRANSFERENCIA ft <sup>2</sup> <u>No de cámaras de tubos</u>			
			3	4	5	6
10	30	2	1053	1399	1752	2098
12	"	"	1289	1713	2145	2570
14	"	"	1501	1996	2499	2994
16	"	"	1682	2232	2798	3348
18	"	"	1870	2493	3112	3725
20	"	"	2106	2798	3505	4197

\* Características de los tubos : DE= 1 1/4    t= 2 3/8

FIG 9.9

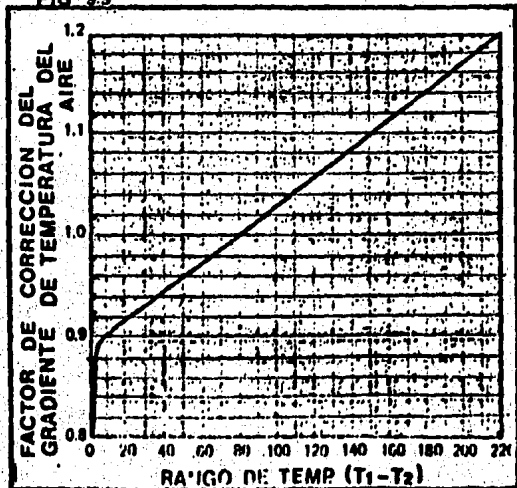


FIG 9.10

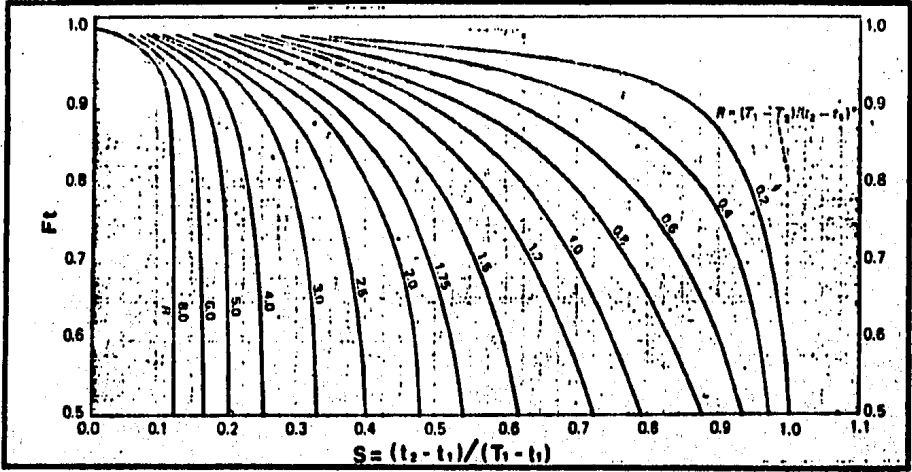


FIG 9.11

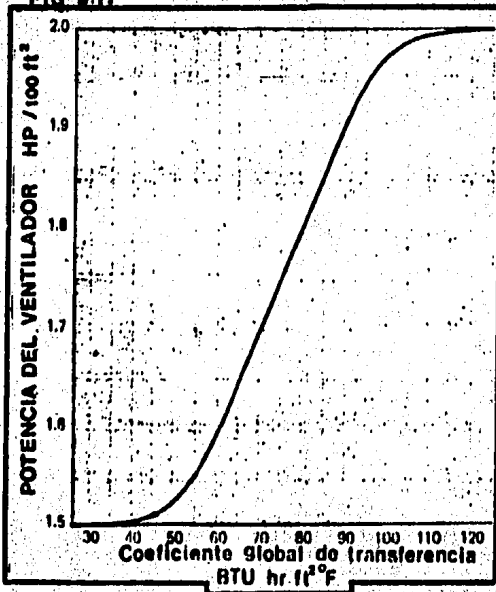


FIG 9.12

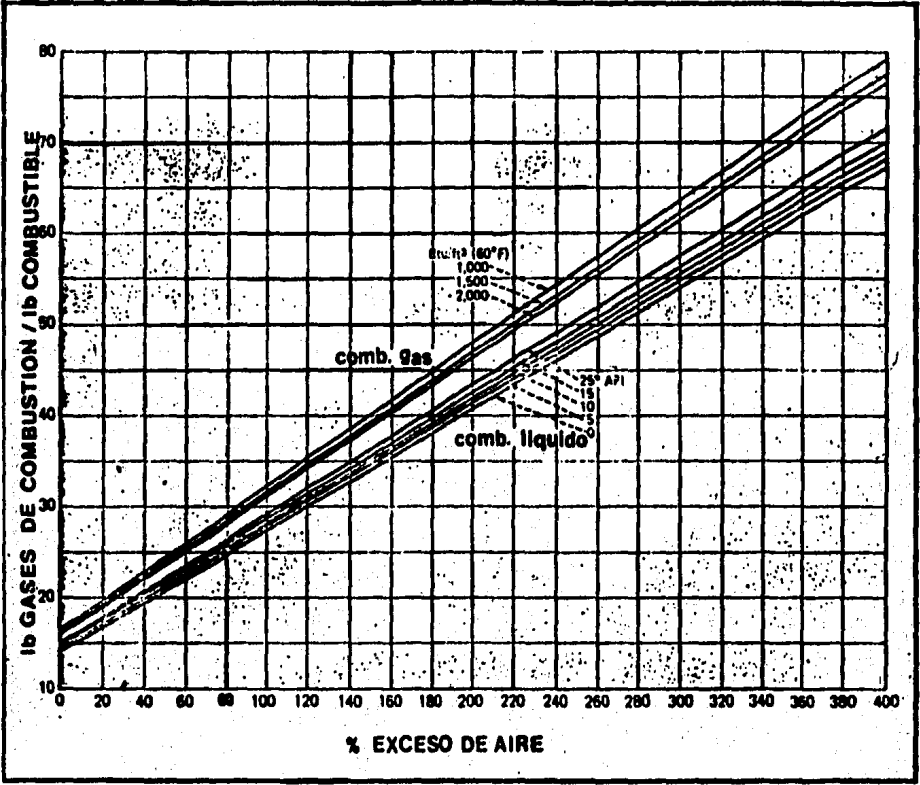


FIG 9.13

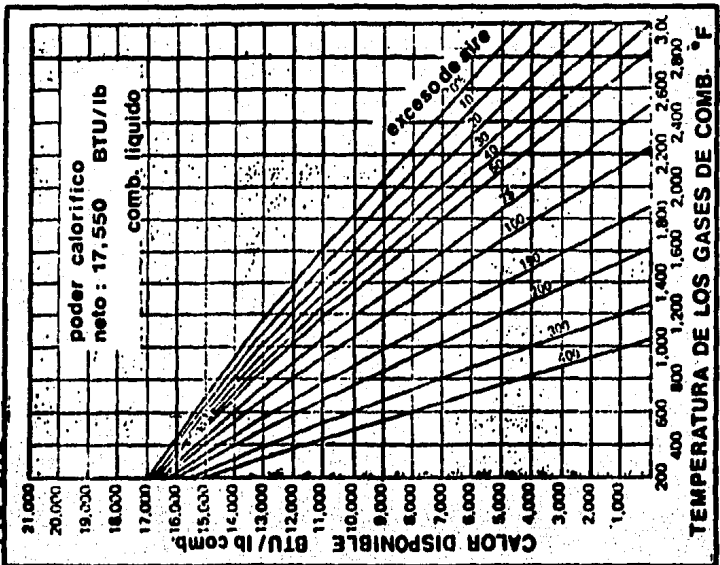


TABLA 9.3

SERVICIO	VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA DE CALOR PROMEDIO POR RADIACION (Btu/hr ft <sup>2</sup> )
Calentador de crudo atmosférico	10.000 - 14.000
Calentador de crudo reducido	8.000 - 10.000
Rehervidores	10.000 - 12.000
Carga de reformadora Catalítica y servicio de recalentado	7.500 - 12.000
Dilatación de coque	10.000 - 11.000
Rompedora de viscosidad	9.000 - 10.000
Sobrecalentadores de vapor	9.000 - 13.000

FIG 9.15

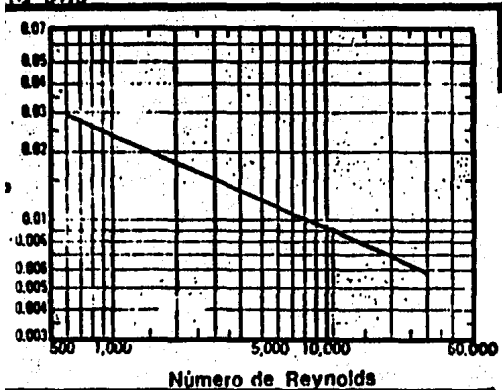
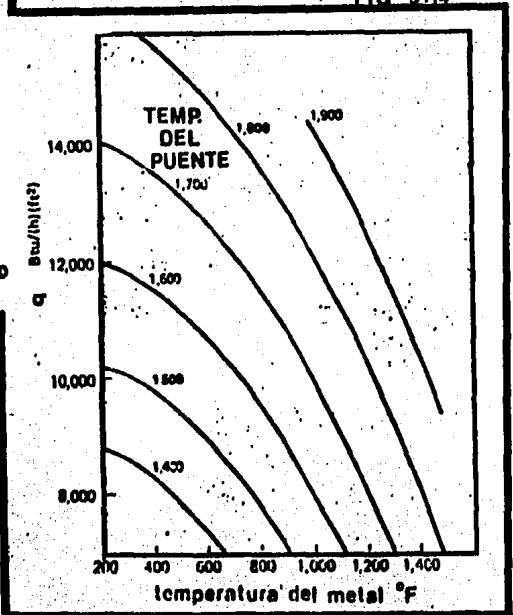
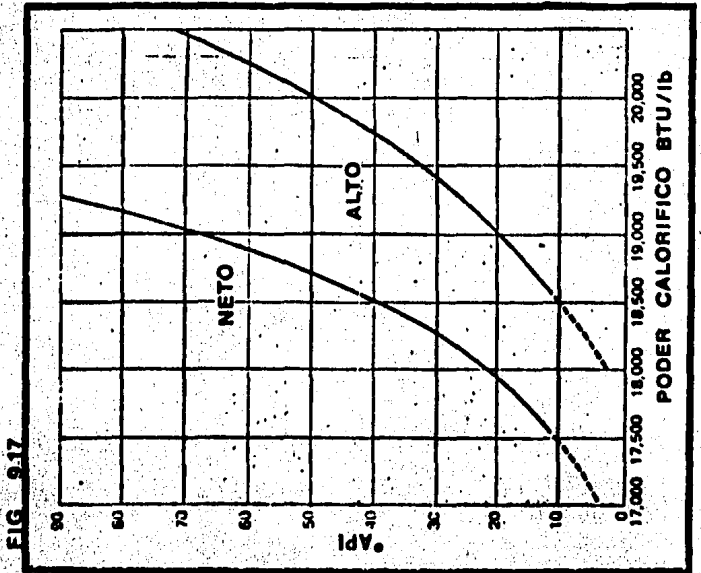
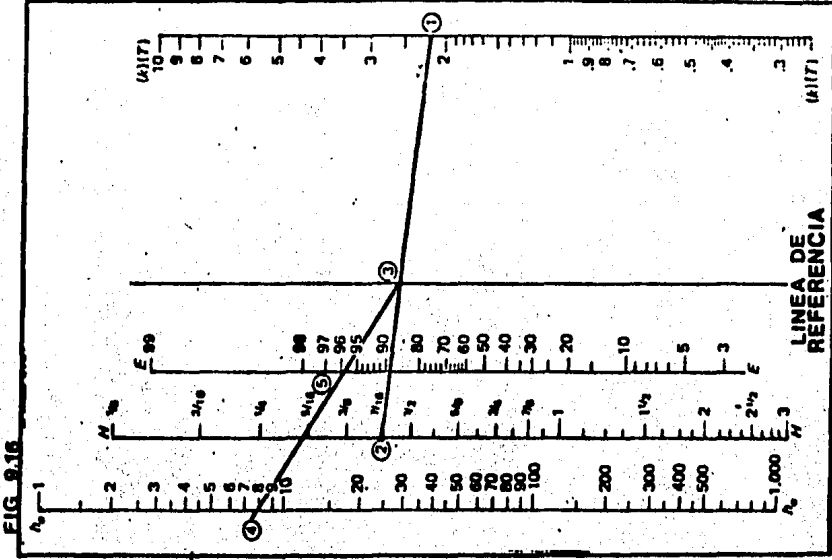


FIG 9.14





10. BIBLIOGRAFIA.

1. Nelson, W.L.  
PETROLEUM REFINERY ENGINEERING.  
McGraw-Hill, 4a ed, 1958.
2. Watkins, R. N.  
PETROLEUM REFINERY DISTILLATION.  
Gulf Publishing Company, 2a ed., 1973.
3. Van Winkle M.  
DISTILLATION.  
McGraw - Hill, 1967.
4. Perry / Chilton .  
CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK.  
McGraw - Hill, 5a ed. , 1974.
5. Kern, D. Q.  
PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.  
McGraw - Hill, 14a ed. , 1980 .
6. Cook, E. M.  
AIR COOLED HEAT EXCHANGERS.  
Chemical Engineering.  
Maye, Julio, Agosto, 1964 .
7. DESIGN OF AIR COOLED EXCHANGERS.  
Chemical Engineering.  
Marzo, 1978 .
8. HOW TO RATE FINNED TUBO CONVECTION SECTION IN FIRED HEATERS.  
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner.  
Junio, 1964.



9. Wispress, N.R., De Braun & Co.  
RATING FIRED HEATERS.  
Hydrocarbon Processing & Petroleum Refiner.  
Octubre, 1963.
10. Herbert, L. Berman.  
FIRE HEATERS.  
Chemical Engineering.  
Junio, 1978 .
11. Ortiz Peña, Juan.  
METODOS DE CALCULO PARA EL DISEÑO DE CONDENSADORES DE MEZCLAS  
INMISCIBLES.  
Tesis Profesional.  
UNAM, 1977.
12. Kenneth, M. Guthrie.  
PROCESS PLANT ESTIMATING EVALUATION AND CONTROL.  
Croftman Book Company of America.
13. Peters, H.S.  
PLANT DESIGN AND ECONOMICS FOR CHEMICAL ENGINEERS.  
McGraw-Hill, 3a ed., 1980 .