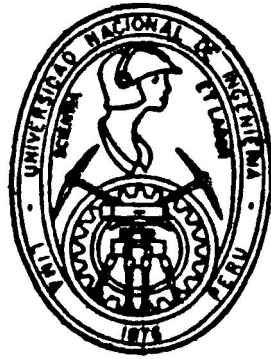


Universidad Nacional de Ingeniería
Facultad de Ingeniería Mecánica



Diseño de un Condensador de Tubos con Aletas
Enfriados por Aire Para la Recuperación de
Hidrocarburos en Forma de Vapor

T E S I S

Para Optar el Título Profesional de
Ingeniero Mecánico

César Alberto Zárate Gomero

Promoción 1983 - 2

L i m a - P e r ú

1987

CONTENIDO

	PAG.
PROLOGO.....	1
1. <u>INTRODUCCION</u>	
1.1. Generalidades.....	3
1.2. Objetivos.....	7
1.3. Condensadores de tubos enfriados por aire.....	9
1.4. Condensación del fluido bifásico.....	15
2. <u>PARAMETROS PARA EL DISEÑO DEL CONDENSADOR</u>	
2.1. Contenido de Hidrocarburo.....	18
2.2. Contenido de Vapor de Agua.....	20
2.3. Presión del sistema.....	22
2.4. Temperatura.....	24
2.5. Peso del aire y Punto de rocío.....	26
3. <u>CALCULO Y DISEÑO DEL CONDENSADOR</u>	
3.1. Conductividad térmica.....	30
3.2. Convección térmica.....	34
3.3. Coeficiente de transferencia de calor.....	38
3.4. Cálculo del flujo de aire.....	42
3.5. Selección del tipo de tubo y material.....	55
3.6. Cálculo de los tubos.....	56
3.7. Transferencia de calor en el sistema.....	62

3.7.1. Cálculo de los coeficientes película- res.....	62
3.7.2. Cálculo del área total de transferen- cia de calor.....	65
3.8. Caída de presión del aire en el conden- sador.....	72
3.9. Cálculos del sistema de ventilación.....	73
4. <u>CONSTRUCCION Y ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL CON- DENSADOR</u>	
4.1. Tubos.....	75
4.2. Materiales.....	76
4.3. Proceso de soldadura de los tubos.....	76
4.4. Disposición de los tubos.....	77
4.5. Montaje del condensador.....	81
4.6. Sistema de ventilación.....	85
4.7. Cálculo de la Dilatación de los tubos.....	91
5. <u>ANALISIS ECONOMICO</u>	
5.1. Costo por adquisición de materiales y equipos.....	93
5.2 Costos de instalación y montaje.....	98
5.3. Costos totales.....	100
5.4. Análisis comparativo entre el uso de tubos con aletas y sin aletas.....	104
5.5. Análisis comparativo entre el uso de aletas longitudinales y aletas transversales.....	106

5.6. Análisis comparativo entre los gases recuperados y el costo del equipo. Punto de equilibrio.....108

CONCLUSIONES113

RECOMENDACIONES115

BIBLIOGRAFIA117

APENDICE

PLANOS

PROLOGO

El presente trabajo plantea la necesidad de implementar un sistema que permita la separación de vapores de hidrocarburos y vapor de agua presentes en una mezcla proveniente del proceso de craqueo catalítico por medio de la condensación parcial, a fin de ampliar la capacidad de producción de derivados del petróleo tales como la gasolina, teniendo en cuenta criterios de factibilidad tanto técnicos como económicos.

Inicialmente, luego de ser expuestos los fundamentos básicos del sistema, se establecen los parámetros a utilizar en el cálculo térmico, tales como la composición en peso de la mezcla, así como la presión y temperatura al ingreso al condensador.

Posteriormente se realiza el balance térmico, una vez determinadas las condiciones de salida del

condensador adecuadas, obteniéndose el flujo de aire de enfriamiento requerido.

Luego, se presenta una metodología de cálculo de transferencia de calor, haciendo énfasis en el uso de correlaciones y gráficos experimentales que permiten una rápida determinación de los coeficientes peliculares y la superficie de transferencia necesaria. Se presentan una serie de cálculos a fin de dimensionar la estructura y los sistemas complementarios del condensador.

Se hace un análisis de los costos involucrados en el proyecto, realizándose un estudio comparativo entre distintas alternativas de diseño y tamaño del enfriador determinándose la factibilidad tanto técnica como económica que justifique su instalación.

Finalmente se dan conclusiones y recomendaciones que se han podido extraer al realizar este trabajo, presentándose, por último un anexo o apéndice conteniendo el material de referencia utilizado para los cálculos así como planos de fabricación y montaje.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

1.1. Generalidades

El presente proyecto de diseño de un condensador de tubos con aletas para la recuperación de hidrocarburos en forma de vapor, se origina como consecuencia de la necesidad de ampliar la capacidad de procesamiento de la unidad de craqueo catalítico llevado a cabo en la refinería de la Pampilla.

En la torre de fraccionamiento de dicha unidad se procede a separar los hidrocarburos según su peso molecular, alcanzando el tope de ésta las fracciones ligeras de petróleo las cuales son condensadas parcialmente con la finalidad de obtener la materia prima para la gasolina y el gas licuado de petróleo; siendo el problema en cuestión la ampliación de la capacidad del condensador mencionado.

Dicho condensador tiene como medio de enfriamiento un flujo de aire a través de los tubos, provistos de aletas transversales, por cuyo interior circulan vapores de hidrocarburo, vapor de agua y gases.

Es importante resaltar que en equipos de esta naturaleza, la condensación de cada producto ocurre en forma escalonada, de acuerdo a su presión parcial de vapor, y de su correspondiente temperatura, pudiendo por ello presentarse combinaciones cualesquiera de las tres situaciones siguientes:

- 1.- Enfriamiento de vapores sobrecalentados.
- 2.- Condensación de vapores.
- 3.- Sub-enfriamiento del líquido.

Una de las dificultades que se presentan para el desarrollo del presente trabajo es la falta o escasez de información acerca de flujos bifásicos.

1.1.1. Condensación de vapores simples

Un fluido puede existir como gas, vapor o líquido. El cambio de líquido a vapor es vaporización, y el cambio de vapor a líquido es condensación. Las cantidades de calor involucrados en la vaporización o condensación son idénticos.

Para fluidos puros a una presión dada, el cambio de líquido a vapor o viceversa ocurre sólo a una temperatura, que es la temperatura de saturación o de equilibrio; puesto que los cambios de calor vapor líquido usualmente ocurren a presión constante, o prácticamente constante, la condensación o vaporización de un compuesto simple normalmente se efectúa a temperatura constante o isotérmicamente.

Si se condensan mezclas de vapores en lugar de un vapor puro a presión constante, en muchos casos no se efectúa isotérmicamente.

La condensación tiene lugar a diferentes velocidades de transferencia de calor sean estos por medio de gotas o en forma de película. El coeficiente de película en la vaporización o la condensación está influenciado por la textura de la superficie a la cual tiene lugar la condensación, y también si la superficie del condensador está montada en forma vertical u horizontalmente.

Aplicaciones:

En la Industria Química, para separar una mezcla de líquido destilando los componentes debajo del punto

de ebullición, separándolos así, en estado puro de aquéllos que tienen alto punto de ebullición.

En una solución de varios compuestos, cada uno de ellos ejerce una presión parcial, y el más volátil no puede eliminarse del resto por ebullición sin arrastrar algo de los compuestos de mayor peso molecular.

1.1.2. Condensación de vapores mezclados

Si el vapor estuviera mezclado con otros compuestos cuyo punto de ebullición fuera ligeramente diferente, la mezcla condensaría a un rango muy estrecho de valores de temperatura.

Correlaciones vapores-líquidos en la mezcla:

La condensación de las mezclas de vapores tienen lugar sobre un amplio rango de temperatura. La fracción total de calor liberada durante un descenso fraccional en la temperatura del vapor no debe ser uniforme en todo el rango de condensación y la solución se determina con el uso de la curva de condensación para la mezcla, la cual está regida por las Leyes de Dalton y de Raoult. La Ley de Dalton establece que: La presión total existente en la mezcla es igual a la suma de las presiones parciales en la fase sobre la solución líquida.

O sea:

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n \quad (1-1)$$

La Ley de Raoult establece que la presión parcial en un determinado punto, es igual al producto de su presión como compuesto puro, y su fracción mol en la solución.

1.2. Objetivos

Los objetivos fundamentales que se persiguen con el desarrollo del presente trabajo son los siguientes:

a) Establecer una metodología de cálculo de intercambiadores de calor con tubos con aletas enfriados por aire, destinados a la condensación parcial en su interior, de una mezcla de vapores de hidrocarburos, así como de agua y otros gases, con la finalidad de obtener los componentes básicos para la elaboración de la gasolina y el gas licuado del petróleo.

b) Discutir y establecer una forma de evaluar el coeficiente de película para fluidos en estados bifásicos (fluidos en dos fases) que son el resultado

de la condensación parcial, pudiendo aplicarse en el cálculo de condensadores de diferente configuración geométrica que cumplan funciones similares.

c) Lograr la condensación de los vapores deseados mediante el calor que pueda absorber el flujo de aire que se utilice para dicho propósito.

d) Establecer una metodología de cálculo que puedan servir como fundamento y referencia para futuras aplicaciones similares tanto en el campo de la Industria Petroquímica, como otras Areas Industriales que generan vapores.

e) Hacer un análisis económico y de rentabilidad con la aplicación de este sistema, de manera que se justifique su instalación.

Alcances y aplicaciones:

Dentro de lo previsto en este proyecto, el diseño comprenderá específicamente un condensador adecuado para la condensación parcial de vapores de hidrocarburos que serán utilizadas en la Industria Petroquímica. La capacidad del diseño será la condensación con un flujo de vapor de 100,000 libras por hora.

1.3. Condensadores enfriados por aire

Los condensadores convencionales enfriados por aire tienen una gran variedad de formas y disposiciones en cuanto a la circulación del fluido a condensar y el fluido enfriador. Por lo general estos equipos son de gran tamaño, en comparación con los condensadores enfriados por agua y otros líquidos, y utilizan grandes cantidades de aire de tiro forzado.

En la construcción de Intercambiadores de calor para enfriamiento de gases o mezclas de gases utilizando aire como elemento refrigerante, se utilizan con bastante preponderancia los del tipo de tubos con aletas que sirvan como superficie de transferencia de calor entre ambas partes.

La disposición de las aletas en el tubo pueden ser generalmente de dos formas:

- Con aletas transversales a la longitud del tubo.
- Con aletas longitudinales y paralelas al tubo.

Las ventajas y eficiencias de estas disposiciones dependerán de un análisis de transferencia de calor y superficie de calentamiento para tal caso.

Por otro lado, debido a los bajos coeficientes de película de transferencia de calor originados por el flujo de gases o vapores, y como consecuencia la obtención de un coeficiente global de transferencia también bajo, los Intercambiadores de tubos con aletas surgen como una solución a éste problema, cuya ventaja principal está en el aumento del área de transferencia de calor por unidad de longitud del tubo, a la vez que el ordenamiento y disposición de estos en el sistema permiten un incremento en la velocidad del gas a enfriar, aumentando de esta manera el valor del coeficiente de película en el lado del flujo del gas.

De acuerdo a estas consideraciones es posible la construcción de aparatos mucho más compactos y menos voluminosos que los Intercambiadores convencionales o de tubos lisos.

Las ventajas que ofrecen estos tipos de condensadores, fundamentalmente son:

- 1.- Mayor área de transferencia de calor por unidad de longitud, permitiendo una mayor velocidad de disipación de calor.

2.- La disposición del sistema de tubos permite la construcción de equipos más compactos y menos voluminosos, reduciendo por lo tanto el volumen total del equipo frente a los condensadores convencionales.

3.- Mayor eficiencia y menores costos de operación.

Las desventajas que ofrecen para su empleo estos tipos de intercambiadores son:

1.- Producen una elevada caída de presión del gas a través de los tubos del sistema, lo que representa un mayor costo de la energía de impulsión del gas o vapor.

2.- Puede haber una escasa información para el cálculo del coeficiente pelicular del gas a través de los tubos con aletas.

3.- Mayor costo por unidad de longitud de los tubos. Sin embargo este puede ser cubierto con la mayor transferencia de calor a través de sus superficies.

Disposición de los tubos

La disposición de los tubos en el equipo dependerá de la aplicación para la que éstos deben estar acondicionados. Por lo general la disposición es la misma que en los tubos lisos de condensadores o calentadores.

Tubos en disposición paralela, superpuesta a manera de triángulo.

Tubos en forma de serpentín, utilizados generalmente para calentamiento de tanques de combustibles. En este caso la transferencia de calor es mayor, a cambio de que la pérdida o caída de presión es bastante grande.

Tubos paralelos, en forma de U, utilizado generalmente para condensar vapores, o enfriar líquidos.

Fundamentos básicos

En general para cualquier intercambiador de calor y por lo tanto para un condensador, debe verificarse que en el punto de operación:

$$Q_{\text{frío}} = Q_{\text{caliente}} = KA \Delta TM \quad (1-2)$$

Donde:

$Q_{\text{frío}}$ = Calor ganado por el fluido frío (BTU o K-cal).

Q_{caliente} = Calor cedido por el fluido caliente (BTU o K-cal).

K = Coeficiente global de transferencia de calor.

A = Superficie total de transferencia de calor.

ΔT_M = Diferencia media de temperatura entre ambos fluidos.

El procedimiento de cálculo es iterativo y al final de este se deberá tener las condiciones de operación que verifiquen la igualdad.

En un proceso de condensación como el que está tratado en el presente trabajo (vapores de hidrocarburos, vapor de agua, nitrógeno), donde se encuentran presentes varios componentes, y no todos se condensan bajo las mismas condiciones, se tiene que el coeficiente global de transferencia no permanece constante a lo largo del intercambiador de calor, por

lo que es necesario calcular dicho equipo por etapas o tramos.

Durante el fenómeno de liberación de calor se puede presentar los siguientes fenómenos, ya sea en forma independiente a combinados:

- 1.- Enfriamiento de vapores sobre calentados.
- 2.- Condensación de vapores.
- 3.- Enfriamiento de condensado.

Para determinar el número de zonas o tramos que intervienen en el cálculo, se deberá determinar primeramente la temperatura de condensación para el hidrocarburo y para el vapor de agua. El calor liberado, así como la masa condensada en cada zona puede ser hallada de acuerdo a las ecuaciones correspondientes.

La variación de la temperatura con el calor liberado (o absorbido) se supone un proceso lineal, y la circulación de ambos flujos que es cruzada, se supondrá en contracorriente, pudiendo de esta manera hallar las temperaturas finales en cada zona independienete de acuerdo al método de cálculo general para intercambiadores de calor.

Aplicaciones:

Las aplicaciones más importantes de este tipo de aparato se encuentran en los siguientes campos:

a) En la Industria química y petroquímica como enfriador de gases o vapores de proceso.

b) En la Industria metal-mecánica, como parte importante en la construcción e instalación de compresores de gas y aire, como enfriadores de gas primarios, intermedios y secundarios en las diferentes etapas de la compresión.

c) En las instalaciones de centrales térmicas accionadas con turbinas de aire caliente y gas, como refrigeradoras y calentadores de agua para calefacción.

d) Otras aplicaciones, como en las instalaciones de aire acondicionado.

1.4. Condensación de fluidos bifásicos

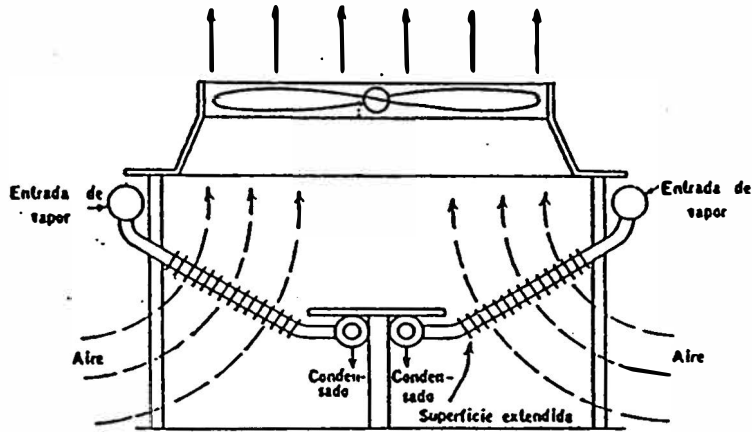
Los fluidos bifásicos están constituidos por compuestos que en un mismo proceso se encuentran en dos fases, sean estos líquidos y vapor (gas) mezclados, sólidos-líquidos.

Entre los primeros tenemos los vapores o mezclas de vapores en general. La característica de estos fluidos para una condensación, es que cada componente o gas mantiene su propio coeficiente pelicular, resultando por lo tanto difícil establecer una fórmula matemática, que siga el comportamiento de éstos.

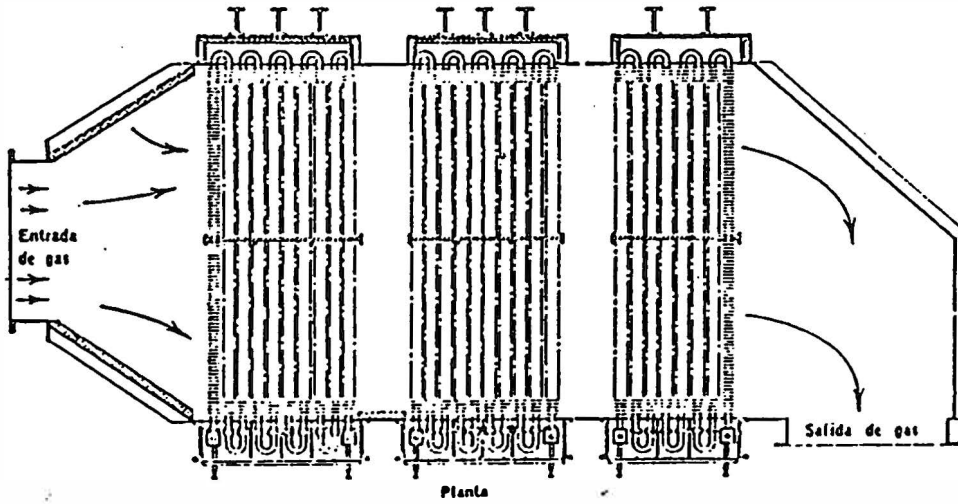
La complejidad de este sistema es producto de parámetros propios como:

- Contenido volumétrico y en peso (generalmente expresado en porcentajes) de cada uno de los elementos o compuestos que integran la mezcla del fluido.

- Los propios coeficientes peliculares en cada caso, y su comportamiento individual frente a los parámetros de presión, temperatura y cantidad de mezcla.



Condensador atmosférico de aletas transversales



Enfriador de gas de aletas transversales. (Foster Wheeler Corp.)

FIG. 1

CAPITULO 2.

PARAMETROS PARA EL DISEÑO DEL CONDENSADOR

Los parámetros propios que se consideran en el Diseño del Condensador de tubos aleteados, son los proporcionados por la Empresa Petróleos del Perú, acondicionados a las operaciones reales del proceso para la obtención del gas licuado y la gasolina, en la sección Craqueo Catalítico.

Debe considerarse que el sistema de alimentación es prácticamente independiente en los valores reales de los parámetros por cuanto estos estarían en función del contenido de C-H (componentes del hidrocarburo).

Estos parámetros tendrán efectos primarios en los rendimientos y calidad de los productos a obtenerse, dependiendo en cierto grado de la velocidad de circulación del catalizador.

2.1. Contenido de Hidrocarburos

La masa total de los vapores compuestos en el flujo de operación del proceso Craqueo Catalítico esta estimado en 98,353 libras por hora, el cual esta conformado fundamentalmente por hidrocarburos compuestos, vapor de agua, gases inertes como Nitrógeno y bióxido de Carbono (CO_2) en pequeñas proporciones y como producto de combustiones.

La producción de la gasolina es mayor cuando disminuye la concentración de parafinas de la fracción saturada o con un aumento de la concentración de Naftenos.

El número de octanaje de la gasolina puede ser incrementado así mismo al aumentar el punto de ebullición.

De acuerdo a los valores de la masa total de vapores compuestos determinados y a los requerimientos en el proceso de recuperación de hidrocarburos, se ha considerado una cantidad de hidrocarburos de 93,949 libras por hora, como valor máximo (95.52%) lo cual pone de manifiesto la importancia de poder condensar la mayor cantidad de vapor posible de la mezcla.

Luego la cantidad de hidrocarburos a condensar

será:

$$m_1 = 93,949 \text{ Lib/Hora } \acute{o} \\ 93,950 \text{ Lib/Hora.}$$

2.2. Contenido de vapor de agua.

El vapor del agua contenido en la masa total del vapor compuesto, es otro componente de importancia, que influye en el diseño del condensador. Su presencia en el vapor compuesto es como consecuencia del agua contenido en los hidrocarburos en proceso, así como posibles fugas de vapor vivo utilizados en el calentamiento en el proceso del Craqueo Catalítico.

De acuerdo a las mediciones hechas en los Laboratorios y oficinas de control del proceso, se han determinado vapores de agua cuyos valores varían entre 3,043 a 3,161 Libras/Hora. Para nuestro caso consideramos el valor mayor o sea 3,161 libras/hora.

En realidad este vapor de agua no debe ser condensado, de manera que los hidrocarburos recuperados estén exentos de estos elementos. Considerando que la solubilidad del agua en los hidrocarburos es muy baja logrando una destilación fraccionada en el proceso, cuanto mayor sea el contenido del agua (o vapor de agua) mayor será y más costoso aun será su separación.

Solubilidad
del agua
(% en peso)

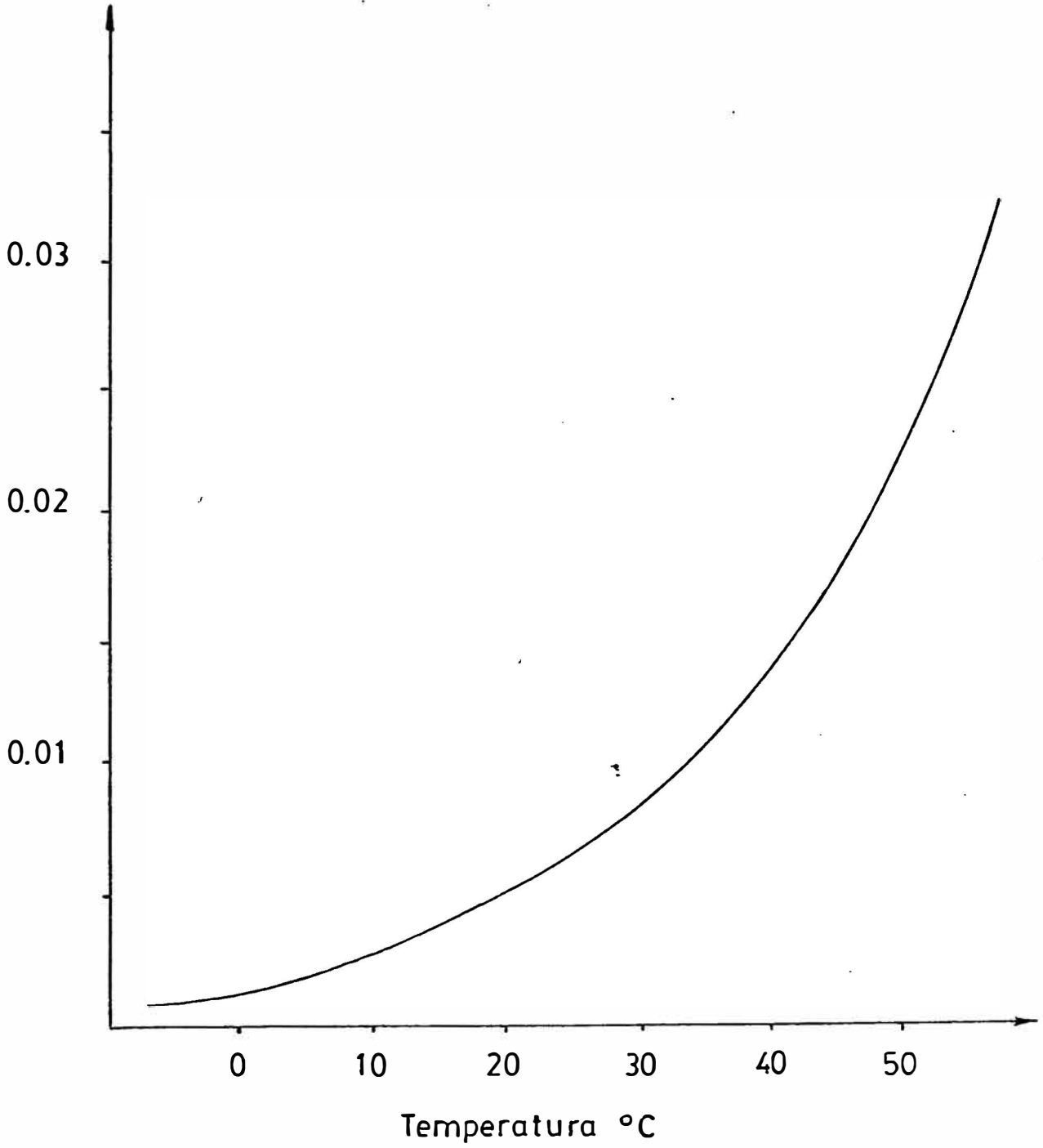


FIG. 2

La solubilidad del agua en los hidrocarburos parafínicos, se puede ver en la Figura No. 2, en función de la temperatura.

2.3. Presión del Sistema

Con la finalidad de obtener los componentes básicos para la elaboración de la gasolina y el gas licuado del petróleo, se someterá al sistema a una presión determinada. En general la presión no debe ser demasiado elevado, dado que en el mismo proceso de Craqueo Catalítico dicha presión aumenta.

Los efectos de la presión en la obtención de la gasolina se detallan en el Gráfico No. 3, haciendo incapié que el vapor del agua disminuye la actividad del Cálizador de un modo permanente. De acuerdo a la Figura No. 3, y a los valores reales del proceso, se ha considerado una presión promedio de 25 Lib/pulg² (1.7 Kg/cm²) para los cálculos, esta presión corresponderá al ingreso del condensador.

Un aumento de la presión, disminuiría los efectos primarios del número de octano conveniente, con lo que se incrementa aun más el hidrocraquing, y se obtendría una gasolina más ligera con rendimientos más bajos y otros productos gaseosos.

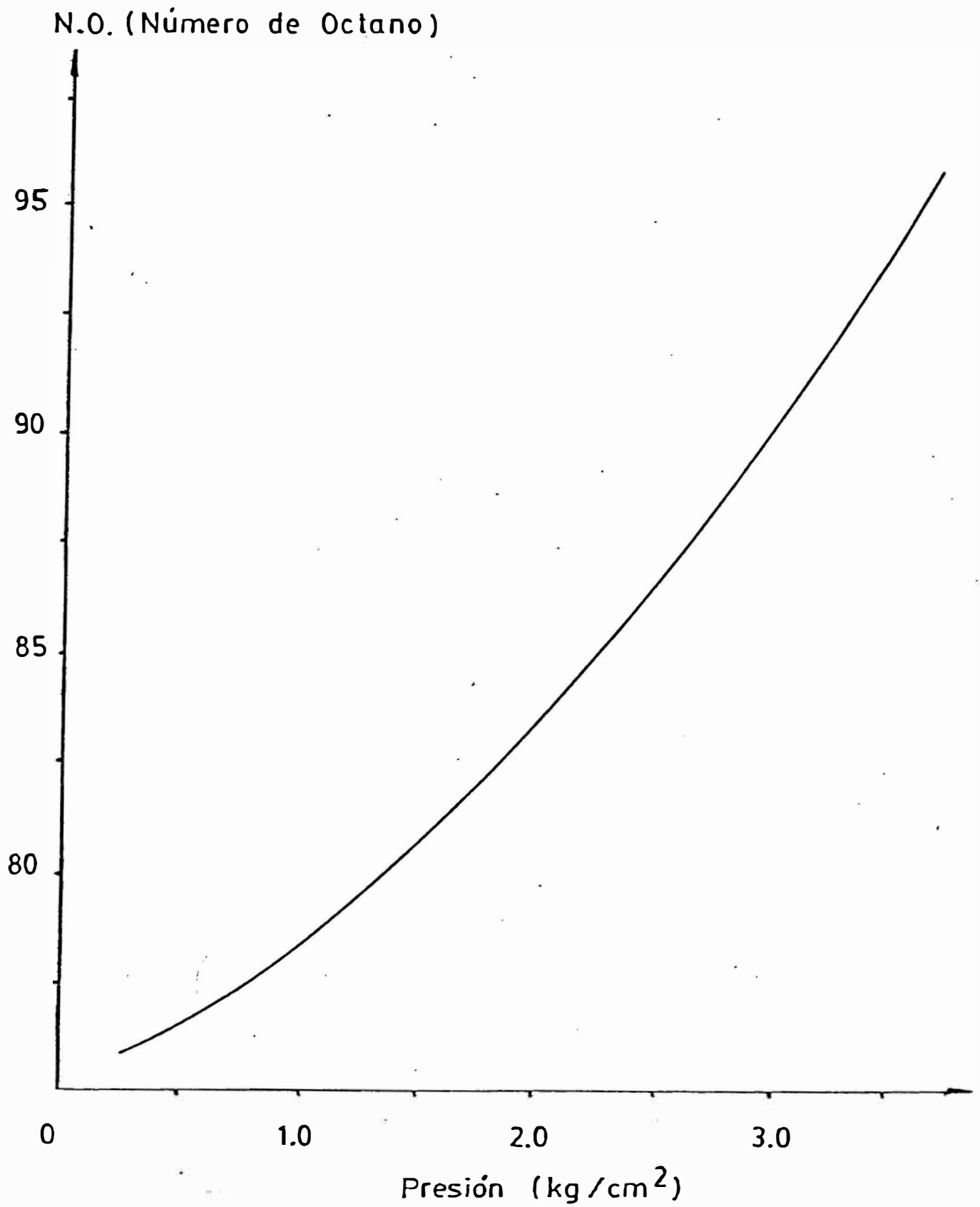


FIG. 3 Efecto de la presión de alimentación

2.4. Temperatura.

La temperatura del vapor compuesto tiene una gran influencia en el comportamiento de sus componentes, influenciados tanto por la presión de sometimiento.

Para determinar la temperatura del vapor compuesto que ingresa al condensador, determinaremos previamente la temperatura del proceso de obtención de la gasolina.

- La temperatura influye en el número de octano dependiente de la carga dada, así pues para un hidrocarburo con calidad baja (alto contenido de azufre y plomo) será necesario someter al proceso a una temperatura entre 390° a 450°F , con una diferencia de 60°C , en el Catalizador, y una temperatura media de salida de 280°F a 310°F .

- Cuando el proceso utiliza un hidrocarburo de bajo contenido de azufre (hidrocarburo de mayor calidad) las temperaturas necesarias en el proceso variarán entre 460°F a 510°F , obteniéndose al mismo tiempo un mismo octanaje, y una temperatura media de salida de 320° - 340°F .

Lógicamente que esta temperatura de salida decrece en el traslado del vapor compuesto desde el Catalizador

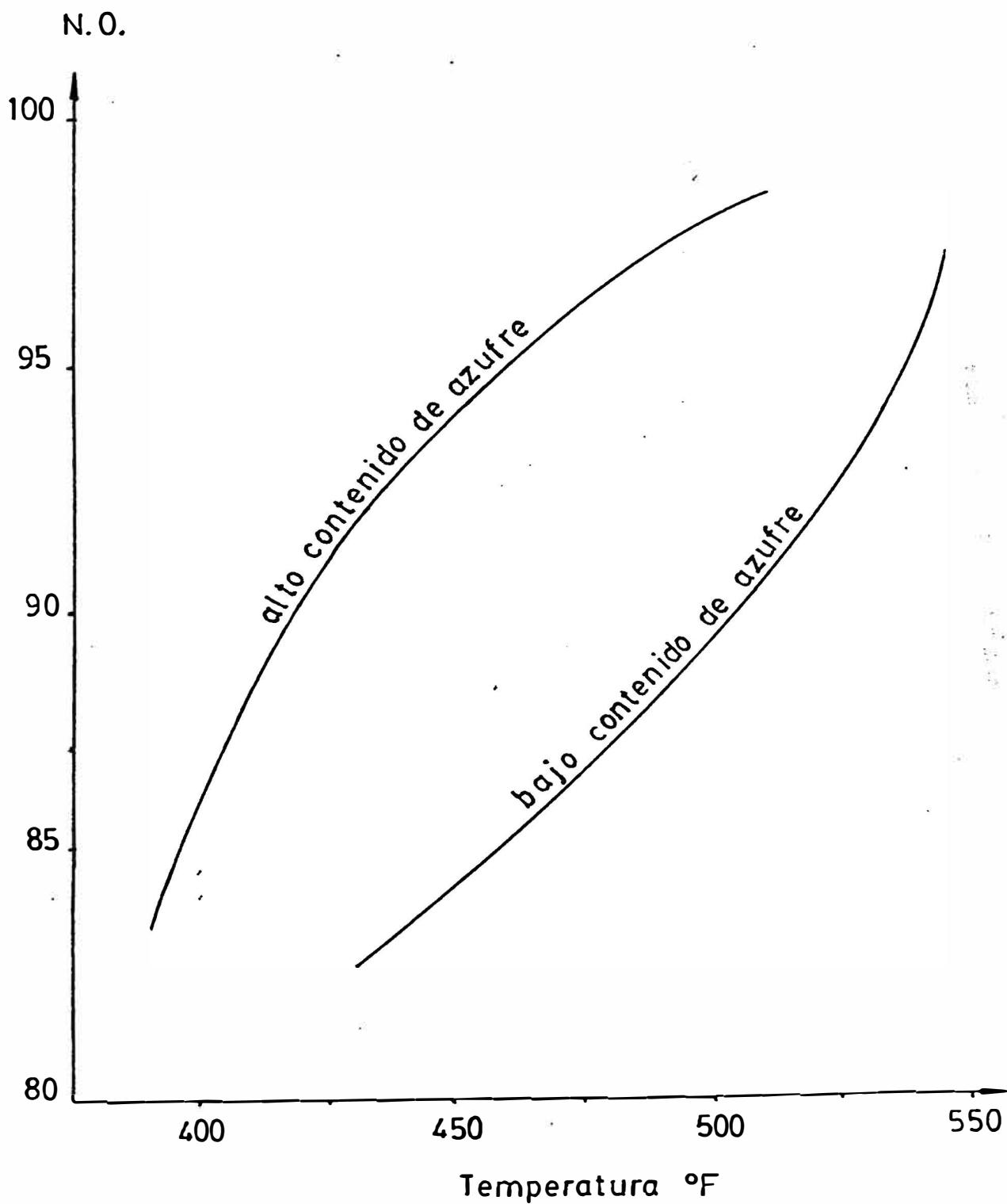


FIG. 4 Efecto de la temperatura en la obtención del gas-oil

hasta el condensador a diseñar. Dado que la presión desciende desde 28.5 Lib/pulg² a la salida del Catalizador a 25 Lib/pulg² en su ingreso al condensador, para un proceso mixto, o acondicionado al comportamiento térmico de cada componente se puede estimar aproximadamente una temperatura de ± 5 F, por lo cual el caso más crítico sería:

$$T_r = 340^{\circ}\text{F} - 5^{\circ}\text{F} = 335^{\circ}\text{F}$$

Luego la temperatura del vapor compuesto para el ingreso al condensador será de 335°F.

Tanto la presión como la temperatura del vapor compuesto influirá en el comportamiento de cada componente en forma independiente, la cual a la vez determinará caída de presiones parciales en estos componentes.

2.5. Peso del aire y punto de rocío

Estos parámetros influirán en el fluido como refrigerante, para determinar su comportamiento como su pérdida de presión, y coeficiente pelicular de transferencia de calor.

El aire atmosférico puede considerarse como el de mayor humedad relativa existente en Lima, o sea con un 95% de humedad, el cual tendrá su correspondiente peso y su punto de rocío (en carta psicométrica).

El peso del aire, tomando como referencia un m^3 ($1 m^3$), de aire húmedo, a la temperatura de $0^\circ C$, se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$y = 342 \frac{P}{T} - 0.176 \frac{h}{T} \quad \emptyset \quad (2-1)$$

donde:

y = Peso del aire expresado en Kg/m^3

P = Presión de la mezcla de aire en atmósferas

h_1 = Tensión parcial del vapor de agua contenido en la mezcla, en atmósferas.

T = Temperatura absoluta = $273^\circ + T^\circ C$

t = Temperatura del aire en $^\circ C$

\emptyset = Grado de humedad del aire.

De la fórmula anterior tenemos que el aire seco pesa más que el aire húmedo, necesitando por lo tanto una mayor cantidad de energía para su impulsión. Por otra parte tenemos que el calor específico del vapor de agua y en los límites considerados, es aproximadamente el doble que el aire seco (Manual del Ing. Químico de John Perry), por lo cual ésta es menos favorable para el enfriamiento.

Para tener en cierto margen en el cálculo supondremos que el aire para la refrigeración está seco (caso más crítico), con lo cual tenemos que $\phi = 0$, luego la fórmula anterior se reduce a:

$$y = \frac{342 P}{T} \quad (2-2)$$

El calor específico del aire seco tiene por valor de $C_p = 0.238$ calorías, dicho en otras palabras, que para elevar la temperatura de un Kg. de aire seco de 0° a 1°C , se precisa una cantidad de 0.238 calorías.

Luego para evacuar la cantidad de calor de una caloría, para una diferencia de temperatura de $t_1 - t = 1^\circ\text{C}$, será necesario:

$$m = \frac{1}{0.238} \frac{\text{cal}}{\text{cal/Kg}} = 4.2 \text{ Kg.}$$

de la fórmula (2) para los valores de:

$$P = 1.033 \text{ Kg/cm}^2 = 1 \text{ atmósfera, a nivel del mar.}$$

$$T = 273^\circ\text{C, tenemos:}$$

$$Y = \frac{342 \times 1 \text{ atmósfera}}{273} = 1.29 \text{ Kg.}$$

273

Luego el peso del aire seco, a nivel del mar y a una temperatura de 0°C es de 1.29 Kg. por m^3 .

Para una temperatura mínima registrada en Lima de 13°C, el peso del aire será:

$$y = \frac{342 \times 1.033}{273 + 13} = 1.238 \text{ Kg/m}^3.$$

Punto de rocío:

Este valor que está en función a la presión determinada es característico para cada tipo de vapor. Así, el punto de rocío para el vapor del agua a una presión atmosférica o de 14.7 PSI es aproximadamente de 163.5 F (de carta psicométrica).

CAPITULO 3

CALCULO Y DISEÑO DEL CONDENSADOR

Resumen de los parámetros necesarios para determinar las características del condensador:

- Contenido de hidrocarburos: 93,949 Lib/hor.
- Contenido de vapor de agua en los hidrocarburos: 3,161 Lib/hr. máximo.
- Presión interna: 25 PSI (1.7 Kg/cm²)
- Temperatura del vapor compuesto al ingreso: 335°F.

3.1. Conductividad Térmica.

La conductividad térmica de un material esta definida por la conductancia, cuyas unidades son: BTU/hor °F. La conductancia es una propiedad de características variables según la calidad del material.

Cuando la conductancia se reporte para una cantidad de material de un pie de longitud (o grueso) con una área de un pie², en la unidad de tiempo de una hora, y a una diferencia de temperaturas de un grado Fahrenheit, se denomina "Conductividad Térmica" "K".

La conductividad térmica es una propiedad de los materiales y se define como la cantidad de calor transmitido por unidad de tiempo a través de un área por unidad de espesor y por unidad de cambio de temperatura.

La conductividad de los materiales utilizados en Ingeniería tienen valores comprendidos entre 4×10^{-3} que corresponden a los gases, hasta 2.4×10^2 que corresponde a los metales puros.

La conductividad térmica depende de muchos factores que hacen variar los valores de ésta, así tenemos que pequeños incrementos de impurezas causan una gran caída en la conductividad térmica de un metal puro. En lo que respecta a las variaciones de presión, su efecto es pequeño, pero las variaciones de la conductividad "K" con respecto a la temperatura sí es notoria, la cual es representada por la función:

$$K(T) = K_0 (1 + B K T) \quad (3-1)$$

donde:

K_0 = Conductividad térmica del material a 0°R.

B = Coeficiente de temperatura de conductividad térmica.

T = Temperatura en estudio.

La conductividad térmica esta definida por la fórmula:

$$\text{Conductancia} = K \frac{A}{L} \quad (3-2)$$

donde:

A = Area

L = Longitud de la pared

K = Conductividad térmica

En nuestro caso, se seleccionará un material en las tuberías que reúna las siguientes condiciones:

- 1.- Material de alta conductividad térmica
- 2.- Altamente resistentes a los efectos de la temperatura y corrosión.

La conductividad térmica varía según las características del material y a la temperatura a que está sometido. En la Tabla No. 1, se dan algunos

valores de la conductividad térmica para materiales utilizados en condensadores.

TABLA No. 1

MATERIAL	TEMPERATURA	K (BTU/Hora °F pie)
Aluminio	32 °F	117
Aluminio	212 °F	119
Acero	32-212 °F	26
Cobre	32 °F	224
Cobre	212 °F	218
Latón	32 °F	56
Latón	212 °F	60
Aleación Al-Ni	212 °F	175

De acuerdo a los análisis establecidos por HEAT TRANSFER PRINCIPLES de KREITH, se tiene que el material más recomendable, y a un costo realmente competitivo en su adquisición es el aluminio, que resulta ser altamente resistente a la corrosión, así como también soporta temperaturas hasta 500 °F sin que sufra alteraciones. Otros materiales que también compiten e incluso superan al del aluminio son las aleaciones de Cu - Zn - Al, y el acero inoxidable 304 o 316, pero los costos de adquisición son también bastantes altos.

Luego se instalarán tuberías de Cu Zn Al, cuya conductividad térmica permanece prácticamente constante entre 32°F a 212°F.

3.2. Convección Térmica

Es un proceso de transmisión de calor que tiene lugar entre una superficie sólida y un fluido (líquido o gas).

La evaluación de la transferencia de calor por convección se realiza mediante la ecuación:

$$Q = A \overline{hc} (T_s - T_{oo}) \quad (3-3)$$

donde:

Q = Calor por convección térmica (BTU/hr)

\overline{hc} = Coeficiente pelicular o superficial:
BTU/hor x °F. pie².

T_s = Temperatura de la superficie °F.

T_{oo} = Temperatura del fluido °F

La evaluación del coeficiente pelicular de transmisión puede realizarse por cuatro métodos:

- Análisis dimensional

- Análisis matemático exacto
- Análisis matemático aproximado
- Por analogía

El método del análisis dimensional es el más simple, y su rango de aplicación es bien amplio, por eso resulta ser el más utilizado para la determinación del coeficiente de transmisión de calor por convección.

Mediante este método se analiza previamente de qué parámetros depende (h), obteniéndose que:

$$h = f (V, \mu, K, \rho, C_p, L)$$

Siendo:

- V = Velocidad del fluido
- μ = Viscosidad absoluta del fluido
- K = Conductividad térmica
- ρ = Densidad del fluido
- C_p = Calor específico a presión constante
- L = Longitud característica

Por otro lado, estos parámetros dependen de la temperatura, por lo cual, realizando el análisis dimensional se encuentra que:

$$\frac{h \cdot x \cdot L}{K} = C (Re)^m (Pr)^n \left(\frac{D}{L}\right)^a \quad (3-4)$$

Ecuación deducida por NUSSELT, en donde el factor $\frac{h \cdot x \cdot L}{K}$ se denomina número de Nusselt; los factores c , m , n , son constantes que dependen de la geometría del sistema y de las condiciones de operación del fluido a operar.

La transferencia de calor por convección es clasificada de acuerdo al movimiento del fluido: convección libre y forzada.

- Convección Libre:

Denominada convección natural, y ocurre cuando el fluido circula en virtud de las diferencias naturales de sus densidades según se encuentre caliente o frío. En este proceso las partes más densas del fluido descienden por gravedad en relación con los menos densos, generando por ello un movimiento continuo entre las moléculas del fluido y a la vez un intercambio de energía dentro de la misma. En nuestro caso, la convección libre no será utilizado por cuanto el coeficiente pelicular del aire a presión atmosférica es pequeño y tendrían que emplearse equipos demasiados grandes para conseguir el objetivo.

- Convección Forzada:

Se utiliza cuando la transferencia de calor por convección libre es insuficiente. El fluido es forzado a circular, sea por bomba o ventilador. Este tipo de convección puede clasificarse según como circula el fluido:

a) Convección forzada en interior de tubos:

Este fenómeno que se presenta en la mayoría de los diseños de intercambiador, representando un factor importante en estos diseños.

La relación que permite calcular el calor por este tipo de convección es la misma ecuación 3-3; para este caso, el coeficiente de película puede ser evaluado por medio de la ecuación de Nusselt.

$$Nu = \frac{h_c D_h}{K} = \phi (Re) \psi (Pr) \quad (3-5)$$

en donde:

D_h = Diámetro hidráulico de la sección del tubo considerado definido por:

$$D_h = 4 \frac{\text{Area de la sección recta}}{\text{Perímetro mojado}} \quad (3-6)$$

En este tipo de convección la transferencia de calor es influenciada por el número de Reynolds, número de Prandtl, la variación de las propiedades físicas a lo largo de las tuberías, como de la variación de la relación entre el diámetro de la tubería y su longitud.

b) Convección forzada en exterior de tubos:

Al igual que el anterior, ha sido estudiado por muchos investigadores, por la importancia práctica en muchos tipos de intercambiadores, o simplemente enfriadores, etc. En este caso se presentan dos formas de flujo: Cuando el fluido escurre en forma paralela al tubo, y si este es cruzado al tubo. En el primer caso el coeficiente de película puede ser calculado, utilizando las mismas ecuaciones que para convección forzada en interior de tubos. En el segundo caso, las ecuaciones a utilizarse para evaluar el coeficiente de película ya son diferentes, y se presentan análisis en cada paso del tubo.

3.3. Coeficiente de transferencia de calor.

3.3.1. Coeficiente pelicular para tubos con aletas

La ecuación que sirve para determinar este coeficiente de película, tiene la fórmula siguiente:

$$Nu = \frac{h_i D}{K} = C Re^m (Pr)^n \left(\frac{s}{l}\right)^q \quad (3-7)$$

Donde los valores de c , m , n , para fluidos que se calientan o enfrían durante flujo turbulento en tuberías se puede considerar:

$$m = 0.718$$

$$C = 0.1378$$

$$n = 0.4 \text{ para enfriamiento}$$

$$n = 0.3 \text{ para calentamiento}$$

$$q = 0.296$$

$$s = \text{distancia entre aletas}$$

$$l = \text{altura de la aléa}$$

El rango de aplicación de esta ecuación según Mc. Adams es:

Para fluidos de alta velocidad:

$$0.7 < Pr < 120; 10,000 < Re < 120,000$$

Para gases y líquidos de baja viscosidad:

$$Re < 2,100$$

Para ambos casos la ecuación está limitada para un valor de L/D mayor que 60; para el caso de gases y vapores, la ecuación anterior se reduce a la expresión:

$$Nu = \frac{h_i D}{K} = C (Pr)^{1/3} (Re)^m (S)^n \quad (3.8)$$

3.3.2. Coeficientes de película de condensación en interior de tubos

Este tipo de condensación es poco utilizado para vapor o mezclas, aunque su uso es más generalizado en Refrigeración, de ahí que no se disponga de mucha literatura sobre este aspecto.

Las relaciones más utilizadas para este tipo de condensación son las establecidas por COLBURN y KIRKBRIDE.

La ecuación planteada por Mc. ADAMS, para la condensación en forma de película de vapores puros en interior de tubos es la siguiente:

$$h = 1.5 \left(\frac{4 G''}{\mu} \right)^{-1/3} \left(\frac{\mu^2}{K^3 \rho^2 g} \right)^{-1/3} \quad (3-9)$$

$$\text{donde: } G'' = \frac{W}{0.5 L N_t}$$

N_t = Número de tubos

W = Velocidad de condensación Lib/hora

L = Longitud del tubo (pies)

ρ = Densidad del agua Lib/pie³

μ = Viscosidad absoluta para el agua en

Lib/pie.hora

K = Conductividad térmica del agua en
BTU/h pie °F.

Para este caso las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de la lámina condensada (T_f)

$$T_f = \frac{T_{\text{pared}} + T_{\text{vapor}}}{2} \quad (3-10)$$

Coefficiente de Incrustaciones

El coeficiente de incrustaciones siempre se presenta en todo diseño de intercambiadores ya que se origina como consecuencia de las impurezas que contienen los fluidos que intervienen en la transferencia de calor aun cuando estos hayan sido tratados. Este coeficiente representa una resistencia adicional al proceso de transferencia de calor y es función del espesor de la incrustación y de la conductividad térmica de la misma, pudiendo calcularse a partir de la ecuación siguiente:

$$h_s = \frac{K_s}{L_s} \quad (3-11)$$

donde:

K_s = Conductividad térmica aparente de la

incrustación en BTU/hora - °F pie.

Ls = Espesor de la incrustación (pies)

En esta ecuación la conductividad térmica aparente de la incrustación varía por lo general con la clase y porosidad, considerándose como valor promedio de 1 BTU/hora x °F pie.

Los valores que se toman para este coeficiente, son basados por lo general en experiencias y no presentan una ecuación definida. Los valores siguientes pueden utilizarse para estimar el coeficiente de incrustaciones.

TABLA No. 2

TIPO DE CONDENSACION	hs (BTU/hora °F pie ²)
Vapor en condensación	3,000
Vapor de Petróleo	500
Calentamiento de agua barrosa	600
<u>Calentamiento de Petróleo residual</u>	<u>200</u>

3.4. Cálculo del flujo de aire

3.4.1. Parámetros a considerarse en el cálculo térmico:

1. Temperatura del aire de ingreso: $T_a = 30\text{ }^\circ\text{C}$ ($86\text{ }^\circ\text{F}$), temperatura máxima ambiental.

2. Temperatura de la mezcla de vapor de ingreso: $T_v = 335\text{ }^\circ\text{F}$ (Vapor Compuesto).

3. Temperatura del condensado: Dado que la temperatura de la mezcla es de $335\text{ }^\circ\text{F}$, mientras que la temperatura de rocío del vapor de agua es menor, se considerará una temperatura ligeramente superior a ésta, garantizando de esta forma el licuado de los hidrocarburos mas no del vapor de agua.

4. Temperatura del aire de salida: a fin de aprovechar al máximo la transferencia de calor del aire y vapor, se considerará la temperatura próxima a la de rocío, menor en un cierto grado, evitando que el agua contenida en el aire atmosférico se condense.

5. Masa total a refrigerar: 96,353 Libras/hora de los cuales, se tiene:

Hidrocarburos	:	93,949 Libras/hora
Vapor de agua	:	3,161 Libras/hora
Otros gases	:	1,243 Libras/hora

6. Presión de la mezcla y vapor que ingresa al condensador: 25 PSI (1.7 Kg/cm²).

3.4.2. Temperatura de rocío

El punto de rocío al paso del aire por el enfriador, está definido como la temperatura de saturación del vapor de agua, contenido en el aire húmedo atmosférico, a las condiciones de presión de trabajo.

Al alcanzar el punto de rocío, el aire húmedo saturado, se obtiene una humedad relativa del 100%. En un punto intermedio, la humedad relativa es definido por la fórmula:

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}} \quad (3-12)$$

Donde:

ϕ = Humedad relativa del aire, % que en el aire atmosférico a las condiciones normales alcanza a 98%.

P_v = Presión parcial del vapor para el vapor de agua a una determinada temperatura, que en este caso se considera a 162 °F según recomendaciones de " Chemical

Engineering " de " Air Cooled Heat Exchangers ". El cual recomienda para condensadores de aire un valor entre 130 °F a 165 °F.

Pvs = Presión de saturación del vapor de agua a la temperatura de 162 °F. La presión de vapor "Pvs" a la temperatura de 162 °F es de 4.8 PSI (tabla de vapor saturado), por lo cual de la ecuación 3-12 tenemos:

$$\begin{aligned}
 P_v &= \phi P_{vs} \\
 &= 0.98 (4.8 \text{ PSI}) = 4.707 \text{ PSI} \\
 &\quad (\phi.32 \text{ Atm.})
 \end{aligned}$$

Luego la temperatura del aire a la salida del condensador será de 162 °F = Tas. La temperatura del condensado será igual a la temperatura de rocío del vapor de agua en la mezcla cuyo valor es de 214 °F, según se determina en el gráfico correspondiente.

3.4.3. Balance térmico

De acuerdo a los parámetros determinados se tiene el balance térmico correspondiente.

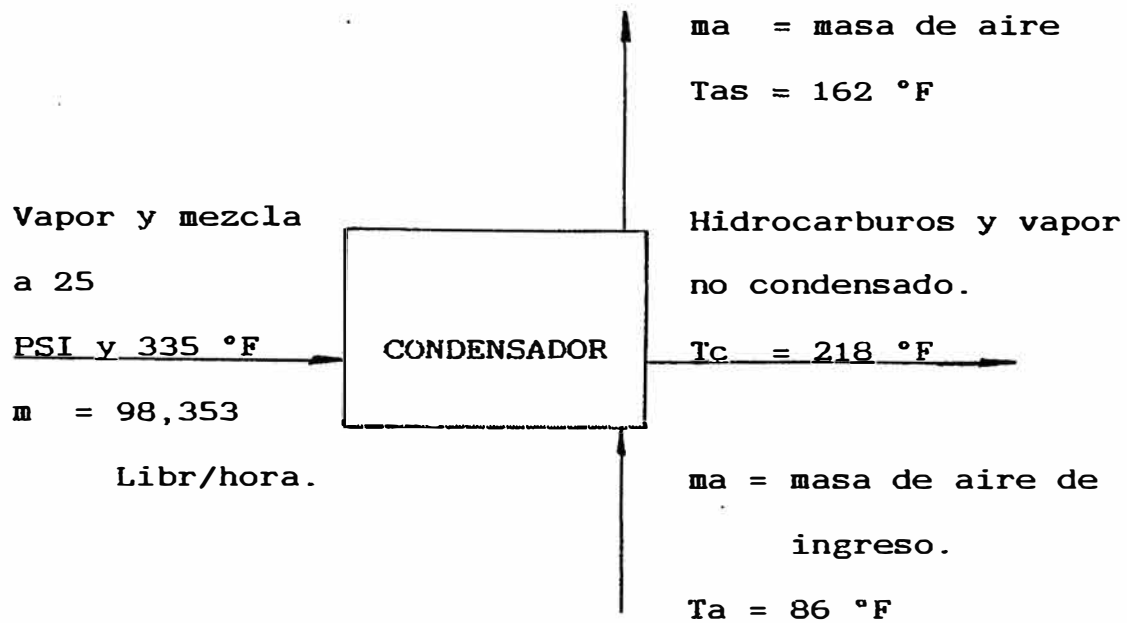


FIG. 5 Balance Térmico

A la salida del condensador, se obtendrá condensado proveniente del vapor contenido en la mezcla, cuyo valor será de 83,949 Libras por hora de la mezcla de hidrocarburos, por tener un punto de rocío superior al del vapor de agua en las mismas condiciones de trabajo.

TABLA 3: FRACCIONES MOLARES DE CADA COMPONENTE

EN LA MEZCLA A 25 PSI Y 335 °F

COMPONENTE	Lb/hr	Lb/mol	mol/hr	mF
Hidrocarburos	93,949	114.20	822.67	0.80
Vapor de agua	3,161	18.016	175.46	0.17
Gases NC	1,243	44.00	28.25	0.03
	98,353			1.00

TABLA 4: DETERMINACION DEL PUNTO AL CUAL EMPIEZA
A CONDENSAR EL VAPOR DE AGUA

T (°F)	$[P_t - (P_H + P_{NC})] = P_{\text{Vapor Agua}}$			P_{SAT}
	(De Tabla 5)			(De tablas de Vapor)
158	25	5.55	19.45	4.5
188	25	7.25	17.75	9.0
218	25	10.00	15.00	16.6
235	25	11.75	13.25	22.9
258	25	15.50	9.50	35.4
268	25	17.50	7.50	40.6
275	25	19.00	6.00	45.5
280	25	19.75	5.25	49.2
282	25	20.75	4.25	50.9

TABLA 5: TABLA DE CONDENSACION DEL VAPOR DE HIDROCARBUROS

(ASUMIENDO QUE EL VAPOR DE AGUA NO CONDENSA)

FLUJO DE VAPORES (Lb/hr)			MOLES VAPOR			FRACCION MOLAR			PRESION PARCIAL (PSI)			TEMPERATURA CONDENSACION
n_{VH}	n_{VA}	n_{NC}	n_{VH}	n_{VA}	n_{NC}	m_{fH}	m_{fVA}	m_{fNC}	P_H	P_{VA}	P_{NC}	T (°F)
93,949	3,161	1,243	822.67	175.46	28.25	0.80	0.17	0.03	20.0	4.25	0.75	282
75,000	3,161	1,243	856.74	175.46	28.25	0.76	0.21	0.03	19.0	5.25	0.75	280
60,000	3,161	1,243	525.40	175.46	28.65	0.72	0.24	0.04	18.0	6.00	1.00	275
45,000	3,161	1,243	394.05	175.46	28.25	0.66	0.30	0.04	16.5	7.50	1.00	268
30,000	3,161	1,243	262.70	175.46	28.25	0.56	0.38	0.06	14.0	9.50	1.50	258
15,000	3,161	1,243	131.35	175.46	28.25	0.39	0.53	0.08	9.75	13.25	2.00	235
10,000	3,161	1,243	87.57	175.46	28.25	0.30	0.60	0.10	7.5	15.00	2.50	218
5,000	3,161	1,243	43.78	175.46	28.25	0.18	0.71	0.11	4.5	17.75	2.75	188
2,500	3,161	1,243	21.89	175.46	28.25	0.10	0.78	0.12	2.4	19.45	3.15	158

NOTA: De la Tabla anterior, se considerará como temperatura de salida del condensador 218°F, a los cuales han

condensado 83,949 libras por hora, es decir el 90% de los hidrocarburos.

TABLA 6: ENTALPIAS DE HIDROCARBUROS Y VAPOR DE AGUA (BTU/Lb)

T (°F)	HIDROCARBURO		hl	VAPOR DE AGUA	
	hl	hg		hg	PRESION (PSI)
218	210	322	Sobre calentado	1153	15.00
235	220	335	"	1162	13.25
258	235	355	"	1174	9.50
268	240	362	"	1180	7.50
275	245	368	"	1182	6.00
280	248	373	"	1186	5.25
282	249	375	"	1186	4.25
335	Sobre- Calent.	405	"	1211	4.25
		(20 PSI)			

TABLA 7: CALCULO DE LA CARGA DE CALOR (BTU/Hora)

T (°F)	H Hidrocarburo	H Vapor	H NC
335	93,949 x 405 = 38'049,345	3,161 x 1211 = 3'827,971	1,243 x 0.24 x 335 = 99,937
282	93,949 x 375 = 35'230,875	3,161 x 1186 = 3'748,946	1,243 x 0.24 x 282 = 84,126
280	75,000 x 373 = 27'975,000	3,161 x 1186 = 3'748,946	1,243 x 0.24 x 280 = 83,530
	18,949 x 248 = 4'699,352		
275	60,000 x 368 = 22'080,000	3,161 x 1182 = 3'736,302	1,243 x 0.24 x 275 = 82,038
	33,949 x 245 = 8'317,505		
268	45,000 x 362 = 16'290,000	3,161 x 1180 = 3'729,980	1,243 x 0.24 x 268 = 79,950
	48,949 x 240 = 11'747,760		
258	30,000 x 355 = 10'650,000	3,161 x 1174 = 3'711,014	1,243 x 0.24 x 258 = 76,967
	63,949 x 235 = 15'028,015		
235	15,000 x 335 = 5'025,000	3,161 x 1162 = 3'673,082	1,243 x 0.24 x 235 = 70,105
	78,949 x 220 = 17'368,780		
218	10,000 x 322 = 3'220,000	3,161 x 1153 = 3'644,633	1,243 x 0.24 x 218 = 65,034
	83,949 x 210 = 17'629,290		

TABLA 8: CURVA TEMPERATURA VS. CARGA TERMICA

T (°F)	H _T (BTU/hora)	Q (BTU/hora)	Q Acumulado
335	41'977,253	0	0
282	39'063,947	2'913,306	2'913,306
280	36'506,828	2'557,119	5'470,425
275	34'215,845	2'290,983	7'761,408
268	31'847,690	2'368,155	10'129,563
258	29'465,996	2'381,694	12'511,257
235	26'136,967	3'329,029	15'840,286
218	24'558,957	1'578,010	17'418,296

De la Tabla anterior:

Calor total por extraer = 17'418,296 BTU/hr.

Balance térmico:

$$m_a C_{pa} (T_{as} - T_a) = 17'418,296$$

Donde:

m_a = Masa de aire de refrigeración
(Lib/hora)

C_{pa} = Calor específico del aire, que se
puede estimar constante: 0.241
BTU/°F hor.Lib

t_a = 86 °F

t_{as} = 162 °F.

Reemplazando valores y desarrollando se tiene:

$$\begin{aligned} m_a &= 950,650 \text{ Libras/hora} \\ &= 432,120 \text{ Kg/hora} \end{aligned}$$

Expresado en m^3 se tiene considerando que a condiciones normales 1 m^3 pesa 1.298 Kg.

$$\begin{aligned} \text{Peso} &= \frac{432,120 \text{ Kg/hora}}{1.298 \text{ Kg}/m^3} \\ &= 332,780 \text{ m}^3/\text{hora.} \end{aligned}$$

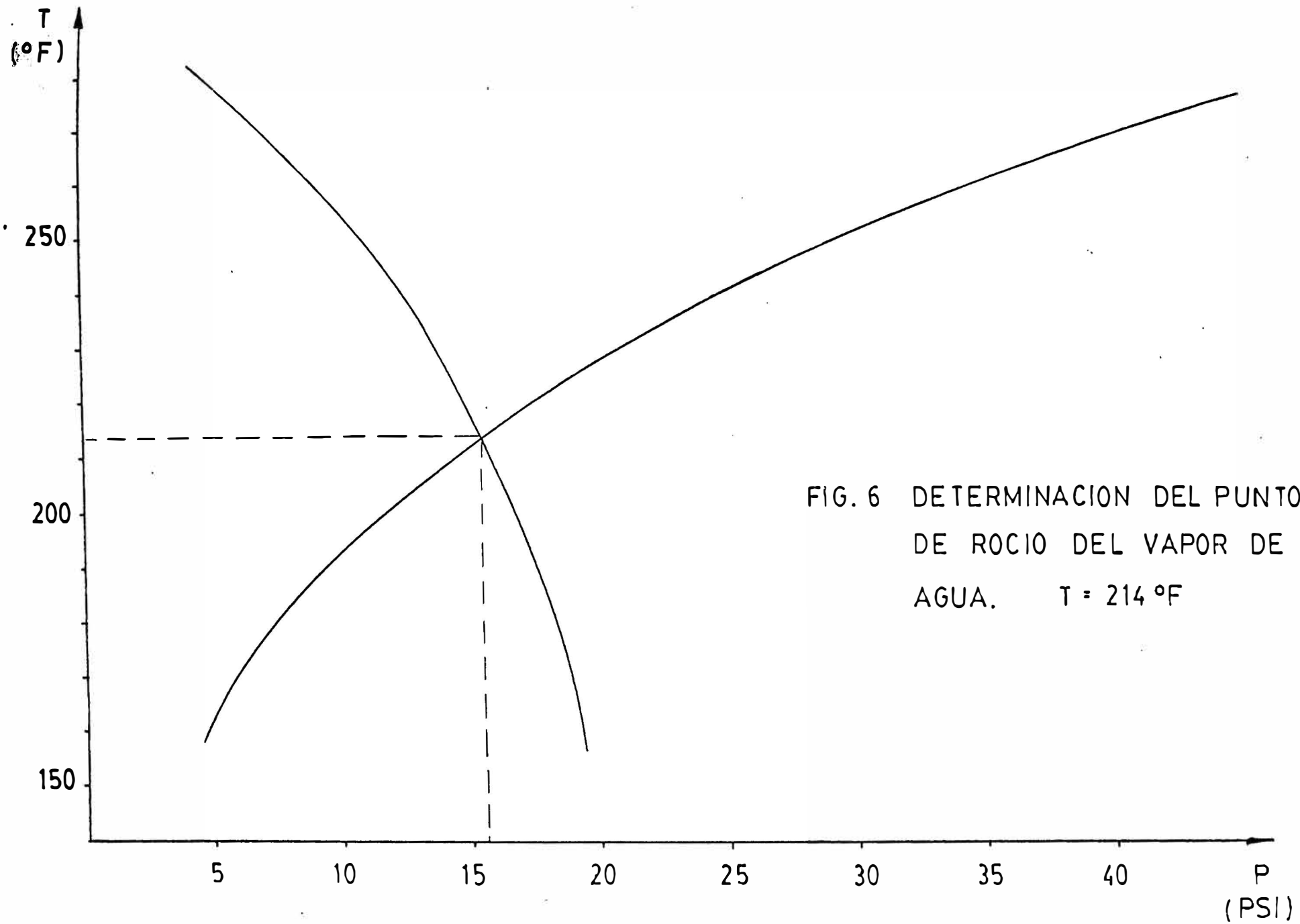
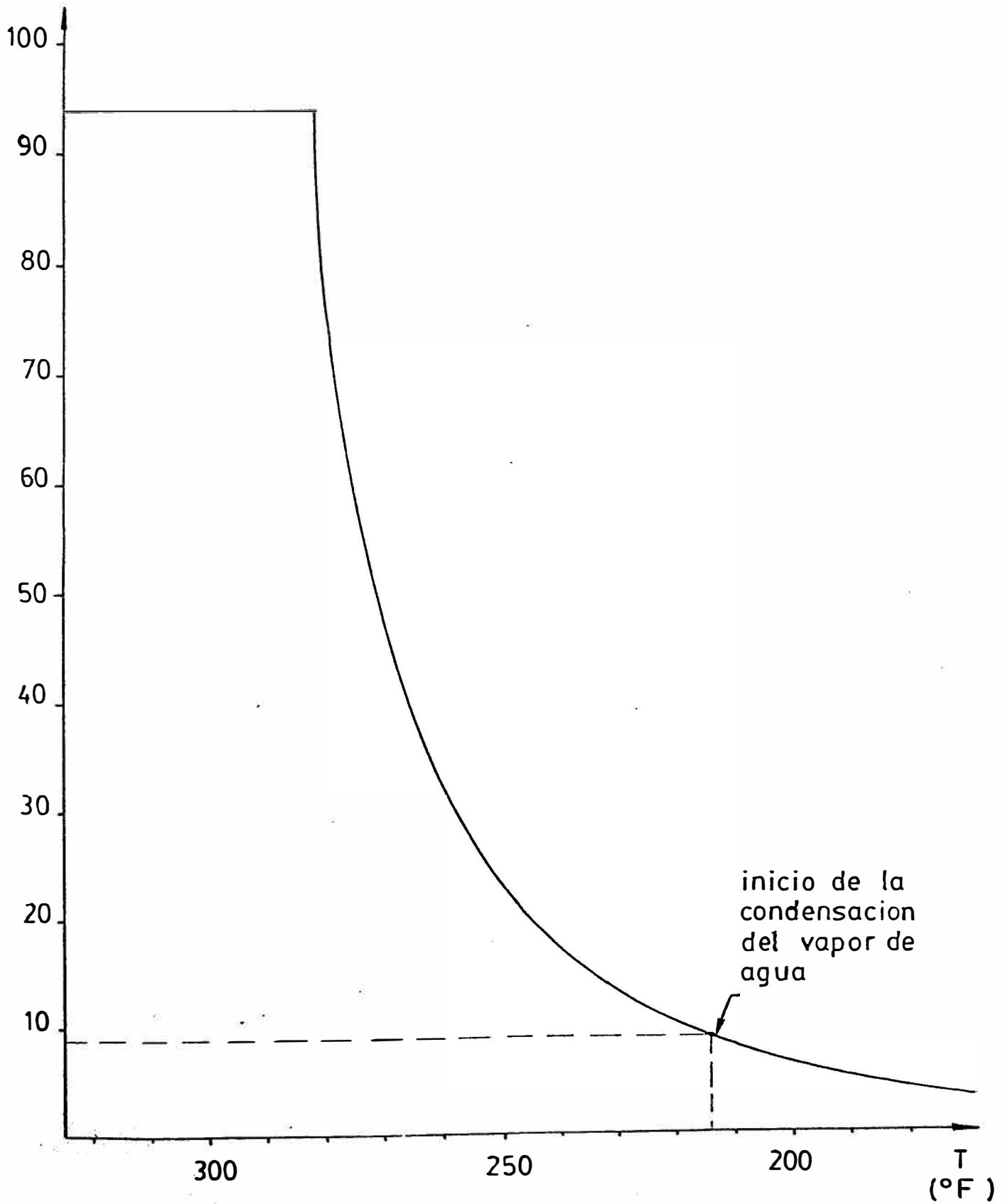


FIG. 6 DETERMINACION DEL PUNTO DE ROCIO DEL VAPOR DE AGUA. $T = 214^{\circ}F$

FIG. 7 CURVA DE CONDENSACION DE
LOS HIDROCARBUROS \dot{m}_{vh}
(miles de lb/hr)

3.5 Selección del tipo de tubo y material

El material de los tubos como se dijo anteriormente será de Cu Zn Al por su elevado coeficiente de transferencia de calor o conductividad térmica, además de tener una elevada resistencia a la corrosión.

Del catálogo EICOFIN EICHELBERG (Alemania), se tiene tuberías de aletas transversales de las siguientes características:

- Material: Tubos : Aleación Cu Zn 20Al F40
Aletas: Cobre
- Tipo : BWG calibre 17
- Diámetro exterior: 30 mm.
- Espesor de las aletas: 0.5 mm.
- Altura de las aletas : 15 mm
- Area total de transferencia de calor:
1.15 m²/m (3.772 pie²/pie) = 540 pulg²/pie. tubo
- Relación: Area del tubo total/área del tubo liso:

$$r = \frac{A_t}{A_i} = 13.5 \text{ (del catálogo)}$$

A_i = área del tubo liso

A_t = área total del tubo con aletas

- Area interna del tubo será entonces:

$$A_1 = \frac{A_e}{r} = \frac{540}{13.5}$$

$$A_1 = 40 \text{ pulg}^2/\text{pie de tubo}$$

Como se observa, la relación de áreas de proporción igual a 13.5:1 indica que con el empleo de tubos con aletas se obtiene un área incrementada en este valor respecto al área lisa, de ahí su gran importancia.

- Número de aletas:

El número de aletas por pulgada del tubo aleteado, considerando que estas son transversales al tubo, se obtienen del catálogo.

EICOFIN: 7 hilos, correspondiendo un paso de $12/7 = 1.714$ pulg.

3.6. Cálculo de los tubos:

$$\begin{aligned} A_o &= \text{Area externa del tubo liso} = \\ &= 34.5 \text{ pulg}^2/\text{pie} \end{aligned}$$

Perímetro proyectado de la aleta:

$$P = \frac{2 \times 15 \times 2 \times 7 \times 12}{25.4} + 2 \frac{(12-7 \times 0.5 \times 12)}{25.4}$$

$$P = 219 \text{ pulg/pie}$$

Diámetro equivalente "de":

$$de = \frac{2 (\text{área aleta} + \text{área tubo liso})}{\pi (\text{perímetro proyectado})} \quad (3-13)$$

$$= \frac{2 (540)}{\pi (212)} \quad \frac{\text{Pulg}^2/\text{pie}}{\text{Pulg}/\text{pie}}$$

$$de = 1.57 \text{ pulg } (0.131 \text{ pie})$$

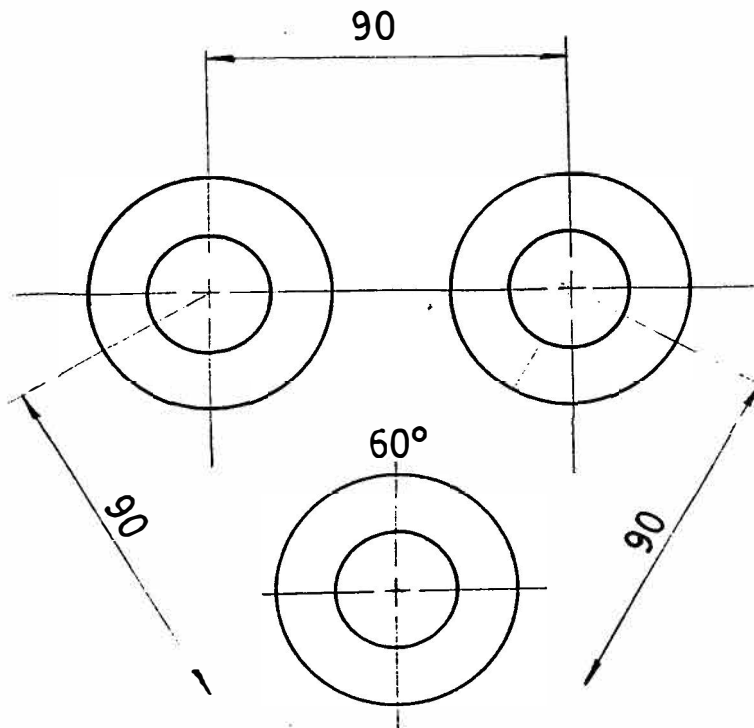


FIGURA 8

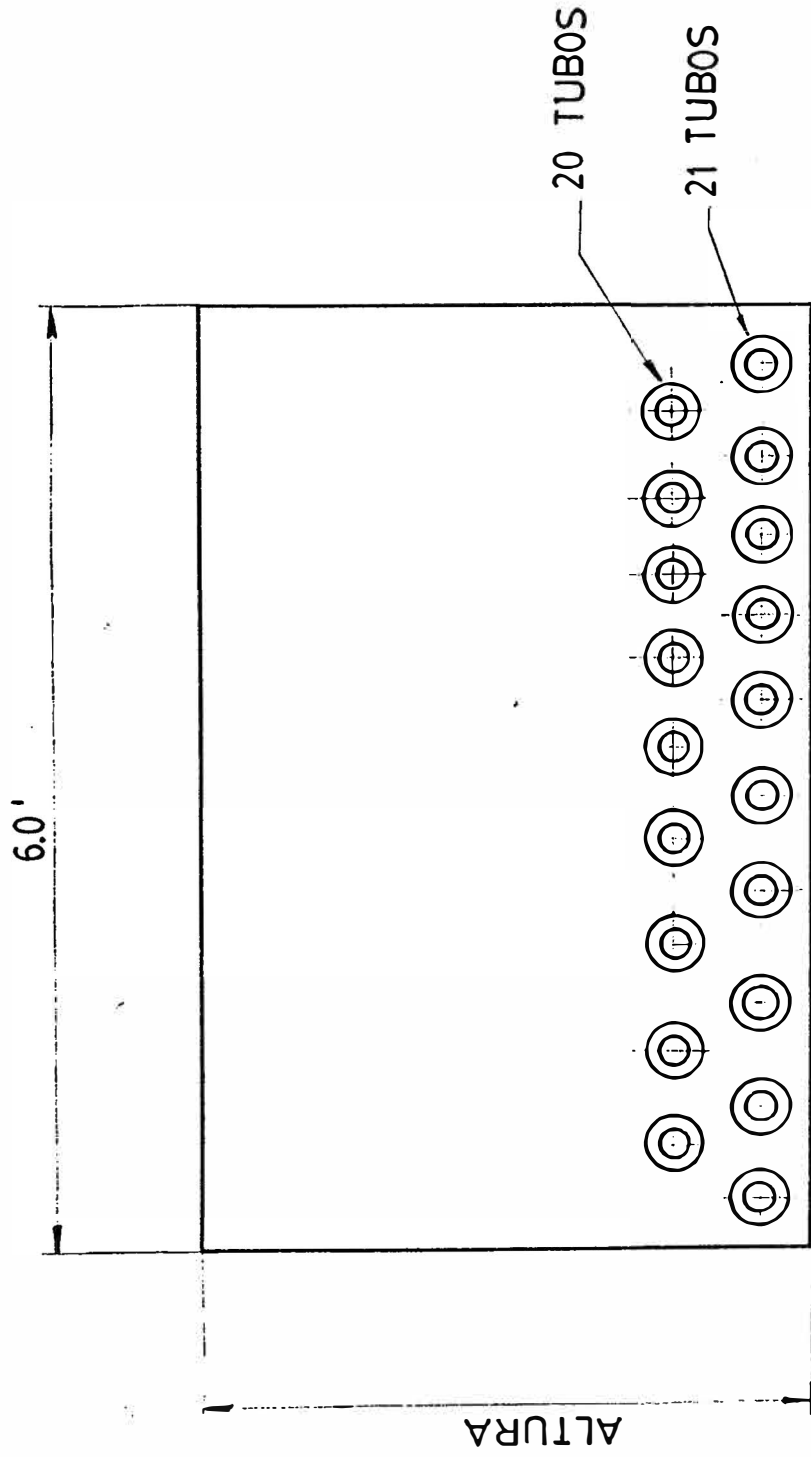


FIG. 9 DISPOSICION TENTATIVA

Disposición geométrica de los tubos:

En esta sección se hará una disposición preliminar del banco de tubos con aletas, a fin de poder determinar el coeficiente peculiar del aire de refrigeración:

Consideraciones a tomarse en cuenta:

- Disposición de los tubos: horizontal
- Número de pasos: uno
- La disposición de los tubos en el banco del condensador más recomendable es triangular equilátero. Esta disposición permite que el flujo del aire comprenda el mayor área posible para la transferencia de calor.

En el gráfico 8 se muestra la disposición de los tubos, con equidistancia entre ellos.

Para determinar el número de tubos a instalarse se tendrá que efectuar una relación entre el flujo de vapor y mezcla a circular y la velocidad dentro de los tubos; de manera que la pérdida de presión no sea muy elevada.

Para determinar la velocidad del aire refrigerante fue necesario determinar mediante un balance térmico la cantidad de masa de aire requerido en dicha refrigeración.

Cálculo del número de Reynolds.

El número de Reynolds, viene expresado por la ecuación:

$$Re = \frac{De \cdot Ga}{\mu} \quad (3-14)$$

donde:

- Re = número de Reynolds.
- De = diámetro de la tubería que conduce el aire
- Ga = masa velocidad del aire en Libras/pie².
- μ = viscosidad del aire a la temperatura calórica en Lib/pie hora.

El valor de Ga es:

$$Ga = \frac{m_a}{A_n} = \frac{\text{masa de aire requerido}}{\text{área neta de paso.}} \quad (3-15)$$

La disposición más recomendable de los tubos es tres bolillos, según se aprecia en el gráfico No. 8.

Las dimensiones preliminares asumidas son:

Longitud del sistema enfriador: 8 pies
 Ancho del enfriador : 6 pies
 Número total de tubos : incógnita
 Espaciamiento entre tubos : 30 mm.

Luego el área neta será igual a:

$$\begin{aligned}
 An &= (6 \times 12) (8 \times 12) - \frac{21 \times 30 \times 8 \times 12}{25.4} - \\
 &\quad - \frac{21 (2 \times 0.5 \times 15 \times 7 \times 8 \times 12)}{25.4 \times 25.4} \\
 &= 4,202 \text{ pulg}^2 \\
 &= 29.2 \text{ pie}^2
 \end{aligned}$$

Luego el valor de G_a será:

$$G_a = \frac{950,650 \text{ Lib/hora}}{29.2 \text{ pie}^2} = 32,560 \text{ Lib/hor pie}^2$$

El valor de la viscosidad a la temperatura calórica, lo tomamos del gráfico de viscosidades de gases (J. PERRY):

$$\begin{aligned}
 \mu &= 0.02 \times 2.42 \text{ para } 162 \text{ }^\circ\text{F} \\
 &= 0.048 \text{ Lib/pie hora.}
 \end{aligned}$$

Finalmente reemplazando estos valores en la ecuación de Reynolds se tiene:

$$Re = \frac{De \times 32,560 \text{ Lib/hora pie}^2}{0.048 \text{ Lib/hor pie}}$$

El diámetro equivalente es igual a 0.131 pie, determinado anteriormente, con lo cual se tiene:

$$Re = \frac{0.131 \times 32,560}{0.048} = 88,862$$

Considerar $Re = 90,000$

Que identifica un flujo turbulento del aire; con este valor podemos emplear la ecuación (3-8):

$$Nu = 287, \quad hf = 40 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3.7. Transferencia de calor en el sistema

3.7.1. Cálculo de los coeficientes peliculares

Coeficiente pelicular del aire:

El aire como elemento enfriador actúa en las superficies aleteadas y lisas de los tubos, disipando el calor necesario.

La ecuación utilizada para determinar el número de Nusselt, ya explicada anteriormente es:

$$Nu = (Pr)^{1/3} C Re^m (s)^{0.236} \quad (3-8)$$

Que utiliza los coeficientes $C = 0.1378$ y $m = 0.718$. El número de Prandtl para el caso del aire

puede considerarse en 0.708 (Valor promedio), con lo cual, el número de Nusselt, estará representado por:

$$Nu = (0.708)^{1/3} \times 0.1378 (Re)^{0.718} \left(\frac{3.5}{15}\right)^{0.296}$$

$$Nu = 0.08 Re^{0.718}$$

Si empleamos la ecuación de SIEDER - TATE:

$$h_f = j_f (K/de) (C_p / K)^{1/3} \quad (3-16)$$

donde:

j_f = Factor de transferencia de calor de Colburn

= 325 (de gráfico XII)

K = Conductividad térmica del aire

= 0.0183 BTU/h pie °F (de tabla III)

C = Calor específico del aire

= 0.25 BTU/Lb °F (de gráfico VI)

Reemplazando en (3-16):

$$h_f = 40 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ °F}$$

Resistencia de ensuciamiento externo:

$$h_{do} = 500 \text{ BTU/hr pie}^2 \text{ °F}$$

$$h_{r'} = \frac{h_{do} h_r}{h_{do} + h_r} = \frac{(500)(40)}{500 + 40} =$$

$$= 37 \text{ BTU/hr. pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Para aletas de cobre:

$$K = 218 \text{ BTU/hr pie } ^\circ\text{F} \text{ (Tabla 1)}$$

De los gráficos de la ASME para eficiencia de aletas, para:

$$Y_b = \frac{0.5}{25.4 \times 2 \times 12} = 0.00082 \text{ pie}$$

$$(r_e - r_b) \sqrt{h_{r'}/KY_b} = \frac{(30 - 15)}{25.4 \times 12} \sqrt{\frac{37}{218 \times 0.00082}}$$

$$= 0.71$$

$$\frac{r_e}{r_b} = \frac{30}{15} = 2$$

$$\Omega = 0.80$$

$$h_{r_1'} = (\Omega \times A_f + A_o) \frac{h_r}{A_1} \quad (3-17)$$

$$h_{r_1'} = (0.80 \times 505.5 + 34.5) \times \frac{37}{40}$$

$$h_{r_1'} = 406 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Coeficiente pelicular de la mezcla:

Se utilizará el gráfico XII (DONALD KERN):

Para la entrada del vapor compuesto (335 °F):

% No condensables = 20%

$h_i = 190 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

Antes de la condensación del vapor de agua
(218 °F):

% No condensables = 70%

$h_i = 60 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

Se considerará este último valor por ser el más crítico.

Resistencia de ensuciamiento interno:

$h_{di} = 500 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

$h_i' = \frac{500 \times 60}{500 + 60} = 53.6 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

Coefficiente global de transferencia de calor
(referido al diámetro interior):

$U_i = \frac{406 \times 53.6}{406 + 53.6} = 47 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$

3.7.2. Cálculo del área total de transferencia de calor

Las temperaturas de los fluidos en un intercambiador varían a lo largo de su recorrido, y en

consecuencia, la pérdida o ganancia de calor es evaluado por la ecuación:

$$q = UA \Delta T \quad (3-18)$$

No puede calcularse tomando la diferencia de temperatura como una resta simple entre el fluido caliente y el frío. En tal caso la media logarítmica de la diferencia de temperaturas MLDT representado por $\Delta T \log$, se utiliza en lugar de la simple diferencia aritmética.

La temperatura media logarítmica se calcula por la relación:

$$T \log = \frac{\Delta T \text{ máx} - \Delta T \text{ mín}}{\ln \left(\frac{\Delta T \text{ máx}}{\Delta T \text{ mín}} \right)} \quad (3-19)$$

$$\text{donde: } \Delta T \text{ máx} = 335 - 162 = 173 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T \text{ mín} = 218 - 86 \text{ } ^\circ\text{F} = 132 \text{ } ^\circ\text{F}$$

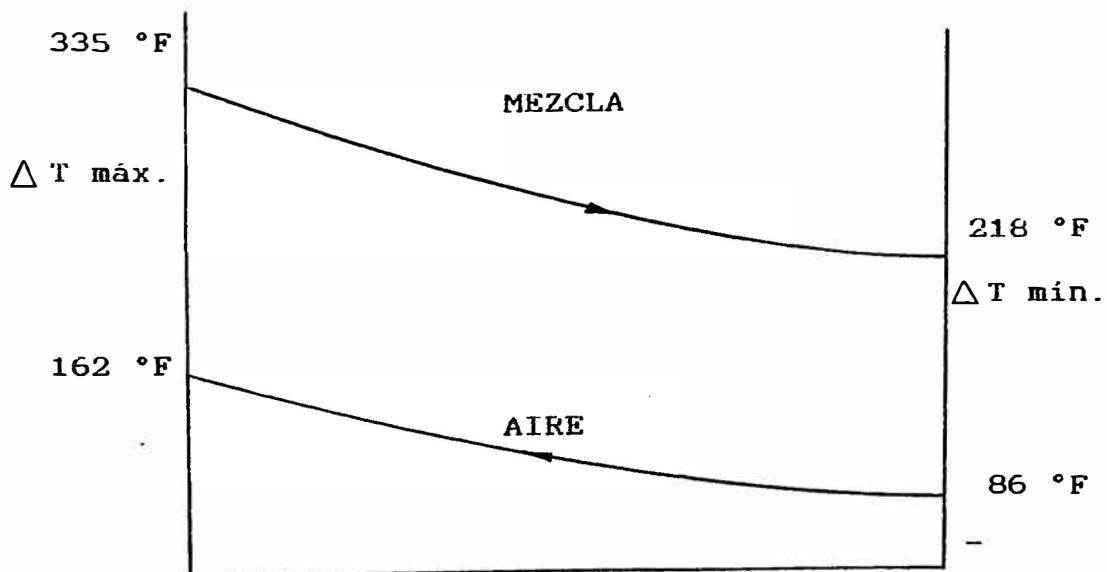


FIG. 10 Diferencias de Temperaturas

DIFERENCIA	FLUIDO CALIENTE	FLUIDO FRIO
173	335	162
132	218	86
41	117	76

Reemplazando valores se tiene:

$$T_{\log} = \frac{173 - 132}{\ln \left(\frac{173}{132} \right)} = 151 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Factor de corrección:

Debido a la gran complejidad de intercambiadores de calor resultaría complejo y tedioso al estar derivando para cada tipo ecuaciones matemáticas para la temperatura logarítmica, tal como se hizo para el flujo paralelo y contraflujo. El procedimiento más usual es el empleo de factores de corrección, según cada caso.

De los gráficos y tablas de KERN DONALD, se tiene que para flujos cruzados en el caso de ambos fluidos cruzados y sin mezclarse:

$$S = \frac{76}{335-86} = 0.31$$

$$R = \frac{117}{76} = 1.5$$

Con estos valores de R y S (coeficientes) en el gráfico se tiene $F_t = 0.94$

Con lo cual el valor de T será:

$$\begin{aligned} \Delta T &= F_t \Delta T \log. & (3-20) \\ &= 0.94 \times 151 \text{ } ^\circ\text{F} = 142 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Luego en la ecuación (3-18) se tiene:

$$A = \frac{q}{U \Delta T} \text{ (pie}^2\text{)}$$

El valor de "q", que es la cantidad de calor que se transmite de un fluido a otro, es:

$$q = 950,650 \frac{\text{Lib}}{\text{hor}} \times 0.24 \frac{\text{BTU}}{\text{Lib } ^\circ\text{F}} \times 76 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$q = 17'420,000 \text{ BTU/hor.}$$

$$\text{luego: } A = \frac{17'420,000 \text{ BTU/hor}}{47 \frac{\text{BTU}}{\text{hor pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}} \times 142 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$A_1 = 2,610 \text{ pie}^2$$

Considerando tubos de 8 pies de longitud:

$$\begin{aligned}
 \text{Area Unitaria} &= 40 \text{ pulg}^2/\text{pie de tubo} \times 8 \text{ pies} \\
 &= 320 \text{ pulg}^2/\text{tubo.} \\
 &= 2.22 \text{ pie}^2/\text{tubo.}
 \end{aligned}$$

Luego: número de tubos = 1176 (de 8 pies)

Si consideramos tubos de 16 pies:

$$\begin{aligned}
 G_a &= 16,280 \text{ Lb/h pie}^2 \\
 Re &= 44,430 \\
 h_f &= 25 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 h_{r,i} &= 251 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 U_i &= 44 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 A_i &= 2788 \text{ pie}^2
 \end{aligned}$$

Número de tubos = 628 (de 16 pies)

Si consideramos además filas de 42 tubos:

$$\begin{aligned}
 G_a &= 8,140 \text{ Lb/h pie}^2 \\
 Re &= 22,215 \\
 h_f &= 16 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 h_{r,i} &= 180 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 U_i &= 42 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \\
 A_i &= 2,920 \text{ pie}^2
 \end{aligned}$$

Número de tubos = 658 (de 16 pies)

número de filas = 15.6

Luego, utilizaremos un haz de tubos de 8 filas de 43 tubos de 16 pies cada una, y 7 filas de 42 tubos.

Para estas condiciones:

$$A_i = 2,833 \text{ pie}^2$$

Pérdida de presión de la mezcla en los tubos

La caída de presión en el interior de los tubos es un factor que tiene trascendencia en el cálculo de acuerdo a la exigencia que se haya tenido en el diseño del proceso. La caída de presión se debe calcular con la masa promedio de la mezcla de vapores, es decir:

$$P = \frac{1}{5.22 \times 10^{10}} \frac{f G_v^2 L n}{D_v \rho_e \mu} \left(\frac{\mu_s}{\mu} \right)^a \frac{\text{Lib}}{\text{pulg}^2} \quad (3-21)$$

donde:

- f = Factor de fricción. (pie²/pulg²)
- μ_s = Viscosidad a la salida (Lb/h pie)
- μ = Viscosidad al ingreso (Lb/h pie)
- G_v = Velocidad del vapor o mezcla (Lb/h pie²)
- D_v = Diámetro equivalente: pies
- ρ_e = Densidad del vapor promedio (Lb/pie³)/62.5
- a = Constante: 0.14 Re < 2000
0.25 Re > 2000
- L = Longitud del tubo (pies)
- n = Número de pasos en los tubos

Para fines de cálculo podemos considerar $\mu_s = \mu$

La velocidad del vapor en los tubos será:

$$= \frac{Q}{A} = \frac{\text{flujo}}{\text{área}}$$

$$Q = \frac{98,353 \text{ Lib/hor.}}{3,600 \times 2.24} = 12.2 \text{ Kg/seg.}$$

La densidad del vapor se puede estimar en un valor promedio, e igual a 9.6 Kg/m^3 con lo que se tiene:

$$Q = \frac{12.2 \text{ Kg/seg}}{9.6 \text{ Kg/m}^3} = 1.27 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$= 43.5 \text{ pie}^3/\text{seg}$$

Area total de los tubos:

$$N = 638 \text{ tubos}$$

$$\text{Area unitaria: } \frac{\pi d_i^2}{4} \text{ para } d_i = 27 \text{ mm.}$$

$$\text{Se tiene: } A = 0.89 \text{ pulg}^2$$

Viscosidad absoluta del vapor:

$$\mu_v = 0.01 \times 2.42 = 0.0242 \text{ Lb/h pie}$$

Velocidad del vapor;

$$G_v = \frac{98,353 \text{ Lib/hor}}{638 \text{ tubos}} = 156 \text{ Lib/hora-tubo}$$

$$\text{Area unitaria por tubo: } 0.89 \text{ pulg}^2$$

$$G_v = \frac{156 \times 144}{0.89} \text{ Lib/hor pie}^2$$

$$= 25,240 \text{ Lib/hor x pie}^2$$

$$D_v = \text{diámetro equivalente (pies)} =$$

$$= \frac{27}{25.4 \times 12} = 0.089 \text{ pie}$$

$$\rho_v = \frac{95.7}{359 \times 795/462 \times 14.7/25} = 0.3 \text{ Lb/pie}^3$$

Reemplazando valores se tiene:

$$Re = \frac{D_v G_v}{\mu_v} = 92,825$$

$$f = 0.00015 \text{ pie}^2/\text{pulg}^2$$

$$\Delta P = \frac{1}{5.22 \times 10^{10}} \times 0.00015 \times 16 \frac{(25,240)^2}{0.089 \times 0.0048} \times 1$$

$$\Delta P = 0.07 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$\Delta P = 1.93 \text{ pulg. de agua}$$

3.8. Caída de presión del aire en el condensador.

La caída de presión del aire a su paso por el haz de tubos, es un factor importante en el diseño de equipos, ya que los ventiladores axiales que crean el flujo forzado de aire, no tienen capacidad para producir con eficiencia presiones mayores que 0.7 pulg. de agua (174 $\frac{N}{m^2}$)

Diámetro equivalente:

$$de' = \frac{4 \times \text{Volumen libre neto}}{\text{Superficie friccional}} \quad (3-22)$$

Caída de Presión:

$$\Delta Pa = \frac{f G_a^2 L_p}{5.22 \times 10^{10} de' \rho_e \phi_s} \frac{(de')^{0.4}}{S_T} \frac{(S_T)^{0.6}}{S_T}$$

donde:

$$S_T = \text{separación lateral entre tubos} = 90 \text{ mm} = 0.295 \text{ pie}$$

$$S_L = \text{separación diagonal entre tubos} = 90 \text{ mm} = 0.295 \text{ pie}$$

$$\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} = 1.00$$

$$\rho_e = \text{densidad relativa del aire} = 0.08/62.5 = 0.0013$$

$$L_p = \text{Longitud de trayectoria} = 15 \times 0.295 = 4.43 \text{ pie}$$

$$G_a = 8140 \text{ Lb/h pie}^2$$

$$\text{Ancho del banco de tubos} = \frac{43 \times 90}{25.4 \times 12} = 12.7 \sim 13 \text{ pie}$$

Volumen libre =

$$\begin{aligned} &= 13 \times 16 \times 0.295 - \frac{1}{2} (43 + 42) \frac{\pi}{4} \times \frac{(0.03)^2 \times 16}{(0.3048)^2} \\ &\quad - \frac{1}{2} (43 + 42) \frac{\pi}{4} \times \frac{(0.06^2 - 0.03^2)}{(0.3048)^2} \times \frac{0.5 \times 7 \times 12 \times 16}{25.4 \times 12} \\ &= 54 \text{ pie}^3 \end{aligned}$$

Superficie friccional =

$$\frac{1}{2} (43 + 42) \times \frac{540}{144} \times 16 = 2550 \text{ pie}^2$$

$$de' = \frac{4 \times 54}{2550} = 0.085 \text{ pie}$$

$$Re' = \frac{8140 \times 0.085}{0.048} = 14,365 \quad , \quad f = 0.0035 \text{ pie}^2/\text{pulg}^2$$

$$En = (3-23): \Delta Pa = 0.11 \text{ Lib/pulg}^2$$

3.9. Cálculo del sistema de ventilación

La potencia del ventilador axial, está determinado por la fórmula:

$$P = \frac{Q \times \gamma \cdot H}{\eta \times 75} \quad (\text{c.v.}) \quad (3-24)$$

donde:

Q = flujo de aire: 332,780 m³/hora.

$$= 92.42 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

γ = densidad del aire: 1.298 Kg/m³

H = presión total a vencer, en columna de aire

η = Rendimiento del ventilador, el cual se puede estimar entre 40% al 80%. Considerando $\eta = 60\%$

Reemplazando valores se tiene:

$$P = \frac{92.42 \text{ m}^3/\text{seg} \times 1.298 \text{ Kg/m}^3 \times 60 \text{ m}}{75 \times 0.60}$$

$$P = 160 \text{ c.v.}$$

CAPITULO 4

CONSTRUCCION Y ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL CONDENSADOR

4.1. Tubos

Los tubos aleteados que se han seleccionado son de latón al aluminio (los tubos) y cobre (las aletas), cuyas ventajas ya han sido expuestas anteriormente.

Del catálogo EICHELBERG METALLWERKE, fabricantes Alemanes de tubos de superficie extendida se tiene:

- Calibre: BWG 17
- Calidad: Cu Zn 20 Al (tubos), Cobre (aletas-0
- Diámetro del tubo liso: 30 mm Ø ext.
- Altura de las aletas: 15 mm.
- Espesor de las aletas: 0.5 mm
- Número de hilos por pulgada: 7 hilos/pulg.
- Area total en superficie extendida:

540 pulg²/pie

- Area total de la tubería lisa: 40 pulg²/pie
- Peso unitario: 3.15 Kg/m (2.11 Lib/pie).
- Número total de tubos a instalarse: 638

- Posición de los tubos: horizontal
- Número de pasos por tubos: uno, por lo que éstos serán de tramos rectos.
- Longitud del tubo: 16 pies.
- Disposición: triangular o tres bolillo.
- Disposición de las aletas: transversal a la longitud del tubo.

4.2. Materiales

Se detallarán en el capítulo siguiente:

4.3. Proceso de ensamble de los tubos

Los tubos aleteados según catálogo se adquieren hasta en longitudes de 12 metros, por lo que se adaptará a las longitudes deseadas, tomando en cuenta que en ambos extremos se practicará el rebaje correspondiente a fin de facilitar la instalación y montaje.

Los bastidores estarán constituidos por planchas de acero comercial, sin que haya peligro de deterioro por cuanto no estará en contacto con las mezclas de vapores.

Los tubos aléteados estarán soldados a los bastidores con soldaduras de bajo punto de fusión de manera que no afecte al aluminio y dado que los tubos no están sometidos a esfuerzos mayores, será suficiente el empleo de soldadura de simples cordones.

La soldadura a emplear será soldadura fuerte de Cobre - Zinc según ASTM B259 - 56T ó AWS A5.7 - 56T. La aplicación será mediante soplete oxiacetilénico, utilizando fundente.

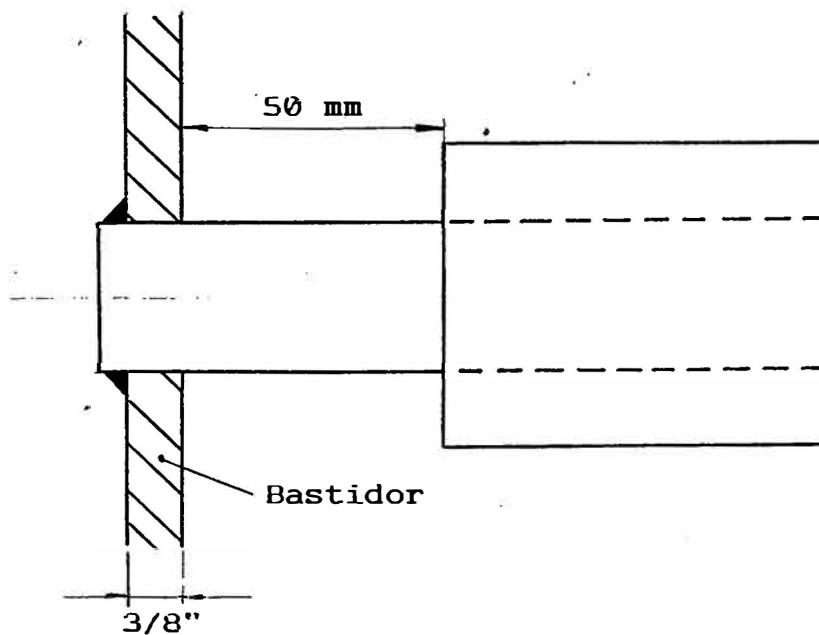


Fig. 11 Detalle de Montaje de los Tubos

4.4. Disposición de los Tubos

Dimensiones del banco de tubos:

Ancho: Dado que se instalarán 43 tubos aleteados
tendremos:

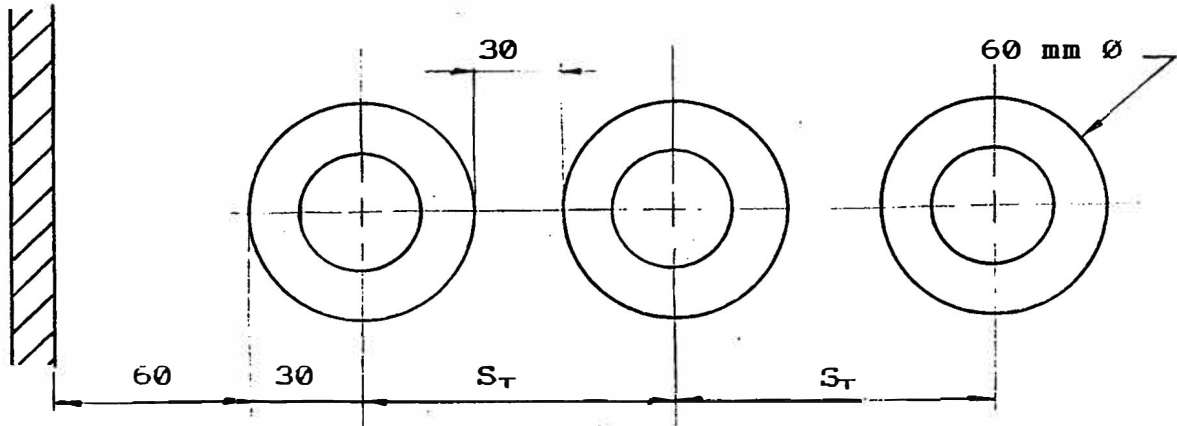


Fig.12 Separación entre tubos

n = Número total de tubos por hilera: 43

$$S_T = 2 \times 30 + 30 = 90 \text{ mm}$$

A = Ancho del banco de condensador

Espacimientos " S_T " en total:

$$n - 1 = 43 - 1 = 42$$

$$A = 2 (30 + 60) + 42 \times 90 = 3960 \text{ mm}$$

$$= 13 \text{ pies.}$$

Altura del banco de ductos:

De la figura se tiene:

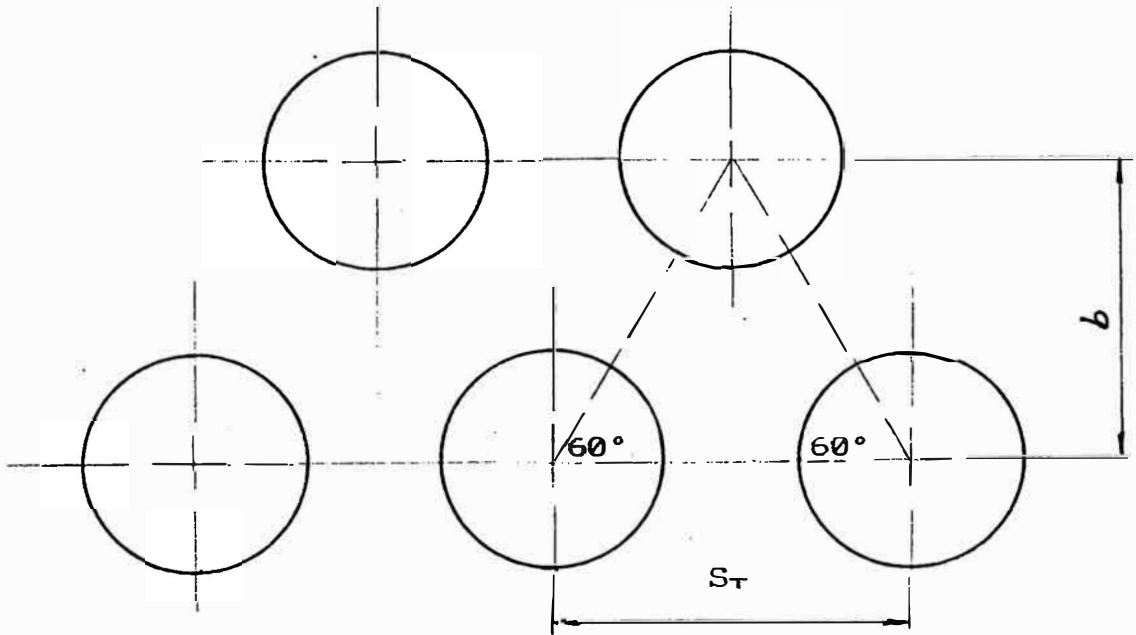


Fig. 13 Disposición de los tubos

Por geometría: en un triángulo equilátero se tiene:

$$b = S_T \frac{\sqrt{3}}{2} = 90 \frac{\sqrt{3}}{2} = 78 \text{ mm.}$$

Número total de hileras: 15

Total distancias b: $15 - 1 = 14$

Luego se tiene: altura total del banco, considerando alturas muertas de 34 mm por extremo superior e inferior:

H = altura total

$$H = 14 \times 78 + 2 \times 30 + 2 \times 34$$

$$H = 1220 \text{ mm (4 pies)}$$

Longitud de los tubos: se ha considerado en 16 pies, más espacios muertos en los extremos de 50 mm por extremo.

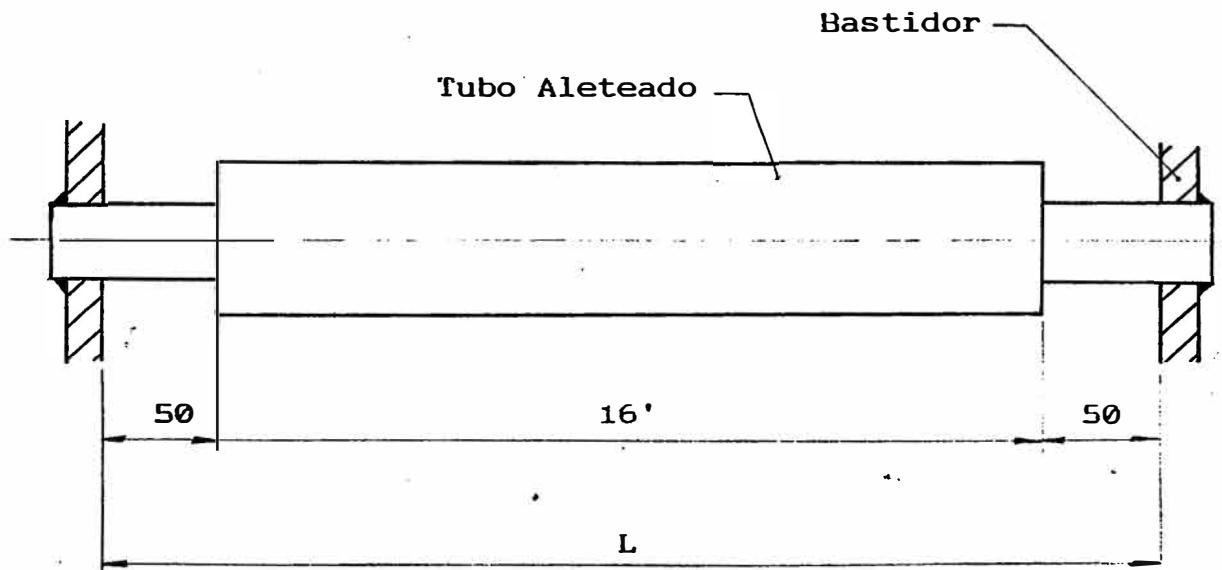


Fig. 14 Longitud del tubo con aletas

Del gráfico se tiene: $L = 16(304.8) + 2 \times 50$

$$L = 4977 \text{ mm}$$

$$= 16.3 \text{ pies.}$$

Hay que añadir además 1.3 pie por cámara de ingreso y salida.

Luego las dimensiones del bastidor será:

Ancho : 13.0 pies

Alto : 4.0 pies

Longitud : 19.0 pies.

4.5. Montaje del Condensador

En primer lugar se considerará que el enfriamiento del condensador o enfriador atmosférico será mediante tiro forzado, por lo que el sistema ventilador estará ubicado en la parte inferior.

Luego, si se tiene en cuenta que las dimensiones ancho Vs. longitud del condensador son de:

$$13.0' \times 16.3' = 13'-0" \times 16'-4".$$

Se deberá de acondicionar el ducto de ingreso del aire de manera que de la sección circular que representa en la zona del ventilador, se transforme en una sección rectangular al ingreso del enfriador condensador conforme se detalla en los planos correspondientes.

Peso unitario del tubo: 2.11 Lib/pie.

Peso por tubo: 2.11 Lib/pie x 16 pies/tubo
= 33.8 Libras/tubo.

Número total de tubos: 638

Peso total del conjunto:

638 tubos x 33.8 Lib/tubo = 21,565 Libras.

El conjunto bastidor y tuberías deberán estar soportados por columnas.

Peso del conjunto, incluido el bastidor y otras cargas externas:

$$W = 2 \times 21,565 \text{ Libras}$$

$$W = 43,130 \text{ Libras.}$$

Vigas soportes: las vigas soportes, para el conjunto enfriador, estarán constituidas por vigas canal, en número de ocho, las que soportarán una carga de:

$$F = \frac{43,130 \text{ Lib}}{8} = 5,392 \text{ Libras.}$$

El ensamble o unión entre bastidor y el canal será mediante pernos, con lo que se tendrá:

$$F = 5,392 \text{ Libras.}$$

$$L = 9 \text{ pies.}$$

Considerando a la viga Empotrada-Empotrada se tiene:

$$P_{crit.} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (4-1)$$

E = Módulo de elasticidad del acero = 30×10^6 Lib/pulg²

L = Longitud: 9 pies (108 pulg) considerando una carga crítica del 200 %, o sea:

$$2 \times 5,392 \text{ Libras}$$

$$= 10,784 \text{ Libras se tiene:}$$

K = Constante que depende del tipo de apoyo = 0.65 (Ver Apéndice).

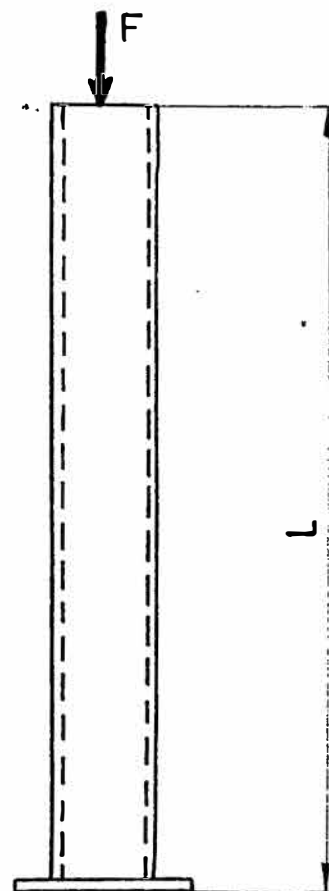


Fig. 15

Columna de Apoyo

$$\pi^2 EI = K^2 L^2 P_{crit.}$$

$$I = \frac{K^2 L^2 P_{crit.}}{E \pi^2} = \frac{0.65^2 \times (108)^2 \times 10,784 \text{ Lib.}}{30 \times 10^6 \times \pi^2}$$

$$I = 0.18 \text{ pulg.}^4$$

Del manual AISC, para viga canal se tiene el más adecuado, o sea [6" x 3" x 3/8"]

Cálculo de deflexión de los tubos

Como los tubos irán apoyados a ambos extremos, éstos estarán sometidos a deflexión de su propio peso, como de la mezcla de vapores que resulta ser prácticamente insignificante:

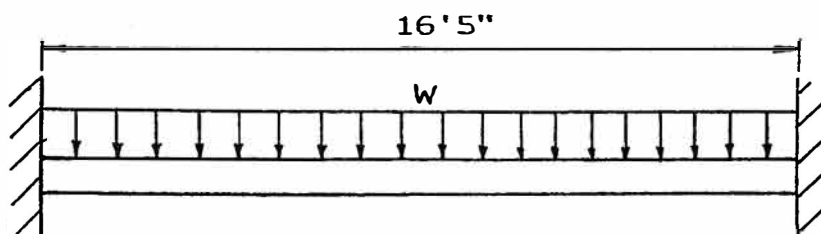


Fig. 16 Longitud efectiva del tubo

W = Peso unitario: 2.11 Lib/pie.

L = 16.4 pies.

Momento de Inercia: considerando sólo a la tubería lisa se tiene:

$$I = \frac{\pi (d_o^4 - d_i^4)}{64} \quad (4-2)$$

donde:

de = diámetro exterior = 30 mm.

di = diámetro interior = 25 mm.

Luego se tiene:

$$I = \frac{\pi(30^4 - 25^4)}{64}$$

$$= 20,586 \text{ mm}^4 (0.05 \text{ pulg.}^4)$$

La ecuación para determinar la deflexión de la tubería esta definida por:

$$y = \frac{W L^4}{384 EI} \quad (4-3)$$

donde: y = deflexión o flecha (pulg.)

W = 2.11 Lib/pie = 0.176 Lib/pulg.

L = 16.4 pie = 197 pulg.

I = 0.05 pulg.⁴

E = Módulo de sección para el latón =
15.4 x 10⁶ psi.

Luego reemplazando valores en la ecuación (a) se tiene:

$$y = 0.9 \text{ pulg.}$$

Flecha máxima:

La flecha máxima permitible en una viga apoyada está definida por:

$$f = \frac{L}{360} \quad (4-4)$$

$$f = \frac{16.4 \cdot x \cdot 12}{360} = 0.55 \text{ pulg.}$$

$$\text{Luego: } f = 0.90 \text{ pulg} > 0.55 \text{ pulg.}$$

Como se observa la deflexión de la viga es superior al máximo admisible; por lo tanto, es recomendable, dada la longitud, instalar por lo menos una plancha de apoyo, en el punto medio del tramo, a fin de dotarle al conjunto de una mayor robustez mecánica, y preveer posibles accidentes, con lo cual la longitud efectiva se reducirá a la mitad, y la deflexión resultante: $y = 0.06 \text{ pulg.}$

4.6. Sistema de Ventilación

Características del ventilador:

De acuerdo a lo requerido por el condensador se tiene:

- Ventilador axial
- Potencia del ventilador: 40 CV, 4 ventiladores
- Potencia del motor: 48 CV, 4 motores
- Flujo de aire requerido: 92.42 m³/seg
- Motor Delcrosa A.C. 1,760 RPM.

Dimensiones del aspa:

Se utilizará un ventilador de 4 aspas. Para una velocidad de 15 m/s tendremos:

$$D = \sqrt{\frac{\text{Caudal}}{\text{Velocidad}} \times \frac{4}{\pi}} \quad (4-5)$$

$$D = 1.4 \text{ m.}$$

En este caso asumiremos: $D = 1.50 \text{ m}$ para el cual

$$\text{VELOCIDAD} = 13 \text{ m/s}$$

Velocidad de la hélice o aspa:

$$N = \frac{60 \times V \times \lambda}{2 \pi R} \quad (4-6)$$

donde:

λ = Celeridad de diseño, que para ventiladores está comprendida entre 1.1 a 2.5

V = Velocidad del aire = 13 m/s

R = Distancia desde el centro al extremo del aspa = $1.50/2 = 0.75 \text{ m.}$

Reemplazando:

$$N = \frac{60 \times 13 \times 1.8}{2 \pi \times 0.75} = 298 \text{ RPM.}$$

A partir de una sección rectangular. 13'-0" x 16'4" se transforma en sección circular equivalente a: diámetro del ventilador + luz en los extremos.

D_i = Diámetro interno del ducto en el ventilador.

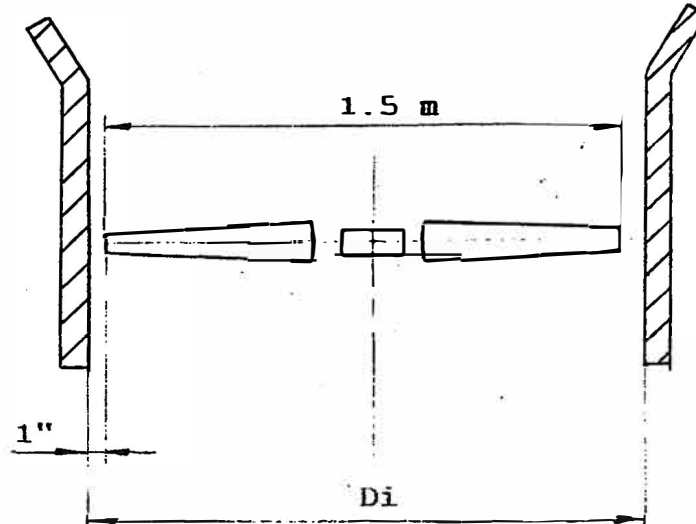


Fig. 17 Ducto del Ventilador

$$D_i = \frac{1.50}{0.3048} + \frac{2}{12} = 5.1 \text{ pies}$$

Por otro lado, como el flujo de aire que sale del ventilador debido a su alta velocidad describe prácticamente un recorrido, en tan corto tramo (Ventilador-Condensador), a fin de uniformizar el flujo del aire de manera que este flujo tenga igual incidencia en toda la sección del condensador, se instalarán placas deflectoras en número de tres, cuya función es solamente desviar el aire en direcciones dadas, y no estará sometido a esfuerzos mayores.

Estas placas estarán constituidas por planchas de calamina $\frac{1}{16}$ ", cuyas dimensiones se dan en los planos

correspondientes.

A fin de facilitar el montaje y desmontaje la bandeja o bastidor que contiene a los tubos estará unida entre sí mediante pernos.

Asimismo el ducto o cámara de ingreso del vapor mezcla tendrá el área suficiente (equivalente a 10 veces el área total de los tubos, sección interna), de manera que cada tubo transporte flujos de mezclas iguales.

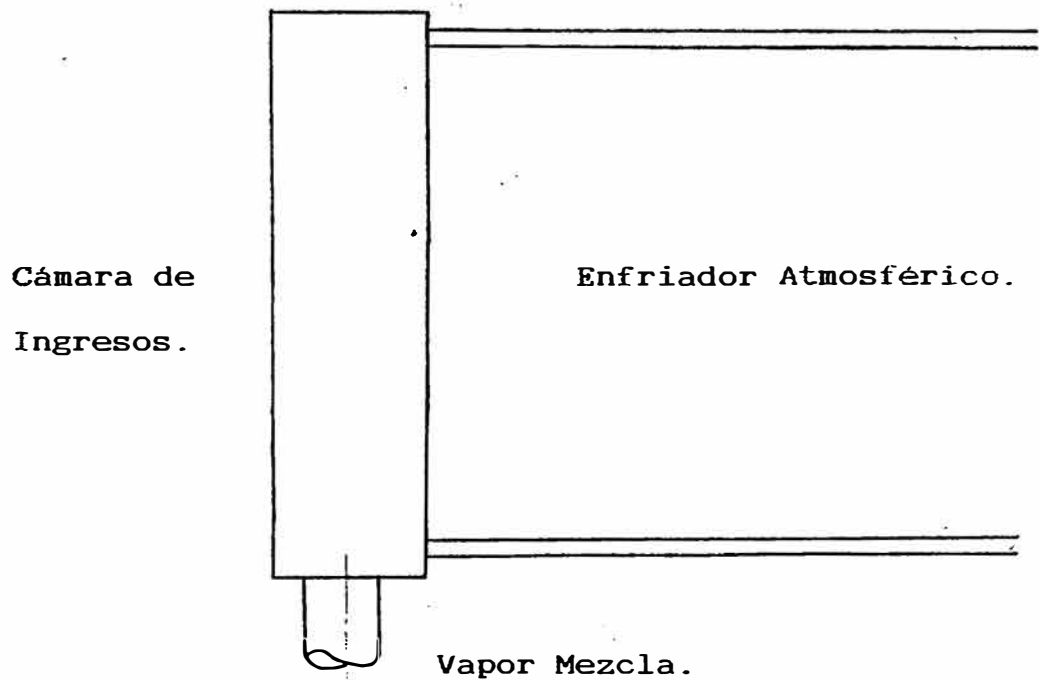


Fig. 18 Ducto de ingreso al condensador

Relación de velocidades:

$$r = \frac{\text{Velocidad motor}}{\text{Veloc. Ventilador}} \quad (4-7)$$

$$r = \frac{1760}{298} = 6.00$$

Cálculo de la transmisión:

Características de la transmisión:

- Potencia del motor: 48 CV = 48.7 HP
- Velocidad: 1760 RPM
- Velocidad del ventilador: 298 RPM

Estimando el diámetro de la polea motriz de \emptyset 7" (177.8 mm), con lo cual el diámetro de la polea del ventilador será:

$$\begin{aligned} \emptyset_p &= 6.0 \times 7.0'' = 42'' \\ &= 1066.8 \text{ mm} \end{aligned}$$

Longitud de la faja:

$$L_f = 2 C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 C} \quad (4-8)$$

Donde:

- L_f = Longitud de la faja
- C = Distancia entre centros de poleas
- D_1 = Diámetro de la polea motriz
- D_2 = Diámetro de la polea accionada o del ventilador.

$$\begin{aligned} \text{Potencia de diseño: } HP_d &= 48.7 \times \text{Factor de servicio} \\ &= 48.7 \times 1.2 \\ &= 58.5 \end{aligned}$$

La velocidad de la faja será, en cualesquiera de las poleas, estimando que no hay resbalamiento:

$$V = 2\pi R N \text{ (motor)} \quad (4-9)$$

$$V = \frac{2\pi (3.5")}{12} \times 1760 \text{ RPM}$$

$$V = 3225 \text{ pies/min.}$$

Para 58.5 HP y 1760 RPM, seleccionando fajas del tipo 5V se tiene:- longitud de la faja para $C = 42"$,
 $L_r = 168.3$ pulg.

Luego se tendrá:

$$L_r = 170 \text{ pulg. (STANDARD Catálogo)}$$

$$170 = 2C + \frac{\pi}{2} (42 + 7) + \frac{(42 - 7)^2}{4C}$$

Desarrollando se tiene:

$$C = 43 \text{ pulg.}$$

$$\approx 3' - 7"$$

Número de fajas a utilizarse:

Potencia por faja=

$$[(HP/FAJA) + HP_{ad}] K_\theta K_L \quad (4-10)$$

donde, de tablas:

$$HP/FAJA = 15.2$$

$$HP_{ad} = \text{HP adicional por relación de transmisión}$$

$$= 0.1148 \times \frac{1760}{100} = 2.02$$

$$K_e = 0.87 \text{ Para } (D_2 - D_1)/C = 0.80$$

$$K_L = 1.05 \text{ (Para Faja 5 V 1700)}$$

Luego:

$$\text{Potencia por Faja} = 15.73$$

$$\text{Número de Fajas} = \frac{58.5}{15.73} = 3.7 \approx 4.$$

4.7 CALCULO DE LA DILATACION DE LOS TUBOS

Los tubos tienen la propiedad de dilatarse con el aumento de la temperatura.

La dilatación de un tramo de tubería recto puede considerarse como un caso de dilatación lineal pura producida por un cambio de temperatura. La ecuación siguiente se aplica a los problemas de la dilatación :

$$\Delta L = KL\Delta t \quad \dots \dots \dots (4-11)$$

Donde :

ΔL = cambio de longitud de un tubo de "L" metros de longitud.

Δt = cambio de temperatura ($^{\circ}\text{C}$). En nuestro caso se considera el promedio entre la entrada y la salida menos temp. ambiente

K = constante (para el latón es igual a 17.46×10^{-6})

Reemplazando los valores respectivos tenemos que :

$$\underline{\Delta L} = 0.008 \text{ m} = 8 \text{ mm}$$

Debido a la dilatación producida en los tubos es necesario algún elemento flexible que la absorva. Puede ser necesario el empleo de juntas de fuelle de cobre, aunque cualquier tensión previa durante el montaje ayuda a reducir los esfuerzos debido a la dilatación térmica. Esto último implicaría cortar los tubos un poco mas cortos y unirlos al bastidor mediante una fuerza previa de tensión. Luego, al calentarse los tubos hasta la temperatura de trabajo se anulan estos esfuerzos previos debido a la dilatación térmica.

CAPITULO 5

ANALISIS ECONOMICO

5.1. Costo por adquisición de materiales y equipos

5.1.1. Tuberías Aleteadas:

Número total de tubos: 638.

Estos tubos serán adquiridos por importación ya que no hay una producción nacional al respecto. En el país existen firmas representativas de fabricaciones extranjeras en este rubro, dentro de los que se tienen a la DOW PRODUCTOS QUIMICOS PERUANOS S.A. representante de la Compañía N.D. EICHELBERG (República Federal de Alemania), así como SPISA (SOUTH PACIFIC INDUSTRIAL SUPPLIES S.A.) representante de F. EBERHARDT S.A. (R.F.A.). Las longitudes en que vienen fabricados son variables, entre las que se tienen:

1.5 m. a 12.0 metros (BWG 19-17) Tipos H, M, N.

2.0 m. a 8.0 metros (BWG 21-19) Tipo I.

En nuestro caso, dado que la longitud requerida es de 16.4 pies (5.0 metros), se tendrá que hacer una adecuación necesaria.

Costo de la tubería: Siendo los tubos de un material de gran eficiencia por unidad de longitud en la transferencia de calor, los costos son elevados, en una razón de 4:1 con relación a una tubería lisa del mismo calibre y material.

Según la firma SPISA, representante en el país de la firma F. EBERHARDT se tiene que el costo por pie de la tubería calibre Nº BWG 17 es de 8.10 U.S. (Americanos) por pie de tuberías, con lo cual el costo de cada unidad será:

$$C = 16.4 \text{ pie} \times 8.10 \text{ U.S./pie}$$

$$C = 132 \text{ U.S./tubo}$$

Costo total de las tuberías:

$$C = 638 \text{ tubos} \times 132.8 \text{ U.S./tubo}$$

$$C = 84,726 \text{ U.S.}$$

5.1.2. Bastidor

El cual es un conjunto preparado de manera que contenga a las tuberías en la disposición descrita

(triangular), además de contener las cámaras de ingreso y salida de la mezcla, y salida del vapor condensado.

Metrado del Bastidor:

1.- Plancha de acero protegido con pintura anticorrosiva.

METRADO DE PLANCHA. Material: Acero comercial.

SAE 1020.

Espesor 3/8"

Cantidad de planchas recortadas:

- 14 planchas de 6'-6" x 4'-0" x 3/8" esp.

- 12 planchas de 6'-6" x 1'-4" x 3/8"

En total:

18 planchas 4' x 8' x 3/8"

2.- Platinas para los soportes intermedios de los tubos:

- 15 platinas 1/4" x 1 1/2" x 6'-6"

En total: 5 platinas de 6 mts. SAE 1020.

3.- Angulos de refuerzo:

- 8 ángulos 1/4" x 2" x 2" x 4'-0"

- 8 ángulos 1/4" x 2" x 2" x 13'-0"

- 4 ángulos 1/4" x 2" x 2" x 19'-0"

En total: 12 ángulos 1/4" x 2" x 2" x 6 mts.

4.- Ductos de entrada y salida:

- 4 tubos 6" SCH 40 x 8"

5.- Bridas de los ductos de entrada/salida:

- 4 1'-0" Cortados de plancha 3/4"

6.- Tees de refuerzo:

- 6 Tee 2" x 4" x 1/4" x 3'- 8"

7.- Tapón roscado (para facilitar limpieza de los tubos):

- 1276 \emptyset 1 1/2" x 1 1/2" SAE 1112 (Hex).

En total: 48.76 mts, o sea 8 barras de 6 mts. más un pedazo de 0.76 mts.

8.- Arandelas planas de cobre \emptyset 1": 1276 pzas.

9.- Otros elementos tales como: pernos, etc.

5.1.3. Ducto de ventilación:

4 Juegos, constituidos por 6 planchas acero dulce 1/16" x 4' x 8'.

5.1.4. Soporte de Bastidor:

Está constituido por los siguientes materiales:

- Vigas Canal [6" x 3" x 3/8"

Longitud por columna soporte: 9 pies.

Longitud total: $9 \times 8 = 72$ pies.

- Plancha de soporte piso, el cual tiene por finalidad distribuir las cargas uniformemente distribuidas: 10" x 10" x 1/4" (CANT.16).

- Pernos de anclajes de 10" x 3/4", empotrados en el piso:

 - 4 pernos anclaje por soporte, total:

 - $8 \times 4 = 32$ pernos.

- Base de concreto.

5.1.5. Soporte de Ventilador y Motor:

4 Juegos, constituidos por los siguientes materiales:

- Un ventilador de 4 aspas de 0.75 mt. de radio (1.50 mt. diámetro).

 - Rodamiento de bolas y cónico axial (uno de c/u.)

 - Polea accionada de \emptyset 42" - 4 canales.

 - Polea motriz de \emptyset 7" - 4 canales.

- Soporte del ventilador 4" x 2" x 1/4" A-36 de 4.5 pies cada uno, 4 soportes total 4×4.5 pies = 18 pies.

- Eje de transmisión entre polea de accionamiento y álabes.

- Motor de accionamiento de 48 CV, 1760 RPM.
- Base soporte la estructura en general, constituido por platina de 6" x 6" x 1/4" plancha SAE 1020.
- Base de concreto.
- Cuatro fajas 5 V 1700.

5.2. Costos de instalación y montaje

Esta constituido por todo lo referente a la preparación, acondicionamiento e instalación o ensamble de los materiales y equipos constituyentes del sistema.

5.2.1. Montaje de los componentes del bastidor:

- Trazado y corte de las planchas (25 planchas) de acuerdo a las medidas establecidas: 180 Horas-Hombre.
- Preparación de las estructuras angulares y tees que conforman el refuerzo del bastidor total estimado = 20 horas-hombre..
- Ensamble del conjunto del bastidor:
 - 1º Formación de los marcos angulares que dan la configuración del Bastidor.
 - 2º Instalación del conjunto de planchas recortadas que conforman el bastidor propiamente dicho.
 - 3º Conformación de las cámaras de ingreso de la mezcla de vapor y gases, de manera que la turbulencia

permita la distribución del flujo en forma igual por los tubos con aletas.

40 Instalación de los tubos con aletas cuidadosamente sin dañar dichas aletas, en forma paralela y horizontal y el correspondiente fijamiento en los lados del bastidor con soldadura de bajo punto de fusión.

50 Fabricación de tapones tipo hombro.

Total Horas-Hombre: Dado que este es el trabajo más importante y delicado a realizarse se estima en 30 días de 8 horas con un total de 3 hombres:

Total: $30 \times 8 \times 3 = 720$ Horas/Hombre.

5.2.2. Montaje de las estructuras de apoyo del Bastidor:

Consistente en: Preparación de los canales, [6" x 3" x 3/8" x 9'-0". y platinas 1/4".

- Soldado de las platinas a los canales.
- Unión del conjunto mediante pernos al bastidor (Ver plano de ensamble).

Total estimado en horas-hombre: 60.

5.2.3. Montaje del sistema de ventilación:

Comprende:

- Construcción de los álabes de 1.50 metros de diámetro.
- Instalación del conjunto de transmisión, rodamientos, eje, polea accionada y motriz.
- Instalación de los soportes de canal, para el ventilador.
- Instalación del motor, conexión eléctrica.
- Construcción de la base de concreto, y platina superior de plancha A-36.

Estos trabajos, salvo el sistema de la transmisión no requieren mucha precisión.

Se considerará un total de 30 días con 8 horas con dos personas exclusivas:

Total: $30 \times 8 \times 2 = 480$ horas-hombre.

5.3. Costos Totales:

Los costos totales estarán constituidos por:

- Costos de materiales y equipos.
- Costos de instalación
- Gastos generales y dirección técnica.

Los costos por concepto de gastos generales incluirán a los correspondientes por dirección técnica (en los casos que sean requeridos), transporte de

materiales, consumo de energía y otros insumos (soldadura), y los gastos imprevistos. Estos costos, generalmente no bien definidos, se asumen como un porcentaje de los costos bases (materiales + mano de obra).

Consideraremos éstos en un 15% del presupuesto base.

A fin de facilitar el presupuesto de este proyecto, ya que algunos equipos son de importación, el presupuesto general estará expresado en dólares americanos (\$ U.S.) teniendo en cuenta que:

$$1 \text{ U.S.} = 1/. 19.00$$

Luego, de acuerdo a los análisis de costos unitarios y el metrado correspondiente, se procede a la elaboración de los costos parciales y totales que constituyen la parte económica del proyecto, según se detalla en los cuadros siguientes:

TABLA 9. COSTOS DE MATERIALES Y EQUIPOS

ITEM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO UNITARIO	COSTO PARCIAL
		UNID.	CANT.		
<u>BASTIDORES</u>					
01	Tuberías BWS 17 EICOFIN 30 con alas de Cu.	pie	10,464	8.10	84,726.00
02	Platina SAE 1020 1/4" x 1 1/2" x 6 m.	Unid.	5	6.70	33.50
03	Plancha de acero de 4' x 8' x 3.8", SAE 1020	Unid.	18	116	2,088.00
04	Angulos de 2" x 2" x 1/4" acero comercial A-36	pie	236	0.80	189.00
05	Tees de 2" x 4" x 1/4", material acero comercial A-36.	pie	22	0.80	17.50
06	Acero SAE 1112 - Ø 1-1/2"	Kg	496	1.40	572.00
07	Otros	-	-	-	200.00
<u>SOPORTE DE BASTIDOR</u>					
08	Canal de 6" x 3" x 3/8" estructural A-36	pie	108	2.5	270.00
09	Pernos de anclaje de 10" x 3/4". con tuercas y con- tratuercas.	Unid.	32	1.8	57.60
10	Platinas de 10" x 10" x 1/4" A-36.	Unid.	16	1.2	19.20
<u>SOPORTE Y VENTILADOR</u>					
11	Ventilador de 4 aspas de 1.5 mt. diámetro.	Unid.	4	40.0	160.00
12	Rodamiento SKF axial de rodillos a rótulo 29413B	Unid.	4	35.0	140.00
13	Polea - 4 canales, Ø 42"	Unid.	4	90.0	360.00
14	Polea motriz, 4 canales 7" aluminio	Unid.	4	10.0	40.00
15	Eje SAE 1020 Ø 3"	Pie	17.5	15.0	262.50r
16	Canal 4" x 2" x 1/4", acero comercial A-36.	Pie	108	1.6	172.80
17	Motor de accionamiento de 48 CV, 1760 RPM, 4 polos.	Unid.	4	1,850.0	7,400.00
18	Concreto armado para base	-	-	800.0	800.00
19	Platina 6" x 6" x 1/4"	pie ²	16	2.5	40.00
20	Rodamiento SKF rígido de bolas 6012 - 2RS	Unid.	4	12.0	48.00
21	Faja en V especial 5V1700	Unid.	16	60.0	960.00
22	Plancha SAE 1020 1/16" 4' x 8'	Unid.	24	22.0	528.00
23	Otros	-	-	-	230.00
T O T A L					99,416.00

TABLA 10. COSTO DE MANO DE OBRA

ITEM	DESCRIPCION	METRADO		COSTO UNITARIO	COSTO PARCIAL
		UNID.	CANT.		
01	Trazado y corte de las planchas A-36.	Hor.H	180	1.1	198.0
02	Preparación de las estruc- turas angulares y tees.	Hor.H	20	1.1	22.0
03	Ensamble general del bastidor.	Hor.H	720	1.50	1,080.0
04	Montaje de las estructuras de apoyo.	Hor.H	60	1.10	66.0
05	Montaje del sistema de ventilación en general	Hor.H	480	1.20	576.0
06	Obras civiles en general	H.H	30	1.1	33.0
07	Prueba en general del sis- tema de accionamiento.	H.H	15	1.10	16.5
T O T A L					1,991.5

Los costos de material y mano de obra o presupuesto base será entonces:

Material y Equipo:	99,416 U.S.
Mano de Obra :	<u>1,992 U.S.</u>
TOTAL :	101,408 U.S.

Los costos por concepto de gastos generales, insumos, administrativos y dirección técnica serán entonces:

$$0.15 \times 101,408 \text{ U.S.} = 15,210 \text{ U.S.}$$

Finalmente el costo total del equipo será:

Material + Mano de Obra:	101,408
	<u>15,210</u>
Total:	116,618 U.S.

5.4. Análisis comparativo entre el uso de tubos con aletas y sin aletas

En el caso de tuberías y tubos cada pie cuadrado de superficie extendida es menos efectivo que un pie cuadrado de superficie no extendida.

En efecto, si consideramos:

T_f = Temperatura de la aleta

T_∞ = Temperatura del aire

T_w = Temperatura de pared del tubo

Tendremos que hay una diferencia de temperaturas $T_f - T^\infty$ que hace que el calor fluya de la aleta al aire. Pero también, para que el calor sea conducido del tubo a la aleta es necesario que T_f sea menor que T_w . Entonces $T_f - T^\infty$ es menor que $T_w - T^\infty$. Puesto que la diferencia de temperatura efectiva entre el aire y la aleta es menor que la del aire y el tubo, resulta en una menor transferencia de calor por pie cuadrado de superficie para la aleta que para el tubo.

Según Frank Kreith, tenemos la siguiente correlación; si despreciamos la pérdida de calor por el extremo de la aleta:

$$\frac{T_f - T^\infty}{T_w - T^\infty} = \frac{\cosh m(L - X)}{\cosh mL} \quad (5-1)$$

$$\text{donde: } m = \sqrt{\frac{hP}{KA}} \quad (5-2)$$

Si consideramos T_f en el extremo de la aleta, o sea $X = L$, y reemplazamos los valores conocidos, tendremos:

$$\frac{T_f - T^\infty}{T_w - T^\infty} = 0.90$$

Es decir, el tubo liso es 10% más eficiente para transferir calor que el tubo con aletas. Generalmente se utilizan las aletas únicamente del lado de fluidos

con bajos coeficientes de película que requieren grandes superficies de transferencia. Sin embargo, dado que el uso de aletas en los tubos permite incrementar la superficie de transferencia de calor en casi catorce veces, como vimos anteriormente, resultaría inconveniente el empleo de tubos lisos en este caso, ya que el área requerida es bastante grande y obtener un 10% más de eficacia implicaría que el condensador tuviera dimensiones exageradas.

En los casos que el área requerida para transferir calor sea menor, podría ser necesario tener en cuenta estas consideraciones, dado que el costo de los tubos lisos es menor que el de los tubos con aletas.

Según Kreith únicamente puede esperarse un incremento en la transferencia de calor por la adición de aletas si:

$$\frac{h A}{P K} < 1 \quad (5-3)$$

Sin embargo, en la práctica está perfectamente justificada la adición de aletas siempre que:

$$h < 0.25 \frac{P K}{A} \quad (5-4)$$

5.5. Análisis comparativo entre el uso de aletas longitudinales y aletas transversales.

Las aletas longitudinales, es decir aquellas dispuestas en forma paralela al eje del tubo, se usan comúnmente en intercambiadores de doble tubo o de coraza y tubos sin deflectores cuando el flujo procede a lo largo del eje del tubo, especialmente en problemas que involucran gases y líquidos viscosos o cuando debido al reducido flujo de uno de los medios de transferencia se originan flujos laminares.

Las aletas transversales se emplean principalmente para el enfriamiento y calentamiento de gases en flujo cruzado, a presiones bajas y moderadas, con bajos coeficientes de película.

En nuestro caso, empleando aire como refrigerante, la disposición más adecuada es la de flujo cruzado, ya que permite una mejor ubicación de los elementos del condensador consiguiéndose un aparato más compacto, con el consiguiente ahorro de espacio, y una distribución más ordenada del aire de enfriamiento. Dado que el uso del flujo cruzado ocasionaría una caída de presión muy elevada al pasar el aire a través de tubos con aletas longitudinales, con un consumo de potencia muy elevado, es preferible el empleo de tubos con aletas transversales.

5.6. Análisis comparativo entre los gases recuperados y el costo del Equipo - Punto de Equilibrio.

Flujo de gases y mezcla de vapores que ingresa al equipo: 98,353 libra/hora.

Contenido de agua que se debe separar del hidrocarburo: 3,161 libra/hora = 52.6 libra/min.

La finalidad de este proyecto como se dijo inicialmente es conseguir la condensación del vapor de Hidrocarburos contenido en la mezcla de manera que los hidrocarburos puedan ingresar al circuito de recuperación de los combustibles en forma licuada.

En realidad estos equipos deben sustituir a los sistemas convencionales tales como intercambiadores que utilizan agua como elemento de enfriamiento y que no es recirculado.

Si bien es cierto que estos equipos resultan ser más ventajosos, en ciertos casos, la escasez de agua en algunas zonas hace que se haya llevado el presente estudio como una alternativa de solución. El costo del empleo de agua en un circuito abierto, lo consideramos en base a los reportes dados por la empresa según se detalla:

- Flujo de agua requerible para el sistema de refrigeración: 18,000 libras/hora.

- Costo de consumo por día: 65.0 U.S./día.

- Costo de consumo en un año en operación continúa:

$65 \times 360 = 23,400$ U.S./año.

- Costo del equipo condensador equivalente:

60,000 U.S. (Construido en el país).

Los costos por mantenimiento en ambos casos son mínimos y pueden considerarse similares.

Luego, de acuerdo a estos criterios se puede hacer la comparación respectiva, y determinar de esta manera las ventajas de este equipo.

Para la comparación se empleará el método del costo anual equivalente, considerando tasa de interés anual de 40% y vida útil de 10 años.

Factor de recuperación de capital = 0.41432

CAE (Enfriado por aire) = $116,618 \times 0.41432$

= 48,317 U.S. \$

CAE(Enfriado por agua) = $60,000 \times 0.41432 + 23,400$

= 48,260 U.S. \$

Del resultado anterior, podemos ver que nos encontramos prácticamente con el mismo costo anual equivalente, si se trata de considerar el uso de intercambiadores enfriados por aire vs. intercambiadores enfriados por agua.

Sin embargo, si la disponibilidad de agua es un factor digno de tomar en cuenta, la alternativa preferible es el enfriamiento por aire.

Otro aspecto a considerar es el referente al punto de equilibrio entre el costo de intercambiador y el costo de los vapores no recuperados.

Con los datos asumidos anteriormente podemos determinar el costo horario por depreciación que será 6.75 U.S. \$. Suponiendo que dicho costo varía linealmente con el número de tubos "n":

$$C_1 = \frac{6.75}{638} n = 0.0106 n$$

El costo por vapor no recuperado será, asumiendo un costo de 0.15 U.S. \$ por Libra:

$$C_2 = \left[93,949 - \frac{83,949}{638} n \right] \times 0.15 = 14,092 - 19.74 n$$

El punto de equilibrio es el correspondiente a 714 tubos. Luego, queda demostrada la viabilidad del

proyecto, ya que no existiendo ningún inconveniente desde el punto de vista económico, la única limitación es de carácter técnico, para evitar la condensación del vapor de agua.

La factibilidad de la ejecución de este proyecto es de necesidad si se quiere ahorrar el uso del agua. Desde el punto de vista técnico, económico y de abastecimiento de materiales, no debe haber inconveniente dada la disponibilidad de materiales de procedencia nacional como son la gran mayoría, así como el abastecimiento de las tuberías con aletas de cobre ya que, como se dijo hay firmas representativas en el país capaces de poder abastecer en forma normal estos materiales.

Fisicamente, si bien estos equipos resultan más voluminosos que los intercambiadores de agua equivalentes, pueden instalarse a mayores alturas, de manera que puedan compensar en algo su mayor espacio.

La gran ventaja de este equipo radica, en que el fluido enfriante es aire atmosférico y, por lo tanto, de un costo igual a cero, y que sólo existirá un costo por consumo de energía para el accionamiento del ventilador de tiro forzado.

En lo que se refiere a la inversión a realizar, esta puede ser cubierta íntegramente por el Estado a través de la empresa PETRO-PERU, dada la magnitud de la misma.

CONCLUSIONES

- 1.- El empleo de tubos con aletas como medio de disipación de calor, es uno de los sistemas técnicamente más eficientes dada la mayor área de transferencia-calor por unidad de longitud de la tubería. En nuestro caso se ha incrementado en una relación de 14 a 1 respecto a la misma tubería pero sin aletas.
- 2.- Para el cálculo de transferencia de calor, básicamente en la determinación de los coeficientes de transferencia de calor, se han empleado correlaciones y curvas, cuyo uso puede parecer cuestionable, pero que constituyen un método de cálculo rápido y que han servido de punto de partida para el diseño de condensadores que han operado con éxito.
- 3.- La distribución de los tubos con aletas se ha establecido en forma triangular, o de tresbolillo,

debido a que el fluido refrigerante, en este caso el aire, actúa en forma perpendicular, puede comprender la mayor o toda la superficie de las aletas.

- 4.- Por otro lado, se ha considerado la instalación de tubos rectos, de un solo paso, así como un apilamiento mínimo de manera que permita mayor facilidad en el enfriamiento, menor caída de presión del aire y por lo tanto menor potencia del sistema de ventilación.
- 5.- El sistema de tiro forzado seleccionado, en vez del inducido resulta ser más ventajoso, por su mayor eficiencia como por la misma posición del sistema de ventilación, que cuenta con su propia base, siendo un arreglo más económico y conveniente ya que los costos de la estructura son menores.
- 6.- En los próximos años los costos de los servicios auxiliares, tal como lo es el agua de enfriamiento, continuarán incrementándose, lo que favorece el uso de los enfriadores de aire.

RECOMENDACIONES

- 1.- El aire atmosférico de la costa es por lo general húmedo, y estando cerca al mar se torna más corrosivo por lo que el conjunto deberá ser recubierto con pintura anticorrosiva, especialmente el bastidor que contiene las tuberías.
- 2.- En el caso de que la refrigeración sea insuficiente, será necesario incrementar la velocidad de los álabes, sin que ello implique inseguridad en el sistema, para el cual se puede utilizar poleas con dos o más pares de canales.
- 3.- Entre el bastidor y los álabes del impulsor, la distancia no debe ser demasiado grande a fin de no permitir pérdidas de presión. Así mismo se sugiere la colocación de placas guadoras de manera que el flujo ingrese por igual a toda la superficie de la tubería.

4.- La instalación del conjunto será estático y con fijación en base de concreto a fin de evitar posibles vibraciones originadas por la velocidad del álabe.

BIBLIOGRAFIA

1. AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION (AISC):
"Manual Steel Construcción". Chicago, 1980.
2. EICOFIN - EICHELBERG:
Catálogo de tubos con Aletas.
3. GALVAN, J.A. - REVILLA, L:
"Aspectos generales de cambiadores enfriados por aire". Bol. Tec., Setiembre 1979.
4. GLOYER, W:
"Thermal Design of mixed vapor condensers",
Hydrocarbon processing" Julio 1970.
5. HORI ASANO, J:
"Diseño de elementos de máquinas". Lima, 1980.
6. KATZ, D. - BROWN, G:
"Vapor pressure and vaporization of petroleum
fractions", Ind. and. Eng. Chemistry., vol 25.
1933.
7. KERN, D:
"Procesos de transferencia de calor". Editorial
CECSA, México, 1968.
8. KREITH, F:
"Principios de transferencia de calor". Editorial
Continental S.A. México, 1970.
9. MARKS, L.S:
"Manual del Ingeniero Mecánico". Editorial Mc.
Graw - Hill. México, 1984.
10. PÉRRY, J:
"Chemical Engineering Handbook". Nueva York, 1968.
11. PETROLEOS DEL PERU S.A:
"Manual de diseños". Sección intercambiadores de
calor, Agosto 1985.
12. TARQUIN, A. :
"Ingeniería económica". México, 1978.
13. VARIOS:
Catálogos de fabricantes de equipo