

*Escaneado  
Plano  
falta escaneo  
+ más*

ESCUELA SUPERIOR  
POLITECNICA DEL LITORAL

DEPARTAMENTO DE INGENIERIA DE GEOLOGIA, MINAS Y PETROLEOS



"DISEÑO MECANICO DE UNA TORRE DEPROPANIZADORA"

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

MAGISTER EN INGENIERIA DEL GAS NATURAL

Presentada por:

ING. LUIS A. ERAS GUAMAN

GUAYAQUIL - ECUADOR

1984

## AGRADECIMIENTO

A LA ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL  
AL COLEGIO DE INGENIEROS MECANICOS DEL GUAYAS.

Al Ing. FRANCISCO TORRES, Director de Tesis, por su ayuda y colaboración para la realización de este trabajo.

Al Sr. EDUARDO ERAS, por la ayuda en el dibujo de láminas y gráficas.

DEDICATORIA

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MIS COMPANEROS




.....  
ING. FRANCISCO TORRES A.

*Asesor de Tesis*

DECLARACION EXPRESA

"La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente; y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL" .

[Reglamamento de Exámenes y Títulos profesionales de la ESPOL].

  
.....  
Ing. LUIS ERAS GUAMAN

## R E S U M E N

Con el presente trabajo se trata de dar una idea clara y amplia acerca del diseño de una torre depropanizadora, procedimiento que puede servir para el diseño de cualquier columna de destilación, con la única salvedad de que las condiciones de operación serán diferentes.

El diseño consta, además de la columna en sí, del equipo de transferencia de calor, de los interiores de la columna, de la selección del aislamiento térmico y una estimación del costo del equipo.

## INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN .....	II
INDICE GENERAL .....	VI
INDICE DE FIGURAS .....	IX
INDICE DE TABLAS .....	XIII
CAPITULO I .....	14
INTRODUCCION .....	14
CAPITULO II .....	16
2. FUNDAMENTOS TEORICOS .....	16
2.1 <i>Diseño de columnas de destilación</i> .....	16
2.1.1 <i>Balance de materia y energía</i> .....	19
2.1.2 <i>Selección de platos, diámetro de la torre, bajantes, vertederos y otros.</i> .....	32
2.1.2.1 <i>Descripción de los tipos de plato.</i> .....	34
2.1.2.2 <i>Columna de platos vs. columna empacada.</i> .....	59
2.1.2.3 <i>Factores que intervienen en la selección.</i> .....	61
2.1.2.4 <i>Fórmulas a usarse en la selección.</i> .....	65
2.2 <i>Diseño del recipiente o carcasa</i> .....	121
2.2.1 <i>Consideraciones para el diseño de una carcasa o recipiente.</i> .....	121

193	2.4.5	Instalación del aislamiento .....
189	2.4.4	Espesor óptimo del aislamiento .....
184		aisladas. ....
	2.4.3	Pérdidas de calor a través de superficies
182	2.4.2	Selección del aislamiento .....
175	2.4.1	Materiales aislantes .....
175	2.4	Selección del aislamiento térmico .....
166	2.3.8	Fórmulas a usarse .....
161	2.3.7	Dimensionamiento de un intercambiador .....
155	2.3.6	Tipos de intercambiadores de tubo y carcasa
152	2.3.5	Deflectores .....
151	2.3.4	Carcasa .....
149	2.3.3	Espaciamiento de tubos .....
148	2.3.2	Tubos para intercambiadores de calor .....
143		de calor de tubo y carcasa. ....
	2.3.1	Nomenclatura y partes de un intercambiador
142	2.3	Diseño de intercambiadores de calor .....
140	2.2.4	Cabezales de los recipientes .....
133		muestras y de viento. ....
	2.2.3	Esfuerzos en la carcasa, debido a cargas
124		.....
	2.2.2	Teoría referente al diseño de carcasas a pre- són. ....
		Pág.

	Pág.
CAPITULO III .....	190
3. CALCULOS TECNOLOGICOS .....	199
3.1 Cálculos para el diseño de la columna .....	199
3.2 Cálculos para el diseño de la carcasa de la torre.	231
3.3 Cálculos para el diseño de intercambiadores .....	236
3.4 Cálculos para el diseño del aislamiento térmico .	253
CAPITULO IV .....	258
4. ESTIMACION DE COSTOS .....	258
4.1 Estimación del costo total de la planta .....	259
4.2 Datos del costo de equipos .....	261
4.3 Cálculos para la estimación de costos .....	271
CAPITULO V .....	289
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	289
APENDICES .....	292
TABLAS Y GRAFICAS .....	293
BIBLIOGRAFIA .....	335

## INDICE DE FIGURAS

		Pág.
2.1.1	Esquema general de una unidad de destilación .....	20
2.1.2	Procedimientos para el cálculo por el método KUFEM .	23
2.1.3	Correlación de Gilliland y Erbar Maddox .....	25
2.1.4	Constantes de equilibrio de hidrocarburos .....	28
2.1.5	Plato con bajantes .....	36
2.1.6	Válvulas Nutter .....	47
2.1.7	Válvulas Flexitray .....	50
2.1.8	Válvulas Ballast .....	53
2.1.9	Velocidad del diseño del bajante .....	71
2.1.10	Capacidad de flujo del plato .....	74
2.1.11	Capacidad de flujo del plato .....	76
2.1.12	Diámetro del plato .....	77
2.1.13	Diagrama de pases .....	86
	2.1.14 Caída de presión del plato seco .....	98
	2.1.15 Tipo de bajantes .....	110
	2.1.16 Eficiencia del plato .....	112
2.2.1	Esfuerzos que actúan en un cilindro originados por presión interna. ....	126
2.3.1	Partes de un intercambiador de calor .....	144
2.3.2	Partes de un intercambiador de calor .....	145
2.3.3	Tubo molado .....	147
2.3.4	Casquillo .....	147
2.3.5	Reglas comunes para los tubos de intercambiador ...	150

	Pág.
2.3.6 Intercambiador tubular .....	153
2.3.7 Espaciador de deflector aumentada .....	153
2.3.8 Detalle de deflector segmentado .....	154
2.3.9 Cambiador 1-2, carcasa de paso sencillo, tubos de dos pasos. ....	155
2.3.10 Cambiador 2-4, carcasa de dos pasos, tubos de cuatro pasos. ....	156
2.3.11 Rehervidor tipo Marmita .....	158
2.3.12 Rehervidor de termosifon .....	160
2.4.1 Espesor económico de aislamiento .....	191
2.4.2 Aislamiento seccional en varias capas en una tubería.	
2.4.3 Aislamiento típico de un recipiente .....	195
2.4.4 Junta típica de expansión para ablamiento de bloque	196
4.1 Tanque de almacenamiento, horizontal, atmosférico, para 3500 gal. ....	272
4.2 Tanque de almacenamiento horizontal, 50 pies de va- cío, 2000 galones. ....	272
4.3 Intercambiador de calor, cabezal fijo, tubo de ace- ro al carbono, área de 0-240 pie <sup>2</sup> , carcasa de acero al carbono. ....	273
4.4 Intercambiador de calor, cabezal fijo, tubo de ace- ro al carbono, área de 300-1500 pie <sup>2</sup> , carcasa de acero al carbono. ....	273
4.5 Intercambiador de calor, cabezal fijo, tubos de ace- ro inoxidable, área de 0-240 pie <sup>2</sup> , carcasa de acero al carbono.....	274

	Pág.
4.6 Intercambiador de calor, cabezal fijo, tubos de <u>ace</u> ro inoxidable, área de 0-240 pie <sup>2</sup> .	274
4.7 Intercambiador de calor, tubos en U, tubos de acero al carbono, área de 0-240 pie <sup>2</sup> , carcasa de acero al carbono. ....	275
4.8 Intercambiador de calor, tubos en U, tubos de acero al carbono, área de 300-1500 pie <sup>2</sup> , carcasa de ace- ro al carbono. ....	275
4.9 Intercambiador de calor, tubos en U, tubos de acero inoxidable, área de 0-240 pies <sup>2</sup> , carcasa de acero al carbono. ....	276
4.10 Intercambiador de calor, tubos en U de acero inoxi- dable, área de 300-1500 pie <sup>2</sup> , carcasa de acero al carbono. ....	276
4.11 Intercambiador de calor, cabezal flotante, tubos de acero al carbono, área de 300-1500 pie <sup>2</sup> , carcasa de acero al carbono. ....	277
4.12 Intercambiador de calor, cabezal flotante, tubos de acero inoxidable, área de 0-2400 pie <sup>2</sup> , carcasa de acero al carbono. ....	277
4.13 Intercambiador de calor. cabezal flotante, tubos de acero inoxidable. área de 300-1500 pie <sup>2</sup> , carcasa de acero al carbono. ....	278
4.14 Intercambiador de calor, cabezal flotante, tubos de acero al carbono, área de --240 pie <sup>2</sup> , carcasa de acero al carbono. ....	278

	Pág.
4.15 Bomba centrífuga, base y acoplamiento, 30-30.000 GPM. ....	279
4.16 Columna de destilación, 25 platos, 2-12 pie, diam de altura de torre 57.5 - 68 pie, 0-100 y 300 psig. ....	280
4.17 Columna de destilación 50 platos, 2-12 pies de diam. 95-118 pie de altura, 0-100 y 300 psig. ..	280
4.18 columna de destilación, 100 platos, 4-12 pies de diam. 170 pie de altura, 0-100 y 300 psig. ....	281
4.19 Plato perforado, 1-12 pie de diámetro, acero al carbono, 304 y 316. ....	281
4.20 Plato de válvulas, 1-12 pies de diam., acero al carbono, 304 y 316. ....	282
4.21 Torre empacada, camada simple, 25 psi de vacío, acero al carbono, 304 y 316. ....	282
4.22 Torre empacada, doble camada, 25 psi de vacío, acero al carbono, 304 y 316. ....	283
4.23 Relleno de torre empacada, de porcelana .....	283

## INDICE DE TABLAS

	<i>Pág.</i>
2.1	Correlación usada por el método KUFEM ..... 26
2.2A	Factores del sistema ..... 70
2.2B	Factor del sistema .....-..... 72
2.3	Localización del área del bajante y factor de anchura del bajante. .... 88
2.4	Factor de espaciamiento del bajante, SF ..... 92

En el momento actual con el desarrollo del complejo petrolero de Atahualpa, se propende a incrementar con mayor énfasis en la obtención de combustibles y productos básicos usados en los procesos de petroquímica. Además, por la sencilla razón de que en el supuesto caso de que el país de exportador pase a ser un importador de crudo; resulta mucho más económico importar este crudo y refinarlo, que importar derivados, con la ventaja adicional de que se aproveche al máximo este petróleo, incluyendo los residuos que quedan después del proceso de refinación.

Desde la década del año setenta, cuando en el Ecuador empezó la bonanza petrolera, nuestro país se convirtió en uno de los principales exportadores mundiales de crudo. Desde ese entonces también se ha procedido a desarrollar de manera paralela lo concerniente a refinación, para la obtención de combustibles y lubricantes para auto-abastecimiento y así evitar la salida de divisas por la importación de éstos.

El presente trabajo que es una introducción a la Ingeniería y a los procesos, en lo que se refiere a la refinación y

## INTRODUCCION

### CAPITULO I

trótera.  
 La recolección de los diferentes productos y subproductos, y  
 es la depropanización, consiste en diseñar una torre de-  
 propanizadora, de amplia utilización en la industria pe-  
 trótera.  
 Esta torre depropanizadora es parte de una unidad de regí-  
 nación o tratamiento químico del petróleo ya que a esta  
 debe añadirse la torre de fraccionamiento, la demetani-  
 zadora, la de-etanizadora, debutanizadora, estabilizado-  
 nes entre otros. Esta razón hace que en el diseño presen-  
 tado predomine el término columna de destilación, ya que  
 la diferencia entre un proceso y otro, la diferencia fun-  
 damental, son las condiciones de operación, ocurriendo en  
 algunos casos una misma torre para un doble propósito.  
 Se desea diseñar otra torre para un propósito diferen-  
 te a la depropanización, los pasos a seguir son idénticos  
 a los aquí presentados.

La obtención del propano en estado casi puro, se hace ne-  
 cesario debido a que este producto en la actualidad ha

tenido un repunte tanto en el uso industrial como en el  
 doméstico. En el uso industrial su aplicación principal  
 es como refrigerante en la fabricación de productos quí-  
 micos y sintéticos, y en el doméstico combinado con el

butano como combustible ya que no deja residuos después de la combustión.

La torre depropanizadora tiene un equipo complementario tales como son el condensador-subenfriador, rehervidor, los platos donde se va a efectuar la transferencia de masa, el aislamiento térmico para disminuir las pérdidas de calor, diseño que se presenta también.

## CAPITULO II

### 2. FUNDAMENTOS TEORICOS

#### 2.1 DISEÑO DE COLUMNAS DE DESTILACION

Las columnas de destilación constituyen el equipo de proceso más importante para la refinación del petróleo y su uso en la industria química se encuentra muy difundida.

En el fraccionamiento de petróleo, este tipo de equipo sirve para la obtención de combustibles, y además tiene una gran aplicación con infinidad de procesos, por ejemplo en la recuperación o purificación de algún compuesto (recuperación del propano o depropanización), o simplemente cuando se desea dividir la corriente de un proceso en dos o más, de una composición determinada.

El diseño de una columna de transferencia de masa, involucra dos etapas principales que son:

1. El cálculo del número de unidades de transferencia.
2. La selección y diseño detallado de la unidad de transferencia (ya sea ésta, plato de burbujeo, perforado, válvulas o unidad de altura de empaque), y el cálculo del diámetro de la columna.

Un estudio del proceso revelará puntos importantes necesarios para efectuar un diseño satisfactorio de la columna.

Este estudio dirá la capacidad máxima necesaria de la columna, así como la flexibilidad que ésta debe poseer; entendiéndose por flexibilidad la habilidad de la columna para trabajar con eficiencia alta a flujos distintos a los del diseño.

Generalmente la columna tendrá el mismo factor de capacidad que el resto de los equipos importantes de la planta, esto es, un 20 a 25% arriba de la capacidad normal de operación.

Establecida la capacidad, la flexibilidad requerida se deduce de la recopilación de datos experimenta

tales tomados de plantas semejantes en operación, posición de la alimentación, consideradas como variaciones normales de trabajo. En caso de que la columna vaya a formar parte de un nuevo proceso, un estudio más cuidadoso de la calidad de la alimentación, el control del proceso y las especificaciones de los productos finales, se hace necesario para predecir los límites de flexibilidad que la columna debe tener.

Finalmente, se fija la condición térmica de la alimentación. En la mayoría de los casos se recomienda que la temperatura de alimentación sea cercana al punto de ebullición de la mezcla, con el fin de que el condensador y reboilador de la columna necesarios, resulten de un tamaño razonable.

Establecida la capacidad e intervalo de operación (flexibilidad) y fijada la temperatura de la alimentación, se realiza el diseño de la columna. Este diseño involucra la combinación de las diferentes variables independientes que intervienen, así como el cálculo de la dinámica del plato.

tipo de plato que se

Balance de materia. - Antes de escoger el

## 2.1.1 Balance de materia y energía

ción.

A continuación se presenta un esquema general de lo que corresponde a una columna de depropaniza-

do.

modo" de las costas del equipo y material emplea-  
producción y finalmente un estimado a "grosso  
pérdidas de calor y así disminuir los costos de  
hervidor y el aislamiento térmico para evitar las  
mentos se refieren al diseño del condensador, re-  
buena función y eficiente servicio. Estos comple-  
los equipos y material que complementan para una  
Diseñada la columna, se hace necesario calcular

perforaciones o tipos de válvulas).  
to (tamaño y altura del casquete, diámetro de las  
como la especificación del dispositivo de contac-  
area de los bajantes, altura del vertedero, así  
la torre, distancia entre platos, tipo de plato,  
Las variables más importantes son: diámetro de

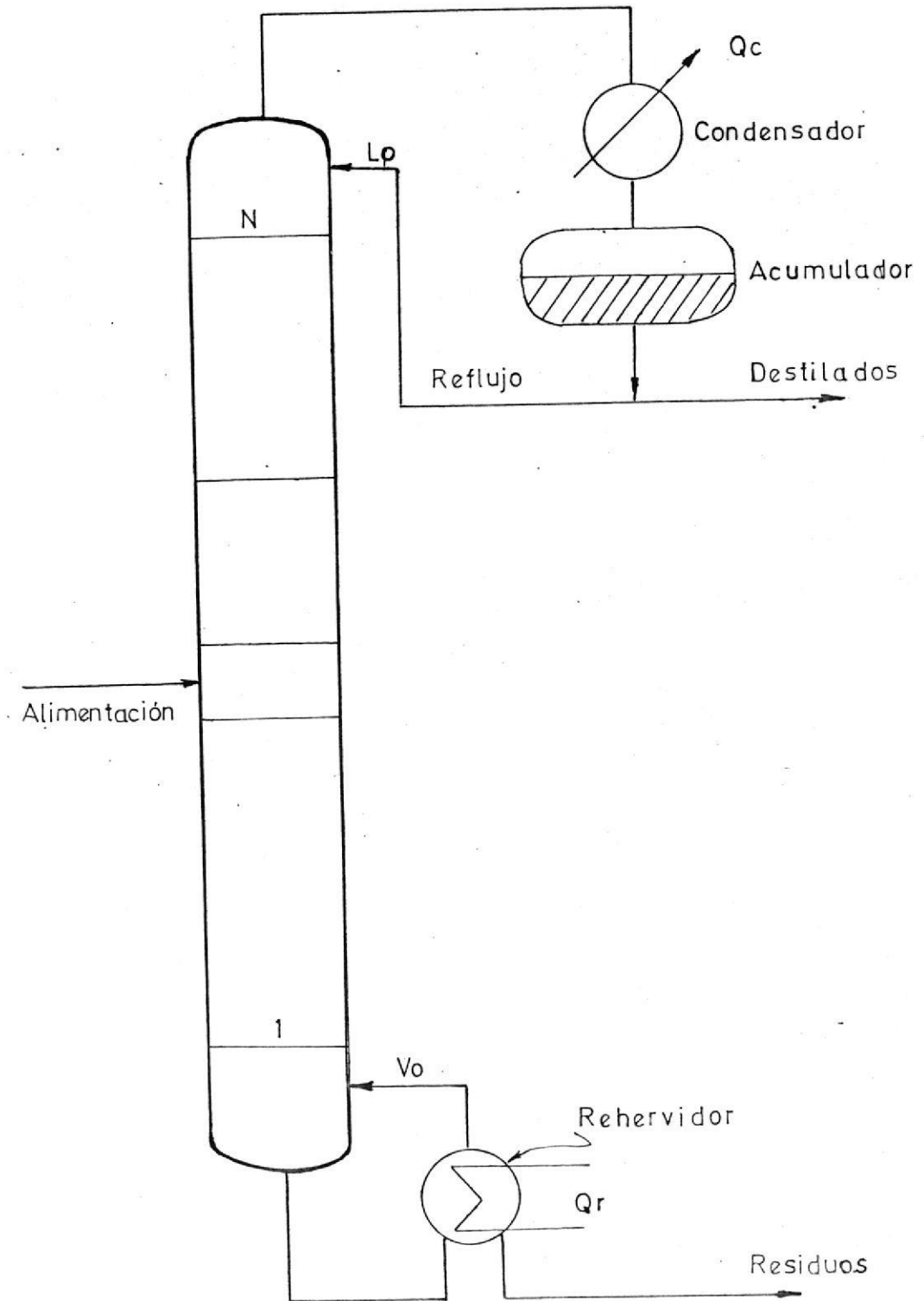


FIGURA 2.1.1 ESQUEMA GENERAL DE UNA UNIDAD DE DESTILACION

Cuando se aplica el método de plato a plato, un gran número de cálculos son requeridos. Además es necesario disponer de las facilidades de una computadora. Cuando no se tienen esas facilidades se usan estos métodos se hace marcadamente limitados.

riamente.

te alteraciones de uno de los citados anteriormente usados pero esas son actualmen- y método  $\emptyset$ . Hay muchas otras técnicas que métodos de Thiele-Geddes, Lewis-Matheson, mezcla de multicomponentes, sobreesalen los te usados para calcular la destilación de Los métodos de plato a plato son comúnmen- tilación (short cut) de multicomponentes. Para esto se usará un método rápido de des-

usan en la columna de destilación. zación del plato de alimentación, que se platos teóricos, el rebujo mínimo, localiz- les estará sujeta la mezcla, el número de las condiciones termodinámicas a las cua- usará, se hace menester que se encuentre

a) Determinar la composición de los productos del tope y del fondo usando la distribución (o recuperación requerida) de los componentes claves, y la ecuación

a seguir son:

Las son mostradas en la Tabla 2.1. Los pasos 2.1.2, y las varias correlaciones usadas de alimentación,  $\delta$ , es mostrado en la figura 2.1.2, y la localización del plato de etapas para el método KUFEM para el cálculo de etapas técnicas,  $N$ , y la localización del plato

de flujo son conocidos.

Las condiciones de alimentación, y (c) la alimentación, (b) la composición y las condiciones (a) la distribución de los componentes en la alimentación,  $\delta$ , provee los parámetros para  $N$ , y la localización del plato de la alimentación. Es posible usar el método KUFEM para calcular el número de etapas técnicas,

Fenske, y el diagrama de Eban-Maddox

ecuaciones de Kohnbride, Underwood, y

es el que consta de la combinación de las que ha dado resultados satisfactorios, uno de los métodos rápidos existentes, uno de

Composición de la alimentación.  
Distribución de los componentes claves.  
Razón de reflujo.

#### ETAPA I

Cálculo de la composición  
de los productos del tope y  
del fondo, usando la ecuación  
de Geddes.

#### ETAPA II

Cálculo del número de platos  
mínimos, usando la ecuación de  
Fenske.

#### ETAPA III

Cálculo de la razón mínima de  
reflujo, usando la ecuación de  
Underwood.

#### ETAPA IV

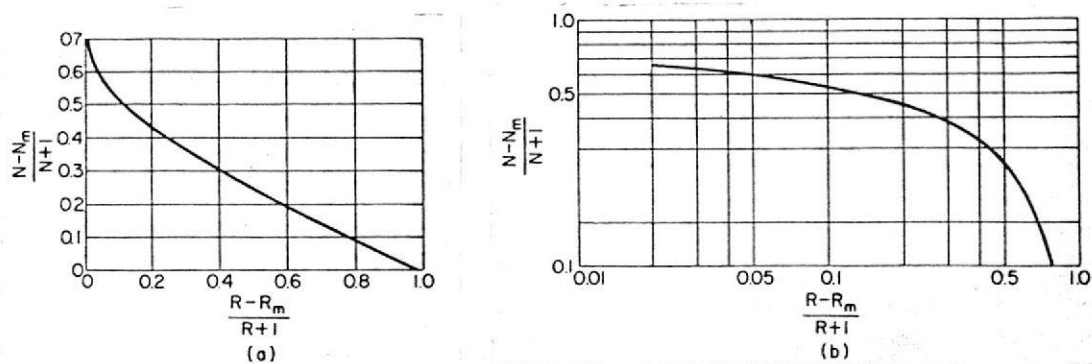
Cálculo del número de  
platos teóricos, usando  
en el diagrama de Erihar  
Maddox.

#### ETAPA V

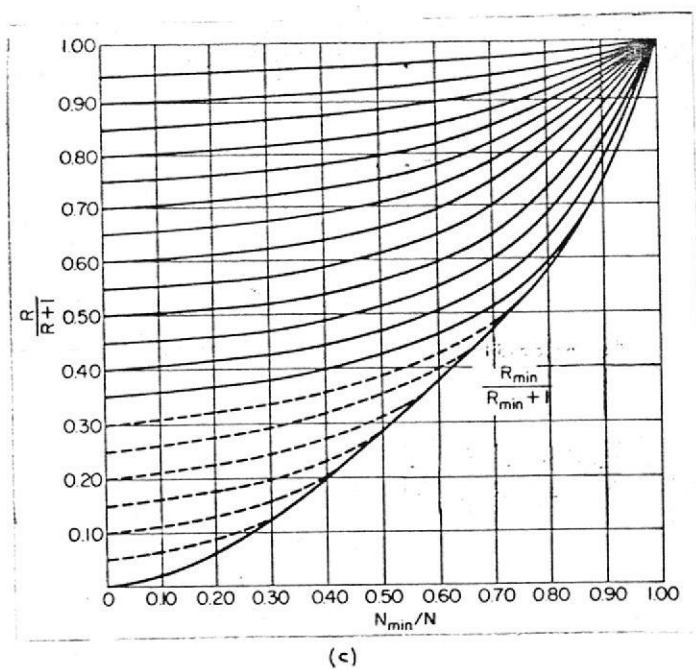
Determinación de la locali-  
zación del plato de alimen-  
tación, usando la ecuación  
de Kirkbride.

FIGURA 2.1.2 PROCEDIMIENTOS PARA EL CALCULO POR EL METODO  
KUFEN.

- de Geddes Ec. (2.1.1), la cual puede ser resuelta gráficamente.
- b) Determinar el número mínimo de las etapas técnicas,  $N_{mín}$ , de la ecuación de Fenske, Ec. (2.1.2).
- c) Obtener la razón de reflujo mínimo,  $R_{mín}$ , de la ecuación de Underwood, Ec. (2.1.3) (2.1.4). Los resultados tienen una precisión satisfactoria cuando (a) el cambio de la volatilidad relativa no es significativa, y (b) la razón de reflujo permanece estable ordenadamente.
- d) Calcular el número de platos teóricos,  $N$ , del diagrama de Erbar-Maddox, Fig. 2.1.3c, por uso del  $N_{mín}$  y  $R_{mín}$ , y la conocida razón de reflujo,  $R$ . En este paso, es posible usar el diagrama de Gilliland, Fig. 2.1.3a,b. En ambos diagramas, las siguientes observaciones pueden ser hechas: a) el diagrama Erbar Maddox es usado exclusivamente



CORRELACION DE GILLILAND



CORRELACION DE ERBAR MADDOX

Figura 2.13

para sistemas de hidrocarburos. u b) el diagrama de Gilliland será evitado para situaciones de alimentación diluida, y para sistemas que tienen una volatibilidad irregular.

e) Uso de la ecuación de Kirkbride, Ec. (2.1.5) para determinar la localización del plato de alimentación.

Ec. Geddes

$$\log \left[ \frac{(nl)D}{(ni)B} \right] = c \log ci + c' \quad (2.1.1)$$

Ec. Fenske

$$N_{min} = \frac{\log \left[ \left( \frac{X1}{Xh} \right) \left( \frac{Xh}{X1} \right) \frac{D}{B} \right]}{\log \alpha} \quad (2.1.2)$$

Ec. Underwood

$$\frac{k}{\sum_{i=1}^k} \frac{(\alpha_i X_i) F}{\alpha_i - \theta} = 1 + q \quad (2.1.3)$$

$$\frac{k}{\sum_{i=1}^k} \frac{(\alpha_i X_i)}{\alpha_i - \theta} = R_{min} + 1 \quad (2.1.4)$$

Ec. Kirkbride

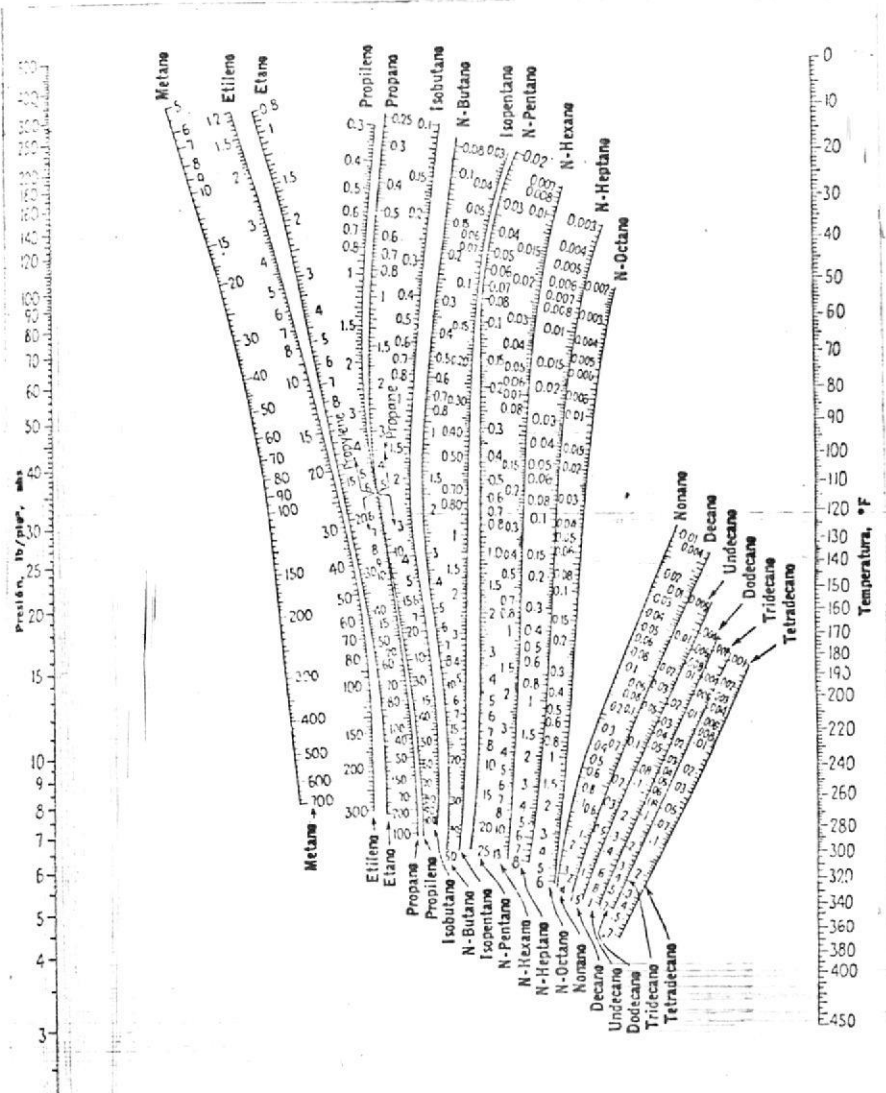
$$\log \left( \frac{m}{p} \right) = 0,206 \log \left\{ \left( \frac{B}{D} \right) \left( \frac{Xh}{X1} \right) \frac{F}{B} \left[ \frac{(X1)B}{(Xh)D} \right]^2 \right\} \quad (2.1.5)$$

TABLA 2.1 CORRELACION USADA POR EL PROCEDIMIENTO KUFEM

El uso del método KUFEM, se necesita datos de la fase de equilibrio para encontrar

### DATOS DE EQUILIBRIO

- $L$  = Componente clave ligero
  - $\lambda$  = Componente  $\lambda$
  - $H$  = componente clave pesado
  - $\emptyset$  = cantidad definida por la ecuación de Underwood.
  - $\alpha$  = volatilidad relativa
  - $X$  = Fracción molar del componente en fase líquida.
  - $R_{mín}$  = Reflujo mínimo
  - $R$  = razón de reflujo
  - $q$  = número de moles de líquido saturado formado en el plato de alimentación por la introducción de un mol de alimentación.
  - $p$  = número de etapas técnicas bajo  $\delta$
  - $N_{mín}$  = número de platos técnicos
  - $N$  = número de etapas técnicas
  - $n$  = moles del componente  $\lambda$
  - $m$  = números de etapas técnicas arriba de  $\delta$
  - $k$  = números de componentes
  - $K$  = razón de equilibrio de vapor
  - $\delta$  = localización del plato de alimentación
  - $D$  = moles de destilado por unidad de tiempo
  - $B$  = moles de residuo por unidad de tiempo
- donde



Constantes de equilibrio para hidrocarburos. [Scheibel and Jenny, Ind Eng. Chem., 37, 81 (1945)]

FIGURA 2.1.4 CONSTANTES DE EQUILIBRIO DE HIDROCARBUROS

trar la volatilidad relativa  $\alpha_i$ . El cálculo de la volatilidad relativa es hecha a través de

$$\alpha_i = K_i/K_h \quad (2.1.6)$$

Donde  $K_i$  la razón de equilibrio de vaporización para el componente  $i$ , y  $K_h$  es la razón de equilibrio de vaporización para el componente clave pesado. Un número grande del método es usado para determinar la razón del equilibrio de vaporización. Aquí se usará el diagrama de De Sheibel, and Jenny.

#### BALANCE TERMICO

La cantidad de alimento y la composición así como la del destilado y fondos y la razón de reflujos, se conocen. Los pasos en el cálculo termodinámico se pueden resumir como sigue:

- 1) Balance térmico en el condensador, para determinar  $Q_c$ .

Al condensador: Vapor del último plato superior.

Salida del condensador: Destilado y reflujo.

- 2) Balance térmico total en la columna, para determinar  $Q_r$ .

Entrada a la columna: Alimento y calor del rehervidor.

Salida de la columna: Destilado, fondos y carga del condensador.

- 3) Balance térmico en el rehervidor:

Se conocen: la cantidad, composición y temperatura de los fondos. No se conocen la cantidad, composición y temperatura del líquido de trampa al rehervidor. Se conoce el calor requerido por el rehervidor, pero no se conoce la cantidad de vapor producido por el rehervidor, aunque su composición es tal que debe estar en equilibrio con los fondos. El líquido del plato inferior estará a menor temperatura que el rehervidor y el líquido que va al rehervidor estará a su más baja temperatura.

Es costumbre suponer esta diferencia de temperaturas y comprobar luego la temperatura del plato inferior. Para columnas que destilan en un pequeño rango de componentes, la diferencia será de 5 a 10°F, y para rangos más amplios el líquido en el plato inferior puede estar a 50°F o más por debajo de la temperatura del rehervidor.

Si  $X$  son las libras de vapor formado y el suscrito "p" se refiere al plato del fondo, el balance de calor en el rehervidor es:

$$XH_{B(v)} + W_{B(l)} H_{B(l)} = XH_{p(l)} + W_{B(l)} H_{p(l)} + Q_r \quad (2.1.7)$$

donde:

$H_{B(l)}$  = entalpía de fondos, vapor, lb/h.

$H_{B(l)}$  = entalpía de fondos, líquido, lb/h

$W_{B(l)}$  = peso del flujo fluido líquido, lb/h.

$Q_r$  = carga del rehervidor, BTU/h.

2.1.2 Selección de platos, diámetro de la torre, bajantes y vertederos, y otros.

Para una mejor comprensión de todo esto, en la parte que corresponde a cálculos, se procede más detalladamente.

Para una mejor comprensión de todo esto, en la parte que corresponde a cálculos, se procede más detalladamente. Teniendo las moles totales en el líquido del plato del fondo, la temperatura en el plato puede compararse mediante cálculos de punto de burbuja. Si la temperatura puesta en (3) no coincide con el punto de burbuja del líquido de trampa, debe suponerse otra temperatura en el plato inferior y el punto (3) debe trabajarse nuevamente.

4) Puesto que hay un balance de material a través del plato del fondo, el líquido de este plato es la suma de las moles de vapor y moles de fondos. Habiendo determinado las moles de vapor y siendo conocidos los fondos, el líquido de la trampa es la suma de ellos.

Si las variaciones de carga varían del 100 al 50% de la carga esperada máxima, es conveniente también estudiar la dinámica del plato en esas condiciones de baja capacidad, en todo caso, el plato debe ser

condiciones. ~~.....~~  
to trabajara correctamente en esas condiciones, con el fin de comprobar que el plato y los platos donde haya corriente de los cálculos para el plato de la alimentación se justifica, es conveniente hacer También, si el tiempo lo permite y el es-

to inferior de la columna.  
to para el plato superior como para el plato inferior de diseño deben hacerse tan- cada una de ellas. Debido a lo anterior, necesario el usarse un diseño distinto en de agotamiento son muy grandes, puede ser entre la zona de enriquecimiento y la zona sin embargo, si las variaciones de flujo toda la columna por razones de economía, específica un solo diseño de plato para Siempre que sea posible, es recomendable

capaz de funcionar con eficiencia, aunque es de esperarse que la eficiencia disminuya ligeramente cuando trabaje al 50% de la capacidad del diseño.

### 2.1.2.1 Descripción de los distintos tipos de platos.

Antiguamente, la selección del tipo de plato era relativamente sencilla; la selección se reducía a eliminar el plato menos adecuado de los tipos existentes a saber: el plato de cachuchas o campanas de burbujeo y el plato perforado (llamado también plato de mala).

Sin embargo, en los últimos años han aparecido numerosos diseños de platos novedosos que obligan al diseñador a observar con detenimiento las ventajas que presentan cada uno de ellos, junto con

Las propiedades del sistema en cuestión, y las condiciones de trabajo a que el plato estará sometido, con el objeto de escoger el tipo de plato que mejor convenga para cada problema específico objeto de estudio.

Se puede hacer una primera clasificación de los distintos platos, de acuerdo a la forma en que el líquido fluye a través de ellos. Una clasificación bajo este punto de vista nos conduce a señalar dos grupos distintos: "platos bajantes" y "platos sin bajantes".

#### Platos con Bajantes. -- En estos

platos el líquido fluye a través de todo el plato como se indica.

El líquido precedente del plato

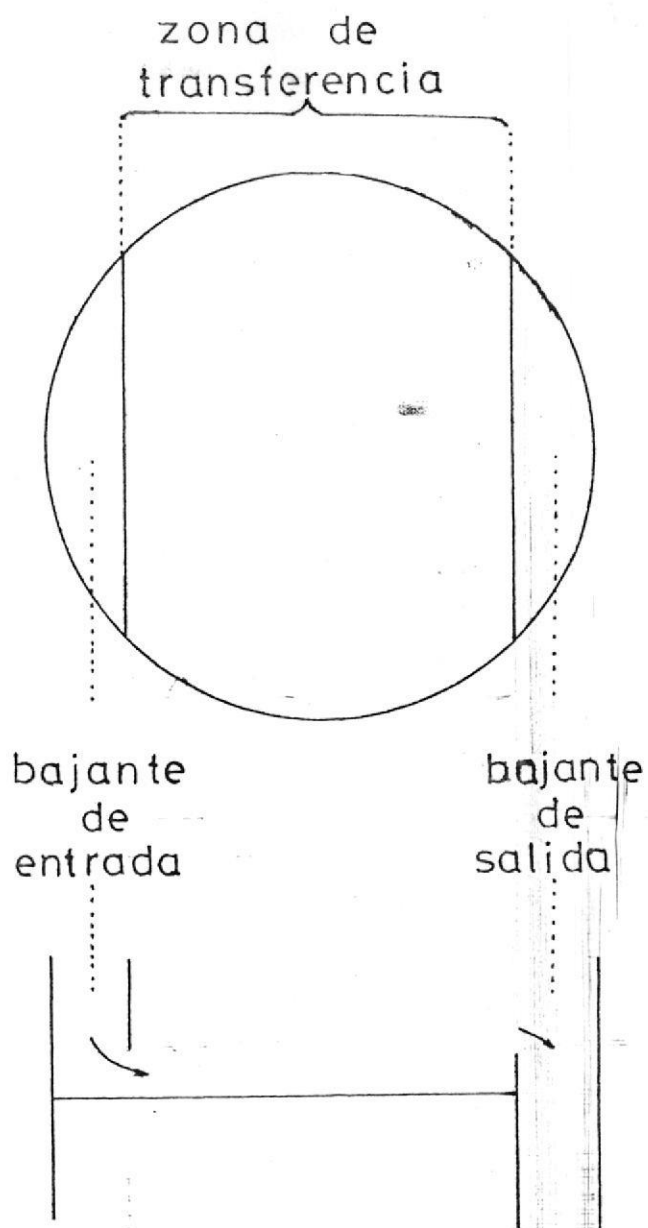


FIGURA 2.1.5 Plato con bajantes

superior entra el plato por uno de sus costados (bajantes de entrada), para que después de recorrer la zona de transigencia salga por el costado opuesto (bajante de salida). Esta forma de flujo es llamada "flujo cruzado".

Existen numerosas modificaciones al tipo de flujo anterior, flujo invertido, de dos pasos, etc., pero básicamente se conserva su característica principal, esto es, bajantes de entrada y salida.

Pertenece a la clasificación de platos con bajantes, los siguientes tipos de plato: plato de campanas, plato de malla, y los platos patentados "Uniflux", "Valvula Nuten", "Flexitray y Balast".

Platos de Campanas de Buhajeo.

Su tecnología es quizá lo más conocida respecto a la de los otros

Ventajas. - Eficiencia alta; libertad para trabajar con el- ciencia a flujos muy distintos; su versatilidad que hace posible su empleo en casi todos los temas; facilidad para manejar am- plios intervalos de vapor/líquido y facilidad para trabajar con do y facilidad para trabajar con

Estas campanas se acomodan en an- gulos triangulares en la zona de transferencia de plato, la cual ocupa del 60 al 70% del área to- tal del mismo.

El dispositivo de contacto líquido vapor consiste básicamente de una campana horizontal, apoyada so- bre un cilindro llamado "elevador" y sujeta sobre el plato mediante tornillos y tuercas.

platos, puesto que es el plato más antiguo.

El dispositivo de contacto líquido  
do-vapor lo constituyen simple-  
mente unos orificios de diámetro  
pequeño (3/32 a 1/4 de pulgada)  
perforados en arreglo triangulan  
en la zona de transferencia del  
plato.

plaza al de campana.  
numerosas ventas tienda a des-  
los últimos años y debido a sus  
gía de este plato ha avanzado en  
Platos perforados. La tecnolo-  
características más especiales.  
ciencia para ciertos sistemas de  
otros tipos de platos y baja efí-  
to respecto a los  
Desventajas. - Mayor peso y cos-

piezas deterioradas.  
ción permite el cambio rápido de  
Además, su creciente estandariza  
en suspensión.  
líquidos inestables o sólidos

Desventajas. - Sensibilidad a la corrosión, lo que ocasiona que por efectos de ésta, las perforaciones se agranden. Sensibilidad a la sedimentación, causada por sólidos en suspensión

La flexibilidad de un plato makea bien diseñado es comparable a la de una de cachuchas y la caída de presión a través del mismo es 20% menor que la respectiva para este último, debido a que el vapor no sufre cambios de dirección en su trayectoria ascendente.

Ventajas. - Sencillez de construcción, mantenimiento sencillo y rápido; eficiencia del 10 al 20% mayor o al menos igual que la del plato de cámara de burbujas; menor arrastre de líquido al plato superior, gradiente hidráulico mínimo que permite flujos de líquidos mayores.

como residuos de carbón del sistema que tapan algunos orificios. La corrosión puede evitarse o al menos disminuirse empleando materiales de construcción adecuados. El tapado de las perforaciones a causa de la sedimentación se puede subsanar haciendo perforaciones de mayor diámetro (de 1/2 hasta 1 pulg.) aunque en este caso se sacrifica la flexibilidad del plato.

Para que haya una perfecta distribución del vapor a través de los orificios se requiere de por lo menos 5 cm. de líquido de cada de presión por plato, la cual puede ser excesiva para algunos casos de destilación al vacío.

Por último, un plato malá puede ser inadecuado para sistemas que producen mucha espuma.

Platos protegidos con patentes.

Diseñados y estudiados por compañías fabricantes de equipo de proceso, estos platos de carácter rústicas muy novedosas, tratan de superar ciertas desventajas de los platos convencionales de cachuchas y perforados tratando de aumentar la eficiencia y reducir los costos de fabricación.

Estos fabricantes generalmente, son accesibles a proporcionar manuales de diseño de sus respectivos platos o en su defecto, ellos los dimensionan bajo pedido del usuario, el cual proporciona toda la información necesaria.

El uso de algún plato protegido por patente puede ser ventajosa para determinados sistemas y tipos de servicio.

Su principal desventaja la cons-

títuye el hecho de que la tecnología de su construcción y en ocasiones de diseño queda en manos del vendedor. Así mismo, tal vez el usuario no puede aprovechar libremente la experiencia en el uso de los mismos, que merezcan o modificaciones a los más mos sólo sean posibles con la autorización del fabricante.

A continuación se describen brevemente los platos protegidos por patentes de mayor uso en la actualidad, enumerándose las ventajas que cada vendedor atribuye a su plato. Primeramente se mencionan los "platos con bajantes" (Uniflux, Valvulas Nuten, Flexithay y Balkast) y más adelante se enumeran los pertenecientes a la clasificación de "platos sin bajantes" (Turbohid y Ripple).

Plato Uniklux. - Desarrollado por

la Sony Movix

de New York, consiste en una mo-

dificación de las campanas de

burbujeo, la unidad fundamental

tiene forma de "S" y cuenta ade-

más con unas placas manueadas que

serven para darle rigidez a la

parte dentada. Estos canales den

tados se extienden de pared a pa-

red en la columna, ensambados

uno a continuación del otro y

formando la zona activa o de

transferecia.

Ventajas. - Conserva básicamente

todas las ventajas

del plato de campanas pero su

construcción es más sencilla y

por lo tanto barata; su flexibi-

lidad es comparable a la de cam-

panas y su eficiencia en condicio-

nes óptimas es de 10% mayor que

este último. Debido a su forma

acanalada, la distribución del

placa móvil en forma de "L"

Texas, la válvula consiste en una  
por la Nuten Eng. Co. de Amarillo

cada

Plato de válvulas Nuten. - Fabrí

mo.

un anasthe considerable del más

en el líquido, lo que ocasiona

encuentren ligeramente sumergidos

es necesario que los dientes se

da de presión por plato disminuye

a presión reducida, ya que la cañ

uso es reducido en distilaciones

blemas de limpieza. También, su

en sistemas sucios ocasiona pro-

les cuando este plato se emplea

lidos en los cana

Desventajas. - El depósito de sō

plato de cachuchos.

nor que las respectiva para el

presión a través del mismo es me

es más uniforme y la caída de

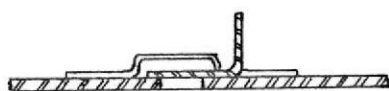
líquido y el vapor en el plato

alargada, uno de cuyos extremos  
 es más pesado. Esta placa se su-  
 jeta mediante otra la cual lími-  
 ta su movimiento vertical y hori-  
 zontal.

Cuando el flujo de vapor es bajo  
 (20% del flujo de diseño), la par-  
 te más ligera se eleva, pivotean-  
 do sobre su parte pesada y cuan-  
 do el flujo aumenta al 70% de  
 la carga del diseño, la parte pe-  
 sada se eleva pivoteando sobre  
 el extremo ligero de la válvula.

Ventajas. - El gradiente hidrau-  
 líco es mínimo, debi-  
 do a que el vapor al fluir impul-  
 sa al líquido hacia la bajante  
 de salida. Su empleo hasta la  
 fecha en torres de absorción y  
 desorción ha demostrado una efi-  
 ciencia mayor que la del plato  
 de cachuchas, siendo excelente pa-  
 ra este tipo de servicio.

Desventajas.- Su eficiencia en sistemas que producen residuos de coque o que sedimentan polvos es dudosa, debido a que no se encuentran trabajando un número suficiente de columnas en sistemas este tipo, para obtener conclusiones firmes al respecto.



cerrada



parcialmente abierta



abierta

FIGURA 2.1.6 VALVULA NUTTER

Plato de Válvulas Flexitray.

Fabricado por la Koch Eng. Co. De Wichita, Kansas, este tipo de platos utiliza también válvulas que se elevan bajo el empuje ascendente del vapor.

Pensando en que el flujo de vapor o lo largo de una torre es diferente, para diferentes secciones de la misma, la Koch ha desarrollado este diseño que permite trabajar a diferentes flujos de vapor usando para ello un mismo plato en toda la columna.

La válvula consiste en un disco de 2 pulgadas (5.1 cm.) de diámetro colocado sobre el orificio del plato cuyo diámetro es de 1/4 a 5/16 pulgada (6.4 a 9 mm.)

Este disco puede subir y bajar conchendo dentro de un soporte de 4 patas que lo sujeta y limita su

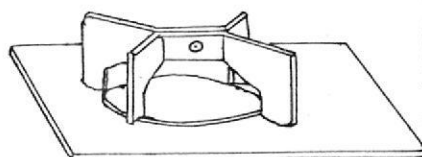
movimiento ascendente. Las válvulas se colocan sobre las perforaciones del plato en arreglo triangular de 3 pulgadas (7.6cm.)

Estos discos son de dos o más pesos diferentes, de manera que cuando el flujo de vapor es bajo (20-30%) del flujo de diseño los discos más ligeros, comienzan a elevarse. Los discos más pesados se elevan a flujos de 50-70% de la carga de diseño, quedando los discos en la parte superior del soporte, trabajando de manera semejante a las cachuchas.

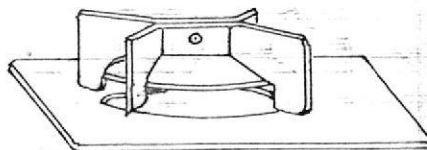
Ventajas.- Capacidad para manejar vapor de 20-50% mayor y eficiencia también mayor en un 5-10% que las respectivas para el plato de cachuchas cuando trabaja en condiciones óptimas; gradiente hidráulico pequeño; caída de presión menor

que para el de cachuchas; flexibilidad comparable a la de este último y superior en los casos en que la relación líquido/vapor es elevado.

Desventaja. No es recomendable para sistemas muy sucios, ya que los sólidos pueden estorbar el movimiento ascendente descendente de la válvula.



cerrado



abierto

FIGURA 2.1.7 VALVULAS FLEXITRAY

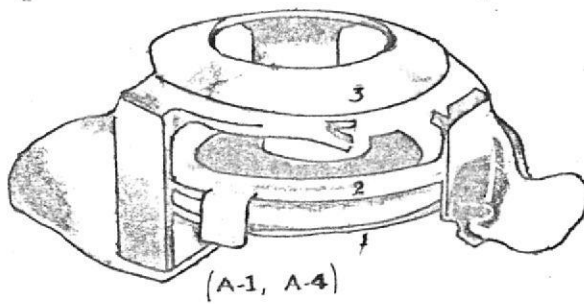
Plato Ballast.- En este tipo de plato, desarrollado por a Glitsch de Dallas, Texas, las cachuchas han sido reemplazadas por una unidad Ballast de alguna de los tres tipos existentes.

El diseño 1, consiste en una pieza fija en posición abierta de fácil construcción. Su uso se recomienda sólo para servicios en los que los flujos del líquido y vapor son constantes, esto es su flexibilidad es muy reducida. Su ventaja esencial la constituye su bajo costo de fabricación.

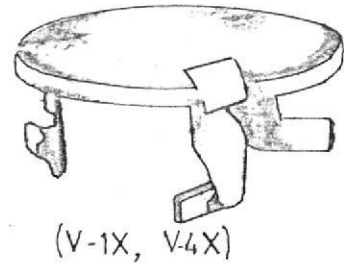
El diseño 2, es el diseño ballast original consiste en un dispositivo de dos pulgadas de diámetro exterior por 1.75 pulgadas (4.4 cm., de altura formado de tres partes que son: una tapa del ori

hecho que puede moverse verticalmente de acuerdo al flujo de vapor (marcada con el número 1, en la figura); otra tapa con tres soportes también verticalmente móvil (marcada con el número 2) que actúa como un peso regulador, originando que la unidad trabaje en dos etapas y finalmente un soporte de tres patas (marcado con el número 3) que sirve para limitar el movimiento ascendente de las dos partes anteriores.

El diseño 3, es prácticamente una modificación del diseño 2, con el objeto de simplificar su construcción y consiste también de una tapa con soportes para sujetarla al plato que van en el orificio del plato limitando su movimiento vertical.



diseño 2



diseño 3

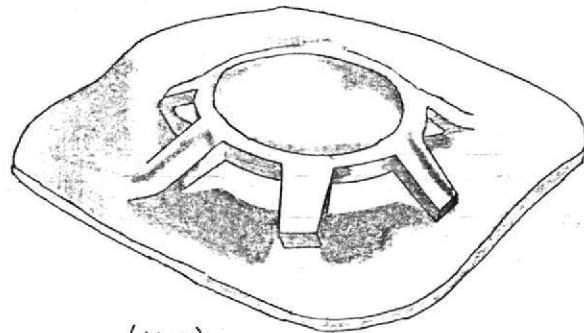
(V-0)  
diseño 1

FIGURA 2.1.8 VALVULAS BALLAST

Ventajas de los diseños 2, 3.-  
 Eficiencia comparable o ligeramente superior a la de los platos de campanas; gran flexibilidad que le permite trabajar con eficiencia hasta el 12% de su capacidad máxima.

Líquido y vapor fluyen en contra corriente, compitiendo ambos por pasar a través de las ranuras o perforaciones del plato, reacc- zándose el flujo en forma de pe-

de masa.  
del mismo para la transferencia  
tes, aprovechándose el área total  
nombre lo indica carece de bajan  
como su  
Platos sin Bajantes. - Este plato

las dignos de mencionarse.  
presenta desventaja  
Desventajas. - Prácticamente no

Líquido como para el vapor.  
y mínimo esperados tanto para el  
de promedio de los flujos máximo  
que se basen los cálculos sean  
pre y cuando los flujos en los  
plato para toda la columna siem-  
se puede usar un solo diseño de  
Debido a su gran flexibilidad,

queños conos de líquido a vapor distribuidos al azar en todo el plato.

La intensidad producida por los flujos descendentes y ascendente del líquido y vapor respectivamente, origina que el líquido permanezca cierto tiempo sobre el plato antes de caer al siguiente, formándose de esta manera la altura de líquido y la turbulencia necesaria para el contacto de las dos fases.

Plato Turbogrid. - El plato turbogrid, diseñado por la Shell Development Co. de California, consiste en un plato de ranuras paralelas, largas y angostas.

Estas ranuras pueden estar formadas por la separación existente entre barras metálicas sobre una armazón, a la que van soldados

formando el plato. Pueden también estas ranuras ser hechas sobre una lámina metálica, ocupando la totalidad de la sección transversal de la torre.

Ventajas.- Debido a su construcción es bajo; mantenimiento sencillo; trabaja bien en sistemas sucios, ya que la turbulencia en el plato ayuda a su limpieza; gradiente hidráulico nulo; caída de presión menor que para el de cachuchas; y capacidad de 20-40% mayor que la respectiva para este último, debido a que el área total del plato es utilizado para la transferencia, suponiendo ambos platos del mismo diámetro.

Desventajas.- A flujos de vapor menores a los de diseño, la eficiencia antes comparable a la del plato de cachu-

chas, disminuye notoriamente, esto es, su flexibilidad es reducida. Por lo tanto, este plato es recomendable sólo cuando los flujos esperados, sean casi constantes.

Plato Ripple.- Este plato, diseñado por la Stone & Webster Eneg. Corp. consiste de una lámina de acero inoxidable que es perforada y doblada en forma sinusoidal, teniendo los orificios generalmente un diámetro de 1/8 de pulgada.

Las ondulaciones le dan rigidez al plato y al mismo tiempo, ayudan a que el líquido fluya por la parte bajo de la onda y el vapor lo haga la parte media y superior de la misma. La profundidad de las ondulaciones varía; para flujos bajos las ondas son poco profundas, sucediendo lo

contrario para los flujos altos.

Ventajas.- Es excelente para trabajar en sistema con sólidos en suspensión, ya que la gran turbulencia existente en el plato no permite la sedimentación, evitando se tapen las perforaciones; su caída de presión es menor que para el plato de campanas y debido a la sencillez de construcción, su costo es bajo.

Desventajas.- Cuando trabaja a los flujos de diseño (60-80%) del punto de inundación, su eficiencia es igual a la del plato de campanas; sin embargo, a flujos más bajos, su eficiencia disminuye rápidamente. Por lo tanto, su flexibilidad es reducida.

2.1.2.2 Columna de platos Vs. columna

empaçada.

La próxima decisión que debe hacerse con respecto a la columna, es si esta será de platos o empaçada. Por lo tanto, la pregunta a responder sería: ¿Conveniente una columna de platos o no sería mejor una columna empaçada?

La pregunta anterior puede contestarse en base a la capacidad necesaria de la torre. Tradicionalmente las columnas empaçadas han sido de capacidad reducida, el diámetro de la misma, siendo hasta el de un metro; ésta debido principalmente a la dificultad para mantener una distribución uniforme del líquido a través del empaque.

Columnas de platos de diámetros pequeños (menores de 0.4 m.) no

En algunos casos especiales, han sido empleados columnas empacadas hasta de 2m., de diámetro; como en el caso de absorción cuando el sistema es tan espumoso que pre-

empaque metálico.

de peso hasta del 10% del peso del de polietileno y polipropileno baja debido a los nuevos empaques trucción; costo bajo; densidad dos y vapor; facilidad de condensación y para los flujos de líquidos columna para la transferencia de la totalidad de la sección de la te tipo son: aprovechamiento de las ventajitas de una columna de empaque una columna empacada. queño para la torre, es muy necesario para la misma diámetro capacidad necesaria sea baja, a renencia. Por lo tanto, cuando la reduce mucho el área de transferencia espacio ocupado por los bajantes son convenientes debido a que el

senta problemas a las columnas de platos.

Para columnas de diámetros mayores de 1m., las ventajas de una columna de platos sobre la empacada son numerosas. Estas ventajas son: gran capacidad, eficiencia alta, flexibilidad alta; caída de presión menor en muchas ocasiones; mantenimiento sencillo; y facilidad para obtener corriente a distintas alturas de la columna.

#### 2.1.2.3 Factores que intervienen en la selección del plato.-

Suponiendo que la selección de la columna haya sido hecha a favor de la de los platos, a continuación se estudiarán los factores que guiarán en la selección del tipo de plato más adecuado.

a) Intervalo de operación (flexibilidad) necesario.- El plato debe trabajar con eficiencia alta a flujos distintos a los de diseño. Esta debido a que generalmente, tanto los flujos como la composición de la alimentación varían de acuerdo a las necesidades de producción, o a variación de las especificaciones de los productos finales elaborados.

Algunos tipos de platos son más sensibles que otros a estos cambios de flujo. Los platos son bajantes (Turbogrid y Ripple) por ejemplo, trabajan deficientemente a flujos bajos de vapor, no sucediendo lo mismo con los platos de válvulas flotantes y de campanas. Un estudio del proceso nos indicará la flexibilidad que deberá tener nuestro plato para que opere con eficiencia.

c) Cáida de presión. - Para traerlo bajo al vacío se hace necesario que la caída de presión sea

En casos como el mencionado es de desearse un plato que no se tape fácilmente como el Ripple y Turbogrid o al menos un plato de mantenimiento sencillo, ya que sistemas sucios o corrosivos hacen necesario una limpieza frecuente.

de este tipo de dispositivos.

En casos como el mencionado es de desearse un plato que no se tape fácilmente como el Ripple y Turbogrid o al menos un plato de mantenimiento sencillo, ya que sistemas sucios o corrosivos hacen necesario una limpieza frecuente.

b) Tipo de servicio. - Si el sistema en consideración contiene sólidos en suspensión provenientes de otras partes del proceso, u origina formación de cake, éstos residuos al sedimentar pueden ocasionar que el plato se tape parcialmente, como es el caso del plato perforado, cuyos orificios son pequeños, o difícilmente el movimiento de las válvulas flotantes, en el caso de un plato

e) Costo. - Si se cuenta con dos o más tipos de platos que satisfagan las características deseadas la decisión final, estará dada por el aspecto económico del

casos:  
grid, son adecuados para estas  
tenion. El plato Ripple y Turbo  
denca cortos para evitar lo an-  
plean platos de tiempos de resi-  
se recomienda por supuesto, el em-  
tas temperaturas. En estos casos  
longado dentro de la tona a al-  
cuando permanecen un tiempo pro-  
mezación, chaking térmico, etc.  
sufir cambios químicos como por  
Líquidos son susceptibles de  
d) Tiempo de residencia. - Algunos

fa.  
porción una cada de presión ba-  
gotantes como la flexitray pro-  
como éstos, un plato de válvulas  
mínima en cada plato. En casos

mismo. Generalmente, se escogerá aquel cuyos gastos totales sean el mínimo, siendo estos gastos la suma del costo inicial y los gastos de mantenimiento.

#### 2.1.2.4 Fórmulas a usarse en la selección.-

Realizado el estudio anterior en lo que respecta a las ventajas y desventajas de los diferentes tipos de platos que actualmente se encuentran en el mercado; por esto se ha elegido el plato del tipo de válvula, ya que éstos están diseñados con el fin de poder variar la abertura a través de la cual pasa el vapor. En los platos de campana y perforados es necesaria una cierta cantidad de vapor, debido a que el vapor se genera por el aporte de calor en la caldera y se condensa en el condensador por medio del agua de refrigeración. Es por ello que aún cuando se desea una baja tasa de producción, todavía sería necesario emplear grandes cantidades de vapor y agua de refrigeración a fin de mantener la cantidad de vapor necesaria para evitar que el líquido pase a través de los agujeros y que baje el nivel del líquido. Con los platos de válvulas, la abertura varía se

gún la cantidad de vapor disponible a elevadas ta sas de producción, la gran cantidad de vapor le vanta la válvula; y a bajas tasas, la válvula cae y reduce así la abertura.

Específicamente entre los platos de válvulas se ha tomado el de válvulas Ballast, elaborado por la Glistch de Dallas, Texas; más adelante se pre sentan las fórmulas a usarse en el diseño, consi derando algunos factores que sugiere dicha empre sa.

Para el diseño se usa un proceso simple. Se es tima un diámetro y un espaciamento de platos. La caída de presión, la capacidad y la flexibili dad de un diagramado modular en los que el diáme tro es comparado por especificaciones acostumbra das. Un cambio en el diámetro, dimensiones del bajante espaciamento de casquetes o espaciamien to, de platos pueden ser hechos para reunir espe cificaciones, para obtener un mínimo en el dise ño de costos, o para obtener un diseño óptimo, por ejemplo un diseño debe tener la máxima capa cidad y la máxima eficiencia.

Bases del diseño.- Aunque puede ser fácil operar columnas próximas a las condiciones de inundación, no es posible diseñarlas con un pequeño factor de seguridad y contar para siempre en lograr la eficiencia y capacidad deseada con garantía o sin ella.

Es una práctica común en la industria desear calcular la capacidad de inundación para un sistema particular. Por ejemplo, deetanizadores a alta presión, por experiencia la inundación es del 60% de la relación a la cual puede ser obtenida de una columna atmosférica. Similarmente; absorbedores de aminas y contactores de glicol pueden tener un 70% de la relación de inundación por algún procedimiento.

Factor de Inundación (FF).- Es recomendable que el tamaño de las columnas nuevas, sean diseñadas a una razón de inundación no mayor al 82%. Algunos acostumbran a un diseño más liberal para proveer contingencia para procesos inciertos. Por ejemplo, una costumbre puede especificar que una columna será capaz de operar el 125% de la relación de diseño.

Estos valores son dados por un intento de no dar un valor más del 10% de arhastre. Unos factores altos de inundación pueden resultar en excesivo arhastre y/o tamaños de columnas pequeñas

~~do para otros servitios.~~  
un valor no mayor al 0.82 es usado para una torre de vacío, y 0.72 para una torre de vacío, y mente usado no es mayor que el una fracción. Un valor normal-tual de inundación expresado como te término es el "diseño porcenta-  
ción de tamaños de columnas. Es-  
ciones para propósitos de estimación es usado en ciertas ecuaciones FF, o factor de inundación FF, o factor de inundación es usado en ciertas ecuaciones para propósitos de estimación de tamaños de columnas. Este término es el "diseño porcenta-mente usado no es mayor que el una fracción. Un valor normal-tual de inundación expresado como te término es el "diseño porcenta-  
ción de tamaños de columnas. Es-  
ciones para propósitos de estimación es usado en ciertas ecuaciones FF, o factor de inundación FF, o factor de inundación es usado en ciertas ecuaciones para propósitos de estimación de tamaños de columnas. Este término es el "diseño porcenta-

Esto implica un diseño de 0.82/1.25 o 60% de inundación como máximo. Una alternativa sería incrementar la relación por un factor de 1.25 para obtener una nueva base del diseño.

en operación efectiva.

"Un factor de inundación de 0.65-0.75, será usado para un diámetro de columna mayor a 36 pulgadas.

das.

Velocidad de diseño del Bajante (V<sub>Ddsg</sub>). - Las velocidades usadas por varias compañías para dimensionar bajantes varían por un factor mayor a dos. Algunas compañías usan un tiempo de retención aproximado y otras usan "una velocidad máxima permitida". Las columnas pueden ser operadas con una velocidad de líquido en el bajante tan alta como 3p/seg., proveen una razón de vapor su-  
~~ciente~~cientemente baja. Esto es cerca de 5 veces como la altura "máxima permisible" por métodos.

Entonces, el término "máximo permisible" puede ser engañoso.

En este trabajo para establecer el área del bajante está basada en la velocidad de "diseño" dado por la Fg. 2.1.9 o la Ec. (2.1.8) El valor pequeño de la Ec. (2.1.8a), (2.1.8b) o (2.1.8c) es usado. El "factor del sistema" usado en la Ec. (2.1.8) hace una estimación para la espuma. Si el diseñador conoce que el sistema particular tiene una tendencia espumante, un factor será aplicado. En la tabla 2.2a se muestran factores típicos.

SERVICIO FACTOR DEL SISTEMA

No espumante, sistema regular	1.00
Sistemas fluotados, ej. BF, Greon	0.90
Espumantes moderados, absorbedores de aceite, amínas y regeneradores de glicol.	0.85
Espumantes pesados, absorbedores de glicol y amínas.	0.93
Espumantes severos, unidades MEK	0.60
Sistemas espumantes estables, regeneradores caústicos.	0.30

TABLA 2.2A FACTORES DEL SISTEMA

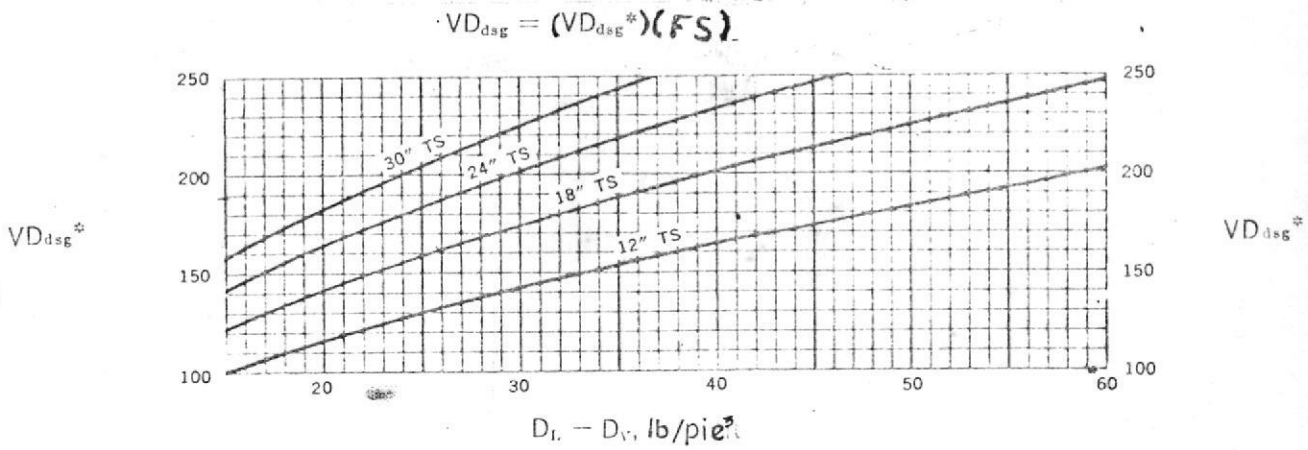


FIGURA 2.1.9 VELOCIDAD DEL DISEÑO DEL BAJANTE

$$VD_{dsg} = 250 \times \text{factor del sistema} \quad (2.1.8a)$$

$$VD_{dsg} = 41 \times D_l - D_v \times FS \quad (2.1.8b)$$

$$VD_{dsg} = 7.5 \times TS \times D_l - D_v \times FS \quad (2.1.8c)$$

en donde:

$VD_{dsg}$  = velocidad de diseño en gpm/ft<sup>2</sup>

$D_l, D_v$  = densidad del líquido y vapor, lb/ft<sup>3</sup>

$FS$  = factor del sistema

$TS$  = espaciamiento entre platos

Factor de capacidad del vapor (CAF).-

Las figuras 2.1.10 y 2.1.11, muestran el factor de capacidad del vapor de los platos. La tabla 2.2b, da el fac-

tor correcto para espumantes.

$$CAF = CAF \times FS \quad (2.1.9)$$

El factor del sistema usado en la Ec. (2.1.9) está dado a continuación.

SERVICIO	FS
No espumante, sistema regular .....	1.00
Sistema fluorado, $BF_3$ , Freón .....	0.90
Espumante moderado, absorbedores de aceite .....	0.85
Espumantes pesados, aminas .....	0.73
Espumantes severos, unid. MEK .....	0.60
Sistema espumante estable, regener .....	0.3 - 0.6

TABLA 2.2B FACTOR DEL SISTEMA

La capacidad de un plato incrementa con el incremento de espaciamento de platos sobre el valor límite. Para propósitos prácticos, el límite ocurre a 48 pulg., para densidades de vapor bajo 4 lb/pie<sup>3</sup>. Sistemas con densidad de vapor muy altas llega al límite a un espaciamento bajo las 48 pulg. Por ejemplo, un sistema que tiene una

densidad de 7 lb/pie<sup>3</sup> tendrá un factor

de 0.33 para algún espaciamiento arriba

de 18 pulgadas. Entonces un es-

paciamiento de platos de 24 pulg.

es generalmente seleccionado para

accesibilidad mecánica, este es-

paciamiento será preferido en vez

de 30 pulg., el cual también pue-

de ser considerado. La cantidad

de energía disipado por vapor  $\dot{Q}_v$

yendo a través de un plato y la

cantidad de arrastre generada en

relación a eso con decrecimiento

a la densidad del vapor.

En las columnas de vacío la can-

tidad de arrastre, generadas cau-

san un reducción en el factor de

capacidad de la que puede ser ob-

tenido con alta densidad de va-

por. Este efecto es dado por la

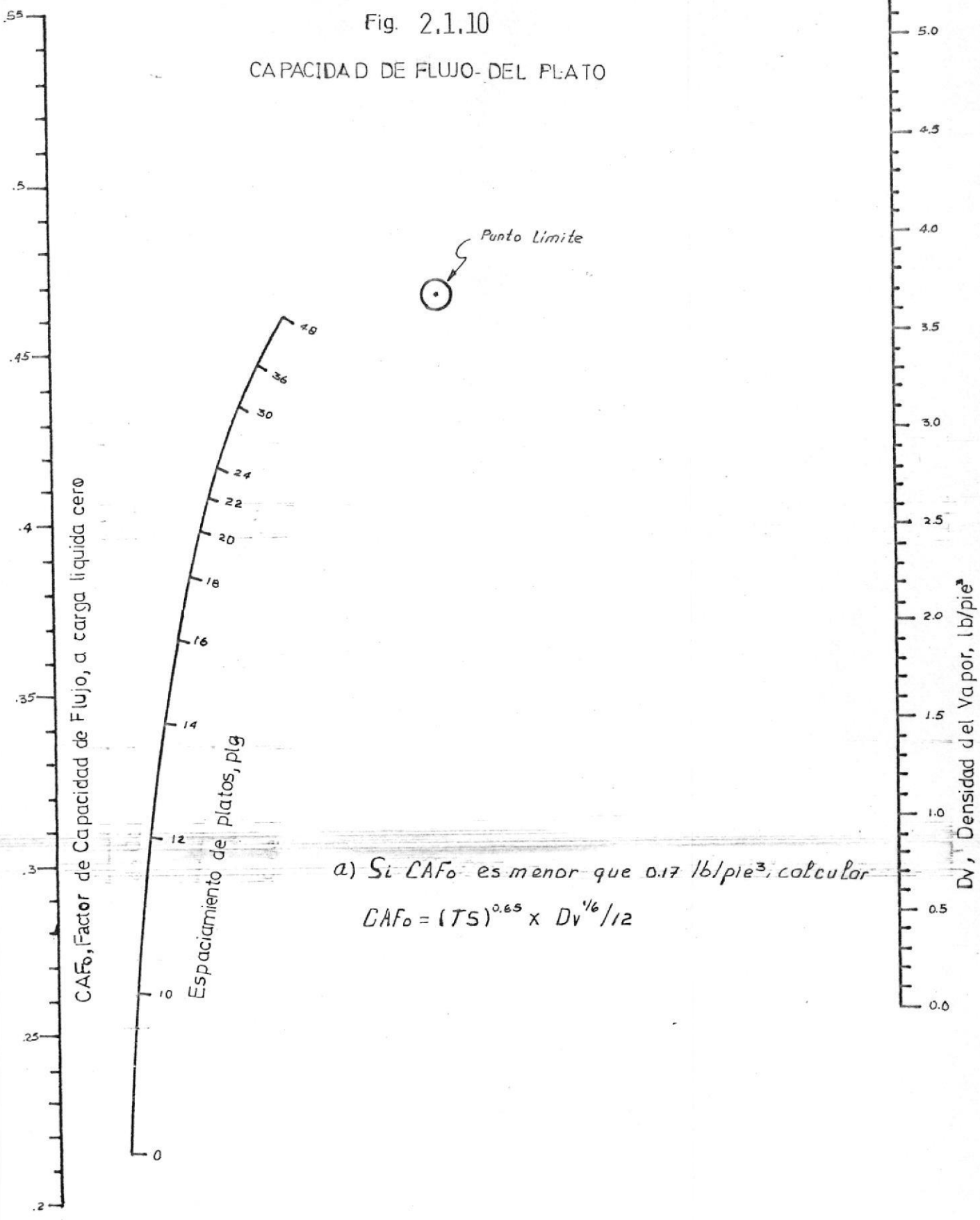
ecuación mostrada en el paso a

en la Fig. 2.1.10.

La figura 2.1.11 es una coordena

Fig. 2.1.10

CAPACIDAD DE FLUJO DEL PLATO



a) Si  $CAFo$  es menor que  $0.17 \text{ lb/ft}^3$ , calcular

$$CAFo = (TS)^{0.65} \times Dv^{1/6} / 12$$

da dibujada mostrada en la misma relación dada en la Fig. 2.1.10. El punto límite mostrado en la Fig. 2.1.11 puede ser excedido a una densidad de vapor alta para sistemas iguales como la alta presión de absorbedores, donde el líquido no está en el punto de ebullición y donde la densidad de líquido es independiente de la presión del sistema. No extrapolar el valor de capacidad para la densidad de líquido sobre aproximadamente 35 1/pie<sup>3</sup>.

$$V_{\text{carga}} = \text{CFS} \times \sqrt{D_v / (D_l - D_v)} \quad (2.1.10)$$

donde:

CFS = razón actual de vapor en  
p<sup>3</sup>/seg.

V<sub>carga</sub> = carga de vapor

CAP.

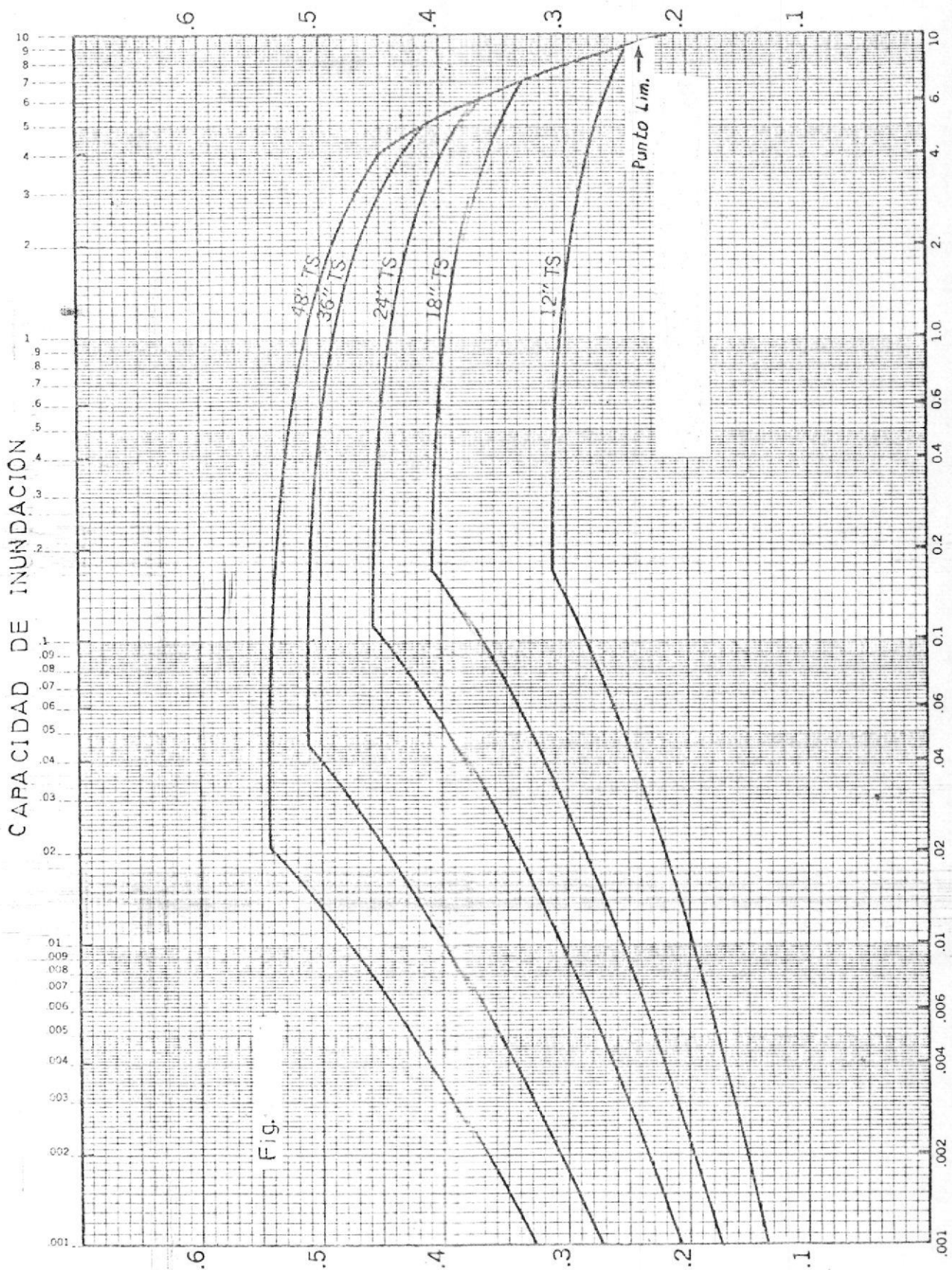


FIG.

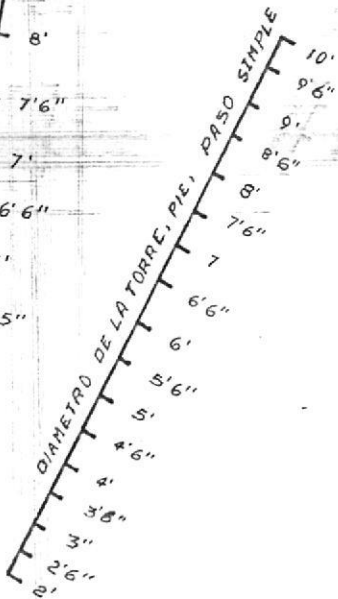
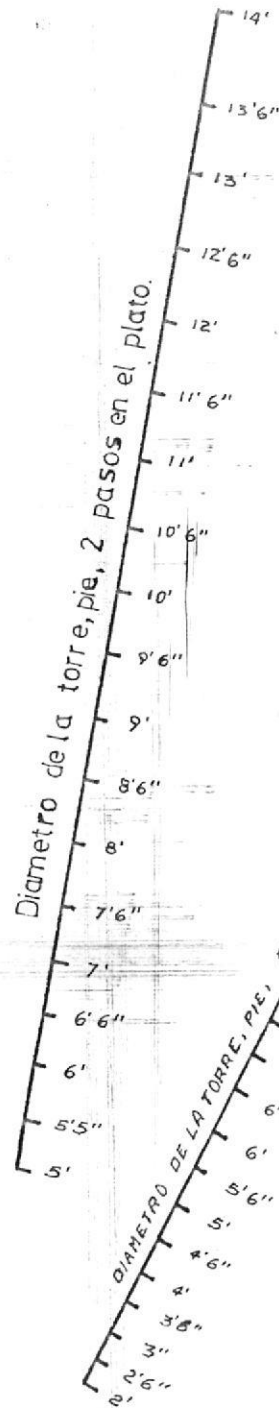
FIGURA 2.1.11 CAPACIDAD DE FLUJO DEL PLATO

CAP.

Fig. 2.1.12  
 DIAMETRO DEL PLATO  
 (para aproximaciones unicamente)  
 Basado en espaciamento de platos, 24", 80% inundacion



Vcarga



El término CFS es usado para dimensionar una columna y para el cálculo del porcentaje de inundación para una columna de un diámetro dado.

Diámetro aproximado de la columna. -

Longitud de la trayectoria del flujo (FPL). - Una aproximación de la trayectoria de flujo es usada para establecer el diámetro mínimo de la torre. La figura 2.1.12 es usada para obtener una aproximación del diámetro de la torre de la cual la longitud de la trayectoria de flujo puede ser estimada.

$$FPL = 9 \times DT/NP \quad (2.1.11)$$

en donde:

AAM = Area activa mínima, pie<sup>2</sup>

CAF = Factor de capacidad, Ec.

### 2.1.9

FF = Factor de flujo o % de diseño de inundación, fraccional.

Area del bajante (ADM). - El área mínima del bajantes es una función de la razón del líquido, de la velocidad de diseño del bajante y factor de flujo. Una inspección visual de la carga de líquido usualmente es suficiente para determinar cual plato requiere más área de bajante.

El plato tiene la máxima carga de líquido no es necesariamente la misma en requerimiento de más área de bajante.

$$ADM = GPM / (VD_{\text{diseño}} \times FF) \quad (2.1.13)$$

donde:

$VDdsg$  = Velocidad del bajante  
para propósitos de diseño  
gpm/pie<sup>2</sup>.

$ADM$  = Area mínima del bajante,  
pie<sup>2</sup>.

Si el área del bajante calculada por la Ec. 2.1.13 es menos que el 11% del área activa, usar la más pequeña de la siguiente:

$ADM = 11\%$  del área activa, o

$ADM =$  el doble de la Ec. (2.1.13)

Área de columna. - El área seccional aproximada es calculada por la Ec. 2.1.14 o 2.1.15. El gran valor es usado. El diámetro de la torre basada en el área aproximada de la columna es usada como el punto de arranque para cálculos más detallados.

Los cálculos de diseño posteriores pueden dar un cambio del diá

metro de la torre.

$$ATM = AAM + 2 \times ADM, \text{ o} \quad (2.1.14)$$

$$ATM = \frac{V_{\text{carga}}}{0.78 \times CAF \times FF} \quad (2.1.15)$$

$$DT = \sqrt{ATM/7854} \quad (2.1.16)$$

ATM = Area seccional aproximada de la columna pie<sup>2</sup>.

Localización de áreas para diámetro de columna fijo.- El diámetro de la columna puede ser estimada por la Ec. 2.1.16, o puede ser algún otro valor, por ejemplo un diámetro de columna existente o alguno especificado por la costumbre puede ser usado. En algún evento, el área seccional actual del diámetro el cual es usado no es probable a ser la misma, es el mínimo aproximado por las Ec. (2.1.14) y (2.1.15).

Si el área seccional de la torre

actual es menor que el área mínima calculada, un diseño para un mínimo costo o máxima capacidad puede ser usado.

Diseño de costo mínimo.- Es obtenido para hacer el área activa igual al área mínima activa. El área de la torre permanente es dedicado para el área del bajante y el área del bajante sellado.

Para columnas existentes, puede ser posible reusar el bajante existente a un económico, provee un área del bajante próximo, nunca el área activa es también pequeña.

Capacidad máxima del diseño.- También da la máxima eficiencia; es obtenida por proporción del área activa y área del bajante, para que el porcentaje de inundación para la carga del vapor sea

igual al porcentaje de inundación para carga líquida. Este tipo de diseño es generalmente deseada para el uso último, y la ausencia de especificaciones o al contrario, la máxima capacidad del diseño es usado por la Glistch para nuevas columnas. Para la máxima capacidad de diseño, el área total del bajante es calculada como sigue:

$$AD = AT \times ADM/ATM \quad (2.1.17)$$

donde:

$AD$  = Área total del bajante,  
pie<sup>2</sup>.

$AT$  = Área actual de la torre,  
pie<sup>2</sup>.

$ADM$  = Área mínima del bajante,  
Ec. (2.1.13)

$ATM$  = Área mínima de la torre,  
Ec. (2.1.14) y (2.1.15).

El área del bajante no será menos que el 10% del área de la columna. Sin embargo, si la razón de líquido es usualmente bajo, un bajante menor que el 10% del área de la columna puede ser usado para proveer al menos el doble del área mínima calculada.

Bosquejo de los platos. - Es establecido por el diámetro de la torre y el área del bajante, un bosquejo de los platos, es usado para establecer otras dimensiones. La figura 2.1.13, muestra una diagramación típica para platos de 1-5 pasos.

Ancho del bajante (H). - Los términos H1, H3, H5, y H7, son usados para designar el ancho en pulgadas de lado, centro y lado del bajante respectivamente. Las áreas correspondientes al tope del bajante son designadas por

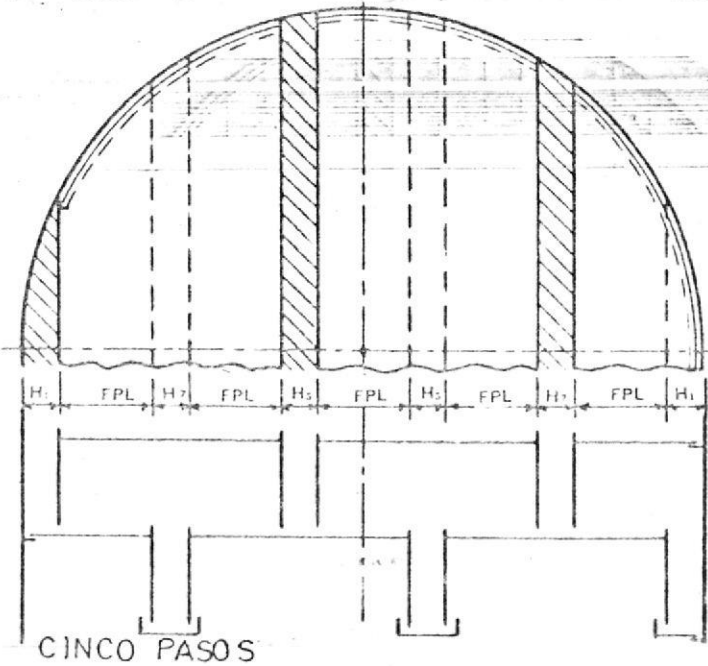
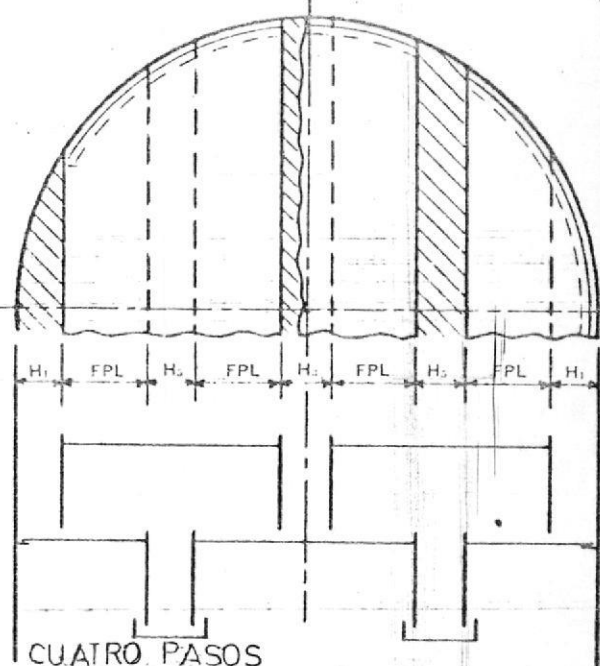
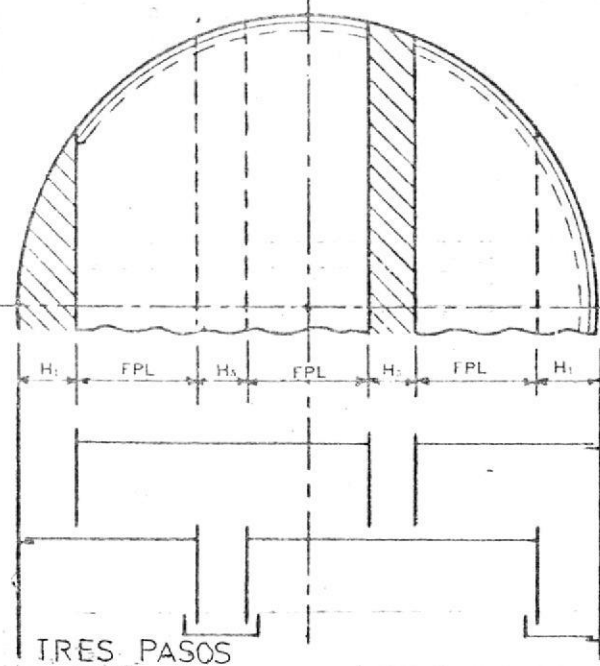
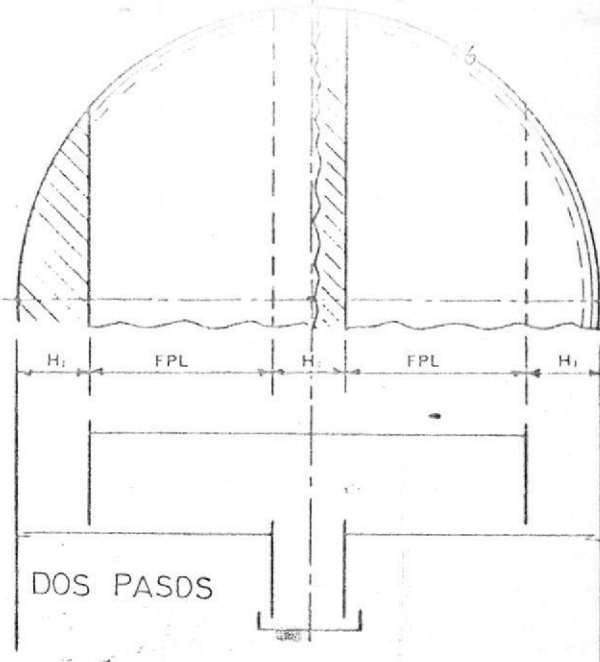
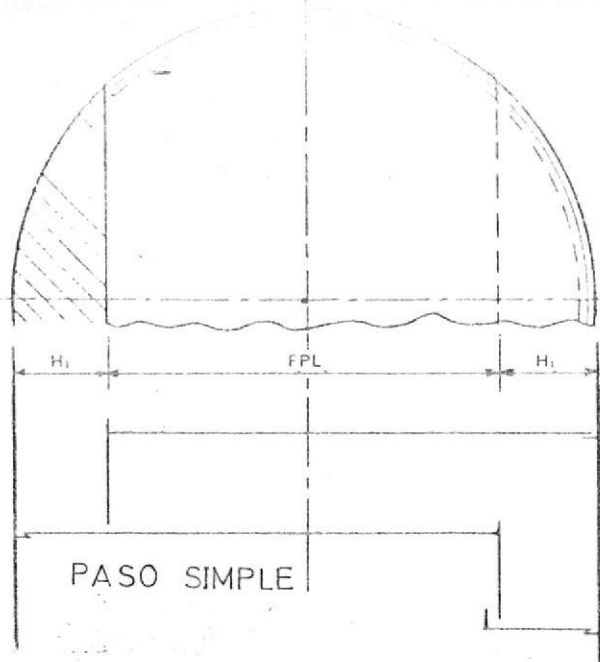


FIGURA 2.1.13  
DIAGRAMA DE PASOS

A1, A3, A5 y A7 respectivamente. El área total del bajante será dividida entre los bajantes de multipasos en los platos, en proporción al líquido recibido y al área activa disponible.

Para una torre de gran diámetro tiene tres o más trayectorias de flujo, el área activa en cada trayectoria de flujo será igual, y la longitud del rebosadero ajustado para la razón de líquido para cada rebosadero es el mismo. Esto puede requerir el uso del lado del rebosadero del bajante de barrido. El bajante de barrido del tipo circular o segmentado es mostrado en la figura

2.1.14. La tabla 23 es usada para la localización del área del bajante, de acuerdo a este concepto, por ejemplo, cada uno de los lados del bajante para un plato de 4 pasos tendrá aproximadamente

el 25% del área total del bajante.

Localización del área del bajante y factor de anchura del bajante.

Pasos	Fracción del área total del bajante						WF	
	AD1	AD2	Ad5	Ad7	H3	H5	H7	
2	.50	1.0	-	-	12.0	-	-	
3	.34	-	.66	0	-	8.63	-	
4	.25	.50	.50c/u	-	6.9	6.78		
5	.20	-	.40	.40	-	5.66	5.5	

TABLA 2.3 LOCALIZACION DEL AREA DEL BAJANTE Y FACTOR DE ANCHURA DEL BAJANTE.

El ancho del lado del bajante puede ser obtenido de la tabla 2. Una cuidadosa estimación del ancho del otro lado que el lado del bajante, puede ser obtenido por sustitución de factores de anchura de la Tabla 2.3 en la ecuación 2.1.18.

$$H_i = WF \times AD/DT \quad (2.1.18)$$

Donde:

$H_i$  = Ancho del bajante individual, pulg.

$AD$  = Area total de bajante

$DT$  = Diámetro de la torre

$WF$  = Factor de anchura, Tabla 2.3.

La anchura del bajante es generalmente ajustado para dar una longitud de trayectoria de flujo modular. Para propósitos preliminares, la longitud de la trayectoria de flujo puede hacerse igual a 8.5 pulg., más un múltiplo de 1.5 pulg. La longitud de la trayectoria de flujo es calculada por la Ec. (2.1.19) y entonces el ancho del bajante puede ser ajustado para dar un FPL modular.

$$FPL = \frac{12 \times DT - (2H1 + H3 + 2H5 + 2H7)}{NP} \quad (2.1.19)$$

Una longitud de trayectoria de flujo de menos de 16 pulg., no es factible si se requiere aberturas-hombre. Algunos servicios tienen semejantes alturas de carga de líquido relativa a la carga de vapor, que la longitud de la trayectoria de flujo mínimo de 16 pulg., puede hacer necesario usar una torre de mayor diámetro que la calculada por la Ec. (2.1.16). Para estas condiciones el área mínima requerida del bajante y la mínima trayectoria de flujo la establece el menor costo del diseño.

Área del bajante (AD). -- Con un ancho ajustado a dimensiones modulares, o establecidas por otras condiciones, las áreas adecuadas del bajante puede ser calculada con suficiente precisión para propósitos preliminares por el uso de la siguiente ecuación:

$$Adi = Hi \times SF \times DT/2 \quad (2.1.20)$$

donde:

$Adi$  = Área individual del bajante, pie<sup>2</sup>.

$Hi$  = Ancho del bajante individual, pulg.

$SF$  = Factor de espaciamento, fracción.

$DT$  = Diámetro de la torre

El factor de espaciamento usado en la Ec. anterior es la distancia de pared a pared al punto medio del bajante, expresado como una fracción del diámetro de la torre. La Tabla del espaciamento, es usada además para longitudes estimadas del rebosadero y para el chequeo de métodos exactos para ambas, área del bajante y longitud del rebosadero.

FACTOR DEL DIAMETRO DE TORRE			
PASES	H3	H5	H7
2	1.0	-	-
3	-	.95	-
4	1.0	.98	.88

TABLA 2.4 FACTOR DE ESPACIAMIENTO DEL BAJANTE, SF

El área del bajante de los platos uniformemente numerados pueden tener alguna diferencia de numeración de 2 o 4 pasos. Un valor promedio puede ser usado como el área total del bajante para próximos cálculos.

Area Activa (AA). - El área activa es el área disponible para las válvulas, entre el borde de entrada y salida del plato. Una u otra de las siguientes ecuaciones siguientes se aplicarán a bajantes rectos o bajantes inclinados con recesos menores.

$$AA = AT - (2AD1 + AD3 + 2AD5 + 2AD7) \quad (2.1.21)$$

$$AA = AT - 2AD_{prom.} \quad (2.1.22)$$

$AD_{prom}$  es el promedio del área del bajante numerado incorrectamente y los platos numerados uniformemente.

Porcentaje de inundación a una razón constante de V/L. - Con varias áreas establecidas, el "porcentaje de inundación", por ejemplo,  $V_{carga}$  de diseño, puede ser expresada en un porcentaje de inundación de  $V_{carga}$ , y puede ser calculado por la Ec. (2.1.23) ó (2.1.24). El gran valor aplicado.

$$\frac{\% \text{ Inundación}}{100} = \frac{V_{carga} + GPM \times FPL/1300}{AA \times CAF} \quad (2.1.23)$$

$$\frac{\% \text{ Inundación}}{100} = \frac{V_{carga}}{AT \times CAF \times .78} \quad (2.1.24)$$

(Para razones de líquido menores que 0.5 gpm/Lwi).

Las siguientes ecuaciones pueden ser usadas para columnas donde las bajantes no son usualmente pequeños, relacionados al área del bajante requerido, como por ejemplo un rango en una columna existente para nuevos servicios.

$$\% \text{ Inundación} = \frac{100}{\left[ \frac{\text{Carga}}{\text{AD} \times \text{VDDsg} \times \text{FPL}} \right] \left\{ \text{DLF} \right\}} \quad (2.1.25)$$

$$\text{DLF} = \left[ \frac{\text{AD} \times \text{VDDsg}}{\text{GPM}} \right]^6 \quad (2.1.26)$$

El término DLF incluido en la Ec. (2.1.25), el cual mide "el factor de carga del bajante". Este término sea menor que la unidad, si el área del bajante es menor que el área nominal de cada, la Ec. (2.1.25) puede también ser aplicada a las condiciones donde el área del bajante es más grande que el área nominal requerida; sin embargo el valor máximo del término DLF es 1.2. La Ec. (2.1.23)

y (2.1.24) son preferidas para columnas, las Ec. (2.1.25) y (2.1.26) requieren de un extenso conocimiento del diseño de platos. La capacidad de los platos de válvulas es también una función de la caída de presión del plato seco. Las columnas con una corta longitud de trayectoria de flujo, columnas de pequeño diámetro o columnas con obstrucciones en el área activa tendrán pocas unidades de válvulas por unidad de pie cuadrado de área activa que las columnas que no tienen esas limitaciones. El número de válvulas mínimos usados en un plato pueden ser reducidas del número máximo potencial, para obtener un mínimo costo del diseño o por razones de proceso. Por ejemplo para obtener una operación suficiente a razones sustancialmente reducidas. La siguiente ecuación cubre esos criterios:

$$AP_{\text{seco}} = TS \times .2 \quad (2.1.27)$$

donde:

TS = espaciamiento de platos, plg.

$P_{\text{seco}}$  = caída de presión de plato

seco basado en unidades

del diseño 3

La inundación de la carga de vapor a razón constante de vapor a líquido es la (carga de vapor) (100) dividido para el porcentaje de inundación.

Caídas de presión. - La caída de presión de un plato de válvula es una función de la razón de vapor y líquido; número, tipo, densidad del metal y espesor de la válvula, longitud y altura del rebosadero.

A razones moderadas de vapor, cuando las válvulas no están completamente abiertas, la caída de

presión es proporcional al peso de la válvula y es esencialmente independiente de la razón de vapor. A una razón de vapor suficientemente alta para abrir las válvulas completamente, la caída de presión del plato seco es proporcional al cuadrado de la velocidad del vapor a través de los orificios.

Caída de presión del plato seco.

La caída de presión de plato seco de los platos diseño 3, más frecuentemente usados son obtenidos de la figura 2.14. Este nomograma es basado en una válvula metálica de  $510 \text{ lb/pie}^3$ .

Las dos siguientes ecuaciones pueden ser usados para condiciones no cubiertas por el nomograma. El gran valor es correcto.

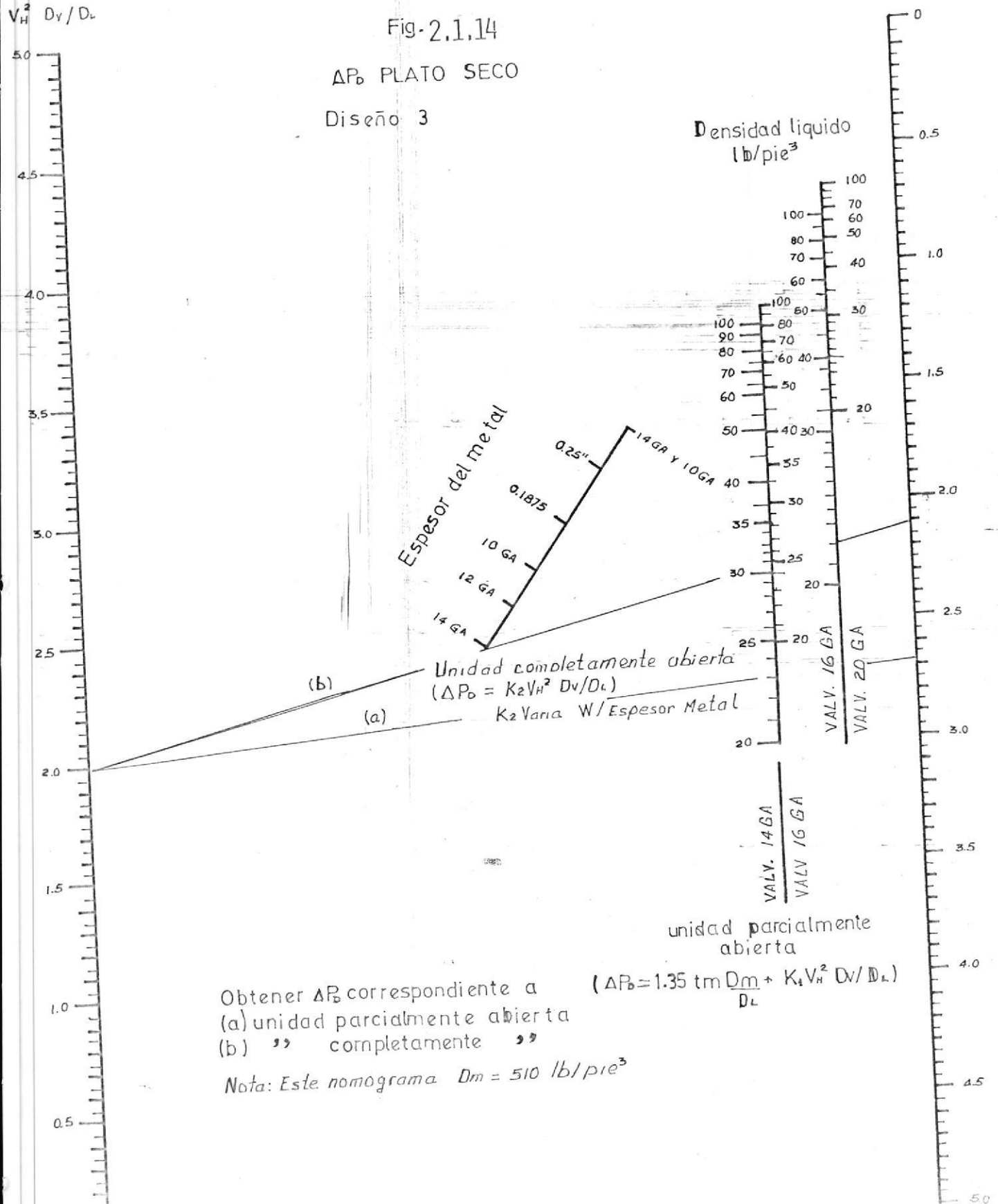
Unidades parcialmente abiertas

$\Delta P_0$  " LIQUIDO

Fig-2.1.14

$\Delta P_0$  PLATO SECO

Diseño 3



$$\Delta P_{\text{seco}} = 1.35 t_m \frac{D_m}{D_1} + K_1 (V_h)^2 \frac{D_v}{D_1} \quad (2.1.28)$$

Unidades completamente abierta

$$\Delta P_{\text{seco}} = k_2 (V_h)^2 \frac{D_v}{D_1} \quad (2.1.29)$$

donde:

$\Delta P_{\text{seco}}$  = pulgadas de líquido

$t_m$  = espesor de la válvula, plg.

$D_m$  = densidad del metal de la válvula, lb/pie<sup>3</sup>.

$K_1, K_2$  = coeficiente de caída de presión

$V_h$  = velocidad en el hueco pie/seg.

Los valores de  $K_1$  y  $K_2$  son dados abajo junto con el espesor correspondiente de varios calibres de metales comúnmente usados.

Tipo Unid.	COEFICIENTES DE CAIDA DE PRESION				
	K1	K2 para espesores de metal de			
		0.74"	.104"	.134"	.25"
V-1	0.2	1.05	0.92	0.82	0.58
V-4	0.1	0.50	0.50	0.50	--

## MATERIAL DE LA VALVULA

ESPESOR		METAL	DENSIDAD	METAL	DENSIDAD
Calibre	$t_m$ , plg.		lb/pie <sup>3</sup>		lb/pie <sup>3</sup>
20	0.037	C.S.	480	Aluminio	560
18	0.050	S.S.	510	Cobre	168
16	0.060	Níquel	553	Plomo	560
14	0.074	Monel	550		708
12	0.104	Titaneo	283		
10	0.134				

Area del Hueco.- El área usada para calcular la velocidad del hueco en la ecuación (2.1.28) y (2.1.29), es la siguiente;

$$Ah = NU/78.5 \quad (2.1.30)$$

donde:

NU = número total de válvulas

Ah = área del hueco, pie<sup>2</sup>

Caída de presión total del plato.-

Es calculada por la siguiente ecuación:

$$\Delta P = \Delta P_{seco} + 0.4 (gm/Lwi)^{2/3} + 0.4Hw \quad (2.1.31)$$

donde:

$P$  = Caída de presión total, plg.  
de líquido.

$H_w$  = Altura del rebosadero, plg.

$L_{wi}$  = Longitud del rebosadero,  
plg.

La caída de presión en plg de líquido puede ser convertida a lb/plg<sup>2</sup> por mm de Hg por las siguientes ecuaciones:

$$\Delta P, \text{lb/pulg}^2 = (\Delta P, \text{plg de líquido}) (D1) / 1728 \quad (2.1.32)$$

$$\Delta P, \text{mm Hg} = (\Delta P, \text{plg de líquido}) (D1) / 33.3 \quad (2.1.33)$$

Bajantes de sobre flujo. - El bajante de sobre flujo no deberá de exceder del 40% del espaciamiento de plato para sistemas de vapor de densidad muy alta (3lb/pie<sup>3</sup>), 50% para vapores de densidad pequeña y 60% para densidad de vapor baja 1.0lb/pie<sup>3</sup>. De otro modo, la inundación puede

ocurrir previamente a la razón calculada por la ecuación de inundación del chorro. El bajante del sobreflujo,  $H_{dc}$  en plg de líquido es calculada como sigue:

$$H_{dc} = H_w + 0.4(gpm/Lwi)^{2/3} + (\Delta Plato + H_{ud}) \left( \frac{D_I}{D_I - D_v} \right) \quad (2.1.34)$$

$$H_{ud} = 0.65 (V_{ud})^2 \quad (2.1.35)$$

donde:

$H_{ud}$  = pérdida de cabezal debajo del bajante, plg de liq.

$V_{ud}$  = velocidad del líquido debajo del bajante, pie/seg.

$H_{dc}$  = altura del líquido en el bajante, plg.

Flexibilidad. - La velocidad de vapor estimada a la cual no ocurre goteo o un plato tipo válvula convencional de simple paso, es expresado por el siguiente valor:

$\sqrt{V_h} \sqrt{D_v/D_I}$  vs. el nivel de líquido en el plato

Nivel del líquido		1.0	1.5	2.0	2.5	3	3.5	4.0
diseño	2	0.35	0.45	0.53	0.59	0.69	0.75	0.82
diseño	2	0.63	0.81	0.97	1.11	1.24	1.36	1.48

La velocidad anterior representa el punto de goteo un diseño stan dar y puede ser reducida o incre mentada por el cambio de válvulas usadas. Esos son para guía únicamente, entonces una razón de goteo del 25% de líquido en el plato representa un 10% menor en eficiencia.

Si la flexibilidad adecuada no puede ser obtenida cuando se usa el complemento máximo de unidad, algunos de los varios métodos puede ser tomados para extender el límite de operación bajo, para algunas razones dentro del valor deseado:

- 1) Incrementar el espacio cubierto para reducir el número de

unidades u omitir filas de unidades a la entrada o salida del borde del plato.

2) Usar unidades pesadas con una altura de lengüeta cero (apertura inicial cero) a filas seleccionadas, si la caída de presión lo permite. Esas unidades son consideradas como inactivas.

Las unidades del diseño 2 pueden ser usadas para muy bajas razones de líquido o si se desea cerraduras completas.

Ancho de la trayectoria del flujo (WFP). El ancho de la trayectoria del flujo es definido como el área activa en  $\text{plg}^2$  dividida para la trayectoria de flujo. Este término es usado para estimar el número de válvulas.

$$\text{WFP} = \text{AA} \times 144 / \text{FPL} \quad (2.1.36)$$

Número aproximado de válvulas.-

El número de válvulas que conven  
drá dentro del área activa, es  
el número de filas de unidades  
multiplicado por el número prom  
edio de unidades por fila con  
correcciones para la tapa de re-  
paración del plato, puede ser es-  
timado como sigue:

- 1) Con líneas de armaduras parale  
las al flujo del líquido.

$$\text{Fila} = \left[ \frac{\text{FPL} - 8.5}{0.5 \times \text{base}} + 1 \right] \left[ \text{NP} \right] \quad (2.1.37)$$

$$\begin{aligned} \text{Unidad/fila} &= \text{WFP} / (5.75 \times \text{NP}) - \\ &\quad - (0.8)(\text{número de vi} \\ &\quad \text{gas mayor} + 1). \end{aligned}$$

(2.1.38)

- 2) Con líneas de armaduras perpen  
diculares al flujo del líquido.

$$\text{Fila} = \left[ \frac{\text{FPL} - 1.75 \times \text{N}^{\circ} \text{ de armaduras} - 6.0}{2.5} \right] \left[ \text{NP} \right] \quad (2.1.39)$$

$$\text{Unid./fila} = \frac{\text{WFP}}{\text{Base} \times \text{NP}} - (2) \times (\text{N}^{\circ} \text{ vigas mayor} + 1) \quad (2.1.40)$$

donde:

FPL = longitud de la trayectoria del flujo, plg.

WFP = Anchura de la trayectoria de flujo, plg.

NP = Número de pases

Base = Espaciamiento base de unidades, inicialmente 3, 3.5, 4, 4.5 o 6 pulgadas.

"Aquí será aproximadamente 12-14 unidades por pie cuadrado de área activa, usando una base de 3 plg". Un número menor de unidades puede ser obtenida por omisión de filas o cambiando de base para usar una de las otras dimensiones standar. Las líneas de armadura son paralelas a la línea de flujo en columnas que no tienen una viga mayor.

Número de pases. - Generalmente una torre de diámetro pequeño puede ser obtenido por el uso de pasos múltiples en

los platos para retener razones de líquido bajo 8 GPM/WFP. El número de válvulas las cuales pueden ser colocadas en un plato, decrece cuando el número de pases incrementa; y ambos la caída de presión y bajante de regreso, puede incrementar. La eficiencia del plato decrecerá con el incremento del número de pases a causa de la pequeña longitud del flujo. El diámetro práctico mínimo y el diámetro preferido para platos multi-pases es mostrado abajo.

Nº pases	Dia. mín. pie	Diam. preferido pie
2	5	6
3	8	9
4	10	12
5	13	15

Muchas costumbres prefieren el uso de platos que no tengan más de dos pasos. Si el número de

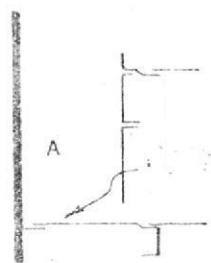
pases es restringido, se prefiere por costumbres o por la limitación del diámetro de la torre, razones de líquido sobre los 20 GPM/WFP pueden ser y están siendo usados.

Longitud del rebosadero.- La longitud del rebosadero puede ser obtenida de la tabla 4. Una longitud promedio para platos ordenados y bajantes de 2 y 4 pases son usados para el cálculo de la caída de presión. Un rebosadero de barrido atrás en el plato del bajante puede ser usado para incrementar la longitud del rebosadero para propósitos de reducción de la caída de presión. Un bajante de barrido hacia atrás no cambia el área activa del bajante o la capacidad del plato.

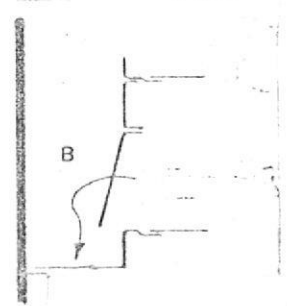
Altura del rebosadero.- Una altu

Rebosaladero de entrada. - Los rebosaladeros de entrada ordinariamente no son usados con platos de válvula.

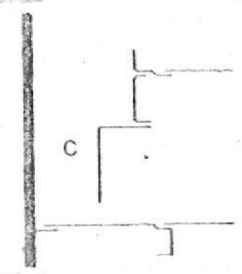
espaciamiento de platos. del rebosaladero sobre el 15% del deducido por el exceso de altura del porcentaje de inundación será tos, para propósitos de cálculo el 15% del espaciamiento de platos del rebosaladero es más grande que esta involucrada. Si la altura ejemplo donde la reacción química del líquido es necesario, por tiempo de residencia de la altura 6 pulg. puede usarse donde el mendarle. Una altura sobre las de altura de rebosaladero es necesario, pero un mínimo de 3/4 pulg. pulg., es usada en la columna de rebosaladero tan bajo como 1 1/2 según especificada. Una altura que tienen una baja caída de presión. Excepciones son esas ha de 2 pulg., es usada en muchos



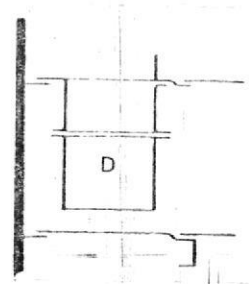
BAJANTE VERTICAL



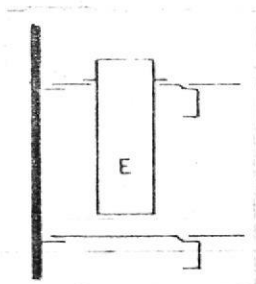
BAJANTE INCLINADO



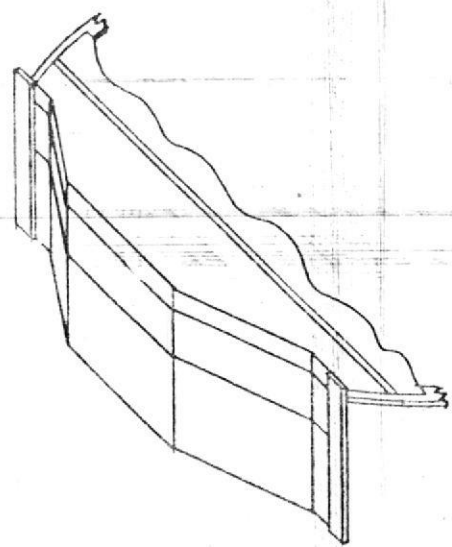
BAJANTE ESCALONADO



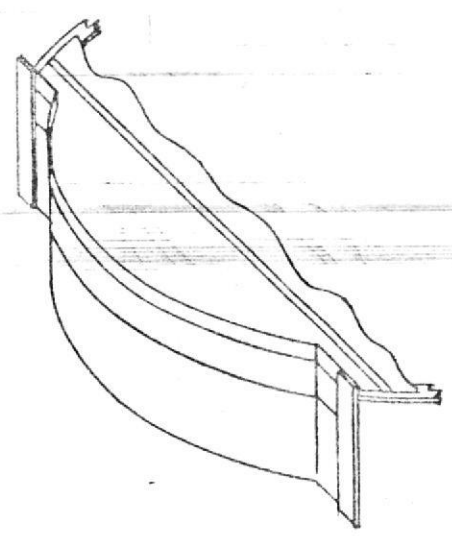
BAJANTE CUBIERTO



BAJANTE DE TUBOS



BAJANTE CIRCULAR SEGMENTADO



BAJANTE CIRCULAR

FIGURA 2.1.15 TIPO DE BAJANTES

vulas, excepto para la distribución del reflujo al plato del tepe o para asegurar un sello positivo para razones altas de vapor y razones bajas de líquido.

Eficiencia de los platos. - La Fig. 2.1.16, muestra una diagramación de la eficiencia del plato diseño, usando un diámetro de columna de 4.0 pie. Esta figura puede ser usada como una guía en la selección para la selección de columnas comerciales. Sin embargo la práctica usual establece el número de platos requeridos para obtener la separación deseada con platos perforados, de burbujeo; usar el mismo número de platos de válvulas.

Platos extras para compensar la mala colocación del plato de la alimentación y la oscilación de instrumentos será considerada

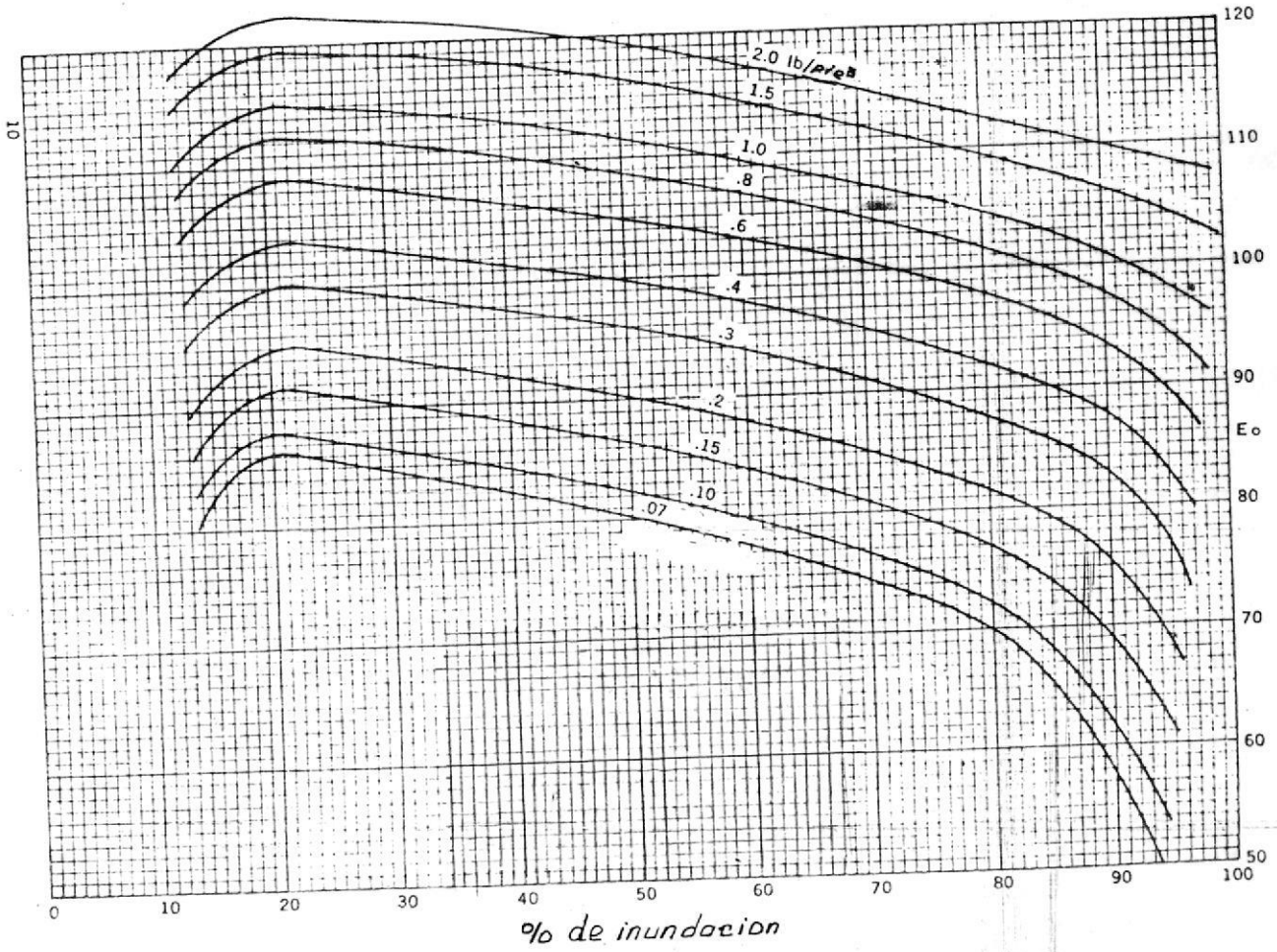


FIGURA 2.1.16 EFICIENCIA DEL PLATO

Detalle Mecánico

Esparcimiento de las unidades de  
válvulas. - Los orificios de 17/32  
pulg. de diámetro son perforados  
en la cubierta para la inserción  
de las válvulas. Un grupo hacia  
arriba para 7 huecos pueden ser  
perforados en cada golpe de pre-  
sión cuando el arreglo estándar  
es usado. Cuatro de los huecos  
están en una fila y los otros  
tres están en la otra fila, la  
cual es desplazada adelante 1 1/2  
pulg. y da vuelta medio camino  
entre los huecos y la línea adya-  
cente. El panel cubierto progre-  
sa 3 pulg. por cada golpe y produ-  
ce un patrón de huecos que tiene  
una base triangular de 3 pulg. y  
una altura de 2.5 pulg. Las lí-  
neas de armadura son paralelas a  
la base del triángulo.

tablado.  
cuando el número de platos es 2

La base del triángulo puede ser cambiado a voluntad la base trian-  
gular standar de dimensiones de  
 $3\frac{1}{2}$ , 4,  $4\frac{1}{2}$  y 6 pulg., en adi-  
ción a las tres pulgadas. La al-  
tura triangular de 2.5 es usado  
para todos los espaciamentos,  
esto permite modular el ancho del  
panel cubierto al ser usado.

Distancia del nebosadero para

unidades de válvulas. - Desde el  
nebosadero de salida a la línea  
del centro de la próxima fila de  
las unidades de las válvulas es  
standarizada a  $4\frac{1}{4}$  pulg. La dis-  
tancia del borde de entrada del  
plato a la próxima unidad es tam-  
bién  $4\frac{1}{4}$  pulg. Esas dimensiones  
varían para aplicaciones especia-  
les.

Tamaño de la entrada-hombre de la

torne (ManWay) (Diámetro interior).  
La entrada-hombre de la torne es

el factor mayor del diseño de plātos, este ajusta la anchura de la abertura de reparación de plātos, y el número de unidades que pueden ser instaladas de las entradas-hombre de torres pequeñas no permiten un diseño óptimo y pueden afectar apreciablemente el costo de los plātos.

El número de filas de unidades en un panel y la profundidad del submedero requerido para el diseño mecánico determina el diámetro mínimo de la entrada-hombre requerida. Si el número de unidades requeridas es de 5, 6 o 7 (usando  $2\frac{1}{2}$  plg. al centro de las filas), el entrada-hombre requerido es de 16,  $18\frac{1}{2}$ , y 21 plg. respectivamente. Grandes entradas-hombre son importantes para torres grandes o donde un gran número de plātos están involucrados. Como una reducción del número de piezas,

La profundidad de la armadura y construcción es hecha adecuadamente para soportar el peso del plato más 20 a 25 lb por pie<sup>2</sup> de carga uniforme, para un 1/8 de pulgada de deflexión máxima para torres de deflexión máxima para torres sobre los 12 pies 6 plg., de día metro. Un 3/16 plg de deflexión máxima, es generalmente permitido

quido.

Armaduras. - En torres pequeñas las armaduras generalmente corren paralelamente al flujo del líquido. En torres que requieren soportes de vigas mayores, las armaduras van perpendiculares al flujo del líquido. Uno o más soportes de vigas mayores son generalmente requeridos para diámetros mayores que 12 pies. La viga de soporte mayor están próximos, siempre instalados paralelos al flujo de líquido.

conviene más significativamente.

Armaduras huecas. - La distancia entre el centro de línea de unión de una armadura es  $4\frac{1}{2}$  plg. para juntas solapadas, de

para torres alrededor de 12 pies de diámetro. En torres de 6 plg. de diámetro. En torres de diámetro muy grandes la deflexión permitida puede ser muy grande. Las armaduras pueden ser arqueadas para compensar la altura de deflexión la cual puede ser encontrada en torres de diámetro muy grande. Las armaduras son diseñadas para soportar no únicamente cargas dinámicas, pero también una carga concentrada de 250 lbs., o más algún punto donde excede el límite de esfuerzo tangencial en el extremo de las fibras. "Pruebas de exposición" en el diseño de platos para resistir una carga de 600 lbs. o más desde algún lugar del tope o fondo puede ser hecho para aplicaciones especiales.

Diámetro del plato. - El diámetro de plato cubierto puede ser propia mente dimensionado para permitir a torres redondeadas por fuera, los anillos de los platos soldados al metal, etc. Es una práctica estándar permitir de 3/4 plg. de espacioamiento entre el borde del plato cubierto y la carcasa de la torre

Anillo de plato. - El centro de las unidades de válvulas puede ser usado no más cerca que 1 1/4 de plg. desde el anillo del plato para prevenir interferencias. Sin embargo, a causa del redondeo interior de las torres, esta distancia puede ser más que 1/4 plg. más que 1/4 del 1% del diámetro de la torre después de la instalación del plato.

3 1/2 plg. para juntas a tope. Las 4 1/4 plg pueden ser reducidas cuando se necesita grapas especiales.

cuando se usa un ancho de anillo de  $1\frac{1}{2}$  y 2 plg. de ancho; una plg. es estándar para ancho de anillo de  $2\frac{1}{2}$  plg y  $1\frac{1}{2}$  plg. para anillos de 3 pulg o más de ancho.

Tuberías bajantes circulares y

ductos. - Tuberías bajantes circulares son

frecuentemente usados en platos de transición, platos de chimenea, platos acumuladores, etc.

El área agrupada o sumidero hueco para a la cual la tubería bajante es atada, es dimensionada como si fuera un bajante convencional por los métodos dados previamente. El sumidero sea menor de 15 plg. de profundidad, una velocidad de 2 a 3 p/seg. puede ser usada para dimensionar el ducto.

Canales de flujo de líquido. - Un sumidero hueco debajo del bajante

del centro o lejos del centro de 2 y 4 pasos. Es frecuentemente usado para conducir líquido al lado de la torre para retirar a un lado la corriente o como una circulación de resaca similarmente, los canales algunas veces son usados para distribuir alimentación líquida no atomizada para platos múltiples en lugar de tubería de alimentación y cabezal de distribución, si el ancho del canal es más ancho que la tubería, una caja es colocada al final del canal para unirlo a la tubería. Una velocidad no mayor de 2.5 p/seg basada en el área seccional es recomendable.

## 2.2 DISEÑO DEL RECIPIENTE O CARCAZA.

Cuando se desea diseñar y fabricar un recipiente de diferente tipo, tamaño y forma, se notará que es una labor muy complicada que requiere de la participación de los ingenieros de proceso y proyecto, del diseñador del recipiente y del fabricante.

Para este trabajo se requiere de dedicación completa y con el fin de solucionar el problema deben conocerse los diferentes códigos y propiedades de los materiales que intervienen en la fabricación.

Se deberá familiarizar con el diseño básico y con los procesos de construcción, por lo que resulta muy necesario el intercambio de las ideas que se tengan con el diseñador del recipiente

### 2.2.1 Consideraciones para el diseño de una carcaza o recipiente.

Se empieza estimando las dimensiones fundamentales; el diámetro y la altura de la torre depropanizadora se fijan dentro de ciertos límites, de acuerdo a cálculos del sistema de depropani-

zación. De acuerdo con éstos cálculos, se determinará el volumen de los tambores de acumulación y tanques, de aquí se tomará en cuenta las posibilidades que se tiene para hacer la selección. Por ejemplo, para un tanque acumulador que debe tener un cierto volumen, existe un número infinito de selecciones de longitud a diámetro para satisfacer dicho volumen.

Un factor necesario a considerar, es el que produzca el diseño más económico. Ciertos autores, han demostrado que la relación 3:1 ó 4:1 es la más económica para tanques de baja presión; en el intervalo de 50 a 75 lb/plg<sup>2</sup> manométricas es la dada por relaciones longitud a diámetro de 4:1 a 6:1. Y que para presiones arriba de las 100 lb/plg<sup>2</sup> la relación es de 6:1. Otros factores que deben considerarse son disposición del equipo y cimentaciones. Es menester que en lo posible se usen materiales estandar en su totalidad. El uso de cabezales estandar evitará el costo extra de arreglos especiales. Se deberá escoger adecuadamente, las dimensiones básicas para que satisfaga el proceso y para que resulte de lo más económico.

Materiales de Construcción.- Los metales que se escojan deben resistir los efectos de la corrosión. y deben tener suficiente resistencia para poder soportar la temperatura y presión de diseño, y además que conduzcan a un diseño práctico. La selección de materiales resistentes a la corrosión, es una ciencia empírica que depende de las condiciones exactas de uso, incluyendo la presencia de trazas de impurezas en el ambiente que rodea al metal. Las únicas guías de seguridad son los resultados experimentales, las experiencias obtenidas en plantas para condiciones similares, o la opinión de expertos en corrosión.

Diseño de los detalles mecánicos.- Invariablemente, el diseño se basará en uno de los códigos (API\*ASME o ASME); después de haber completado el diseño mecánico inicial, el cual incluye los cálculos del espesor de la cubierta o carcasa y cabezales, se hace un croquis preliminar del recipiente mostrando los detalles principales que incluyen tamaño y número de toberas, sin indicar la orientación de las mismas. Este bosquejo inicial puede hacerse en tal forma, que

Los dos mejores códigos utilizados en la industria de proceso han determinado las reglas para

ción.

## 2.2.2 Teoría referente al diseño de recipientes a pre

tes.

Las estructuras para la localización de soportes posibles interrelaciones, por quienes diseñan en la tubería para verificar orientaciones y después de haber sido revisado por los que diseñan el dibujo del recipiente. Se completa la localización de las partes interiores del recipiente de tuberías y agujeros-hombre, también con el desarrollo del diseño de la torre así como con los dibujos de tuberías y con la orientación de la planta avanza simultáneamente

El diseño de la planta avanza simultáneamente hasta que se produzca el diseño final. posible la fabricación del recipiente y no espere entrega resulta conveniente, ordenan lo antes y materiales tardan mucho tiempo para su preto del recipiente. Debido a que algunas planillas para realizar el dibujo final y como después de las revisiones consecuentes pueda u-

el diseño y fabricación de recipientes de presión a prueba de fuego. Estos son el ASME y APTASME.

Recipientes de pared delgada. - Estos se clasifican como aquellos en los cuales el espesor del mismo es menor que la mitad del valor del radio interior, de acuerdo al código ASME -API, especifica un décimo del diámetro interior.

Tales recipientes constituyen la mayoría de los recipientes usados en plantas de proceso, aunque para procesos como el de reactores sintéticos de amoníaco donde se requiere de presiones muy altas [10.000 a 12.000 lb/plg<sup>2</sup>] los recipientes deben ser de paredes gruesas; en este caso no se puede aplicar la teoría referente a recipientes de pared delgada. En los recipientes de pared delgada se supone que los esfuerzos son constantes a través del espesor de la pared. En la figura que sigue se muestra los esfuerzos longitudinal y circunferencial o tangencial, que hace la presión actuando dentro del cilindro.

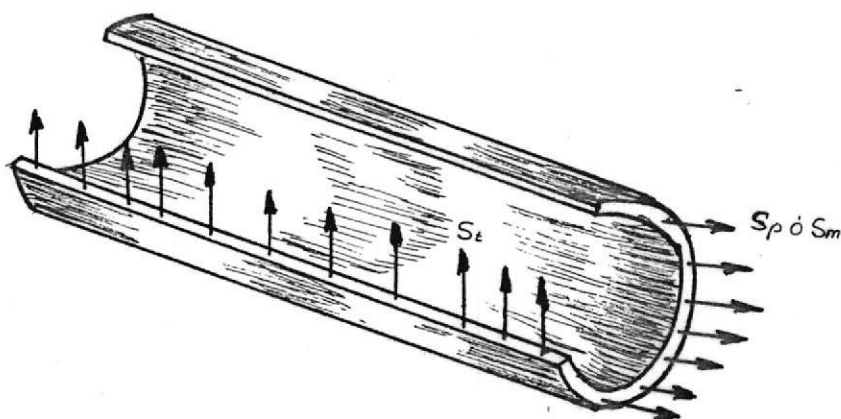


FIGURA 2.2.1 ESFUERZOS QUE ACTUAN EN UN CILINDRO ORIGINADOS POR PRESION INTERNA.

Estos esfuerzos se calculan a partir de las fuerzas que actúan en el recipiente. Para el caso de un cilindro simple Den Hartog dedujo una expresión de la cual pueden derivarse las ecuaciones para cualquier tipo de cubierta producida por la revolución de un elemento. De manera general su ecuación es la que sigue:

$$\frac{S_m}{R_m} + \frac{S_t}{R_t} = \frac{P}{t} \quad (2.2.1)$$

Donde  $S_m$  = esfuerzo meridional, cuya dirección en el caso de un cilindro es paralela al eje longitudinal del mismo.

$S_t$  = esfuerzo tangencial, que actúa en el mismo plano que el anterior pero en dirección perpendicular.

$R_t$  = distancia normal entre la línea de centros y un punto sobre la cubierta (el radio para un cilindro)

$R_m$  = radio de curvatura en el plano meridional, tiene valor infinito para un cilindro.

$P$  = presión manométrica interior. lb/plg<sup>2</sup>.

$t$  = espesor de la cubierta.

En el caso de una esfera.  $R_m$  y  $R_t$  son iguales al radio  $R$  de la esfera y debido a la simetría  $S_m$  y  $S_t$  son iguales.

$$\text{Por lo tanto} \quad \frac{S}{R} + \frac{S}{R} = \frac{P}{t} \quad [2.2.a]$$

$$\delta \quad S = \frac{PR}{2t} = \frac{PD_m}{4t} \quad [2.2.b]$$

Donde  $D_m$  = diámetro medio.

Es interesante notar que la relación 2:1 en cabezales elípticos se aproxima mucho al perfil ideal.

Cuando se tiene un cilindro, el valor de  $R_m$  es infinito y  $R_t$  es igual al radio del cilindro.

De esto

$$\frac{S_m}{\infty} + \frac{S_t}{R} = \frac{P}{t} \quad [2.2.3a]$$

$$S_t = \frac{PR}{t} = \frac{PD_m}{2t} \quad [2.2.3b]$$

Para el caso de un cilindro, el esfuerzo meridional es llamado longitudinal [ $S_p$ ] y se obtiene considerando que la cubierta está en la dirección de la línea de centros. De la fig. 2.2.1 - se deduce que la fuerza que actúa en el extremo del cilindro  $\pi D_m t S_p$ . Se opone esta fuerza a la originada por la presión  $p$  que actúa en la dirección longitudinal,  $p \pi D_m^2 / 4$ .

Por lo tanto.

$$D_m t S_p = \frac{P D_m^2}{4} \quad [2.2.4]$$

$$S_p = \frac{P D_m}{4t} \quad [2.2.5]$$

Por lo tanto, el esfuerzo tangencial es el de mayor valor y es el único que necesita considerarse para calcular el espesor requerido de la pared del cilindro a fin de resistir la presión interna que actúa en el mismo cilindro. Con frecuencia, al esfuerzo tangencial se le llama esfuerzo de zuncho.

Fórmulas de trabajo. - De acuerdo a las pruebas efectuadas, las fórmulas que se encontraron para el cilindro de pared delgada son seguras en su aplicación y son usadas por ambos códigos el ASME y API-ASME. El código API-ASME agrega a las juntas longitudinales un factor de tolerancia, debido a que considera la corrosión y, además la eficiencia.

Considera la siguiente fórmula

$$t = \frac{P D_m}{2 S E + C} \quad [2.2.6]$$

donde  
 P = presión máxima de trabajo o de diseño, lb/plg<sup>2</sup> manométrica.  
 D<sub>m</sub> = diámetro medido en pulgadas

$S$  = esfuerzo admisible de trabajo,  $lb/plg^2$   
 [ambos códigos dan el valor  $S$ ]

$E$  = eficiencia de la junta longitudinal -  
 [los valores de la eficiencia van de  
 50% a 90%, dependiendo del tipo de  
 junta y si se tenga relevación de  
 esfuerzos y/o pruebas de radiografía]

$C$  = tolerancia debida a la corrosión en  
 pulgadas

$t$  = espesor en pulgadas.

Se debe usar el diámetro medio en lugar del diámetro interior con el objeto de hacer una mejor estimación del esfuerzo promedio a través de la cubierta del cilindro. Se puede deducir una ecuación más adecuada que de resultados en función del diámetro interior, designado por

$$D_m = \frac{D_1 + (D_1 + 2t)}{2}$$

donde

$D_1$  = diámetro interior

por lo tanto

$$t = \frac{PD_1}{2SE - P} + C \quad [2.2.7]$$

El código API-ASME proporciona otra similar, basada en el diámetro exterior. El código ASME - proporciona una ecuación para calcular el espesor aumentándole al radio 0.6 veces el espesor con lo cual se obtiene un esfuerzo promedio más aproximado, la ecuación resultante es la siguiente:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad [2.2.8]$$

donde  $R$  = radio interior en pulgadas.

Si se compara la ecuación 2.2.7 y 2.2.8 se tendrá una pequeña diferencia si  $R$  se cambia por  $DI$  y se multiplica por 2 el denominador y numerador.

Se debe entender que las fórmulas empleadas para el cálculo del espesor de una carcaza, se refieren a cilindros sujetos a presión interna, debiendo considerarse por separado cargas tales como: cargas muertas (debido al peso del recipiente y contenido), cargas de viento, esfuerzos por temperatura y otras cargas que pudieran tenerse. Con frecuencia, el espesor de la carcaza en la parte inferior de una torre es defini-

do por la carga de viento y por el peso propio de la torre.

Las fórmulas empleadas para recipientes de pared delgada, están basadas considerando que el esfuerzo circumferencial se distribuye uniformemente a través de la pared del cilindro. Esta consideración no es correcta para recipientes - de pared gruesa. No es correcto hacer cálculos aproximados usando las ecuaciones de cilindros de pared delgada para cálculos de cilindros de pared gruesa pues se incurriría en errores de consideración.

### 2.2.3 Esfuerzos en la carcasa, debido a cargas muertas y de vientos.

Los códigos estipulan que para el diseño de recipientes sujetos a presión interna, deben también considerarse los esfuerzos producidos por las cargas de viento y cargas muertas debido al paso del recipiente y al líquido contenido en este, pero no especifican las reglas correspondientes.

En el lado de barlovento de un recipiente, los esfuerzos debidos al viento y a la presión interna (en este caso, esfuerzos longitudinales) producen esfuerzos de tensión de la pared del recipiente, mientras que las cargas muertas producen esfuerzos de compresión.

En el lado de sotavento; las cargas muertas y de viento producen esfuerzos de compresión, mientras que el esfuerzo longitudinal debido a la presión interna es de tensión, estas dos condiciones pueden expresarse matemáticamente de la siguiente manera:

Para efecto de estimaciones, el esfuerzo admisible de las fórmulas anteriores es el que resulta de multiplicar el esfuerzo de trabajo indicada en los códigos según el material a usar por la eficiencia de las juntas.

Además de las condiciones estipuladas, las cargas muertas y de viento pueden producir pandeo en el lado de sotavento del recipiente cilíndrico. Para estar dentro de la seguridad, se aconseja suponer para efectos de cálculo, que la presión interna sea cero, ya que ésta aumenta la estabilidad del recipiente. El esfuerzo admisible por pandeo es igual al esfuerzo debido a la carga del viento más el debido a la carga

donde  $S =$  esfuerzo admisible  
 $SW =$  esfuerzo debido a la carga de viento.  
 $SO =$  esfuerzo debido a la carga muerta.  
 $SP =$  esfuerzo longitudinal, Pm/4t.

Barlovento  $S = SW - SO + SP$  [2.2.9]

Sotavento  $S = SW + SO - SP$  [2.2.10]

muerta ( $S_b = S_w + S_o$ ), L. H. Donell ha realizado bastante trabajo experimental en pandeo de recipientes y desarrolló la siguiente ecuación empírica para determinar el esfuerzo admisible

$$S_b = E \left[ \frac{0.6(t/R) - 10^{-7}(R/t)}{1 + 0.004(E/S_y)} \right] \quad [2.2.11]$$

donde

$t$  = espesor de la carcasa

$R$  = radio de la carcasa

$E$  = módulo de elasticidad

$S_y$  = esfuerzo en el punto cedente

Se ha simplificado esta fórmula para carcasa de acero al carbono y se ha llegado a la expresión  $B_b = 2 \times 10^6 (t/D)$ , utilizando para ello un factor de seguridad de 4 en los esfuerzos calculados en la fórmula de Donell.

La fórmula de los esfuerzos admisibles, pueden expandirse como sigue:

$$\text{Carga de viento} = S_w = \frac{MD^{1.12}}{2I} \quad [2.2.12]$$

[basada en la conocida fórmula del esfuerzo flexionante, momento flexionante/módulo de sección]

donde  $M =$  momento flexionante [2.2.13]

$$= (1/2) P_w \times (D'/12)h^2 \text{ lb-pies}$$

$P_w =$  presión unitaria del viento, lb/plg<sup>2</sup>

$D' =$  diámetro exterior de la cubierta en plg, incluye aislamiento y/u otras protecciones.

$h =$  distancia desde la parte superior del depósito hasta el punto considerado. pies.

$I =$  momento de inercia

aproximadamente  $\pi(D')^3 t/8$ . [plg]<sup>2</sup>

$t =$  espesor de la carcasa.

por lo tanto

$$S_w = \frac{MD'(12)(8)}{(2)\pi(D')^3 t} = \frac{48M}{\pi(D')^2 t} \quad [2.2.14a]$$

$$= \frac{48P_w D' h^2}{24\pi(D')^2 t} = \frac{2P_w h^2}{\pi D' t} \quad [2.2.14b]$$

Carga muerta

$$S_o = \frac{W}{\pi D_m t} \quad [2.2.15]$$

donde  $W =$  peso del recipiente más interiores y líquidos.

$D_m$  = Diámetro medio de la carcaza, plg  
 si se sustituye en las Ecs. 2.2.9 y 2.2.10

esfuerzo admisible, lado de barlovento

$$S = \frac{2Pwh^2}{\pi D^3 t} - \frac{W}{\pi D_m t} + \frac{PD_m}{4t} \quad [2.2.16a]$$

$$\delta \quad t = \frac{2Pwh^2}{\pi D^3 S} - \frac{W}{\pi D_m S} + \frac{PD_m}{4S} \quad [2.2.16b]$$

esfuerzo admisible, lado sotavento

$$S = \frac{2Pwh^2}{\pi D^3 t} + \frac{W}{\pi D_m t} - \frac{PD_m}{4t} \quad [2.2.17a]$$

$$\delta \quad t = \frac{2Pwh^2}{\pi D^3 S} + \frac{W}{\pi D_m S} - \frac{PD_m}{4t} \quad [2.2.17b]$$

esfuerzo de pandeo

$$S_b = \frac{2Pwh^2}{\pi D^3 t} + \frac{W}{\pi D_m t} \quad [2.2.18a]$$

$$\delta \quad t = \frac{2Pwh^2}{\pi D^3 S_b} + \frac{W}{\pi D_m S_b} \quad [2.2.18b]$$

Las tres fórmulas anteriores junto con la del esfuerzo circunferencial se utilizan para determinar el espesor del cilindro. Debe suponerse primero un peso del recipiente, ya que del peso de éste dependerá el espesor finalmente escogido. Se conocen varias fórmulas para estimarlo.

Jorgensen desarrolló la fórmula

$$W = 15.6 Dht + 0.163 hD^3 \quad [2.2.19]$$

para torres sin aislamiento y con bandejas de hierro fundido. Nelson sugiere se calcule el peso basado en el espesor "t" y en la altura "h", considerando que el peso específico del metal tiene por valor  $0.283 \text{ lb/plg}^3$ , e incrementar este valor en un 18% para tomar en cuenta el líquido, aislamiento, bandejas, etc. Emplean este procedimiento la ecuación resulta hacia el lado de barlovento

$$t = \frac{2Pwh^2/\pi D' + PDm/4}{S + 4h} \quad [2.2.20]$$

La Ec. para el lado de sotavento

$$t = \frac{2Pwh^2/\pi D' - PDm/4}{S - 4h} \quad [2.2.21]$$

y la Ec. por pandeo

$$t = \frac{2Pwh^2}{D'(Sb - 4h)} \quad [2.2.22]$$

Las ecuaciones 2.2.20 a 2.2.22 proporcionan un método para estimar el espesor de una torre. Sin embargo podrá usarse las Ecuaciones 2.2.16 a 2.2.18 cuando se tiene información más precisa

y pueda determinarse el espesor por tanteos.

En torres extremadamente altas, no es adecuado calcular el espesor tomando en consideración sólo la presión interna, debido a que la combinación de cargas muertas y de viento produce esfuerzos que van en aumento de la parte superior a la inferior de la torre, resultará más económico que el espesor de la carcasa sea mayor en las secciones inferiores de la torre y menor en las secciones superiores de la misma. Debe considerarse el costo de la plancha y su fabricación para seleccionar espesores. Teóricamente el aumento de espesor debe ser gradual, desde luego tal diseño resulta ser impráctico. En ciertos casos puede demostrarse que es más económico tener espesor constante a lo largo de la torre, e igual al calculado en la parte inferior de la misma.

Para otros sistemas debe indicarse varios espesores. Cada uno de los casos debe considerarse separadamente. Debe evitarse la generalización.

nes.

#### 2.2.4 Cabezales de los recipientes.

Idealmente el recipiente esférico es el más adecuado para resistir presiones altas. Los recipientes esféricos se usan para almacenar líquidos y gases metálicos, pero su uso no resulta muy apropiado en procesos comunes. El recipiente cilíndrico le da en cuanto a mejor diseño, siendo este el más extensamente usado. Los cabezales de estos cilindros pueden ser planos, elipsoidales (cónico elíptico), cónico hemisférico, o cónico. El cabezal plano es muy económico, se lo emplea solamente para recipientes pequeños a presiones bajas. Los cabezales planos pueden soldarse a los recipientes, o instalarse como bridas ciegas en recipientes pequeños.

Los cabezales que no son planos pueden construirse troquelados o repujados aplicando fuerza a una placa que tenga rotación hasta darle la forma deseada. Se pueden construir por rotación, cabezales desde 12 hasta 20 pies de diámetro. Los cabezales pequeños pueden ser troquelados y para que resulte económico, se requiere de la

construcción de un gran número de estos.

Por lo general, las necesidades del proceso indican el cabezal que debe usarse. Por ejemplo - en un proceso de decantación el cabezal inferior debe ser cónico. En el caso de poder escoger el tipo de cabezal se escogerá el más económico de entre el hemisférico, cónico estandar y elipsoide. Como el espesor necesario para resistir una presión dada, se incrementa en el orden de hemisférico, elipsoide y cónico, el costo de fabricación disminuye en el mismo orden. Aunque resulta difícil generalizar, puede afirmarse que el cabezal cónico estándar puede usarse en un intervalo de presiones desde un valor bajo hasta un valor moderado. Para presiones altas [arriba de  $200 \text{ lb/plg}^2$ ] probablemente resulte más económico usar el elipsoide [cóncavo elíptico] con una relación 2:1 de eje mayor a menor.

Se construye una gran variedad de cabezales estandar de uso muy común. El uso de los cabezales no estandar implica la construcción de matrices adicionales para la formación del cabezal, con lo que se incrementa el costo de los mismos.

### 2.3 DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR.

El diseño completo de los intercambiadores de calor, - rara vez constituye una tarea del ingeniero de proyecto, por lo general dicho equipo se lo compra al fabricante de intercambiadores de calor, quien lo diseña y lo garantiza. No obstante, el ingeniero de proyecto debe entender los métodos de diseño y fabricación de intercambiadores de calor. El conocimiento de estas técnicas permite una estrecha cooperación entre el ingeniero de proyecto y los representantes de los fabricantes, cooperación que puede ahorrar tiempo y dinero.

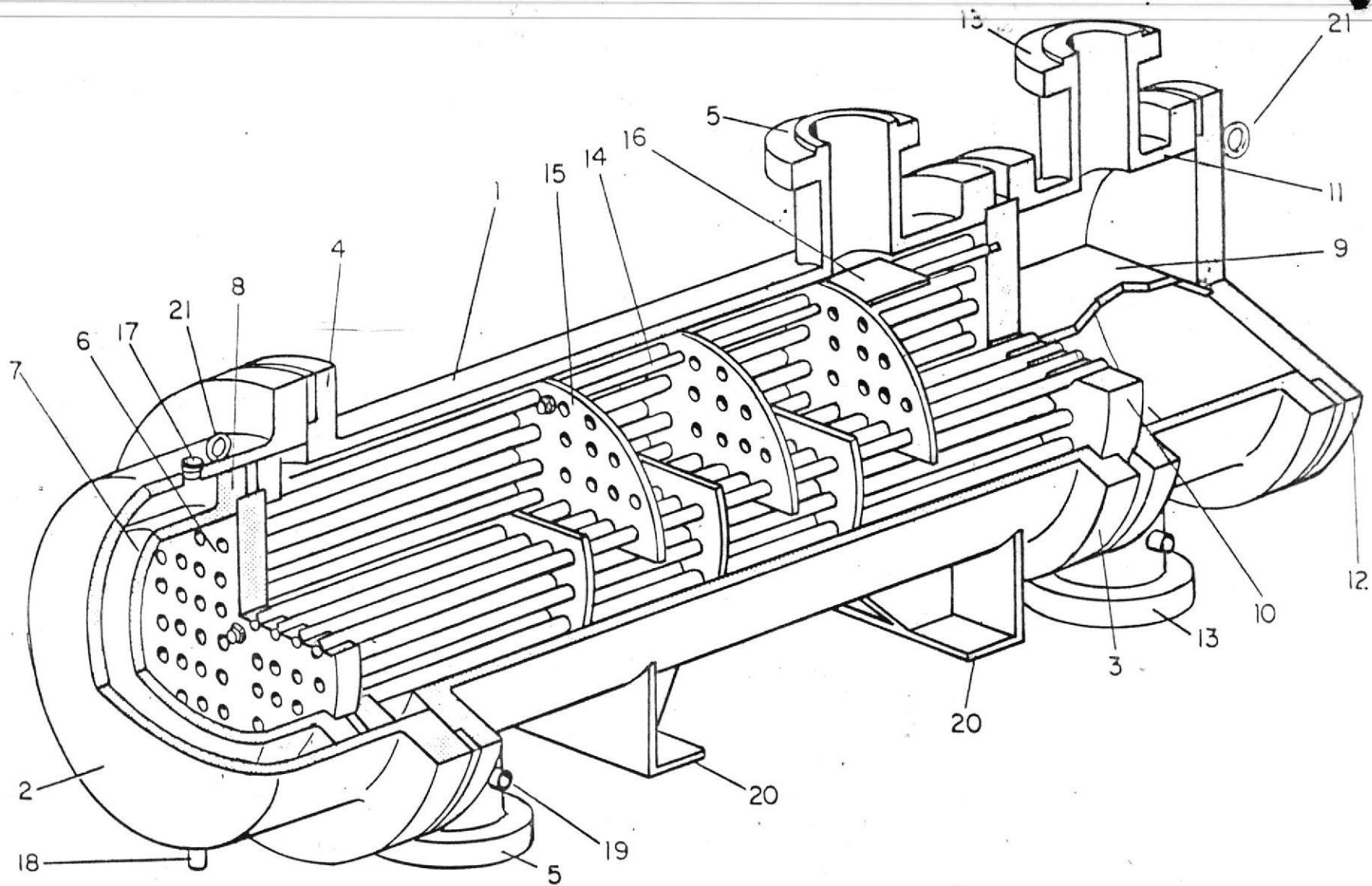
Se fabrican tipos muy diversos de intercambiadores de calor. Siempre pueden proyectarse diseños especiales, los cuales pueden ser ventajosos para una aplicación en particular. Sin embargo, siempre que se pueda, es preferible utilizar los diseños estandar o equipos de "línea". Cualquier desviación importante de estos diseños de línea requerirá operaciones especiales y, por lo tanto, aumento de costo.

Existen diversos tipos de intercambiadores de calor, - pero en el presente trabajo se tratará con mayor atención el tipo de tubo y carcasa.

2.3.1. Nomenclatura y partes del intercambiador de ca

Por de tubo y carcasa.

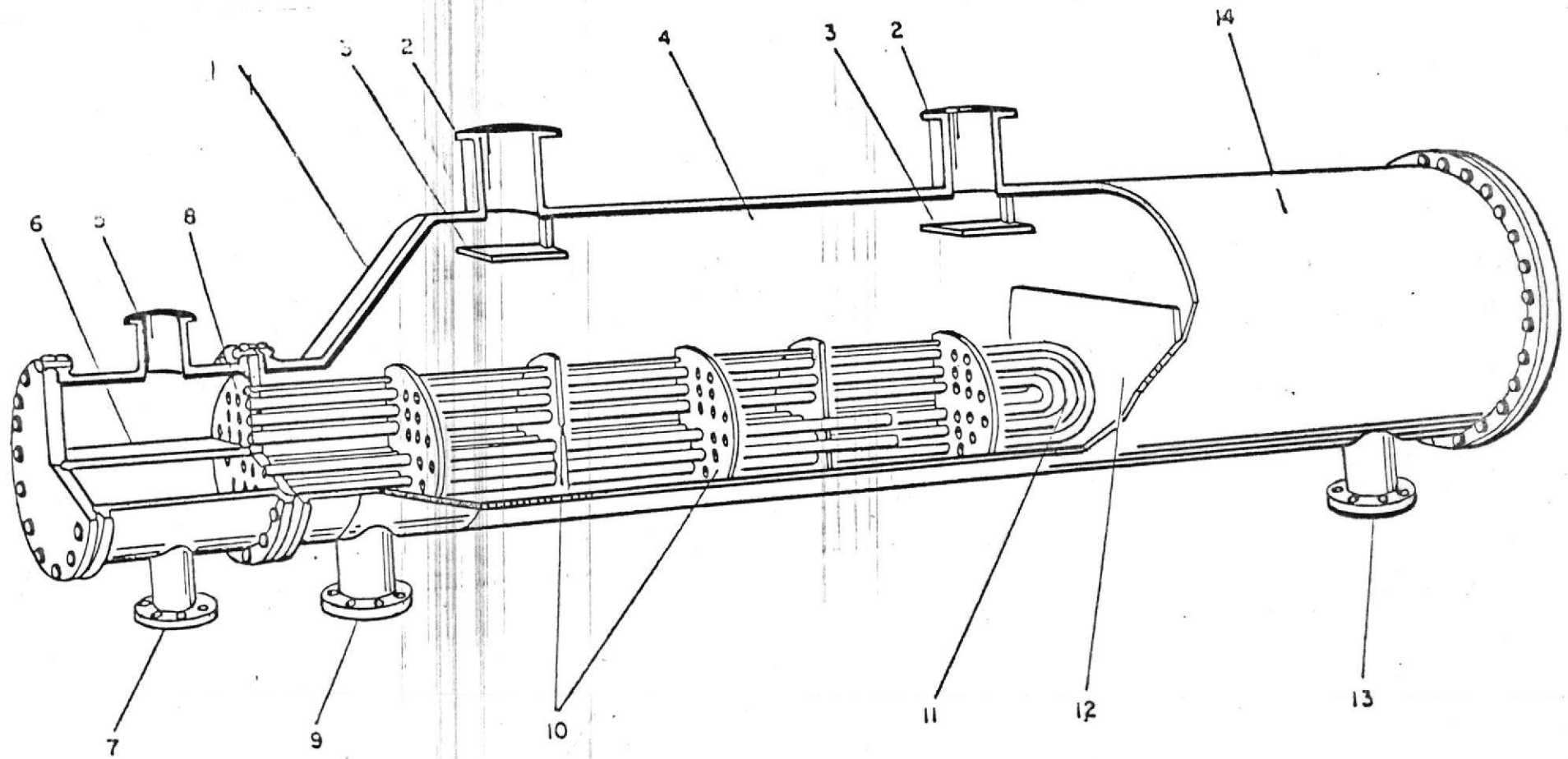
En la fig. 2.3.1 y 2.3.2. se muestran las partes importantes de un intercambiador de calor y se presenta la terminología usual empleada para la descripción de dichas partes. Además del diseño de cabezal flotante que se ilustra, se pueden suministrar otros tipos diversos de cabezales. Si la expansión no constituye ningún problema, se pueden usar placas tubulares fijas y cabezales de intercambiadores igualmente fijos. Estos intercambiadores son más baratos que los de cabezal flotante, pero no tienen medios de aliviar la expansión diferencial entre la carcasa y los tubos. Dos tipos de cabezal flotante están en uso. Si el cabezal es del tipo de anillo partido, la capa del cabezal flotante debe ser removida antes que el haz tubular. El cabezal flotante "de extracción" está diseñado de modo que su diámetro es menor que el diámetro de la carcasa. De esta manera el haz tubular puede ser extraído sin quitar la tapa del cabezal flotante. No obstante, este tipo de arreglo reduce el número de tubos



- 1. Carcaza
- 2. Tapa de la Carcaza
- 3. Canal de la Carcaza
- 4. Brida y Tapa de la Carcaza
- 5. Tobera de la Carcaza
- 6. Haz de Tubos Flotantes
- 7. Cabezal Flotante

- 8. Brida del Cabezal Flotante
- 9. Canal de Partición
- 10. Haz de Tubos Fijos
- 11. Canal
- 12. Tapa del Canal
- 13. Tobera del Canal
- 14. Barras de Unión o Espaciadores

- 15. Deflectores Transversales o Platos de Soporte
- 16. Deflectores de Choque
- 17. Conexión de Venteo
- 18. Conexión de Drenaje
- 19. Conexión de Prueba
- 20. Soportes
- 21. Anillo de Levantamiento



- |  |                                    |  |
|--|------------------------------------|--|
| 1. Carcaza                                 | 6. División del Cabezote           | 11. Retorno en U de los Tubos                |
| 2. Toberas de Salida de la Carcaza (Vapor) | 7. Tobera de Salida del Cabezote   | 12. Vertedero                                |
| 3. Deflectores de Choque                   | 8. Haz de Tubos                    | 13. Tobera de Salida de la Carcaza (Líquido) |
| 4. Espacio del Vapor Formado               | 9. Tobera de Entrada de la Carcaza |  |
| 5. Tobera de Entrada del Cabezote          | 10. Platos de Soporte de los Tubos |  |

FIGURA 2.3.2 PARTES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

que pueden ser colocados en una carcaza en un diámetro dado.

Para evitar el uso de un cabezal flotante y empaquetamiento interno, es posible emplear tubos en "U" para construir un haz tubular. Las curvas "U" se expanden libremente con los cambios de temperatura.

Puesto que la limpieza de estos haces tubulares es una labor difícil, su uso queda restringido solo a fluidos limpios.

Los deflectores longitudinales son el medio más ampliamente utilizados para obtener una distribución apropiada de los fluidos del lado de la carcaza. Los deflectores con orificios, forman espacios anulares alrededor de cada tubo a través de los cuales pasa el fluido de la carcaza, y tales deflectores pueden usarse para fluidos limpios, que no ensucian. La utilidad limitada del deflector de orificios, así como los perjuicios en su contra por sus usuarios anteriores, han hecho prácticamente obsoleto este tipo de deflector.

Se usa este tipo cuando se requieren superficies grandes de transferencia de calor.

El equipo de tubo y carcaza, involucra la expansión de un tubo en un espejo y la formación de un sello que no fuga bajo condiciones racionales de operación.

En las figuras siguientes que siguen muestra un tubo expandido.

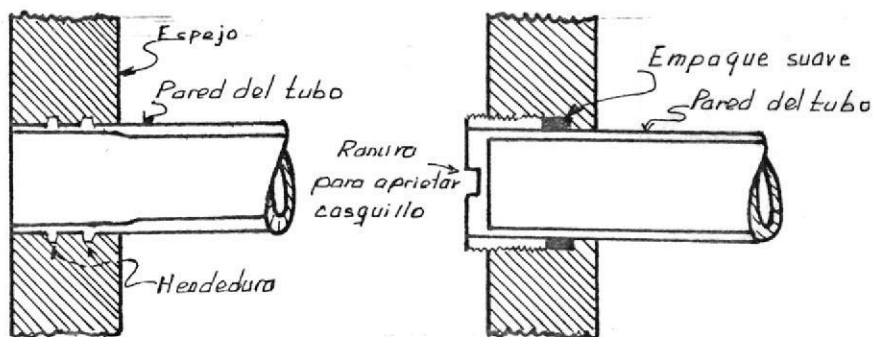


FIGURA 2.3.3 TUBO ROLADO

FIGURA 2.3.4 CASQUILLO

En el espejo se perfora un orificio cuyo diámetro es apenas mayor que el diámetro exterior del tubo, además se cortan dos o más hendidu-

has en la pared de este orificio. Se coloca el tubo dentro del orificio, y se inserta un rollo de papel en el final del tubo. El rollo es un mandril notatorio que tiene concavidad pequeña. Es capaz de exceder el límite elástico del metal del tubo y transformarlo a una condición semejante a la plástica, de manera que se escucha hasta las hendiduras y forme así un sello perfecto. El rollo de los tubos es un arte, ya que el tubo puede dañarse si se rola hasta adelgazarlo demasiado, de manera que el sello tiene poca resistencia estructural. En la práctica los tubos se empaquetan en el espejo mediante casquillos y usando anillos de metal suave como empaques.

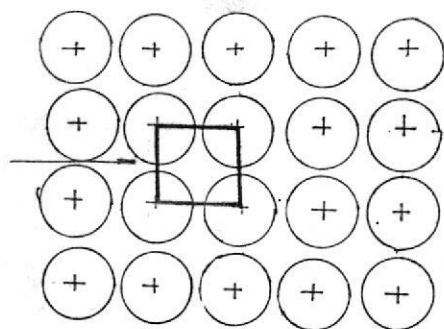
### 2.3.2. Tubos para intercambiadores de calor.

Los tubos para intercambiadores de calor también se conocen como tubos para condensador y no deberán confundirse con tubos de acero u otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro. El diámetro exterior de los tubos para condensador o intercambiador de calor, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias

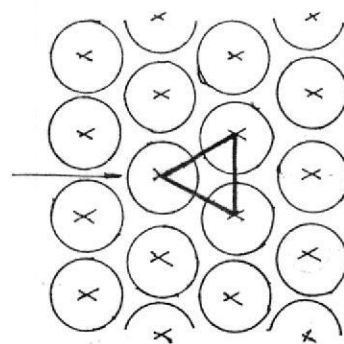
muy estrictas. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, los que incluyen acero, cobre admiralty, metal muntz, latón, 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y aceros inoxidable. Se pueden obtener en diferentes groesos de pared. definidos por el calibrador Birmingham para alambre, que en la práctica se refiere como el calibrador BWG del tubo. Los valores de los tamaños, de los tubos más comunes son los de 3/4" y 1" de diámetro, para el diseño de intercambiadores de calor.

### 2.3.3. Espaciamiento de Tubos.

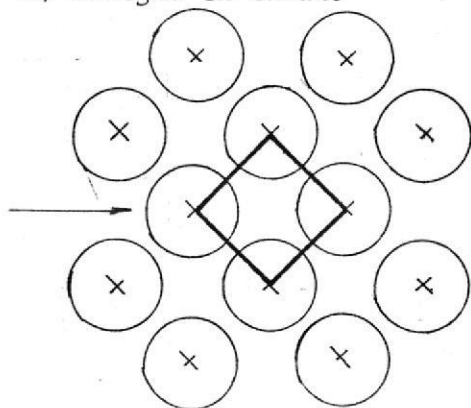
Los orificios de los tubos no pueden trasladarse muy cerca uno de otro, ya que una franja de masiada estrecha de metal entre los tubos adyacentes, debilita estructuralmente el cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes es el claro o ligadura, y estos a la fecha son casi estandar. Los tubos se colocan en arreglos ya sean triangulares o cuadrados tal como se muestra en la figura.



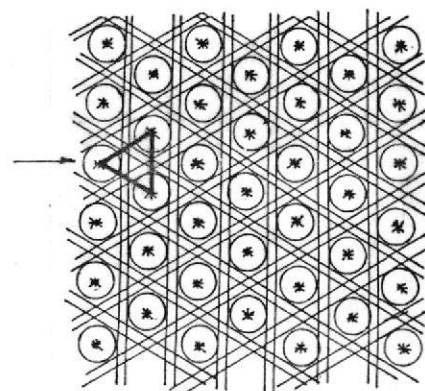
a) arreglo en cuadro



b) arreglo triangular



c) arreglo en cuadro rotado



d) arreglo triangular

### FIGURA 2.3.5 ARREGLOS COMUNES PARA LOS TUBOS DE INTERCAMBIADOR

La ventaja del espaciado cuadrado es que los tubos son accesibles para limpieza externa y tienen pequeña caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la fig. 2.3.5a. El espaciado de los tubos  $P_t$  es la distancia menor de centro a centro en tubos adyacentes. Los espaciados más comunes para arreglos cuadrados son de  $3/4$  plg  $D^t$  en un espaciado cuadrado de 1 plg y de 1 plg  $DE$  en un espaciado en cuadro de  $1\ 1/4$  plg. Para arreglos triangulares estos son de  $3/4$  plg en un espaciado triangular de  $15/16$

plg,  $3/4$  plg DE en un arreglo triangular de  $1-1/4$  plg. En la fig. 2.3.5c el arreglo en cuadro ha sido rotada  $45^\circ$  y permanece esencialmente lo mismo que en la fig. 2.3.5a. En la figura 2.3.5.d se muestra una modificación del espacio triangular que permite una limpieza mecánica. Si los tubos se separan suficientemente, es posible dejar los pasajes indicados para limpieza.

#### 2.3.4 Carcaza.

Las carcazas de 12 plg. de diámetro se fabrican de tubos de acero. Sobre 12 plg. e incluyendo 24 plg. el diámetro exterior real y el diámetro nominal del tubo son los mismos. El grueso estándar para carcaza con diámetros de 12 a 24 plg inclusive, es de  $3/8$  plg., lo que es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la carcaza hasta  $300 \text{ lb/plg}^2$ . Se pueden obtener mayores gruesos para presiones superiores. Las carcazas mayores de 24 plg. de diámetro se fabrican rolando plancha de acero.

### 2.3.5 Deflectores.

Es claro que se logran coeficientes de transferencia de calor más alta cuando el líquido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera de los tubos, es costumbre emplear deflectores que hacen que el líquido fluya ya a través de la carcasa a ángulos rectos con el eje de los tubos. Esto causa considerable turbulencia aún cuando por la carcasa fluya una cantidad pequeña de líquido.

La distancia centro a centro entre los deflectores se llama espaciado de deflectores. Puesto que los deflectores pueden espaciarse ya sea muy junto o muy separado, la masa velocidad no depende enteramente del diámetro de la carcasa. Usualmente el espaciado de los deflectores es mayor que una distancia igual al diámetro interior de la carcasa, o menor que una distancia igual a un quinto del diámetro interior de la carcasa. Los deflectores se mantienen simétricamente mediante espaciadores Fig. 2.3.6.

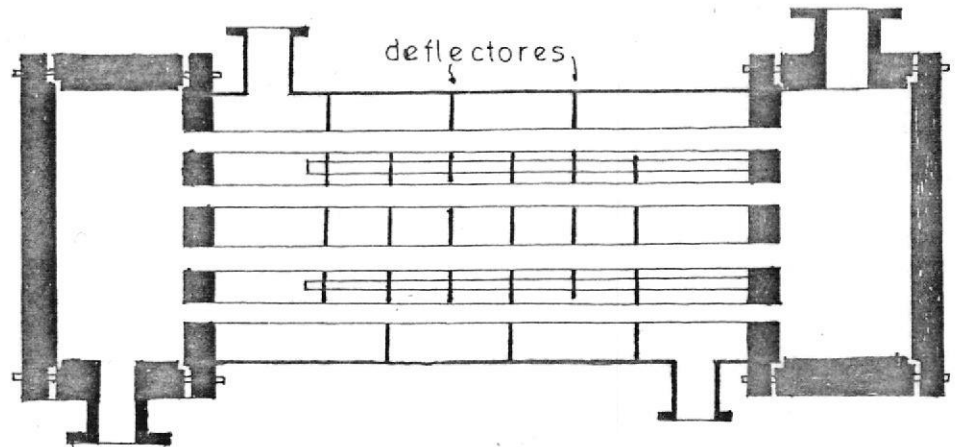


FIGURA 2.3.6 INTERCAMBIADOR TUBULAR

Consiste en un pasador atornillado en el cabezal de tubos o espejo y un cierto número de trozos de tubo que forman hombreras entre los reflectores adyacentes. A continuación se presenta un detalle amplificado

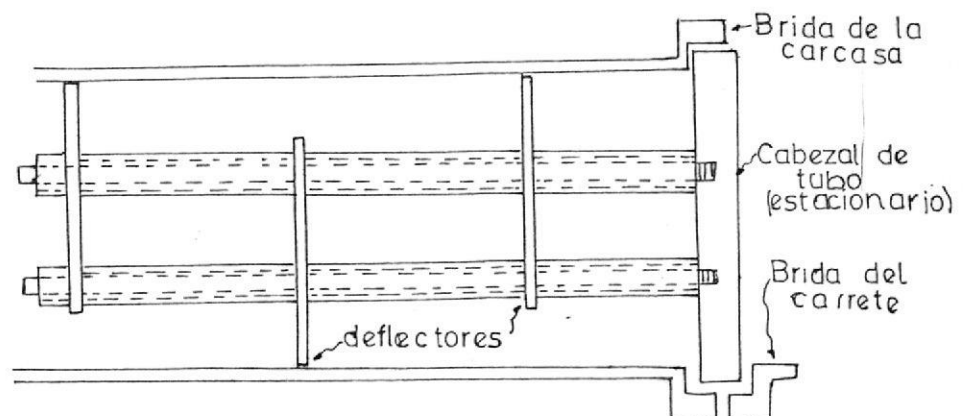


FIGURA 2.3.7 ESPACIADOR DE DEFLECTOR AUMENTADA

Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, pero los más comunes son los deflectores segmentados como los de la figura que sigue

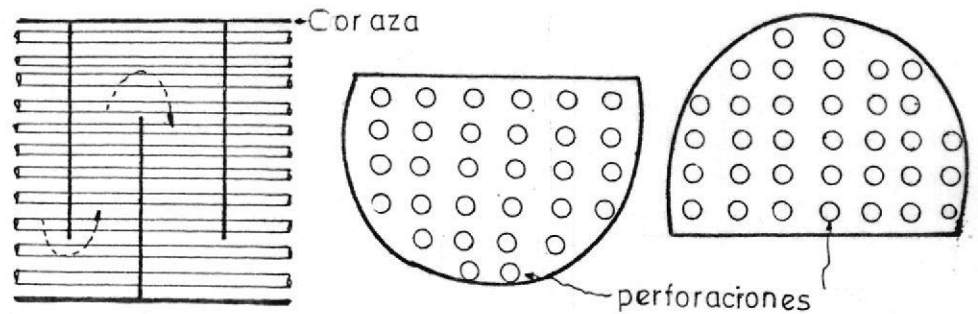


FIGURA 2.3.8 DETALLE DE DEFLECTOR SEGMENTADO

Los deflectores segmentados son hojas de metal perforadas cuyas alturas son generalmente un 75% del diámetro interior de la carcasa, y se las conoce como deflectores con 25% de corte. Otros tipos de deflectores son el de disco y corona y el deflector de orificio. Aún cuando algunas veces se emplean otros tipos, no son de importancia general.

### 2.3.6 Tipos de Intercambiadores.

- a) Cambiadores 1-2 y 2-4. El intercambiador 1-2, consiste en un paso de carcasa y dos ó más pasos de tubos [número par de pasos de tubos]. El diseño es quizá el más común de todos los intercambiadores de carcasa y tubos, y es el más simple de mantener.

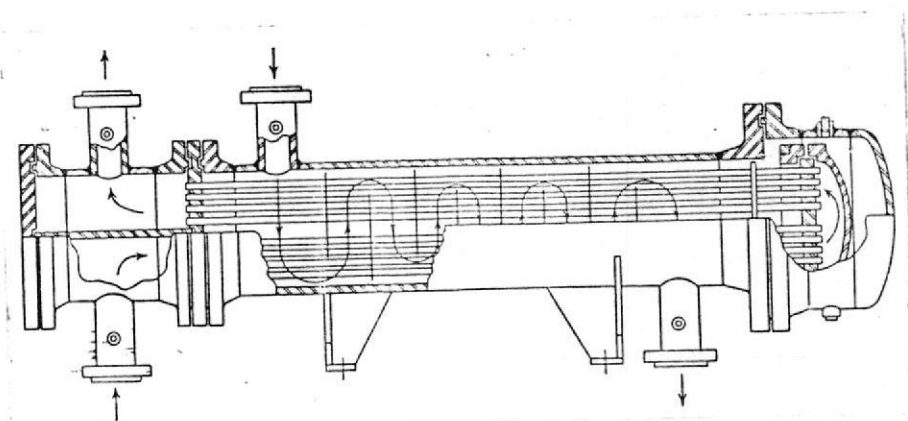


FIGURA 2.3.9 CAMBIADOR 1-2, CARCASA DE PASO SENCILLO, TUBOS DE DOS PASOS.

En el cambiador 2-4, como se puede observar en la fig. 2.3.10 por medio de la instalación de un deflector longitudinal se logran dos pasos de carcasa de una carcasa sencilla. Este intercambiador puede tener dos o más pasos de tubos, siempre en un número -

par.

Las carcazas con más de dos pasos son im -  
prácticas, pero conectando intercambiadores  
en serie pueden obtenerse las ventajas de -  
dos pasos adicionales de carcazas. De esta  
manera, dos intercambiadores 1-2 conectados  
en serie serían equivalentes a un intercamb -  
biador 2-4. El intercambiador de dos pasos  
de carcasa es más difícil de mantener, pue -  
sto que el deflector longitudinal requiere un  
diseño más complejo. La carcasa de dos pa -  
sos se usa con más propiedad para fluidos  
limpios.

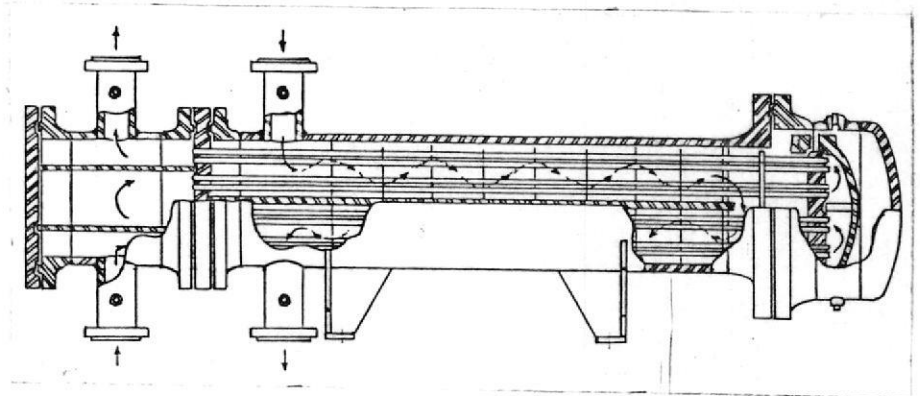


FIGURA 2.3.10 INTERCAMBIADOR 2-4, CARCASA DE DOS PASOS  
TUBOS DE CUATRO PASOS.

61 Rehervidores. La fuerza primordial de suministro de calor para la mayoría de las columnas de destilación en general es el rehervidor. Un rehervidor es un intercambiador de calor diseñado para suministrar calor y permitir un fácil control de las condiciones en la torre de destilación. Uno de los primeros métodos para suministrar calor al fondo de la columna de destilación consistió en insertar un haz tubular de intercambio de calor en el fondo de la torre. Esto se hace todavía en ciertos casos, pero no es muy popular debido a que el mantenimiento es más problemático. Los grandes haces tubulares son difíciles para el diseño y muy incómodos para el servicio. Los rehervidores tipo mamita [Fig. 2.3.11] se construyen de manera similar a los evaporadores pequeños. En el extremo del haz tubular y a modo de que éste sea cubierto completo por el líquido, se localiza un vertedero. Se habilita un gran espacio de vapor. Todo el calor suministrado por el rehervidor de mamita es regresado a la torre por los vapores de la parte superior del rehervidor. Este

tipo de rehervidor, por consiguiente funciona como un paso de separación similar a un plato teórico.

Los rehervidores, como los que se muestra - en la fig. 2.3.12 son los que más se usan - en la industria del proceso, el diseño del termosifón, es similar a un intercambiador estandar de calor, tipo carcaza y tubos, - excepto que la entrada y las salidas por lo general se localizan en la parte media de - la carcaza, de manera que el flujo puede - ser dividido por igual entre las dos mitades del intercambiador. Este arreglo de flujo subdividido asegura caídas de presión bajas en el lado de la carcaza.

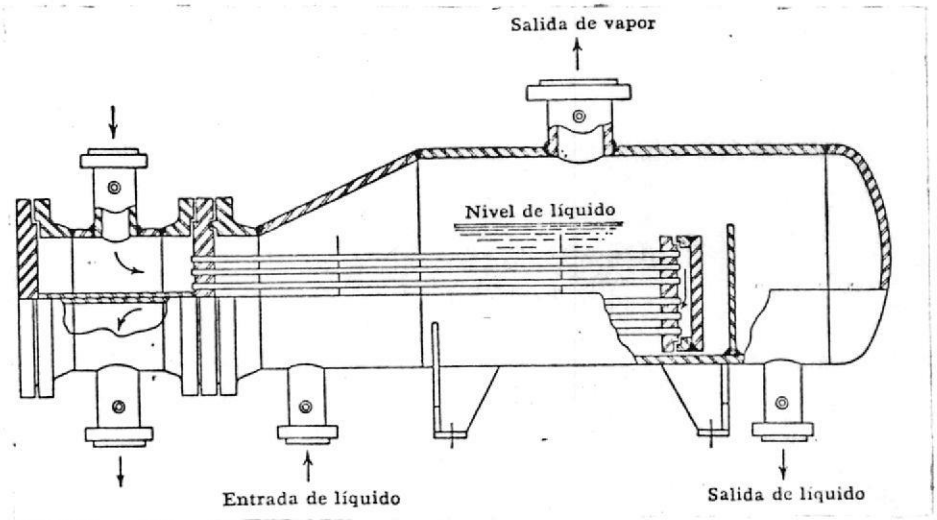


FIGURA 2.3.11 REHERVIDOR TIPO MERMITA

La velocidad de circulación está gobernada por la caída de presión a través del sistema y por la fuerza impulsora que se produce por la diferencia en la densidad del líquido en un lado y la densidad del líquido y vapor en el otro lado del sistema. El diseño de la tubería para rehenvidores de término acción debe ser cuidadosamente considerado nada con el objeto de que la circulación no es limitada por una caída excesiva de presión del sistema de tuberías. En todos los cálculos de caída de presión relacionados con diseño de tuberías para rehenvidados debe aplicarse un factor de seguridad, de dos cuando menos.

El líquido del fondo de la torre de destilación pasa al rehenvidor de termosifón y es parcialmente vaporizado. Esta mezcla de líquido y vapor menos densa, regresa luego a la torre.

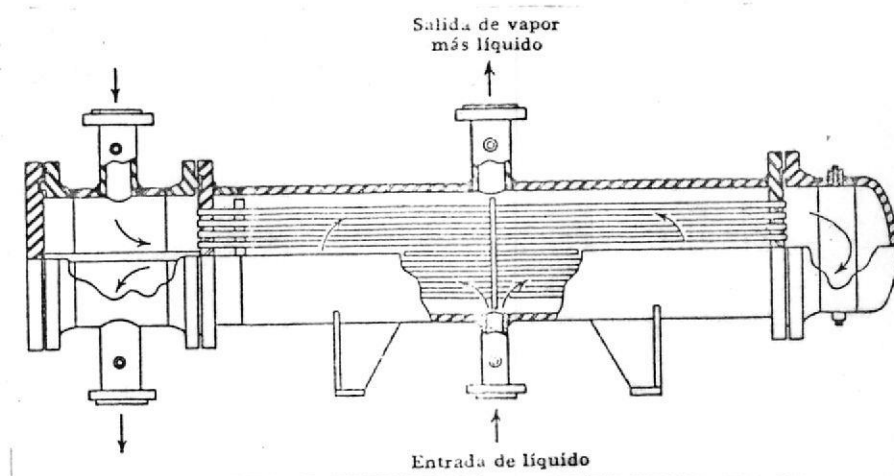


FIGURA 2.3.1 2 REHERVIDOR DE TERMOSIFON

c) Condensadores. Generalmente los condensadores son intercambiadores estándares 1-2 con faja de vapor o distribuidores anulares en el orificio de entrada de vapor. Este diseño permite una mejor distribución del vapor y elimina pérdidas excesivas a la entrada. Otras modificaciones se hacen a manera de que el arreglo de los orificios de entrada y salida dividan el flujo para mantener la caída de presión al mínimo.

2.3.7 Dimensionamiento de un intercambiador.

Para evitar una pérdida considerable de tiempo, deberán desarrollarse métodos racionales para la suposición de un intercambiador. Se usa la ecuación de Fourier

$$Q = UDA \Delta T$$

[2.3.1]

La carga de calor  $Q$  se ve que debe fijarse por las condiciones del proceso, mientras que  $\Delta T$  se obtiene suponiendo cierta temperatura del fluido. Esto es, y así las temperaturas de proceso dan  $Ft$  0.75-0.80, las incógnitas restantes son  $Ud$  y  $A$ .

El coeficiente de diseño  $Ud$ , a su vez se relaciona mediante un factor de obstrucción razonable  $Uc$ , que refleja las características de transferencia de calor de los fluidos. Puede esperarse diferentes coeficientes de película dentro de rangos definidos en intercambadores bien diseñados para diferentes clases de fluidos. También se hace aparente que excepto donde ambos coeficientes son aproximadamente iguales, el coeficiente menor determina el rango de  $Uc$  y  $Ud$ . A la luz de esta experiencia, si se supone un

11111

valor de  $U_d$  y se sustituye en la ecuación de Fourier para suplementar los valores de  $Q$  y  $\Delta t$ , esto permite un cálculo de prueba de  $A$ . Para facilitar el uso razonable de valores de prueba de  $U_d$  en el apéndice tabla 10 se dan coeficientes totales para algunos líquidos comunes. Cuando el valor de  $A$  se combina con la longitud del tubo y un arreglo determinado de los mismos, la tabla 7 del apéndice se convierte en un catálogo de todas las posibles carcazas de intercambiadores de las que usualmente una llenará las condiciones del proceso. Habiendo decidido tentativamente que fluido fluirá en los tubos, el número de pasos en los tubos, como tentativa puede aproximarse por la consideración de la cantidad de fluido que fluye en los tubos y el número de tubos correspondientes al valor de prueba de  $A$ . La masa velocidad deberá localizarse entre 750,000 y 1,000,000 lb/hr-pi<sup>2</sup> para fluidos en los que se permite una caída de presión en los tubos de 10 lb/plg<sup>2</sup>.

Si el número de pasos en los tubos se ha supuesto  
to incorrectamente; un cambio en el número total  
que contiene una carga dada, ya que el número  
de tubos para una carga de cierto diámetro va-  
ría con el número de pasos en los tubos. Si el  
número supuesto de pasos en los tubos fue satis-  
factorio esto da un valor de "h" arriba de Ud y  
la caída de presión no excede a la caída de pre-  
sión permisible para el fluido. Se puede proce-  
guir ensayada hacia el lado de la carga supo-  
niendo un espaciado de los deflectores como pue-  
ba, el cual puede variarse si está en error; so-  
bre un amplio rango sin alterar h, A o At compu-  
tadas previamente para el lado de los tubos.

Es siempre ventajoso, por lo mismo, hacer los cálculos primero por el lado de los tubos para justificar el uso de una carcasa en particular.

Al diseñar el intercambiador, el mejor es el más pequeño, que con un diseño estándar tiene los requerimientos de caída de presión y de factor de obstrucción. Hay solo algunas limitaciones que deben considerarse. Se supone aún que no hay ninguna ventaja en usar menor caída de presión que la permitida y que de acuerdo con la figura 21, se emplearán defletores con un 25% de segmentación entre un espaciado máximo y mínimo. Los rangos extremos del espaciado son:

$$\text{Espaciado máximo} = B = \frac{DI \text{ de la carcasa}}{5}$$

o 2 plg, cualquiera que sea mayor.

Estas limitaciones originan el hecho de que ha espaciados más amplios el flujo tiende a ser axial en lugar de a través del haz de tubos, y a un espaciado demasiado cerrado hay excesivas fugas entre los deflectores y la carcasa. Debido a la convención de colocar las boquillas de entrada y salida en lados opuestos de la carcasa, los deflectores finales pueden no satisfacer el espaciado es cogido para un número par de deflectores y un número impar de cruces. Cuando se usa un espaciado más cerrado, y en este caso se indica un número impar de cruces. Cuando se usa un espaciado más cerrado, en este caso se indica un número impar de deflectores, los coeficientes de transferencia de calor y a la caída de presión pueden calcularse para el espaciado escogido, aunque luego se omite un deflector mediante el reacomodo de los deflectores extremos.

Las diferentes combinaciones del número de pasos en los tubos y el espaciado de los deflectores permiten variaciones en la masa velocidad y en los coeficientes de película sobre límites bastante amplios. El número de pasos en los tu

Los puede variarse de 2 a 8 y en carcazas muy grandes hasta 16. Como ya se indicó, la masa velocidad puede alterarse hasta cinco veces entre el mínimo y el máximo del espaciado de los deflectores. Es de desearse memorizar estas características para el caso de que en el primer intento el espaciado de los deflectores y los pasos en los tubos sean demasiado amplios para las condiciones del proceso. En los intercambiadores 1-2 el mínimo rendimiento se obtiene con dos pasos en los tubos y el máximo espaciado en los deflectores.

### 2.3.B Fórmulas a usarse en el diseño de un intercambiador.

El bosquejo para el diseño de un intercambiador es el siguiente:

#### Datos:

Condiciones del proceso:

Fluido caliente:  $T_1, T_2, W, C, s, u, k, R_d, \Delta P$

Fluido frío :  $T_1, t_2, w, c, s, u, k, R_d, \Delta P$

La longitud del tubo, diámetro exterior y espaciado, pueden ser especificados por la prácti-

b) Suponiendo un número recomendable de pasos en los tubos para la caída de presión permisi-

ente número de tubos usando la tabla 8. La máxima superficie. Determinar el correspondiente bajo, ya que esta práctica asegura llegar a Es mejor suponer Ud bastante alto que demasía-

$$A = \frac{Ud}{Q} \quad (2.3.5)$$

a) Suponer un valor tentativo de Ud con ayuda de la tabla 8 y calcular la superficie de

Para el intercambiador:

Prueba 1:

3) Temperaturas calóricas  $T_c$  y  $t_c$ .

$$\Delta t = MDT \times Ft \quad (2.3.4)$$

Ft de las figuras 12 a 17

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2} \quad (2.3.3)$$

MLDT:

2) Diferencia verdadera de temperatura,  $\Delta t$ :

$$1) \text{ Balance de calor, } Q = WC(T_1 - T_2) = (t_1 - t_2) \quad (2.3.2)$$

ca industrial.

da, seleccionar el intercambiador que tenga el número de tubos más aproximado a estos usando la tabla 7.

c] Corregir el valor tentativo de  $U_d$  a la superficie correspondiente al número actual de tubos que debe contener la carcaza.

El cálculo para los coeficientes de película deberán empezar en el lado de los tubos. Si el coeficiente de película del lado de los tubos, es relativamente mayor que  $U_d$  y la caída de presión permitida está razonablemente satisfecha y no excedida, el cálculo puede procederse del lado de la carcaza. Siempre que se altere el número de pasos en los tubos, la superficie en la carcaza también se altera cambiando el valor de  $A$  y  $U_d$ . Para el resto de los cálculos que aquí se muestra, se supone que el fluido frío fluye en los tubos como sucede en la mayoría, pero no necesariamente en todos los casos.

#### FLUIDO FRIO [CALIENTE]: TUBOS

4] Area de flujo,  $a_t$ : Area de flujo por tubo  $a_t'$

De la tabla 8

$$at = Ntat' / 144n, \text{ pies}^2 \quad [2.3.6]$$

DI deberá obtenerse de la tabla 8

$$5] \text{ Masa vel, Gt.} = w/at, \text{ lb/h-pies}^2 \quad [2.3.7]$$

$$6] \text{ Ret} = DGt/u \quad [2.3.8]$$

Obtener D de la tabla 8

obtener u a tc

7]  $j_h$  de la fig. 11

8] A tc obtener c Btu/lb-°F y K Btu/[h][pie<sup>2</sup>]

[°F/pie]

[cu/K]<sup>1/3</sup>

[2.3.9]

$$9] h_i = j_h \cdot \frac{K}{D} \cdot \frac{cu}{K}^{1/3} \cdot \phi_t$$

$$10) \frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} \frac{DI}{DE}$$

11) obtener uw y ϕt = (u/ut)<sup>0.14</sup> Fig. 11.

12] Coeficiente corregido

$$h_{io} = \frac{h_{io} \cdot \phi_t}{\phi_t}$$

Comprobar la caída de presión. Si no es satisfactoria, suponer un nuevo arreglo de pasos.

FLUIDO CALIENTE [FRIO] : CARCAZA

4] Suponer un espaciado plausible de los defletores para la caída de presión permitida.

Area de flujo,  $a_s = DI \times C'B/144Pt$  [pie<sup>2</sup>] [2.3.12]

5] Masa vel,  $G_s = W/a_s \text{ lb}/[h][\text{pie}^2]$  [2.3.13]

6] Res =  $De.G_s/u$  [2.3.14]

Obtener De la Fig. 21

Obtener  $u$  a  $T_c$

7]  $jh$  de la Fig. 21

8] A  $T_c$  obtener  $c$  Btu/[lb][°F] y

$k$  Btu/[h][pie<sup>2</sup>][°F/pie]

$[cu/K]^{1/3}$  [2.3.15]

9]  $h_o = jh \frac{K}{D_s} \left\{ \frac{cu}{K} \right\}^{1/3} \phi_s$  [2.3.16]

10] Temperatura de la pared del tubo,  $t_w$

$t_w = t_s + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} [T_c - t_c]$  [2.3.17]

11] Obtener  $uw$  y  $\phi_s = [u/uw]^{0.14}$  Fig. 11

12] Coeficiente corregido, [2.3.18]

$$h_o = \frac{h_o \phi_s}{\phi_s}$$

Comprobar la caída de presión. Si no es satisfactoria, suponga nuevo espaciado de los deflectores.

## CAIDA DE PRESION

Lado de los tubos

1] Para Ret en 6] obtener "f"

$$2) \quad \Delta P_t = \frac{f G t^2 L n}{5.22 \times 10^{10} D_s \phi t} \quad [2.3.19]$$

$$3) \quad \Delta P_t = \frac{4n}{s} \frac{V^2}{2g} \quad [2.3.20]$$

$$4) \quad \Delta P_t = \Delta P_t + \Delta P_r \quad [2.3.21]$$

Lado de la Carcaza

1'] Para Res en 6'] obtener "f"

$$2') \quad N^{\circ} \text{ de cruces, } N + 1 = 12L/B \quad [2.3.22]$$

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 (N+1)}{5.22 \times 10^{10} D_e \cdot s \cdot \phi_s} \quad [2.3.23]$$

Si ambos lados son satisfactorios para coeficientes de película y caída de presión, la tentativa debe darse por concluida.

13] Coeficiente total limpio  $U_c$ :

$$U_c = \frac{h_i h_o}{h_i + h_o} \quad [2.3.24]$$

14] Factor de obstrucción,  $R_d$  se obtuvo en [c] anteriormente.

$$R_d = \frac{U_c - U_d}{U_c U_d} \quad (2.3.25)$$

donde

$A$  = Superficie de transferencia de calor,  $\text{pie}^2$

$a$  = Area de flujo,  $\text{pies}^2$

$a''$  = Superficie externa por pie lineal, pies.

$B$  = Espaciado de los deflectores, plg.

$C$  = Calor específico del flujo caliente,  $\text{Btu}/[(\text{lb} \cdot ^\circ\text{F})]$

$c$  = Calor específico del fluido,  $\text{Btu}/[(\text{lb} \cdot ^\circ\text{F})]$

$D$  = Diámetro interior de los, pies

$D_s$  = Diámetro interno de la carcaza, pies

$F_c$  = Fracción calórica, adimensional

$F_t$  = Factor de diferencia de temperatura,

$t = F_t \cdot \text{MLDT}$ , adimensional.

$f$  = Factor de fricción, adimensional, para  $p$  en  $\text{lb}/\text{pie}^2$ ,  $\text{pies}^2/\text{plg}^2$

$G$  = Masa velocidad,  $\text{lb}/[\text{h} \cdot \text{pie}^2]$

$g$  = Aceleración de la gravedad,  $\text{pie}/\text{seg}^2$

$h, h_i, h_o$  = Coeficiente de transferencia de calor

en forma general, fluido interior y exterior,  
respectivamente,  $\text{Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}]$

$h_{io}$  = Valor de  $h_{io}$  cuando se refiere al diámetro exterior del tubo  $\text{Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}]$

$DI$  = Diámetro interior, plg

$j_h$  = Factor de transferencia de calor, adimens.

$K$  = Conductividad térmica,  $\text{Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F pie}]$

$L$  = Longitud del tubo, pies

$MLDT$  = Media logarítmica de la diferencia de temperatura,  $^\circ\text{F}$ .

$N$  = Número de deflectores en la carcasa

$N_t$  = Número de tubos

$P_t, P_r$  Caídas de presión totales, lado de los tubos y de retorno, respectivamente,  $\text{lb/plg}^2$

$Q$  = Flujo de calor,  $\text{Btu/h}$

$R_d, R_i, R_o$  = Factores de obstrucción combinados, interior y exterior,  $[\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}]/\text{Btu}$ .

$Re$  y  $Re'$  = Número de Reynolds para transferencia de calor y caída de presión, respectivamente, adimensional.

$s$  = Gravedad específica

$T, T_1, T_2$  = Temperatura en general, entrada y salida de fluido caliente,  $^\circ\text{F}$ .

$T_a$  = Temperatura promedio del fluido caliente,  $^\circ\text{F}$

$T_c$  = Temperatura calórica del fluido caliente.  $^\circ\text{F}$

$t_1, t_2$  = Temperatura en general, o salida del primer no de los calentadores, entrada y salida del fluido frío, °F  
 $t_a$  = Temperatura del fluido frío. °F  
 $t_c$  = Temperatura calórica del fluido frío °F  
 $t_w$  = Temperatura de la pared del tubo, °F  
 $t$  = Diferencia verdadera de temperatura en  $Q = UDA t$   
 $U, U_c, U_d$  = Coeficiente total de transferencia de calor, coeficiente de diseño,  $Rtu/[h-pie^2-°F]$   
 $v$  = Velocidad, pie/seg  
 $w$  = Peso del fluido en general, peso del fluido del fluido caliente, lb/h  
 $w$  = Peso del fluido del fluido frío, lb/h  
 $X$  = Longitud, pies  
 $\phi$  = Razón de viscosidad,  $(\mu/\mu^w) 0.14$   
 $u$  = Viscosidad, centipoises X 2.42 =  $lb(h-pie)$   
 $u^w$  = Viscosidad a la temperatura de la pared del tubo, centipoises X 2.42 =  $lb/[h-pie]$

## 2.4 SELECCION DEL AISLAMIENTO TERMICO

El aislamiento térmico, propiamente aplicado, asegura una operación efectiva del equipo de proceso y conserva el calor, con los beneficios económicos que ello implica.

Para una situación dada, existe siempre una amplia variedad de materiales aislantes y a cada tipo se le debe dar una consideración cuidadosa para poder hacer una decisión inteligente. No es posible referirse a cada especie de material aislante; pero se describirán varios de los tipos más frecuentemente usados para plantas de proceso.

2.4.1 Materiales aislantes.

Los materiales aislantes pueden ser clasificados

en cuatro tipos:

- 1) fibrosos
- 2) granulares
- 3) celulares, y,
- 4) reflectores

En la práctica, no obstante, dichas clasificacio-

ciones a menudo tienen valor limitado puesto que los productos comerciales consisten en una combinación de varios de estos materiales aislantes. A continuación se da una breve descripción de los principales aislantes que se usan.

a) ASBESTOS. - Es un material que se presenta en la naturaleza con la composición  $3MgO \cdot 2SiO_2 \cdot 2H_2O$ , correspondiente a un silicato hidratado de magnesio. En su estado natural parece roca, pero puede ser triturado y convertido en fibras suaves y sedosas. En este estado tiene la textura de la lana y, por consiguiente, en otras épocas confundía a la gente puesto que no sufre combustión alguna. El asbesto se usa en muchas formas para fabricar materiales aislantes, bien sea por el mismo o en combinación con otras sustancias. Mediante la adición de adhesivos puede ser configurado a una estructura como papel, ya sea en capas planas individuales, con finos espacios de aire entre ellas, o bien como papel corrugado de asbesto, formado también en capas. Los espacios de aire relativamente del aislamiento termi

nado. Estos aislamientos de papel de asbesto son efectivos hasta alrededor de unos  $300^{\circ}\text{F}$  [ $149^{\circ}\text{C}$ ] por encima de esta temperatura, el material adhesivo se descompone. Combinándolo con pequeñas partículas de algún material celular, esponjoso, el asbesto afieltrado resiste la vibración y soporta el manejo rudo a temperaturas hasta de unos  $900^{\circ}\text{F}$  [ $482^{\circ}\text{C}$ ]. Las fibras de asbesto se utilizan para fortalecer el aislamiento de alta temperatura de tierra de diatomáceas y el aislamiento a base de 85% de magnesia.

b) TIERRA DE DIATOMACEAS.- La tierra de diatomáceas es una forma poco usual de sílice, tiene un alto punto de fusión,  $2930^{\circ}\text{F}$  [ $1610^{\circ}\text{C}$ ] y propiedades extensivas. Está constituida por pequeños esqueletos silicosos de diatomeas, las cuales fueron plantas microscópicas que vivieron hace millones de años. Una mezcla de asbesto y tierra de diatomáceas forma un excelente aislamiento para altas temperaturas [ $600$  a  $1900^{\circ}\text{F}$ ,  $315$  a  $1040^{\circ}\text{C}$ ], dicha mezcla se fabrica bajo varios nombres comerciales.

178

el aislamiento a base de 85% de magnesita. - Pa-  
ra temperaturas hasta de unos 600° F [315° C]  
el aislamiento a base de 85% de magnesita es  
quizá el material aislante más popular. Es-  
ta constituido en un 85% de magnesita y un  
15% de asbesto. Las fibras de asbesto pro-  
porciona las cualidades de refuerzo necesá-  
rias para permitir el moldeo y la fabrica-  
ción de secciones de tubo y otras formas.  
El compuesto llamado magnesita es, en reali-  
dad, un carbonato de magnesio producido a  
partir de piedra caliza dolomítica, por la  
acción del bióxido de carbono sobre pizarra  
dolomítica. Cuando se instala apropiadamen-  
te, el aislamiento a base de 85% de magne-  
sita conserva durante muchos años sus exce-  
lentes propiedades aislantes y resulta un  
material económico. Tiene la desventaja de  
no poder soportar carga apreciable alguna.  
El aislamiento a base de 85% de magnesita a  
menudo se usa en combinación con aislamien-  
to de tierra de diatomeas. Adyacente al  
cuerpo caliente se coloca una capa de este  
último aislamiento, la cual debe tener un  
espesor suficiente para producir un tempē

natura de 600°F [315°C] en su superficie ex-  
terior. Esta capa se cubre luego por una ca-  
pa de aislamiento a base de 85% de magnesia  
la cual tiene un menor valor de conductivi-  
dad térmica y puede ser usada en el rango  
de temperaturas inferiores a 600°F [315°C].  
El aislamiento de 85% de magnesia constitu-  
ye un efectivo material aislante, porque el  
90% de su volumen total es espacio de aire  
cuya conductividad es baja.

1] LANA MINERAL. - La lana mineral se fabrica  
soplando en forma de hilamentos, minerales  
de sílice fundidos. Estos hilamentos pueden  
ser convertidos en mantas aislantes o mol-  
dados en bloques, por la adición de mate-  
riales adhesivos apropiados. Cuando se usa  
un adhesivo a prueba de agua, se puede pro-  
ducir un aislamiento efectivo de baja tempe-  
natura, el cual es altamente resistente a  
la humedad y a la putrefacción microbiana.  
Cuando está en dicha forma, el mencionado  
aislamiento por lo general se lo llama cor-  
cho mineral o roca mineral. La lana mineral

también se usa para aislamiento de casas y edificios.

el CORCHO VEGETAL. - El corcho natural contiene muchos miles de espacios sellados, llenos de aire. Es ligero, aunque resistente; no absorbe vapores ni es adversamente afectado por el humedecimiento. Estas propiedades hacen del corcho un buen aislamiento para bajas temperaturas.

61 POLIESTIRENO EXPANDIDO. - El estireno, polimerizado y moldeado para ocultar la estructura conductora de las burbujas de aire, constituye un aislamiento para bajas temperaturas, ligero y servicial. Ha sustituido al corcho en muchas aplicaciones.

91 AISLAMIENTO DE VIDRIO. - La baja conductividad térmica, incombustibilidad y nula reactividad química del vidrio, son características deseables en los aislamientos. El vidrio fundido puede ser hilado en fibras similares a las de la lana mineral y fibras que pueden convertirse en mantas, cubiertas

moldeadas para tubos, o bloques, El aislamiento de fibra de vidrio generalmente es bueno hasta 600° F [315° C], aunque ciertos diseños especiales soportan 1000° F [538° C]. Puesto que el vidrio no puede absorber agua las fibras de vidrio moldeadas a forma de cartón sirven como aislamiento de baja temperatura cuando se surten con un sello apropiado de vapor para el lado caliente. El material aislante a base de vidrio celular se hace de miles de burbujas de vidrio moldeadas en estructuras rígidas, de peso en extremo ligero. Este material de vidrio celular es adecuado para temperaturas de -350 a 800° F [-177° C a +425° C]. Esta disponible en bloques y en formas para cubiertas de tubos. Aunque no es un vidrio, hay otro material - llamado silicato de calcio hidratado, que se hace de materiales muy similares al vidrio. Este material es efectivo hasta temperaturas de 1200° F [650° C] y es resistente a la humedad. Cuando se mezcla con pequeñas cantidades de fibra de asbesto su resistencia aumenta.

## 2.4.2 Selección del aislamiento.

De manera sorprendente, existen muy pocos procedimientos estandarizados de prueba para comparar materiales aislantes. Únicamente un método [ASTM C177-45] ha sido aceptado por la American Society for Testing Materials para determinar la conductividad térmica de los aislamientos. Para obtener resultados reproducibles este método requiere pericia en su aplicación. Debido a la falta de correlación entre las mediciones de laboratorio y las características del comportamiento en servicio, es necesario que la selección del aislamiento esté en gran parte en la experiencia previa. Dicho procedimiento tiene varias limitaciones, la más importante de las cuales es que favorece la desatención de materiales aislantes de desahorro reciente.

Para evaluar apropiadamente un material aislante, se deben investigar los siguientes factores. El efecto de la humedad y de los cambios de temperatura sobre las propiedades que se anotán, debe ser cuidadosamente considerado.

11 Propiedades físicas.

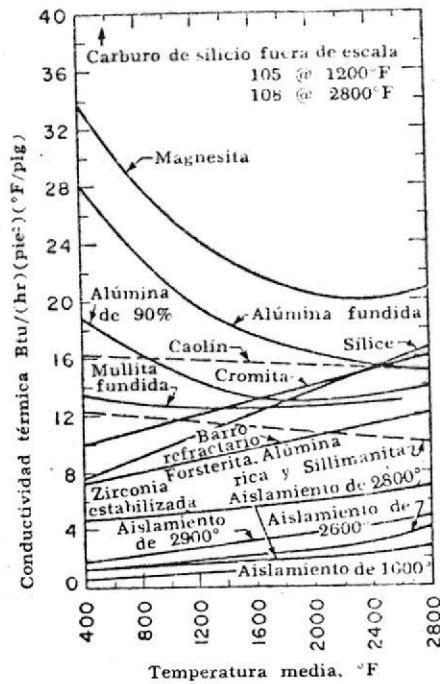
- a. conductividad térmica
- b. calor específico
- c. coeficiente de expansión
- d. resistencia a la compresión, a la tensión y al impacto.
- e. dureza
- f. resistencia a la fatiga
- g. resistencia al fuego

21 Propiedades químicas

- a. análisis
- b. naturaleza corrosiva
- c. efecto de sustancias químicas en las tuberías o los recipientes sujetos a pruebas.

31 Características de instalación

- a. toxicidad
- b. acción sobre la piel [se produce rasguños etc.]
- c. manejabilidad total [facilidad para cortar, para tomar diversas formas, etc.]



Conductividades térmicas de ladrillos refractarios y aislantes.

### 2.4.3 Pérdidas de calor a través de superficies aisladas.

El cálculo de pérdidas de calor a través de superficies aisladas, implica la suma de las diversas resistencias al flujo de calor. En una



norada. La ecuación del flujo de calor se convierte, entonces, en:

$$q = \frac{\Delta T}{R_i + R_s} \quad (2.4.2)$$

donde

$R_i$  = resistencia del aislamiento

$R_s$  = resistencia "superficial" del aislamiento.

La resistencia de cualquier material a la conducción de calor se expresa como:

$$R = \frac{\Delta X}{KA} \quad (2.4.3)$$

donde

$X$  = el espesor en pies, del material en la dirección del flujo de calor.

$K$  = es la conductividad Btu/[h-pie-°F]

$A$  = área a través de la cual el calor está fluyendo, pie<sup>2</sup>.

Para un aislamiento que rodea a un cilindro, como el aislamiento de una tubería, el área superficial varía del interior al exterior y debe de terminarse alguna área media. Se ha demostrado que esta área media corresponde a la media loga

rítmica de las áreas superficiales del interior [A1] y del exterior [A2], es decir:

$$\frac{A2 - A1}{\ln \frac{A2}{A1}} \quad \text{ó} \quad \pi L \frac{D2 - D1}{\ln \frac{A2}{A1}} \quad [2.4.4]$$

donde

L = longitud del aislamiento en pies

D = diámetro en pies

Para esferas, el área media es equivalente a la media geométrica

$$\sqrt{A1A2} \quad [2.4.5]$$

de las áreas interior y exterior.

La resistencia superficial es, por lo general, mucho menor la del aislamiento y únicamente necesita ser estimada. Está representada como:

$$R_s = \frac{1}{A(hc+hr)} \quad (2.4.6)$$

donde

hc = es el coeficiente de convección

hr = coeficiente de radiación

A partir de la siguiente ecuación empírica, pueden estimarse los valores del coeficiente

combinado,  $h_c + h_r$ , para tubos aislados horizontales,

$$h_c + h_r = \frac{564}{(d_2^{0.19})(273 - \Delta t_i)} \quad [2.4.7]$$

donde

$d_2$  = diámetro exterior del aislamiento

$t_i$  = temperatura de la superficie del aislamiento menos la temperatura del aire, °F.

$h_c + h_r$  = coeficiente de transmisión,  
Btu/[hr-pie<sup>2</sup>-°F]

También pueden calcularse valores para placas planas. El coeficiente de convección para el aire,  $h_c$ , en placas verticales puede determinarse a partir de la ecuación

$$h_c = 0.27 t^{0.25} \quad [2.4.8]$$

donde

$t$  = es la diferencia de temperaturas entre el aire y el exterior de la placa.

El coeficiente de radiación puede ser determinado por la ecuación:

Técnicamente, la determinación del espesor óptimo de aislamiento es un procedimiento directo. A medida que el espesor de aislamiento aumenta, los costos de las pérdidas de calor disminuyen, en tanto que los costos de aislamiento incrementan. El punto en el cual se alcanza un costo mínimo

2.2.4. Espesor óptimo del aislamiento.

Para determinar las conductividades y los valores de hc y hr, es necesario suponer las temperaturas superficiales de las varias capas de aislamiento, puesto que tanto la conductividad como los valores de hc y hr son dependientes de la temperatura. Estas suposiciones pueden ser verificadas después de calcular el flujo de calor, puesto que dicho flujo debe ser el mismo a través de cada resistencia.

- ei = emisividad de la placa a T1
- T1 = temperatura absoluta de la placa, °R
- Ta = temperatura absoluta del aire, °R

donde

$$hr = \frac{0.173e1 \left[ \left( \frac{T1}{100} \right)^4 - \left( \frac{Ta}{100} \right)^4 \right]}{T1 - Ta}$$

[2.4.9]

nimo total, puede ser descrito como un valor óptimo.

Se ha desarrollado un solución analítica para este punto óptimo particular, igualando a cero la ecuación de la primera derivada del costo total.

Para superficies planas

$$X = \sqrt{\frac{ak}{b}} - RSK \quad (2.4.10)$$

donde

- X = espesor óptimo del aislamiento, plg.
- a =  $y(t-t_a)M/1.000000$
- Y = horas de operación del año
- M = valor del calor en dólares por millón de Btu.
- b = costo del aislamiento por pie<sup>2</sup>, por plg. de espesor, por año.
- Rs = Resistencia superficial, (hr-pi<sup>2</sup>-°F)Btu
- K' = conductividad, Btu/hr-pie<sup>2</sup>/plg-°F
- t = temperatura del lado caliente del aislamiento, °F.
- ta = temperatura del aire, °F.

Para superficies cilíndricas (un material aislante)

$$\left( r_2 \ln \frac{r_2}{r_1} + R_s K' \right) \frac{2 \cdot r_2 - r_1}{r_2 - R_s K'} = \frac{a K'}{b} \quad (2.4.11)$$

donde

$r_2$  = radio exterior del aislamiento, plg.

$r_1$  = radio interior del aislamiento, plg.

En la Fig. 2.4.1 se presenta una gráfica de estas expresiones para diversos valores de  $\sqrt{a K' b}$

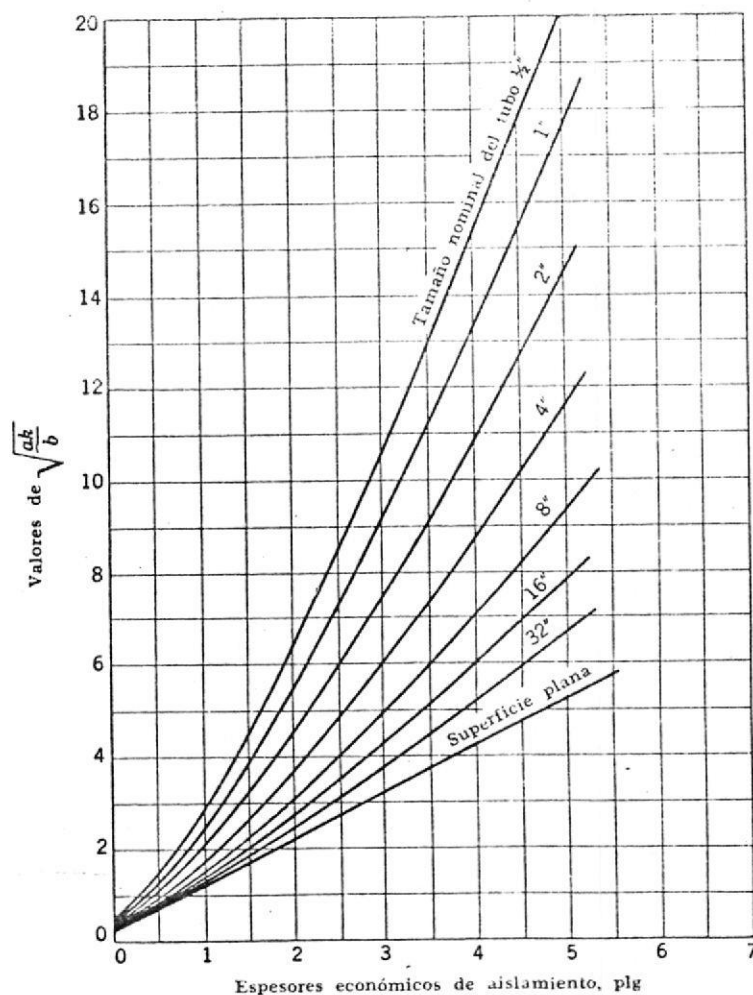


Fig. 2.4.1 - Espesor económico de aislamiento

EFICIENCIA DEL AISLAMIENTO, - Es un término que se define como la diferencia entre la pérdida de calor a través del accesorio desnudo y la que se tiene en el mismo accesorio aislado, dividida entre la pérdida de calor a través del accesorio sin aislar. Los fabricantes reportan tablas de estas eficiencias para varios tamaños y espesores de los aislamientos.

Sin embargo, los valores son engañosos para el usuario casual, ya que son altos, y lo que parece ser una diferencia pequeña en eficiencia, de únicamente 2% [96 y 94], puede representar un aumento en pérdidas de calor, de  $[96-94]/[100-96]$  [100] = 50%. Las tablas de pérdida de calor son mucho más útiles para comparar diversos espesores y clases de aislamientos.

### 2.4.5 Instalación del aislamiento.

Independientemente de la extensa variedad de tipos de aislamientos, la mayoría de ellos se fabrican en una o más de tres formas, a saber: bloques, mantas, o cubiertas moldeadas seccionales para tuberías. Los métodos de instalación de estas tres formas de aislamiento son similares, al margen de la clase de aislamiento que se esté empleando. En toda instalación de aislamiento se aplican dos reglas generales. Una, es que las superficies deben limpiarse perfectamente antes de comenzar la instalación. La otra, es que si el aislamiento se instala en varias capas, todas las juntas deben quedar cuatrapeadas como se muestra en la figura que sigue.

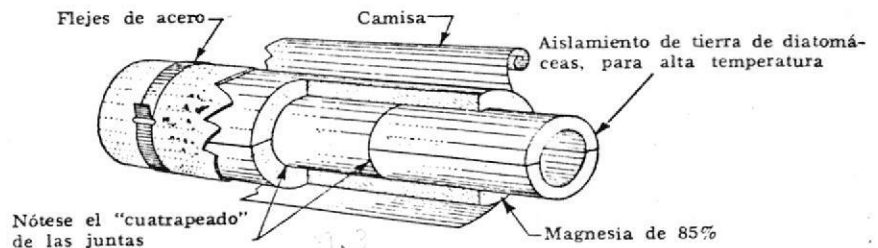


FIGURA 2.4.2

Aislamiento seccional en varias capas, en una tubería

Esta colocación de las juntas reduce al máximo la posibilidad de fugas caloríficas a través de ellas.

al AISLAMIENTO DE BLOQUE Y DE MANTA. - El aislamiento que se surte en forma de bloques se usa extensamente en recipientes, cambiadores de calor, y otros equipos similares. (Fig. 2.4.2). Para asegurar la instalación sobre torres y cambiadores de calor, se usan flejes galvanizados de 1/2 x 0.020 plg [13 x 0.5 mm]. En las cabezas, superior e inferior, del recipiente el aislamiento se sostiene con flejes que se aseguran por medio de pernos o tuercas soldados. Para ayudar a soportar los bloques, se sueldan ángulos de acero alrededor de los recipientes - verticales y espaciados a 8 o 12 pies entre centros. Estos soportes son 1/2 plg menos de espesor con respecto al del aislamiento. Terminando el bloque en ambos extremos del ángulo y llenando el espacio con lana mineral suelta, se adapta una junta de expansión. (Fig. 2.4.3)

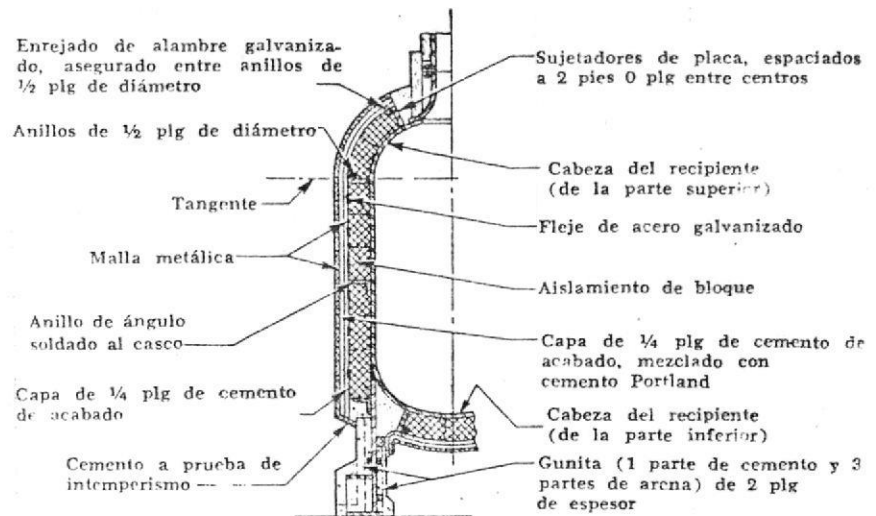


FIGURA 2.4.3.

Aislamiento típico de recipiente.

La junta de expansión se cubre con una tela de hierro galvanizado o metal desplegado Núm. 20 y con una malla metálica, y luego recibe un acabado, por medio de un cemento aislante, que hace hermética al intemperismo. Después que los bloques han sido colocados, con ayuda de alambre, en su lugar, alrededor de todo el recipiente se estira y aprieta una malla metálica [de 1 plg] formando un enrejado. Sobre esta malla de alambre se aplican varias capas de plástico aislante [cemento de acabado], el cual es una combinación de gránulos de lana mineral, fibras de asbesto, arcillas y materiales inhibidores de la

corrosión. Para instalaciones exteriores se forma otro enrejado con malla de 1 plg., seguido por un recubrimiento final de plástico resistente al intemperismo, a base de una emulsión asfáltica especial. Todas las grietas del aislamiento se hacen herméticas al intemperismo mediante el uso de un cemento instantáneo [por ejemplo, asfalto "fibrado rebajado"].

El aislamiento de manta se instala de una manera similar, con excepción que en vez de flejes galvanizados se puede usar alambre para asegurar las mantas en su lugar. Sobre el área de la manta se aplica directamente plástico aislante, seguido por malla metálica de 1 plg., a la cual se aplica plástico a prueba de intemperismo.

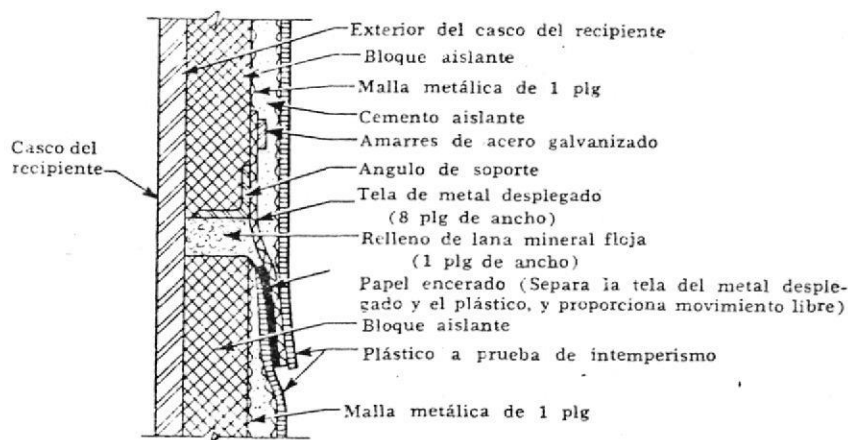


FIGURA 2.4.4 JUNTA TÍPICA DE EXPANSION PARA AISLAMIENTO DE BLOQUE

61 AISLAMIENTO DE TUBERIAS. - El aislamiento

de tuberías se fija y se asegura al tubo mediante amarras de alambre o flejes se-  
parados aproximadamente cada 12 pds. Es-  
te alambre debe resistir la corrosión o  
las altas temperaturas que sean de espe-  
narse en el área. Las irregularidades  
que producen claros en donde las juntas  
se empujan, se llenan con plástico as-  
tante o plástico de acabado. Las tube-

rias que van al interior llevan un acaba-  
do a base de una camisa de lona de 6 on-  
zas, la cual se pega sobre la cubierta  
del tubo. Los aislamientos que van al ex-  
terior se cubren con una camisa a prueba  
del intemperismo, tal como de cartón pa-  
na techos o forro de acero galvanizado o  
de aluminio (Fig. 2.4.21)

Las válvulas y las conexiones se aislan  
con segmentos de bloques u otro aislamien-  
to del mismo material utilizado en  
los tramos rectos de tubo. Estos segmen-  
tos se fijan en su lugar por medio  
de alambre y se terminan con un recubrimien-

to de plástico aislante. Las conexiones  
más pequeñas de 3 pulg., por lo general,  
se aíslan con plástico segurado por un  
recubrimiento de asbesto cemento de aca-  
bado duro.

Por lo que se refiere a las bridas, se  
ha encontrado que es más económico omi-  
tir el aislamiento sobre ellas en todas  
las líneas, menos en las de vapor. En  
plantas de proceso se hace necesario con-  
taminar frecuencia extraña secciones de  
líneas para inspección o reparación, que  
resulta menos costoso omitir sencilla-  
mente el aislamiento alrededor de las bridas,  
y así evitar la destrucción de toda la  
sección de aislamiento cuando se extrae  
el tubo.

## CAPITULO III

### CALCULOS TECNOLOGICOS

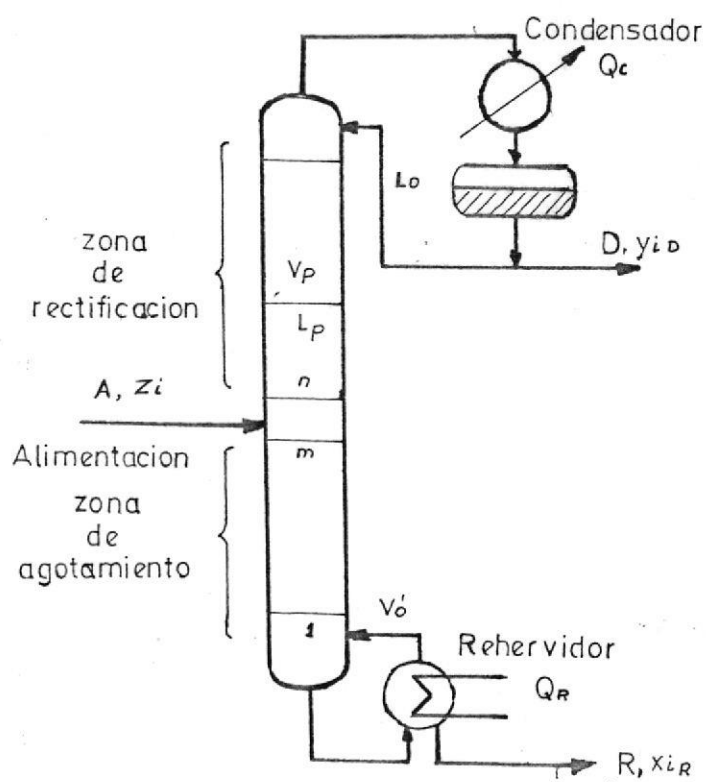
Antes de proceder a realizar los cálculos tecnológicos se hace necesario que se tenga clara la idea de equipo que se está diseñando. El equipo junto con sus complementos estará constituido por:

- a] Columna de depropanización o destilación
- b] Un intercambiador de calor condensador,
- c] Un rehervidor del tipo marmita,
- d] Un tanque o recipiente acumulador de condensados.
- e] El aislamiento térmico que cubre a la columna, condensador, rehervidor y tubería para minimizar las pérdidas de calor.

En la figura que sigue se presenta una columna de depropanización o destilación junto a su nomenclatura más común.

#### 3.1 CALCULOS DE LA COLUMNA DE DESTILACION

Con una idea clara del equipo, se procede a analizar en el cromatógrafo la muestra. Los resultados que se ha logrado son:



A = Alimentación

D = Destilado

R = Residuo

L<sub>0</sub> = Reflujo

V<sub>0</sub> = Vapor del hervidor

V<sub>p</sub> = Vapor del plato p

L<sub>p</sub> = Líquido del plato p

V<sub>a</sub> = Vapor de la alimentación

L<sub>a</sub> = Líquido de la alimentación

A<sub>i</sub> } Caudales parciales del

D<sub>i</sub> } contituyente i

L<sub>i</sub> }

Composición

Z<sub>ia</sub> = Concentración del compo-  
nente en la alimentación

y<sub>id</sub> }  
x<sub>ir</sub> } Concentración de i en D,  
x<sub>ip</sub> } R, L<sub>p</sub>, V<sub>p</sub>,  
y<sub>ip</sub> }

Q<sub>c</sub> = Carga térmica del condensador

Q<sub>R</sub> = Carga termica del hervidor

H<sub>l</sub> = Entalpia molar vapor

H<sub>v</sub> = Entalpia molar liquido

H = Entalpia molar global de una mezcla de dos fases

NOMECLATURA COMUN DE UNA COLUMNA

COMP.	NOMBRE	MOL/DIA	%MOLAR
C1	Metano	98	0,5
C2	Etano	539	3,1
C3	Propano	4462	25,5
i-C4	iso-Butano	2922	16,8
n-C4	n-Butano	8534	48,8
i-C5	Iso-Pentano	498	2,8
n-C5	n-Pentano	442	2,5

Con el resultado anterior queda definida la alimentación que entrará a la columna, y está en las unidades apropiadas o sea en unidades molares; de lo contrario si se encontrara en otro tipo de unidades es conveniente transformar a unidades molares.

Se especificará el producto en función de dos componentes y será entre el C3 y el i-C4, ya que se desea recolectar el propano en estado casi puro.

Las especificaciones a cumplir será de acuerdo a la norma ASTM D-2163-70 [NGPSA], la cual expresa que el C4 y más pesados no deben exceder en un valor no mayor que el 2,5% molar ó 2,5% volumétrico, en el producto final.

Asumiendo [sujeto a verificaciones posteriores] que el C2 y el C3 tienen una concentración desechable en el fondo, y el *i*-C4 una concentración desechable en el destilado. A continuación se presenta el resultado después de realizada la distribución en el tope y en fondo.

COMP.	ALIMENTACION		TOPE		FONDO	
	%MOLAR	Mol/día	%Mol.	Mol/d	%Mol.	Mol/d.
C1	0,5	98	1,94	98	-	-
C2	3,1	539	10,65	539	-	-
C3	25,5	4467	86,95	4400	0,50	62
<i>i</i> -C4	16,8	2922	0,46	23	23,32	2889
<i>n</i> -C4	48,8	8534	-	-	68,62	8532
<i>i</i> -C5	2,8	498	-	-	4,00	498
<i>n</i> -C5	2,5	442	-	-	3,56	442
	100,00	17492	100,00	5060	100,00	12433

El próximo paso consiste en estimar las condiciones de operación de la columna, tales como las temperaturas y presiones del tope y del fondo de la columna. En el presente trabajo se está considerando un condensador total, por lo tanto, el destilado como el reflujo será

un líquido en el punto de burbujeo. La condición del tope de la torres es que ésta se encuentra en el punto de rocío, y en el fondo se encuentra a condición de punto de burbujeo.

Se empezará considerando el tope de la torre, es decir, el punto de rocío de la mezcla y deberá cumplir con la condición de que:

$$\sum X_i = \sum \frac{Y_i}{K_i} = 1.00$$

Si la presión es asumida es  $P = 275 \text{ psig} = 289.7 \text{ psia}$ .

Por tanteo la temperatura de rocío es la siguiente:

#### TOPE

COMP.	Mol/día	$Z_i = Y_i$	$K_i$ 125°F	$\sum \frac{Y_i}{K_i}$
C1	98	0.0194	10.5000	0.0018
C2	539	0.1065	2.420	0.0440
C3	4400	0.8696	0.925	0.9401
i-C4	23	0.0045	0.420	0.0107
	5060	1.0000		0.9967

Presión de tope = 275 psig. = 289.7 psia

Temperatura de tope = 125°F

A continuación las condiciones del fondo serán consideradas. Se asume una caída de presión a través de los platos o de 10 psig, o sea que la presión en el fondo es igual a 285 psig o 299.7 psia.

Así mismo la temperatura de fondo será encontrada por tanteo debiendo cumplir la condición de punto de burbujeo la cual es:

$$\sum y_i = \sum K_i x_i = 1.00$$

## FONDO

Comp.	Mol/día	$Z_i = x_i$	$K_i$ 240°F	$y_i = K_i Z_i$
C3	62	0.0050	2.1	0.0105
i-C4	1899	0.2332	1.2	0.2903
n-C4	8532	0.6862	1.0	0.6862
i-C5	498	0.0401	0.56	0.0225
n-C5	442	0.0256	0.49	0.0174
	12433			1.0164

Temperatura de fondo = 240°F

Presión de fondo = 285 psig = 299.7 psia

De la misma manera se encuentra las condiciones en el tanque de reflujo, asumiendo una caída de presión de 2.5 psia a través del condensador. La temperatura será encontrada por tanteo. Deberá estar en el punto de burbuja ya que como se explicó anteriormente se está usando un condensador total.

Comp.	$x_i$	$K_i$ 100°F	$y_i = K_i x_i$
C1	0.0193	9.25	0.1785
C2	0.1064	2.00	0.2120
C3	0.8684	0.71	0.6166
<i>i</i> -C4	0.0045	0.33	0.0015
<i>n</i> -C4	0.0013	0.235	0.0003
			<u>1.0089</u>

Temperatura del tanque de reflujo = 100°F

Presión del tanque de reflujo = 277.5 psig

Se hace necesario que se determinen los componentes clave ligero y clave pesado. En este caso es obvio

Clave ligero = LK = Propano = C3

Clave pesado = HK = *i*-Butano = *i*-C4

Ahora se encontrará la volatilidad relativa de los componentes tanto del tope como del fondo, y la volatilidad relativa promedio de la columna usando tres puntos

$$\alpha_{\text{prom}} = \sqrt[3]{001002003}$$

El dato para el punto 1 es en el tope de la columna [entrada del condensador], el punto 3 es tomado en el rehervidor. Los datos del punto 2 son obtenidos usando la media aritmética de las condiciones del punto 1 y 3, a la alimentación.

$$T_2 = 0.5 [T_1 + T_3] = 0.5 [125 + 240] = 181.5^\circ\text{F}$$

$$P_2 = 0.5 [P_1 + P_3] = 0.5 [289.7 + 300] = 295 \text{ psia}$$

$$\alpha_1 = \left[ \frac{K_i}{K_{HK}} \right]_{\text{Tope}} \quad \text{Rocío} \quad 125^\circ\text{F} \quad 289.7 \text{ psia}$$

$$\alpha_2 = \left[ \frac{K_i}{K_{HK}} \right]_{\text{Fondo}} \quad \text{Burbuja} \quad 240^\circ\text{F} \quad 300 \text{ psia}$$

A  $\bar{P}$  y  $\bar{T}$  entrada la alimentación  $181.5^\circ\text{F}$  y  $295 \text{ psia}$

COMP.	1 Tope		2 Alimentación		3 Fondo		$\bar{\alpha}$
	K1	$\alpha_1$	K2	$\alpha_2$	K3	$\alpha_3$	
C1	10.5	22.83	13.0	16.25	-	-	19.26
C2	2.4	5.22	3.5	4.38	-	-	4.78
C3	0.91	1.98	1.475	1.844	2.1	1.75	1.855
i-C4	0.46	1.00	0.80	1.0	1.2	1.00	1.00
n-C4	---	---	0.64	0.80	1.0	0.84	0.82
i-C5	---	---	0.34	0.43	0.56	0.47	0.45
n-C5	---	---	0.28	0.35	0.49	0.41	0.38

El número de platos mínimos se encontrará usando la ecuación de Fenske, la cual se describe a continuación:

$$Nm_{\min} = \frac{\ln\{(\text{moles LK}/\text{moles HK})_D (\text{moles HK}/\text{moles LK})_B\}}{\ln[\alpha_{LKprom}/\alpha_{KHprom}]}$$

$$Nm_{\min} = \frac{\ln\{[4400/23][2899/62]\}}{\ln 1.855} = 14.7258 \text{ platos}$$

#### DISTRIBUCION DE COMPONENTES NO CLAVES

Para la distribución de componentes no claves se hará uso de las siguientes ecuaciones:

$$\delta_i = d_i + b_i$$

$$\alpha_{\text{medio}} = \frac{\alpha_{LK, \text{prom}} + \alpha_{HK, \text{prom}}}{2}$$

Para componentes ligeros

$$b_i = \frac{\delta_i}{1 + \left(\frac{D}{B}\right)_{HL} \left(\frac{\alpha_i, \text{prom}}{\alpha_{HK, \text{prom}}}\right)^{N_{\text{min}}}}$$

$$d_i = \delta_i - b_i$$

Para componentes pesados:

$$d_i = \frac{\delta_i}{1 + \left(\frac{B}{D}\right)_{LK} \left(\frac{\alpha_{LK, \text{prom}}}{\alpha_i, \text{prom}}\right)^{N_{\text{min}}}}$$

$$b_i = \delta_i - d_i$$

Entonces si:

$$\alpha_{C_1} = 19.26$$

$$\delta_{C_1} = 98$$

$$b_{C_1} = \frac{98}{1 + \left(\frac{23}{2899}\right) \left(\frac{19.26}{1}\right)^{14.7258}} \approx 0$$

$$d_{C_1} = 98$$

$$\alpha_{C_2} = 4.78$$

$$\delta_{C_2} = 539$$

$$b_{C_2} = \frac{539}{1 + \left( \frac{23}{1899} \right) \left( \frac{4.78}{1} \right)} \quad 147258 \quad 0$$

$$b_{C_2} = 0$$

$$d_{C_2} = 539$$

$$\alpha_n^{C_4} = 0.82$$

$$\delta_n^{C_4} = 8532$$

$$b_n^{C_4} = \frac{8532}{1 + \left( \frac{62}{4400} \right) \left( \frac{0.82}{1} \right)} \quad 147258 \quad 8532.54$$

$$b_n C_4 = 8532.54$$

$$d_n C_4 = 6.464$$

$$\alpha_i C_5 = 0.45$$

$$\delta_i C_5 = 498$$

$$b_i C_5 = \frac{498}{1 + \frac{62}{4400} \frac{0.45}{1}} \quad \begin{array}{l} 147258 \\ 498 \end{array}$$

$$b_i C_5 = 498$$

$$d_i C_5 = 0$$

$$b_n C_5 = 442$$

$$d_n C_5 = 0.00$$

COMP.	ALIMENTACION $Z_i$	TOPE		FONDO	
		Mold/d.	$y_i$	Mold/d.	$X_i$
C1	0.0056	98	0.0193	-	-
C2	0.0308	539	0.1064	-	-
C3	0.2551	4400	0.8684	62	0.0050
$\hat{i}$ -C4	0.1670	23	0.0045	2899	0.2333
n-C4	0.4877	6.6	0.0013	8525.5	0.6861
$\hat{i}$ -C5	0.0285	-	-	498	0.0401
n-C5	0.0205	-	-	442	0.0356
		50665	-	12426.5	

Si se supone que la alimentación entra a condiciones de burbujeo. Se encuentra el reflujo mínimo usando Underwood:

$$\sum_i \frac{[\alpha_i, \text{prom}] (Z_i \text{ alim.})}{[\alpha_i, \text{prom}] - \phi} = 1 - q \quad \text{Ec(2.13)}$$

$$\sum_i \frac{[\alpha_i, \text{prom}] X_i}{[\alpha_i, \text{prom}] - \phi} = 1 + R_{\min} \quad \text{Ec(2.14)}$$

Cuando la alimentación entra a condiciones de burbujeo se tiene que " $q = 1$ ". Reemplazando valores:

$$\frac{[19,26] [0,0056]}{[19,26 - \emptyset]} + \frac{[4,78] [0,0308]}{[1,78 - \emptyset]} + \frac{[1,855] [0,2551]}{[1,855 - \emptyset]} +$$

$$\frac{1 \times 0,167}{[1 - \emptyset]} + \frac{0,4877 \times 0,82}{[0,82 - \emptyset]} + \frac{0,45 \times 0,0285}{[0,45 - \emptyset]} + \frac{0,38 \times 0,0253}{[0,38 - \emptyset]} =$$

Tanteando se tiene el valor de  $\emptyset$  que satisface la ecuación

$$\emptyset = 1,354$$

$$R_{\min} = \frac{19,26 \times 0,0193}{[19,26 - 1,354]} + \frac{4,78 \times 0,1064}{[1,78 - 1,354]} + \frac{1,855 \times 0,8684}{[1,855 - 1,354]} +$$

$$\frac{1 \times 0,0045}{[1 - 1,354]} + \frac{0,82 \times 0,0013}{[0,82 - 1,1354]} - 1$$

$$R_{\min} = 2,4$$

Si se toma el valor de la tabla del Apéndice para enfriamiento por agua se tiene que:

$$\frac{R}{R_{\min}} = 1,5$$

De aquí se tiene el valor de R

$$R = 1,5 \times 2,4 = 3,6$$

De la Fig. 2.13 de Erbar-Madox, se encontrará el número de platos teóricos. Antes se debe entrar el valor de la relación.

$$\frac{R}{R+J} = \frac{3.6}{3.6+J} = 0.78$$

$$\frac{R_{m\dot{a}n}}{R_{m\dot{a}n}+J} = \frac{2.4}{2.4+J} = 0.71$$

De la Fig. 2.13.c  $\frac{N}{N_{m\dot{a}n.}} = 0.55$

$$N = \frac{14.7858}{0.55} = 27 \text{ platos teóricos}$$

$$N = 27 \text{ platos teóricos}$$

Si se aplica la ecuación de Kirkbride se puede determinar el número de platos tanto de rectificación como de despojamiento, así como de la ubicación del plato de alimentación.

$$\log \left[ \frac{m}{p} \right] = 0.2061 \log \left\{ \frac{B}{D} \left[ \frac{X_{HK}}{X_{LK}} \right] \left[ \frac{X_{LK,B}}{X_{HK,D}} \right]^2 \right\} \quad [c.(2.16)]$$

$$\log \left[ \frac{m}{p} \right] = 0.206 \log \left\{ \left( \frac{12426.5}{5066.5} \right) \left( \frac{0.2551}{0.1670} \right) \left( \frac{0.8684}{0.2333} \right)^2 \right\}$$

$$\log \left[ \frac{m}{p} \right] = 0.3530$$

$$\frac{m}{p} = 2.2544$$

$$m = 2.2544 \times p$$

$$m + p = 27$$

Resolviendo

Sección de despojamiento =  $p = 9$  platos

Sección de rectificación =  $m = 18$  platos

La alimentación entra por el plato # 10

Todo esto se relaciona a un cálculo de etapas teóricas.

Terminado este paso se debe calcular la cantidad o carga de vapor en el último plato tope, usando la relación

$$V = [1 + R]D$$

$$V = [1 + 3.6] 5066.5 = 23306.9 \text{ mol/día} = 0.27 \text{ mol/seg.}$$

El peso molecular promedio de la mezcla del tope es  $\bar{M} \equiv 42.134 \text{ lb/lbmol}$

Combinando

$$V = 0.27 \text{ lbmol/seg} \times 42,134 \text{ lb/lbmol} = 11,3816/\text{seg.}$$

$$V = 5.76 \text{ pie}^3/\text{seg.} \quad \text{a } T = 125^\circ\text{F} \text{ y } P = 289.7 \text{ psia}$$

La cantidad de líquidos será igual a

$$L = RxD$$

$$L = 3.6 \times 5066.5 = 18239.4 \text{ mol/día} = 12.66 \text{ mol/min.}$$

$$L = [12.66 \text{ mol/min}] [42.131 \text{ lb/mol}] [\text{pie}^3 / (30.74 \text{ lb}) \times [7.48 \text{ gal/pie}^3]]$$

$$L = 129.7845 \text{ gal/min}$$

Antes de proseguir, se calcula la densidad tanto del vapor como la del líquido.

DENSIDAD DEL VAPOR

COMP.	mol/día	$y_i$	M	$y_i \times M$
C1	98	0.0194	16	0.31
C2	539	0.1065	30.1	3.21
C3	4400	0.8695	44.1	38.34
i-C4	23	0.0046	58.1	0.27
	5060			$\bar{M} \equiv 42.13$

$$5060 \text{ mol/día} = 0.0586 \text{ mol/seg} = 1.265 \text{ pie}^3/\text{seg}$$

$$42.13 \text{ lb/mol} \times 0.0586 \text{ mol/seg} = 2.4688 \text{ lb/seg}$$

$$\text{Dens. Vap.} = 2.4688 \text{ lb/seg} / 1.265 \text{ pie}^3/\text{seg}$$

$$\text{Dens. Vap.} = 1.95 \text{ lb/pie}^3$$

## DENSIDAD DEL LIQUIDO

COMP.	$X_i$	lb/gal	$X_i$ lb/gal
C1	0.0050	2.5	0.0125
C2	0.0310	2.971	0.0921
C3	0.2550	4.233	1.0794
i-C4	0.1680	4.695	0.7888
n-C4	0.4880	4.872	2.3775
i-C5	0.0280	5.208	0.1458
n-C5	0.0250	5.261	0.1315
			4.6277

$$\begin{aligned} \text{Dens. L\u00edq.} &= 4.6277 \text{ lb/gal} \times 7.48 \text{ gal/pie}^3 \\ &= 34.62 \text{ lb/pie}^3 \end{aligned}$$

Se usa un factor de expansividad seg\u00fan las tablas de MAXWELL

$$\text{Factor de expansividad} = 1.125$$

$$\text{Dens. L\u00edq.} = 34.62 / 1.125 = 30.77 \text{ lb/pie}^3$$

Preliminarmente antes de proseguir con el c\u00e1lculo energ\u00e9tico, se procede a calcular el peso molecular promedio de los fondos.

COMP.	Mol/h	$\frac{K1}{240^{\circ}F}$	KL	Lb/h
C3	2.58	2.1	5.418	238.94
i-C4	120.79	1.2	144.95	8395.45
n-C4	355.50	1.0	355.50	20654.55
i-C5	20.75	0.56	11.62	837.80
n-C5	18.42	0.49	9.03	651.06
	518.04		526.52	3077.80

$$\text{Peso molecular promedio} = \frac{30777.80}{526.52}$$

$$= 58.45$$



## BALANCE DE CALOR EN EL REBOILER

Se supone 20°F de diferencia entre el Reboiler y el plato inferior dando una temperatura de 220° a éste

Entrada de calor:						
Líquido de Trampa.....	1479.19	58.64	86749.70	230	185	16'048.583,95
Carga del Rehevidor						5'961.628,17
						<u>22'010.212.02</u>
Salida de calor:						
Vapor del rehevidor....	961.43	58.45	36195.44	240	290	16'296.677.60
Fondos.....	517.11	59.01	30553.66	240	192.5	5'713.534.42
						<u>22'010.212.02</u>

$$\frac{X_H}{B(v)} + \frac{W_H}{B(l)} = \frac{X_H}{p(l)} + \frac{W_H}{B(l)p(l)} + Q_n \quad \text{Eq(2.17)}$$

$$X290 + 5881579.60 = X185 + 30553.60x185 + 6129685$$

$$X = 56195.44 \text{ mol/h}$$

$$\frac{56195.44}{58.45} = 961.43 \text{ mol/h}$$

$$\begin{aligned} \text{Líquido en la trampa} &= W + X \\ &= 51777 + 961.43 \\ &= 1479.19 \text{ mol/h} \end{aligned}$$

$$\text{Peso molecular promedio} = \frac{86749.10}{1479.19} = 58.64$$

## CHEQUEO

COMP.	y	VAPOR DEL REHERVIDOR V-Y961.43 + Fondos = Trampa			Ki 220°F 300psi	KxMol
C1						
C2						
C3	0.0105	10.095	2.58	12.675	2.00	25.35
i-C4	0.2903	279.103	120.79	399.893	1.15	459.88
n-C4	0.6862	659.733	355.5	1015.233	0.96	974.62
i-C5	0.0225	21.632	20.75	42.382	0.55	23.31
n-C5	0.0174	16.29	18.42	34.71	0.47	16.31
		987.293	518.04	1505.33		1499.47

$$\text{error} = \frac{1505.33 - 1499.47}{1505.33} \times 100 = 0.39\%$$

## RESULTADOS

Total de líquido al rehervidor .....	56195 lb/h
Líquido vaporizado.....	86749 lb/h
Carga térmica .....	596128 Btu/h
Rango de Temperatura .....	230-240°F
Presión de operación .....	300 psia

En la parte que respecta al selección del plato en los fundamentos teóricos se escogió el plato de válvulas del tipo Ballast por sus ventajas que presenta. Además, se explica detalladamente el proceso para su diseño. Aquí se procede a realizar los cálculos indicados.

Simultáneamente se calculará el diámetro de la torre, bajantes, vertederos y otros.

Los datos necesarios son los siguientes:

## VAPOR

Carga .....	11.38 lb/seg.
Densidad .....	1.95 lbm/pie <sup>3</sup>
Pies cúbicos por segundo .....	4.27 pie <sup>3</sup> /seg.

## LIQUIDO

Carga .....	8.89 lb/seg.
Densidad .....	30.77 lbm/pie <sup>3</sup>
GPM .....	129.7845 gal/min

Velocidad de diseño del bajante

$$\begin{aligned}
 VD_{dsg} &= 1.5 \sqrt{TS} \times \frac{\sqrt{D - D_v}}{1} \times FS && \text{Ec(2.1.8c)} \\
 &= 1.5 \sqrt{18} \times \sqrt{30.77 - 1.95} \\
 &= 170.82 \text{ gal/min}
 \end{aligned}$$

Factor de capacidad del vapor

$$\begin{aligned}
 CAF &= CAF_0 \times FS && \text{Ec(2.1.9)} \\
 CAF_0 &= 0.389 \text{ y } FS = 1 && \text{Fig 2.1.10 Tabla 2.2A} \\
 CAF &= 0.389 \times 1 = 0.389
 \end{aligned}$$

Ahora se encontrará el diámetro aproximado de la torre.

$$\begin{aligned}
 D_{\text{aprox}} &= 4 \text{ pies} && \text{Fig. 2.1.12} \\
 V_{\text{carga}} &= CFS \times \frac{\sqrt{D_v}}{[D - D_v]} && \\
 &= 4.27 \times \frac{\sqrt{1.95}}{[30.77 - 1.95]} && \text{Ec(2.1.10)} \\
 &= 1.11 \text{ pie}^3/\text{seg}
 \end{aligned}$$

## LONGITUD DE LA TRAYECTORIA DE FLUJO

$$FPL = \frac{q \times D_{aprox.}}{N^{\circ} \text{ pases}} \quad Ec.(2.1.11)$$

$$\begin{aligned} N^{\circ} \text{ pases} &= 1 \\ &= \frac{q \times 4}{1} \end{aligned}$$

$$FPL = 36 \text{ plg}$$

## AREA ACTIVA

$$AAM = \frac{V_{carga} + GPM \times FPL / 1300}{CAF \times FF} \quad Ec.(2.1.12)$$

$$\begin{aligned} FF &= .70 \text{ por experiencia} \\ &= \frac{1.1 + 170.82 \times 36 / 130000}{0.389 \times 0.70} \end{aligned}$$

$$AAM = 5.81 \text{ pie}^2$$

## AREA DEL BAJANTE

$$\begin{aligned} ADM &= \frac{GPM}{V_{dsg} \times FF} \quad Ec.(2.1.13) \\ &= \frac{129.7845}{170.82 \times 0.70} \\ &= 1.09 \text{ pie}^2 \end{aligned}$$

## AREA DE LA COLUMNA

$$\begin{aligned}
 ATM &= AAM + 2 \times ADM && \text{Ec. (2.1.14)} \\
 &= 5.81 + 2 [1.09] \\
 ATM &= 7.99 \text{ pie}^2
 \end{aligned}$$

## DIAMETRO DE LA TORRE

$$\begin{aligned}
 DT &= \sqrt{ATM / 0.7854} && \text{Ec. (2.1.16)} \\
 &= \sqrt{7.99 / 0.7854} \\
 DT &= 3.18 \text{ pies se toma un } DT = 3.5 \text{ pies}
 \end{aligned}$$

## AREA DE LA TORRE

$$\begin{aligned}
 AT &= 0.7854 \times (DT)^2 \\
 AT &= 9.62 \text{ pies}^2
 \end{aligned}$$

## AREA TOTAL DEL BAJANTE

$$\begin{aligned}
 AD &= \frac{AT \times ADM}{ATM} && \text{Ec. (2.1.17)} \\
 &= \frac{9.62 \times 1.09}{7.99}
 \end{aligned}$$

$$AD = 1.31 \text{ pie}^2$$

$$10\% \text{ del } AT = 0.962$$

Como  $1.31 \text{ pie}^2$  es mayor que el 10% de AT, el diseño es correcto.

Ahora se localizará el área para una columna de diámetro fijo.

MAXIMA CAPACIDAD DEL DISEÑO

$$AD = 1.31 \text{ pie}^2$$

ALTURA DEL BAJANTE

$$\begin{aligned} AD1 &= \frac{1.31}{2} \\ &= 0.655 \text{ pie}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{AD1}{AT} &= \frac{0.655}{9.62} \\ &= 0.068 \end{aligned}$$

Con este valor y de la tabla 1 del apéndice

$$H/D = 0.12000 \qquad L/D = 0.6499$$

$$\begin{aligned} H &= 0.1200 \times D \\ &= 0.1200 \times 42 \\ &= 5.04 \text{ plg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} L &= 0.6499 \times D \\ &= 0.6499 \times 42 \\ &= 27.29 \text{ plgs.} \end{aligned}$$

LONGITUD DE LA TRAYECTORIA DE FLUJO CORREGIDA

$$FPL = \frac{12 \times DT - [2H1 + H3 + 2H5 + 2H7]}{NP} \qquad \text{Ec. (2.119)}$$

$$= \frac{12 \times 3.5 - 2 \times 5.04}{1}$$

$$= 31.92 \text{ plgs.}$$

### AREA ACTIVA CORREGIDA

$$AA = AT - 2AD_{prom.} \quad \text{Ec. (2.122)}$$

$$= 9.62 - 2 \times 0.655$$

$$= 8.31 \text{ pies}^2$$

### PORCENTAJE DE INUNDACION

$$DLF = \left[ \frac{AD \times VD_{dsg}}{GPM} \right]^{0.6} \quad \text{Ec. (2.126)}$$

$$= \left[ \frac{0.655 \times 170.82}{129.78} \right]^{0.6}$$

$$= 0.904$$

$$\frac{\% \text{ inund.}}{100} = \left[ \frac{V_{carga}}{[AA \times CAF - \frac{AD \times VD_{dsg} \times FPL}{13000}]^{DLF}} \right]^{0.625} \quad \text{Ec. (2.125)}$$

$$= \left[ \frac{J.M.}{[8.31 \times 0.389 - \frac{0.655 \times 170.82 \times 31.92}{13000}]^{0.904}} \right]^{0.625}$$

$$\% \text{ inund.} = 69.36\%$$

Este valor es aproximado al supuesto, por lo tanto el porcentaje de inundación es el adecuado.

NUMERO APROXIMADO DE VALVULAS

Por experiencia se conoce que se puede aproximar por la siguiente ecuación:

$$N^{\circ} \text{ de unidades} = 12 \times AA$$

$$= 12 \times 8.31$$

$$= 99.72 \text{ unidades}$$

Se deberá tomar 100 unidades

Continuando con el diseño, se debe calcular el

área del orificio, con esto se facilita el cálculo de la velocidad a través del orificio, y finalmente la caída de presión.

$$\text{Área del orificio} = \frac{N^{\circ} \text{ unidades}}{100} = \frac{100}{100} = 1.00$$

$$= \frac{18.5}{100} = 0.185$$

$$= 1.27 \text{ pie}^2$$

$$\text{Velocidad a través del orificio} = \frac{A}{Q}$$

$$= \frac{5.26}{1.27}$$

$$= 4.14 \text{ pie/seg.}$$

Por la relación

$$[W_H]^{1/2} \times \frac{D_1}{D_2} = [4.14]^{1/2} \left[ \frac{30.77}{1.95} \right]^{1/2} = 1.086 \text{ pie}^2/\text{seg}^2$$

Se toma el tipo de válvula del tipo del diseño de un material de acero inoxidable 416, calibre 16, y de espesor  $t_m = 0.060$ .

Con la ayuda de la Fig. 2.114 y la relación anterior se encuentra el valor de

$$\Delta P_{\text{seco}} = 2.00 \text{ plg de líquido}$$

#### LA CAIDA DE PRESION TOTAL A TRAVES DEL PLATO

$$\Delta P = \Delta P_{\text{seco}} + 0.4 \left[ \frac{\text{GPM}}{L} \right]^{2/3} + 0.4 H_w \quad \text{Ec. (2.131)}$$

Si se toma un rebosadero de 2 plg de altura

$$H_w = 2 \text{ plg}$$

$$L_w = \text{Longitud del rebosadero} = 27.29 \text{ plg}$$

$$\Delta P = 2.00 + 0.4 \left[ \frac{129.7845}{27.29} \right]^{2/3} + 0.4 \times 2$$

$$\Delta P = 3.93 \text{ plg de líquido}$$

Se puede convertir a psi o mm Hg por el uso de las siguientes ecuaciones:

$$\Delta P \text{ psi} = [\Delta P \text{ plg de líquido}] \times 0.11728 \quad \text{Ec. (2.132)}$$

$$= 3.93 \times 0.11728$$

$$\Delta P = 0.07 \text{ psi}$$

$$\Delta P \text{ mmHg} = [\Delta P \text{ plg líquido}] \times 0.1333 \quad \text{Ec. (2.133)}$$

$$= 3.93 \times 0.1333$$

$$\Delta P = 0.53 \text{ mmHg}$$

## ANCHO DE LA TRAYECTORIA DE FLUJO

$$\begin{aligned}
 WFP &= \frac{AA \times 144}{FPL} && \text{Ec. (2.1.36)} \\
 &= \frac{8.31 \times 144}{31.92} \\
 &= 37.49 \text{ plg}
 \end{aligned}$$

El número aproximado de unidades estará calculado por (a) Con líneas de soporte paralelas al flujo del fluido.

$$\begin{aligned}
 \text{Filas} &= \left[ \frac{FPL - 8.5}{0.5 \times \text{base}} \right] (NP) && \text{Ec. (2.1.37)} \\
 &= \left[ \frac{31.92 - 8.5}{0.5 \times 3} \right] [1] \\
 &= 15.61
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{\text{Unidades}}{\text{Fila}} &= \frac{WFP}{5.75 \times NP} - (0.8) (N^{\circ} \text{ de vigas mayor } + 1) && \text{Ec. (2.1.38)} \\
 &= \frac{37.49}{5.76 \times 1} - (0.8) [1 + 1] \\
 &= 4.91 \text{ unidades por fila} \\
 &= \text{se debe tomar 5 unidades por fila}
 \end{aligned}$$

(b) Con líneas de soporte perpendiculares al flujo de líquido.

$$\text{Fleas} = \frac{\text{FPL} - 1.75 \times \text{N}^\circ \text{aportes} - 6}{2.5} \text{ [NPI]} \quad \text{Ea. (2.1.39)}$$

$$= \frac{31.92 - 1.75 \times 5 - 6}{2.5} \text{ [I]} = 6.868$$

$$\text{Unidades} = \frac{\text{Base} \times \text{NP}}{\text{WFP}} - 2 \times [\text{N}^\circ \text{vagas mayor} + 1] \quad \text{Ea. (2.1.40)}$$

$$= \frac{37.49}{2 \times 2} - 3 \times 1 = 8.500$$

CAIDA DE TEMPERATURA A TRAVES DE CADA PLATO

La caída de temperatura a través de cada plato se encuentra dividiendo la diferencia de temperatura del fondo y el tope, para el número de platos

$$T = \text{Tfondo} - \text{Ttope}$$

$$= 240 - 125$$

$$= 115^\circ\text{F}$$

$$\text{Caída de T en cada plato} = \frac{\text{N}^\circ \text{ platos}}{T}$$

$$= \frac{115}{27}$$

$$= 4.26^\circ\text{F por plato}$$

La altura de la torre estará dada por la siguiente fórmula:

$$H = H1 + H2 + H3 + H4 + H5$$

Donde H = Altura total

H1 = H4 = Altura debido al casquete que se usa  
[elíptico 2:1]

H2 =  $[N^{\circ} \text{ platos} - 1] a$

[a = distancia entre platos]

H3 =  $3 \times a$  = usando para el residuo permanente

H4 = Distancia desde el piso hasta el casquete inferior

$$H = 10.5 + [27-1] 18 + 3 \times 18 + 10.5 + 51$$

$$= 594 \text{ plg} = 49.5 \text{ pie}$$

$$H = 15.09 \text{ metros}$$

### 3.2 CALCULOS PARA EL DISEÑO DE LA CARCASA O RECIPIENTE

Para el cálculo de la torre se hace necesario que se disponga de los siguientes datos:

Diámetro de la torre ..... 3.5 pie

Altura de la torre total ..... 49.5 pie

Altura del cilindro ..... 43.5 pie

Altura del soporte de la torre ..... 6.0 pie

Altura de cabezales elípticos [2:1]

[presión mayor a 200 psi], ..... 2 [0.8750] pie

Bandejas [de aleación de acero de 26 lb/pie <sup>2</sup> ] .....	27
Temperatura de operación .....	240° F
Presión de operación .....	300 psi
Eficiencia de la junta .....	0.80
Valor del esfuerzo del material ....	13750 psi
Presión del viento .....	40 psi
Corrosión permitida .....	0.125 plg

Con estos datos y usando las fórmulas que se dieron en la parte correspondiente al diseño de la carcasa a presión en los fundamentos teóricos, se calculará el espesor de la placa de acero necesaria para la construcción de la torre.

Usando el código API-ASME, para un acero ASTM A-70 grado Firebox y juntas soldadas a doble tope.

ESPESOR NECESARIO DE LA CARCASA CONSIDERANDO LA PRESION INTERNA

$$t = \frac{PD_1}{2S_e - P} + C$$

Tabla 2

del código API-ASME:  $E = 0.80$

$S = 13750$

la presión de diseño será el 1.5 veces la presión de operación, de aquí:

$$P_{d\acute{is}} = 1.5 \times P_{oper.}$$

$$= 1.5 \times 300 = 450 \text{ lb/plg}^2$$

$$t = \frac{450 \times 3.5 \times 12}{2 \times 13750 \times 0.80} + 0.125 = 1.00 \text{ plg}$$

$$t = 1.00 \text{ plg}$$

CONSIDERANDO LOS ESFUERZOS EN LA LINEA TANGENTE PARTE INFERIOR DEL RECIPIENTE

PESO ESTIMADO EN OPERACION

Diámetro medio,  $D_m = 3.583 \text{ pies}$

libras

Cilindro:  $[1.00/12] [\pi] [3.583] [43.5] [489] \dots 19953.24$

Cabezales  $[2 \text{ a } 228] \dots \dots \dots 456.00$

Bandeja de aleación de acero  $2616/\text{pie}^2$

$\frac{\pi \times 3.5^2 \times 26 \times 27}{4} \dots \dots \dots 6754.03$

Líquido en las bandejas (agua a 3plg de

altura)  $27 \left[ \frac{\pi \times 3.5^2}{4} \right] [3/12] [62.4] \dots \dots \dots 4052.42$

Líquido en el fondo de la torre  $[4.5 \text{ pie}]$

$\frac{[4.5] [\pi] [3.5]^2 [62.4]}{4} + 11.22 \times 62.4 \dots \dots 3402.03$

[11.22 volumen del cabezal elíptico 2:1

de diámetro 3.5 pie, pie<sup>3</sup>.]

Aislamiento [3plg de 85% de magnesia].....	1490.29
Anillos de soporte de platos .....	110.00
Anillos de soporte del aislamiento .....	220.00
Soporte de la base 6 x 195 .....	1170.00
Anillo de la base .....	720.00
Escalera .....	2800.00
Tubería .....	1400.00
	<u>42528.01</u>
	6% <u>2535.48</u>
	<u><u>45063.48</u></u>

Peso del agua, lleno completo para

prueba hidrostática

27616.51

Peso del recipiente lleno de agua

[42528.01 - 4052.42 - 3402.03 + 27616.51] 65225.54

ESPESOR BASADO EN LOS ESFUERZOS DEL FONDO DE LA  
CARCASA, CORRESPONDIENTE AL LADO DE BARLOVENTO.

$$S = \frac{2Pwh^2}{\pi Dt} - \frac{W}{\pi Dt} + \frac{PD}{4t} \quad E.C. (2.2.16a)$$

$$S = 13750 \times 0.8 = 11000$$

$$t = \frac{2 \times 40 \times 49.5^2}{\pi \times 3.5 \times 12 \times 11000} - \frac{42528}{\pi \times 3.583 \times 12 \times 11000} + \frac{450 \times 3.583 \times 12}{4 \times 11000}$$

$$= 0.5461 \text{ plg}$$

ESPESOR BASADO EN LOS ESFUERZOS CORRESPONDIENTES  
AL LADO DE SOTAVENTO

$$S = \frac{2 \times Pw \times h^2}{\pi \times D^2 \times t} + \frac{W}{\pi \times Dm \times t} - \frac{P \times Dm}{4 \times S} \quad \text{Ec. (2.2.17a)}$$

$$t = \frac{2 \times 40 \times 19.5^2}{\pi \times 3.5 \times 12 \times 1100} + \frac{45258}{\pi \times 3.583 \times 12 \times 1100} - \frac{450 \times 3.583 \times 12}{4 \times 11000}$$

$$= -0.2742 \text{ plg}$$

Lo cual no puede ser.

ESPESOR BASADO EN PANDEO

Se considerará el peso total del agua como la condición más desfavorable.

$$S_B = 2 \times 10^6 \times \left[ \frac{0.875}{3.5 \times 12} \right]$$

$$= 41666.67 \text{ psi}$$

$$= 41666.67 \times 0.8 = 33333.34 \text{ psi aproximado.}$$

[basado en el espesor corroído,  $1.00 - 0.125 =$   
.875 plg]

$$t = \frac{x \times Pw \times h^2}{D^2 \times S_B} + \frac{W}{Dm \times S_B} \quad \text{Ec. (2.2.18b)}$$

$$\frac{2 \times 40 \times 49.5^2}{\pi \times 3.5 \times 33333.34 \times 12} + \frac{65225.54}{\pi \times 3.583 \times 12 \times 33333.34}$$

$$= -.1704 \text{ plg}$$

Lo cual evidentemente no es satisfactorio.

Todos los valores anteriores basados en la presión circunferencial, resultaron menores que el espesor no corroído; por lo tanto, el valor del espesor necesario es el obtenido basado en la presión circunferencial.

### 3.3 CALCULOS PARA EL DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

#### CALCULO DEL CONDENSADOR-SUBENFRIADOR

Se usará un condensador-subenfriador con la finalidad de evitar el uso de un condensador y un enfriador de calor separados, ya que se desea simultáneamente condensar y enfriar los vapores de propano que salen del tope de la torre y luego pasan al condensador. Este condensador-enfriador es del tipo de tubo y carcasa, horizontal, equipado con un sello cespol y deflectores del tipo represa. Se supone que la superficie para subenfriamiento no es más del 50% de la superficie total. Para materiales ligeros, tales como solventes orgánicos y fracciones de petróleo, tales como el kerosene o más ligeros, es seguro suponer un coeficiente de película para el subenfriamiento alrededor de 50, para más pesados será de 25 ó menos.

Los datos a usarse en los cálculos son los que a continuación se detallan:

Vapores de $C_3$ a condensar .....	40911 lb/h
Temperatura de salida de vapores de la torre	125°F
Presión de salida de vapores de la torre ..	290 psig
Condensación completa de vapores a .....	120°F
Temperatura de entrada del condensado al subenfriador. ....	120°F
Temperatura de salida del condensado subenfriado. ....	120°F
Temperatura de entrada del agua .....	80°F
Temperatura de salida del agua .....	100°F

El tipo de intercambiador es de tubo y carcasa, de cabezal flotante, debido a que el cabezal fijo es inaccesible a la parte externa de los tubos para la inspección o limpieza mecánica; además los problemas de expansión son extremadamente críticos puesto que los pasos así como la carcasa tienden a dilatarse diferentemente, y originan esfuerzos en los espejos estacionarios. Es por esto que el cabezal flotante elimina estos problemas.

Los tubos a usarse son de 3/4 pulgada DE, calibre 16 BWG, 16.0 pies de largo, arreglados en cuadro de 1 pulgada.

Los detectores están separados a una distancia igual al diámetro interno de la carcasa.

Si se arguen los pasos dados en la sección de fundamentos técnicos, se deberá calcular:

(1) Balance de calor

Rango de condensación (125° a la entrada a 120° F a la salida) (Datos Figura 6).

Entalpía de vapor del C3 a 290 psia y 125°F =  
301 Btu/lb.

Entalpía del C3 líquido a 290 psia y 120°F =  
180 Btu/lb

$$q_c = 40911 \cdot [301 - 180] = 4950231 \text{ Btu/h}$$

Subenfriamiento [120 a 100°F]

$$q_s = 40911 \times 0.70 \times [120 - 100] = 572869 \text{ Btu/h}$$

$$Q = \Sigma q = 4950231 + 572869 = 5523100 \text{ Btu/h}$$

La cantidad de agua a emplearse es igual a

$$m_{\text{agua}} = 5523100 / [1 \times 20] = 276155 \text{ lb/h}$$

Durante la condensación el aumento de la temperatura del agua es:

$$t_{\text{agua}} = 4950231 / 276155 = 17.93^\circ\text{F}$$

[2]  $\Delta t$  balanceada:

Condensación

Subenfriamiento

F. Cal		F. Frío	Dif.	F. Cal		F. Frío	Dif.
125	T. alta	100	25	120	T. alta	82.07	37.93
120	T. fría	82.07	37.93	100	T. fría	80	20

$$\text{Condensación } [\Delta T]_c = 31.017 \quad q_c / [\Delta t]_c = 5523100 / 31.07 \\ = 177763.12$$

$$\text{Subenfriamiento } [\Delta T]_s = 28.015 \quad q_s / [\Delta t]_s = 572869 / 28.015 \\ = 20448.52$$

$$q_c / [\Delta t]_c + q_s / [\Delta t]_s = 198211.64$$

$$\Delta t = \frac{Q}{\Sigma q / \Delta t} = \frac{5523100}{198211.64} = 27.86^\circ \text{F}$$

[a] Si se supone un valor del coeficiente de diseño  $U_d = 100$ . Los coeficientes de la película de condensación generalmente varían de 150 a 300.

Se calculará el área de transferencia de calor por:

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

$$A = \frac{5523100}{100 \times 27.86} = 1982.48 \text{ pie}^2$$

$$a'' = 0.1963 \text{ pie}^2 / \text{pie lin.}$$

Tabla 3

$$\text{Número de tubos} = \frac{1982.48}{16.0'' \times 0.1963} = 631.2 \text{ tubos}$$

[b] Se supone cuatro pasos en los tubos: De la tabla 7 la cantidad más próxima es de 640 tubos, para un diámetro interior de la carcasa de 27 plg.

(c) Coeficiente corregido  $U_d$ ,

$$A = 640 \times 16.0'' \times 0.1963 = 2010.112 \text{ pie}^2$$

$$U_d = \frac{5523100}{2010.112 \times 27.86} = 98.24$$

Se supone que la carcasa se inunda 0.3Ds,

Para 0.3 Ds

$C1 = 0.198$  en la fórmula

$$a_s = C1D^2s = 0.18 \times 29^2 = 166.32 \text{ plg}^2.$$

$$\begin{aligned} \text{N}^\circ \text{ de tubos sumergidos} &= 640 \times \frac{166.32}{[\pi/4][29]^2} = 161.34 \\ &= 162 \text{ tubos} \end{aligned}$$

$\text{N}^\circ$  de tubos para condensación =  $640 - 162 = 478$  tubos

Superficie inundada =  $[162/640] \times 100 = 25\%$

[3]  $T_c$  y  $t_c$ : los valores promedio serán satisfactorios.

Condensación

Fluido frío: tubos, agua

$$[4] a_t = 0.302 \text{ plg}^2$$

Tabla B

$$a_t = N_t a_t [144n] \quad \text{Eq. (2.3.6)}$$

$$= 640 \times 0.302 [144 \times 4] = 0.3356 \text{ pie}^2$$

$$[5] G_t = w/a_t$$

Ec.(2.3.7)

$$= 276155/0.3356 = 822978.48 \text{ lb}/[\text{h-pie}^2]$$

$$\text{Vel. } V = G_t/3600 = 822978.48 / [3600 \times 62.4] = 3.664$$

$$[9] h_i = 1050$$

Fig. 18

$$h_{io} = h_i \times ID/OD$$

$$= 1050 \times 0.62/0.75 = 868 \text{ Btu}/[\text{h-pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}]$$

Fluido caliente: carcasa, propano

$$[4] D_o = 0.75/12 = 0.0625 \text{ pies}$$

$$G = W/NtD_o$$

$$= 40911/3.14 \times 640 \times 0.0625 =$$

$$= 325.56 \text{ lb}/[\text{h-pie lín}]$$

Se supone un  $\bar{h} = h_o = 300$

Temperatura promedio del vapor condensante

$$T_v = [125 + 120]/2 = 122.5^\circ\text{F}$$

$$T_w = t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} [T_v - t_a] \quad \text{Ec. (2.3.17)}$$

$$= 90 + \frac{300}{300 + 868} [122.5 - 90] = 98.348^\circ\text{F}$$

$$t_\delta = [T_v + t_w]/2 = [122.5 + 98.348]/2 = 110.42^\circ\text{F}$$

$$K_\delta = 0.118$$

Tabla 4

$$s_\delta = 0.5 [147.2^\circ\text{API}]$$

Fig. 1

$$u_\delta = 0.095$$

Fig. 7

$h = h_o = 320$  [vs. el supuesto de  $300$   $t_f$  no cambiará sustancialmente si se recalcula].

Coefficiente total limpio para condensación  $U_c$ :

$$U_c = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{868 \times 320}{868 + 320} = 233.80 \text{ Btu}/[h\text{-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}]$$

Superficie limpia requerida para la condensación,  $A_c$ :

$$A_c = \frac{q_c}{U_c \times \Delta t_c} = \frac{4950231}{233.80 \times 31.017} = 682.62 \text{ pie}^2$$

#### SUBENFRIAMIENTO

[Convección libre, suponer  $h = 50$ ]

$h_{io} = 868$  de la parte anterior de condensación.

Superficie limpia requerida para subenfriamiento,  $U_s$ :

$$U_s = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{868 \times 50}{868 + 50} \quad \text{Ec. [2.3.24]} = 47.28 \text{ Btu}/[h\text{-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}]$$

Superficie limpia requerida para subenfriamiento  $A_s$ :

$$A_{\Delta} = \frac{q_{\Delta}}{U_{\Delta} \times [t]_{\Delta}} = \frac{572869}{47.28 \times 20.015} = 605.37 \text{ pie}^2$$

[13] Coeficiente total limpio balanceado  $U_C$ :

$$U_C = \frac{\Sigma UA}{\Sigma A_C} = \frac{233.80 \times 682.62 + 47.28 \times 605.37}{1287.99} = 146.133 \text{ Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}]$$

[14] Coeficiente total de diseño  $U_d$ :

$$U_d = 98.24 \text{ Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}]$$

[15] Factor de obstrucción  $R_d$ :

$$R_d = \frac{U_C - U_d}{U_C U_d} = \frac{146.133 - 98.24}{146.133 \times 98.24} \quad E_c(2.3.25) = 0.003333 \text{ [h-pie}^2\text{-}^{\circ}\text{F}]/\text{Btu.}$$

#### CAIDA DE PRESION

Fluido frío: Tubos, agua

Se debe calcular el  $Re_t$ , para eso se tiene que:

$$\text{A } 90^{\circ}\text{F}, u = 0.82 \times 2.42 = 1.98 \text{ lb}/[\text{h-pie}^2] \quad \text{Fig. 8}$$

$$D = 0.62/12 = 0.0517 \text{ pie}$$

$$Re_t = [D \times G_t]/u \quad E_b(2.3.8)$$

$$= [0.0517 \times 822978.48]/1.98 = 2.15 \times 10^4$$

[1] Para Ret, el valor del coeficiente de fricción  $f$ :

$$F = 0.00022 \text{ pie}^2 / \text{plg}^2 \quad \text{Fig. 21}$$

$$[2] \Delta P_t = \frac{f \times Gt^2 \times L \times n}{5.22 \times 10^{10} \times D \times s \times \theta t} \quad \text{Ec. (2.3.19)}$$

$$= \frac{0.00022 \times [822978.48]^2 \times 16 \times 4}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 1.0 \times 1.0}$$

$$\Delta P_t = 3.5336 \text{ lb/plg}^2$$

$$[3] \Delta P_r = [4n/s] [V^2/2g]$$

$$= [4 \times 4/1.0] [3.664^2/2 \times 32.2]$$

$$3.3353 \text{ lb/plg}^2$$

$$[4] \Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$= 3.5336 + 3.3353 = 6.8689 \text{ lb/plg}^2$$

FLUIDO CALIENTE: CARCASA, PROPANO

[1] Separación de deflectores = 29 plg

Como se supuso el haz de tubos está inundado

a 0.3Ds

$$a_s = 0.7 \times ID \times C^B \quad \text{Ec. (2.3.12)}$$

$$\frac{1.44 P_T}{1.44 P_T}$$

$$= 0.7 \times 29 \times 0.25 \frac{18}{1.44 \times 1.0} = 0.6344 \text{ pie}^2$$

$$G_s = W/a_s \quad \text{Ec. (2.3.13)}$$

$$= 40911 / 0.6344 = 64490.246 \text{ lb/h-pie}^2$$

$$A t_v = 122.5^\circ F$$

$$u = 0.005 \times 2.42 = 0.0121 \text{ lb/pie-h} \quad \text{Fig. 8}$$

$$\text{Res} = \text{DeGs}/u \quad \text{Ec. (2.3.14)}$$

$$= 0.0792 \times 64490.246 / 0.0121 = 4.2 \times 10^5$$

$$\delta = 0.0010 \text{ pie}^2 / \text{plg}^2 \quad \text{Fig. 21}$$

$$\text{Peso mol} = 44.21$$

$$\text{Densidad vapor} = \frac{44.1}{359 [585/492] [14.7/290]}$$

$$= 2.038 / 62.5 = 0.03266$$

$$s = 2.038 / 62.5 = 0.03266$$

$$[2'] \text{ N}^\circ \text{ de cruces } N + 1 = 12L/B$$

$$N + 1 = 12 \times 16 / 18 = 10.67; \text{ es decir, 11 cruces}$$

$$D_s = 29 / 12 = 2.42 \text{ pies}$$

$$[3'] \Delta P_s = \frac{1}{2} \frac{\delta G_s^2 D_s (N+1)}{5.22 \times 10^{10} \text{De } s} \quad \text{Ec. (2.3.23)}$$

$$= \frac{1}{2} \frac{0.0010 \times [64490.246]^2 \times 2.42 \times 11}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0792 \times 0.03266}$$

$$= 0.4099 \text{ lb/plg}^2$$

## SUMARIO

320/50	<i>h interior</i>	868
$u_c$	746.133	
$u_d$	98.24	
$R_d$ calculado	0.003333	
$R_d$ requerido	0.003	
0.4099	Calculada P	6.87
2.0	Permitida P	10.00

## DISEÑO DEL REHERVIDOR: TIPO MARMITA

Datos:

Carga de calor en el rehervidor....	5961628 Btu/h
Masa vaporizada .....	56195 lb/h
Masa total de líquido al rehervidor	86749 lb/h
Rango de temperatura .....	230 - 240°F
Presión de operación .....	300 psia
Temperatura de entrada del Gasoil	
[28° API] .....	500°F
Temperatura desalida del Gasoil ..	300°F
Masa del Gasoil .....	38711 lb/h

Para el diseño del presente rehervidor se va a usar tubos de 1 plg de diámetro exterior, calibre 14 BWG de 1.25 plg de arreglo en cuadro y 16 plg de largo, El haz de tubos circular tiene cuatro pasos por uno de la carcasa.

Se deberá seguir los pasos citados anteriormente en la parte correspondiente a diseño de intercambiadores de calor del aparte de fundamentos teóricos.

[1] Balance de calor:

Calor del rehervidor 5961628 Btu/lb

$$Q_{\text{gasoil}} = m \times c_p \times \Delta t$$

$$= 28711 \times 0.077 \times [500-300] = 5961628 \text{ Btu/lb}$$

[2] Ebullición isotérmica

Fluido cal.		Fluido frío	
500	Alta temp.	240	260
300	Baja temp.	240	60
200	Diferencia	0	200

$$t = \text{MLDT} = 136^\circ \text{F}$$

$$[3] T_c = \Delta t_c / \Delta t_h = [300 - 240] / [500 - 240]$$

$$K_c = 0.01$$

$$F_c = 0.385$$

$$T_c = 300 + 0.385 [500 - 300] = 377^\circ F.$$

Se supone un coeficiente de diseño  $U_d = 100$

Ahora se calculará el área de transferencia de calor del rehervidor:

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

$$= \frac{5961628}{100 \times 136} = 438.35 \text{ pie}^2$$

$$\text{N}^\circ \text{ de tubos} = \frac{438.15}{16 \times 0.2618}$$

$$= 104 \text{ tubos}$$

De la tabla 7 para un tubo de 1 plg DE y 1.25 de arreglo en cuatro se tiene que el número más próximo es de 96 tubos para una carcasa de DI de 17.25 plg.

La nueva área será:

$$A = 96 \times 16 \times 0.2618 = 402.1248 \text{ pie}^2$$

Con este valor el nuevo valor de  $U_d$  corregido es:

$$Ud = \frac{596128}{402.12 \times 136} = 109.00$$

$$= 109.00 \text{ Btu/h-pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

FLUIDO CALIENTE: TUBOS, GASOTL

[4] Area de flujo

$$a_t = 0.546 \text{ plg}^2 \quad \text{Tabla 8}$$

$$a_t = N_t a_t [144n] \quad \text{Ec. [2.3.6]}$$

$$= 96 \times 0.546 / 144 \times 4 = 0.091 \text{ pie}^2$$

$$[5] G_t = W/a_t \quad \text{Ec. (2.3.7)}$$

$$= 38711 / 0.091 = 425385.6 \text{ lb/h-pie}^2$$

$$[6] A \quad T_c = 377^\circ\text{F}$$

$$u = 0.40 \times 2.42 = 0.968 \text{ lb/pie-h} \quad \text{Fig. 7}$$

$$D = 0.834 / 12 = 0.0694 \text{ pie}$$

$$\text{Ret} = DG_t / u \quad \text{Ec. (2.3.8)}$$

$$= 0.0694 \times 425385.6 / 0.968 = 30498$$

$$[7] jh = 100 \quad \text{Fig. 11}$$

$$[8] A \quad 377^\circ\text{F} \quad [28^\circ\text{API}] \quad \text{Fig. 9}$$

$$k [cu/k]^{1/3} = 0.27 \text{ Btu/h-pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F/pie}$$

$$[9] hi = jh \frac{k}{D} [cu/k]^{1/3} \phi_t \quad \text{Ec. (2.3.9)}$$

$$= 100 \times 0.27 / 0.0694 = 390$$

$$\begin{aligned}
 [10] \quad \frac{h_{io}}{\phi_t} &= \frac{h_i}{\phi_t} \times \frac{D_i}{DE} \\
 &= 390 \times 0.834 / 1.0 = 325.26
 \end{aligned}$$

La corrección  $[u/u_w]^{0.14}$  es despreciable

FLUIDO FRIO: CARCASA, PRODUCTOS DE FONDO

[9] Se supone  $h_o = 250$  para prueba

$$\begin{aligned}
 [10] \quad t_w &= t_v + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_o} [T_c - t_c] \quad \text{Ec. (2.3.17)} \\
 &= 240 + \frac{325.26}{325.26 + 250} [377 - 240] \\
 &= 317.46^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

$$\Delta t_w = 317.46 - 240 = 77.46^\circ\text{F}$$

De la Fig. 23 se tiene que  $h_w$  es mayor que 250, por lo tanto se puede usar 230.

[13] Coeficiente total limpio  $U_c$ :

$$\begin{aligned}
 U_c &= \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{325.26 \times 250}{325.26 + 250} \quad \text{Ec. (2.3.24)} \\
 &= 141.35 \text{ Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}]
 \end{aligned}$$

[14] Coeficiente total de diseño  $U_d$ :

$$U_d = 109 \text{ Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}]$$

(15) Factor de obstrucción

$$R_d = \frac{u_c - u_d}{u_c \times u_d} \quad \text{Ec. (2.3.25)}$$

$$= \frac{141.35 - 109}{141.35 \times 109} = 0.0021$$

#### CAIDA DE PRESION

La caída de presión en el lado de la carcasa es despreciable, ya que está completamente inundada.

#### LADO DE LOS TUBOS

(1) Para un  $Re_t = 30498$

$$f = 0.002 \text{ pie}^2 / \text{plg}^2 \quad \text{Fig. 19}$$

$$s = 0.77 \quad \text{Fig. 3}$$

$$P_t = \frac{f G_t^2 L_n}{5.22 \times 10^{10} D_s \phi_t} \quad \text{Ec. (2.3.19)}$$

$$= \frac{0.00002 \times 425385.6^2 \times 16 \times 4}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0694 \times 0.77 \times 1.0}$$

$$= 0.83 \text{ lb/plg}^2$$

(2)  $G_t = 425385.6 \text{ v}^2 / 2g$  Fig. 20

$$= 0.024$$

$$\begin{aligned}\Delta P_h &= \left[ \frac{4n}{\Delta} \right] \left[ \frac{V^2}{2g} \right] && \text{Ec. (12.3.20)} \\ &= \left[ \frac{4 \times 4}{1} \right] \left[ \frac{0.024^2}{2 \times 32.2} \right] \\ &= 0.384\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}[4] \Delta P_t &= \Delta P_t + \Delta P_h && \text{Ec. (12.3.21)} \\ &= 0.83 + 0.384 = 1.214 \\ &= 1.214 \text{ lbf/plg}^2\end{aligned}$$

## SUMARIO

325.26	<i>h exterior</i>	250
<i>Uc</i>	141.36	
<i>Ud</i>	109.00	
<i>Rd Calculado 0.0021</i>		
5.9	<i>P Calculado</i>	<i>Despreciable</i>
10.0	<i>P Permitida</i>	<i>Despreciable</i>

Las carcasas tanto del condensador como del rehervidos tendrán un espesor de una pulgada y estos intercambiadores serán de cabezal flotante.

El rehervidor tendrá un espacio extra para la recolección de vapores, las dimensiones están dadas en las respectivas gráficas.

### 3.4 CALCULOS PARA LA SELECCION DEL AISLAMIENTO TERMICO

Basándose en lo descrito en los fundamentos teóricos se ha seleccionado como el aislamiento térmico a usar, a un aislamiento con una base de 85% de magnesia y un 15% de asbesto. Los datos que se requieren para los cálculos son los siguientes:

Temperatura interior .....	240°F
Temperatura exterior [ambiente].....	80°F
Conductividad térmica del aislamiento...	0.039Btu/h-pie°F
Espesor del aislamiento .....	3.00 plg
Diámetro interior [D1] .....	42.00 plg
Diámetro exterior [D2] .....	50.00 plg

Estos datos permitirán calcular las pérdidas de calor en la columna aislada y en la columna sin aislar, y comprobar las bondades del aislamiento térmico. Usando las fórmulas dadas en los fundamentos teóricos, se calculará en primer lugar, el área promedio de la capa de aislamiento:

$$\begin{aligned}
 A_{med} &= \frac{\pi}{12} \times \left[ \frac{D2 - D1}{\ln D2/D1} \right] && \text{Ec (2.44)} \\
 &= \frac{\pi}{12} \times \left[ \frac{50 - 44}{\ln 50/44} \right] \\
 &= 12.2878 \text{ pie}^2
 \end{aligned}$$

$$\text{Area exterior} = \frac{1}{12} \times 50 = 13.0899 \text{ pie}^2$$

Ahora se calculará la resistencia del aislamiento

$$R_i = \frac{\Delta X}{kA} \quad \text{Ec. (2.4.3)}$$

$$= \frac{3}{12 \times 0.039 \times 22.7828}$$

$$= 0.5268 \text{ h} - ^\circ\text{F/Btu}$$

A continuación el cálculo de la resistencia superficial del aislamiento.

$$R_s = \frac{1}{[hc + hr] [A]} \quad \text{Ec. (2.4.6)}$$

Si se aplica la Ec. 2.4.8 para encontrar el coeficiente de transmisión del aire:

$$hc = 0.27 \Delta T^{0.25} \quad \text{Ec. 2.4.8}$$

Se supone la temperatura superficial del aislamiento alrededor de  $100^\circ\text{F}$ , se tiene que:

$$\begin{aligned} hc &= 0.27 \times [100 - 80]^{0.25} \\ &= 0.5709 \text{ Btu}/[\text{h-pie}^2 - ^\circ\text{F}] \end{aligned}$$

Para el cálculo del coeficiente de radiación se usará la siguiente relación:

$$h_r = \frac{0.173e_j \left[ \left( \frac{T_j}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_a}{100} \right)^4 \right]}{T_j - T_a}$$

donde  $T_j = 100^\circ\text{F}$ , valor supuesto

$T_a = 80^\circ\text{F}$ , temperatura del aire

$e_j = 0.96$  emisividad para la magnesia al 85%

Reemplazando estos valores

$$h_r = \frac{0.173 \times 0.96 \left[ \left( \frac{100}{100} \right)^4 - \left( \frac{80}{100} \right)^4 \right]}{100 - 80}$$

$$= 0.0049 \text{ Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}]$$

$$h_c + h_r = 0.5709 + 0.0049 = 0.5758 \text{ Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}]$$

con estos valores finalmente se calcula  $R_s$

$$R_s = \frac{1}{0.5758 \times 13.0899}$$

$$= 0.1327$$

Por lo cual

$$q = \frac{\Delta t}{R_i + R_s} \quad \text{Ec. (2.4.2)}$$

$$= \frac{240 - 80}{0.5268 + 0.1327}$$

$$= 242.61 \text{ Btu}/\text{h}$$

A continuación se encontrará la verificación de la temperatura supuesta.

Variación de temperatura en la capa de aislamiento es igual a:

$$\begin{aligned}\Delta t &= q \times R_i \\ &= 242.61 \times 0.5268 \\ &= 127.8^\circ F\end{aligned}$$

El valor de la temperatura promedio es igual a:

$$\begin{aligned}\text{Temp. prom.} &= \frac{240 + [240 - 127.8]}{2} \\ &= 176.1^\circ F\end{aligned}$$

El valor de la temperatura superficial del aislamiento

$$\begin{aligned}T_s &= 240 - 127.8 \\ &= 112.2^\circ F\end{aligned}$$

De lo que se puede concluir que es un buen valor comparado con el valor supuesto. Pero una nueva suposición de  $T_s = 105^\circ F$ . da una mejor aproximación sin variar mucho los valores obtenidos anteriormente.

Para observar la bondad del aislamiento térmico, se lo compara con una columna desnuda, para lo cual se supone

$h_m$  = coeficiente de película de la mezcla en tratamiento, se tomará el valor promedio del obtenido en el cálculo del condensador y del rehervidor.

$$\begin{aligned} h_m &= (250 + 320)/2 \\ &= 285 \text{ Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}] \end{aligned}$$

$h_c$  = coeficiente de película del aire, se toma el valor encontrado en el cálculo anterior.

$$h_c = 0.5709 \text{ Btu}/[\text{h-pie}^2\text{-}^\circ\text{F}]$$

$k$  = coeficiente de conductividad del acero

$$k = 26 \text{ Btu}/[\text{h-pie-}^\circ\text{F}]$$

Si se usa la fórmula siguiente

$$\begin{aligned} Q &= \frac{T_m - T_a}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_m} + \frac{\ln r_2/r_1}{2\pi k L} + \frac{1}{2\pi r_2 L h_c}} \\ &= \frac{240 - 80}{\frac{1}{2 \times \pi \times (21/12) \times 285} + \frac{\ln(22/21)}{2 \times \pi \times 26} + \frac{1}{2 \times \pi \times 22/12 \times 0.5709}} \\ &= 1050.02 \text{ Btu/h-pie} \end{aligned}$$

De esto se aprecia la cantidad de energía que se ahorra al usar aislamiento térmico. Aproximadamente cinco veces.

## CAPITULO IV

### IV. ESTIMACION DE COSTOS

La estimación del costo de capital en los proyectos son hechos para una variedad de propósitos: la medición de la viabilidad económica de los proyectos, oportunidad de inversión, selección de diseños alternativos del probable proceso a ser más provechoso, planeamiento del capital apropiado, presupuesto y control de capital expedido, y la tendencia competitiva para la proposición de nuevas plantas o remodelación de las ya existentes.

El cuidado requerido en estimados generalmente sigue la siguiente línea en el orden presentado, esto es, el menor cuidado al principio, y el más grande al último. De corrida, el propósito de la estimación requiere de cuidado, en vista a que mucho tiempo y dinero es gastado. Los estimados vienen dados en diferentes nombres, y en diferentes vías. Para estandarizar los nombres y designaciones numéricas, la American Assn, de Cost Engineers tiene diseñado la siguiente lista de tipos de estimados y probable precisión:

El equipo cubierto en este trabajo es el más crítico para hacer el costo estimado de la planta, que generalmente ocurre para menos del 50% del costo total de la planta.

#### 4.1 ESTIMACION DEL COSTO TOTAL DE LA PLANTA

Más el capital de costo estimado del equipo que puede ser derivado de las curvas de costo con una precisión entre  $\pm 10\%$  y  $\pm 25\%$ . En algunas circunstancias, sin embargo, el error probable puede estar en el rango de  $\pm 35\%$ . En el presente trabajo el propósito es simplemente proveer estimados con datos de costo de compra, conveniente para hacer estudios o para estimar magnitudes del costo total de la planta.

TIPO	PRECISION, $\pm$ %
Orden de magnitud [razón, estimado]	40
Estado [factor, estimado]	25
Preliminar [Presupuesto con autorización estimado]	12
Definitivo [control del proyecto estimado]	6
Detalle [línea, estimado]	3

El costo total de la planta, para su estimación puede ser dado por Guthrie, o simplemente aunque menos preciso por los métodos de Lang y Hand y los métodos desarrollados por Viola.

En el método de Lang, el costo de inversión total de una planta es estimado al multiplicar el costo total dado, por un factor que varía de acuerdo al tipo de proceso; 3.1 para unidades de proceso sólido, 3.63 para unidades de procesamiento de sólidos y fluidos, y 4.74 para unidades de procesamiento de fluidos.

En el método de Hang, el factor de instalación [multiplicador] para cada tipo de equipo mayor, relaciona el costo total de la batería con el costo del equipo. Los factores son diferentes para cada tipo de equipos. Algunos factores típicos son 4 para columnas de destilación y recipientes a presión,  $3\frac{1}{2}$  para intercambiadores de calor,  $2\frac{1}{2}$  para compresores y 2 para calentadores de fuego. El costo estimado del equipo es multiplicado por el factor para llegar al costo total instalado, y la suma de esos productos representa el estimado total de la planta completamente instalada.

En el método de Viola, el factor de complejidad de la planta está relacionado contra el costo estimado de la planta. Esta correlación depende de una curva base que es preparada para determinar el costo individual de las piezas del equipo para varias plantas. El factor de complejidad es una función de el número mayor de etapas de operación en el proceso, un factor de corrección para nivel de presión y materiales de construcción, la razón de materiales sin refinar para productos, un factor de corrección promedio, y mayores pasos de operación manejando mezclas sólido-fluido

Ambos, los métodos de Lang y Hang son únicamente adecuados para pequeñas magnitudes, y mejor, estimación de estudios. La precisión del método de Viola será alto, y el método de Guthrie menos alto. Sin embargo, los dos últimos métodos requieren más trabajo.

#### 4.2 DATOS DEL COSTO DE EQUIPOS

Los datos considerables están dados por las compañías constructoras, por compañías de operación

que sistemáticamente siguen el rastro y costos de construcción, una firma de servicio de estimación de costos que surte diseños calculados por computadora y estima el grado de detalle del costo de equipos cuando se le proveen las variables de diseño claves.

a. Costos de tanques de almacenamiento y recipientes de procesos.

Los tanques de almacenamiento a menudo representan un gran gasto en plantas de procesos. Esto dice que la operación personal nunca tiene suficiente y nunca demasiado poco. Los tanques atmosféricos contienen líquidos con una presión a condiciones de almacenamiento de 15 psia.

La Fig. 4.1 provee los costos de un tanque de almacenamiento horizontal atmosférico de acero inoxidable. La pared de la carcasa y bridas y cabezal son de 3/16plg de espesor. Incluidas las cuatro toberas y los dos soportes.

La Fig. 4.2 da el costo de un tanque horizontal para completo vacío para 50 psi y 350°F, construido de acuerdo al código ASME. El costo incluye soportes de acero, una entrada-hombre de 18 plg y cuatro toberas embridadas y tres acoplamientos.

#### 6. Intercambiadores de calor

El equipo más versátil para procesos de transferencia de calor es el intercambiador de calor de tubo y carcasa. Las curvas son presentadas por la Tubular Exchanger Manufacturers Assn (TEMA) clase C, según código de la ASME sección VIII.

La TEMA clasifica este equipo como "el intercambiador de tubo y carcasa no inflamable para los requerimientos generales moderados, en sus aplicaciones comerciales y procesos en general".

Todas las curvas representan los costos F.O.B. para el acero al carbono de una carcasa de paso simple, intercambiadores de tubería de acero al carbono de dos pasos y acero inoxidable.

Las tres categorías son: El diseño de "cabezal fijo" tiene tubería recta asegurada en ambos extremos, y el cabezal soldado a la carcasa.

Este tipo es moderado en costo y limpiable en el lado de los tubos.

El diseño de "tubos en U", ambos extremos de los tubos en forma de U son asegurados a un espejo, esto elimina el problema de la expansión térmica diferencial porque los tubos son libres de expandirse o contraerse. Este intercambiador es bajo en costo y el haz removible lo hace fácil de limpiar el lado de la carcasa manualmente. Sin embargo, es dificultoso limpiar la tubería.

Con "cabezal flotante", la tubería recta está asegurada a ambos extremos en los espejos, pero un espejo es libre al movimiento, por medio de eso provee espacio para la expansión térmica diferencial entre el manojó de tubos y la carcasa. Este tipo es el más alto en costo, pero ambos, los tubos y la carcasa son fácilmente limpiables.

Las figuras 4.3 a 4.14 muestran el costo F.O.B. versus el área superficial del intercambiador de calor, y son presentadas en dos rangos, 0 a 240 pie<sup>2</sup> y 300 a 1500 pie<sup>2</sup>, en longitudes de tubos de 8, 12 y 16 pies.

c. Columnas de destilación

El gasto para las columnas de destilación y torres empacadas los coloca entre los equipos de costos altos para plantas de procesos.

Las columnas tienen la tendencia a ser más costosas por el rumbo que han tomado, sumado a la elevación de costos de combustibles, para incrementar sus alturas como para reducir los costos de energía del reflujo.

Las torres empacadas son ampliamente usadas en absorción de gases, destilación y contacto líquido tienen un incremento en su aplicación en el control de la remoción de polvo, niebla y olores.

La Fig. 4.15 presenta costos, dibujados contra el diámetro de la columna en pies, columnas de destilación conteniendo 25 platos, la Fig. 4.17 es la misma columna con 50 platos,

y la Fig. 4.18 para columnas con 100 platos. Los parámetros son la presión de operación de 0.100 y 300 psig. Los costos son presentados para octubre de 1981. Las alturas de la columna, tangente a tangente de la altura de la carcasa, indicados en las gráficas mostradas con columnas de 25 platos con una longitud de  $57\frac{1}{2}$  a 68 pies, así como el diámetro va de 5 a 6 pies, las de 50 platos con una longitud de 95 a 188 pies, y así mismo un diámetro de 5 a 6 pies, y las columnas de 100 permanecen constantes a 170 pies.

La construcción es de acero al carbono SA-285-C excepto para diámetros de 11 y 12 pies. Las columnas de 25 platos y 4 pies de diámetro las columnas de 100 platos son hechas de acero de baja aleación de SA-515-65. No incluye el costo de los platos, los cuales están dados en la Fig. 4.19 y 4.20.

Los costos declinan con el incremento del diámetro en un rango angosto de columnas [1 a 3 pies] por la altura y delgadez de la columna, el peso en la base para resistir el esfuerzo de la carga del viento. Esto es particularmente notable en las Fig. 4.17 y 4.18.

La probable precisión para las Fig. 4.16, 4.17 y 4.18 es alrededor del  $\pm 15\%$ .

La precisión adecuada de los costos puede ser derivada por los fabricantes de recipientes, igual como las columnas de destilación, en la base de sus pesos. Aunque los pesos de los recipientes no puedan ser realmente obtenidos de los procesos de cálculo, ciertos diseños pueden ser usados para trasladar datos volumétricos dentro de pesos equivalentes.

d. Torres empacadas y empacamiento

La Fig. 4.21 presenta el costo para una torre empacada de simple camada con los lados del proceso contruïdos de acero al carbono y del tipo de acero inoxidable 304 y 316.

La altura de la sección empacada es 4 pies, 0 plg, de alto, y la torre es soportada por un borde de 6 pies de acero al carbono. Las torres son diseñadas para vacío completo y 25 psi a 350°F. Los internos no están incluidos; la precisión de los costos es alrededor de  $\pm 10\%$ .

La Fig. 4.22 da los costos de torres empacadas de dos camadas, con los lados de proceso de construcción de acero al carbono y en acero inoxidable del tipo 304 y 316. La altura del empacamiento es de 5 pies, 0 plg, y la torre es soportada por un borde de 10 pies de acero al carbono. Las torres son diseñadas para vacío completo y 25 psia a una temperatura de operación de 350°F. La estructura interna y el empaque no son incluidos en los costos. La probable precisión es alrededor del  $\pm 10\%$ .

La Fig. 4.23 muestra los costos de empaque hecho de porcelana. Este empaque tiene la forma de silla de montar y es usado en operaciones de absorción y regeneración porque ellos proveen buena redistribución de líquido y la porcelana da la resistencia a la corrosión a costos bajos. Los costos son a diciembre de 1981 y la precisión aproximada es del  $\pm 10\%$ .

e. Bombas centrífugas

Cuando se especifican bombas para algún servicio, es necesario conocer el líquido a ser manipulado, cabezal total dinámico, presión de succión y descarga, y las propiedades del fluido temperatura de operación, viscosidad, gravedad específica y presión de vapor.

Las bombas son especificadas en las etapas básicas de un proyecto cuando el bosquejo de la planta no está completamente definido y las dimensiones y elevaciones son esquematizadas. La facilidad para estimar el precio de las bombas por el uso por los datos corrientes de los precios de uno de los primeros fabricantes de bombas, a menos que los requerimientos de la bomba sean únicos, y un diseño especial o de una bomba nueva va a ser creada. En este caso, el procedimiento usual es detallar las especificaciones para la fabricación de varias bombas por sus precios. La Fig. 4.15 provee los costos para bombas centrífugas de acuerdo a la American National Standards Institute's (ANSI)

B73.1-1977, de especificación horizontal, succión final, la bomba de simple etapa con descarga en el centro de línea.

La temperatura está limitada a 300°F por la normalización, pero en la práctica, las temperaturas entre 500°F y 900°F no son comunes. Los motores usados son según las normas de la National Electrical Manufacturers Assn [NEMA] con un factor de servicio de 1.0.

La entrada requerida para hacer un costo estimado es: capacidad [gpm], presión diferencial [psi], presión succión [psi], temperatura del sistema [°F], y material de la carcasa. Costos de la bomba centrífuga,  
 $\$ - \text{Costo base} \times F_m \times F_o.$

donde los factores de ajuste son:

MATERIAL	Fm
Hierro fundido	1.00
Bronce	1.35
Acero fundido	1.41
Acero inoxidable	1.94
Aleación 20	2.27

Monel	3.31
Níquel	3.47
Hastelloy C	3.78
Hastelloy B	3.93
Titanio	5.71

## LIMITES DE OPERACION

Fo

Presión de succión:

~ bajo de 275 psig y 100°F 1.0

~ bajo de 350 psig y 100°F 1.5

Temperatura del sistema:

0-500°F [a presiones permitidas por ANSTE] 1.0

arriba de 500°F [a presiones permitidas por la ANSTE] 1.5

A continuación se presentan varias gráficas para estimación de costos.

## 4.3. CALCULOS PARA LA ESTIMACION DE COSTOS

Para la estimación de costos se usará las gráficas dadas en la sección 4.2.

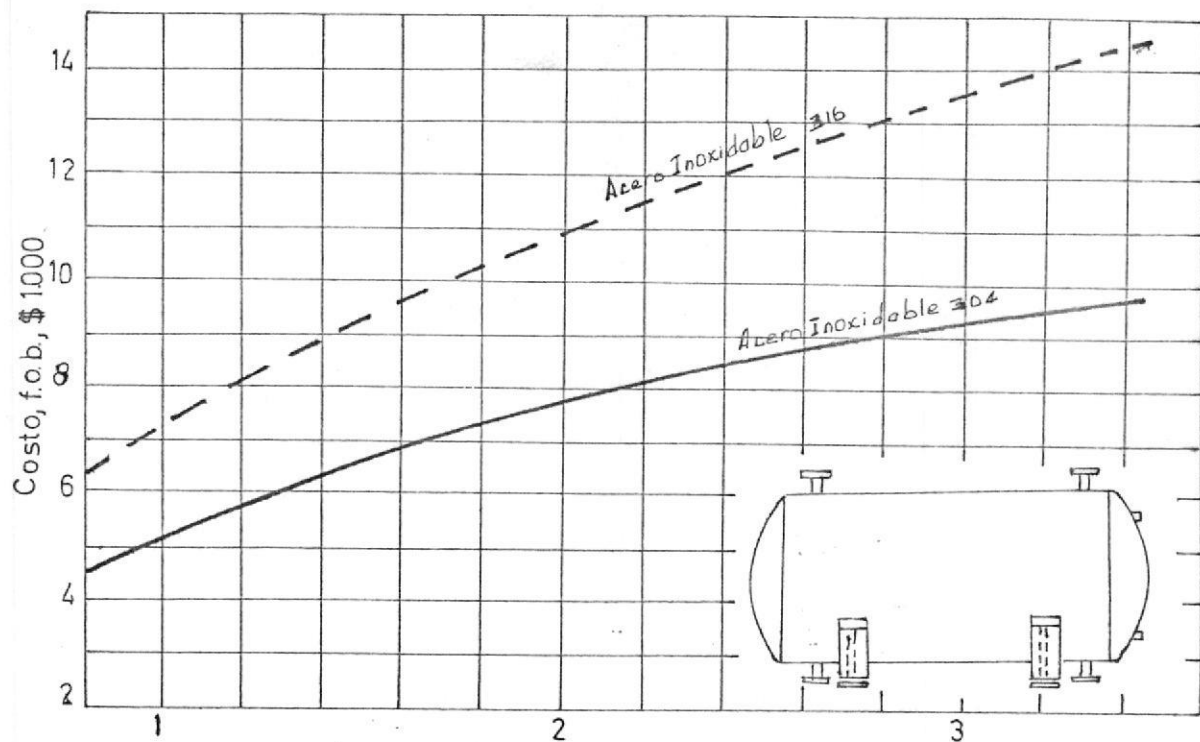


Fig. 4.1: Tanque de almacenamiento, horizontal, atmosférico, para 3500 gal.

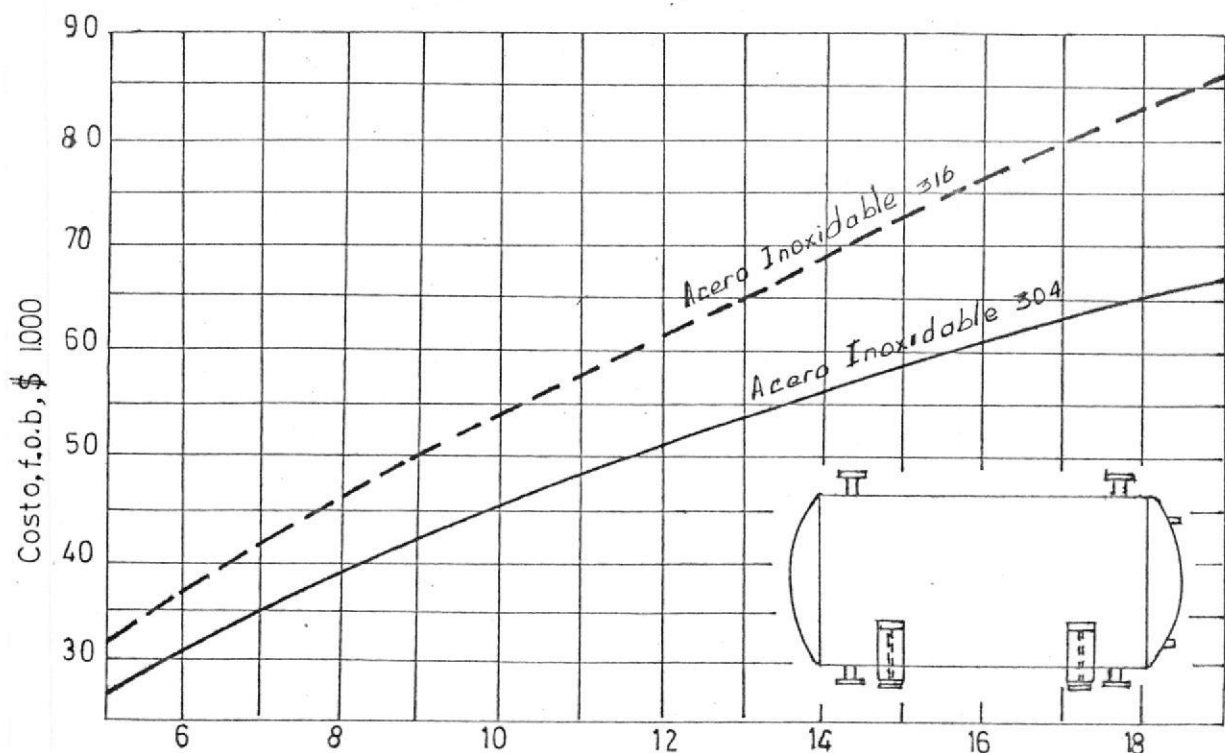


Fig. 4.2: Tanque de almacenamiento horizontal, 50psi de vacío, 20000 galones.

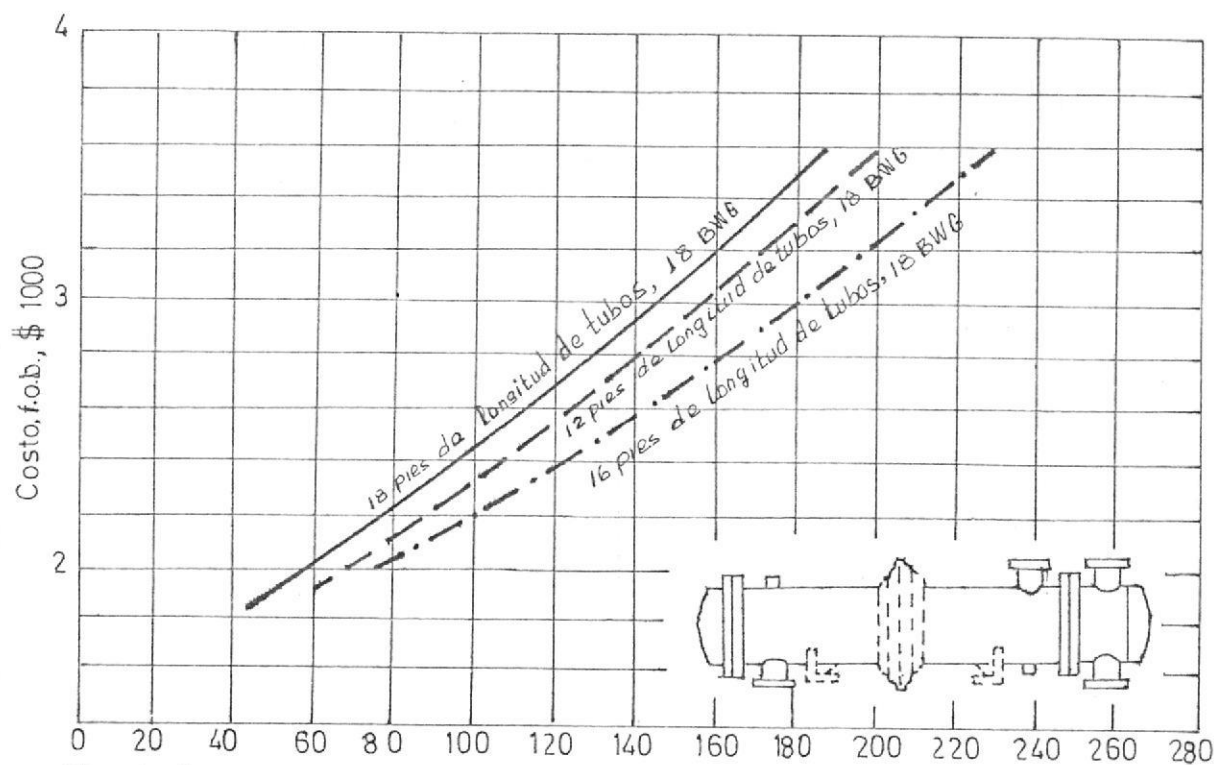


Fig. 4.3: Intercambiador de calor, cabezal fijo, tubo de acero al carbono, area de 0-240 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

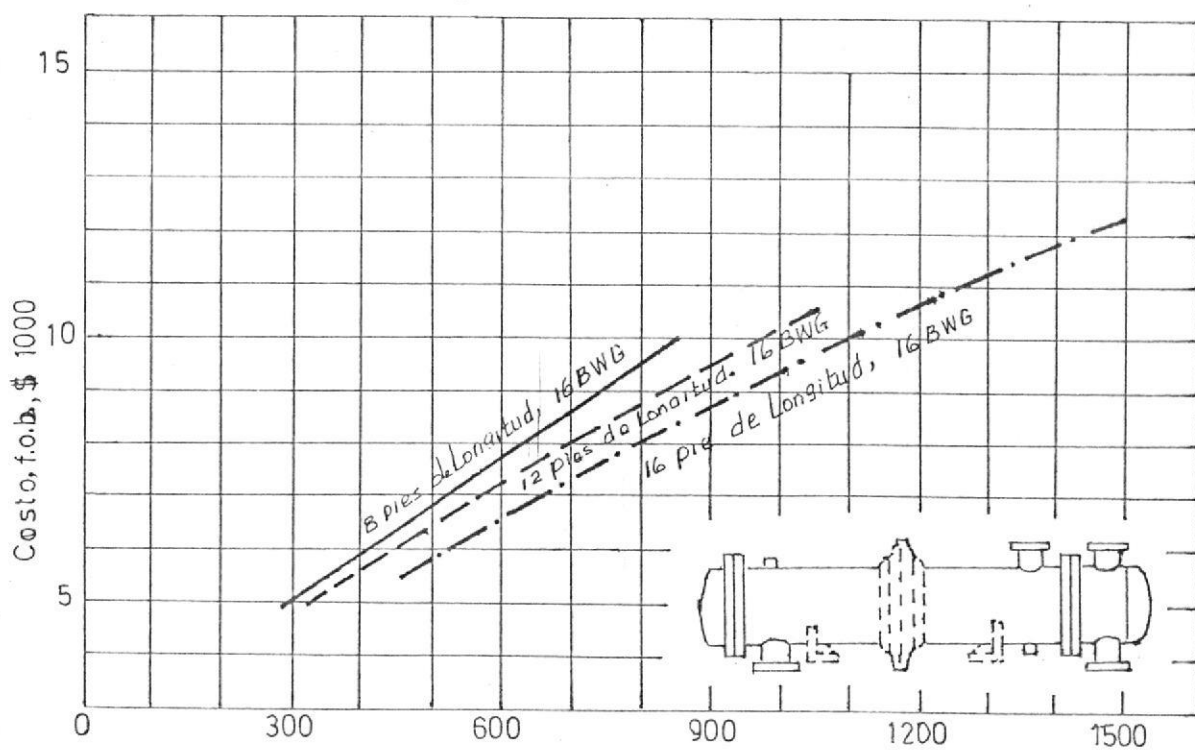


Fig. 4.4: Intercambiador de calor, cabezal fijo, tubo de acero al carbono, area de 300-1500 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

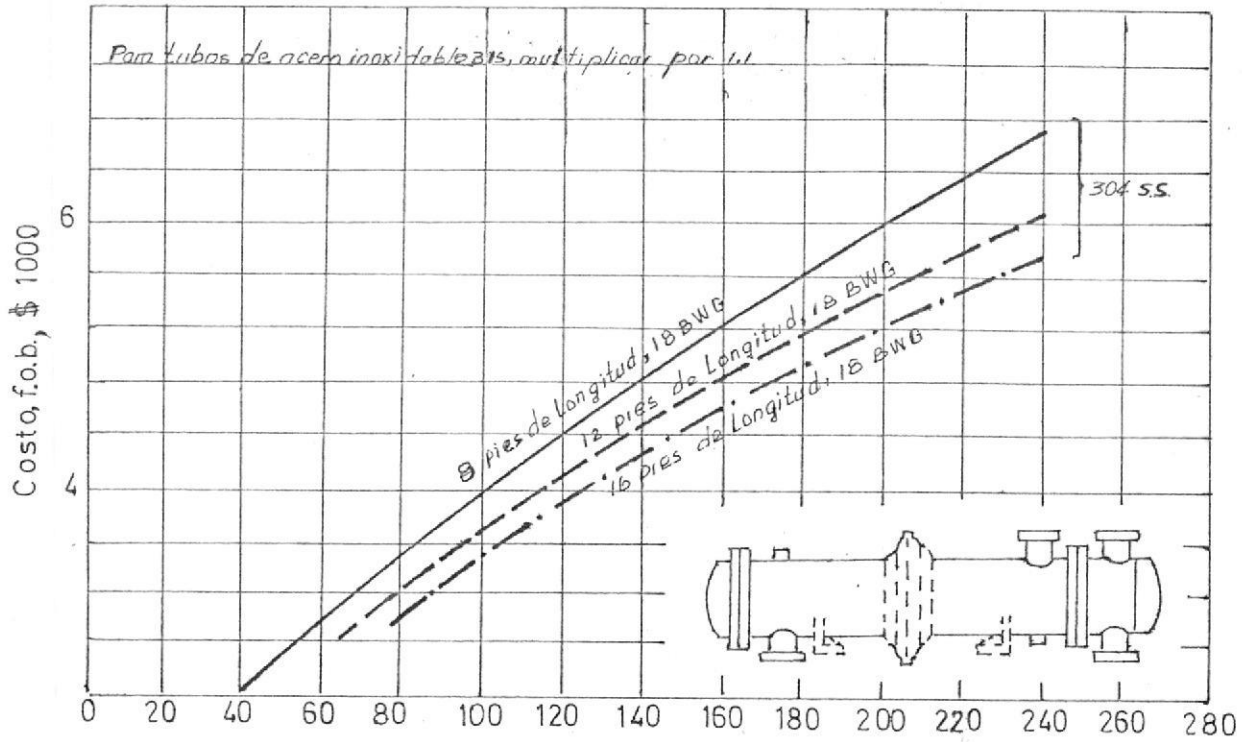


Fig. 4.5-Intercambiador de calor, cabezal fijo, tubos de acero inoxidable, area de 0-240 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

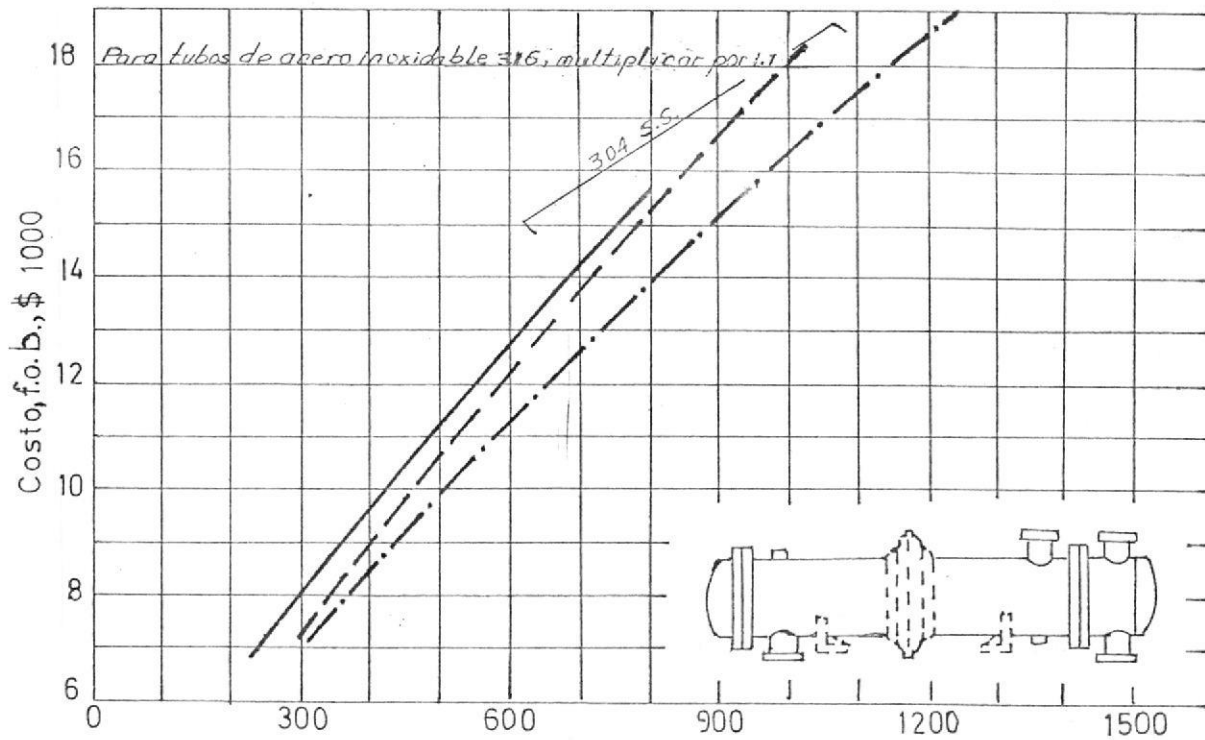


Fig. 4.6-Intercambiador de calor, cabezal fijo, tubos de acero inoxidable, area de 300-1500 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

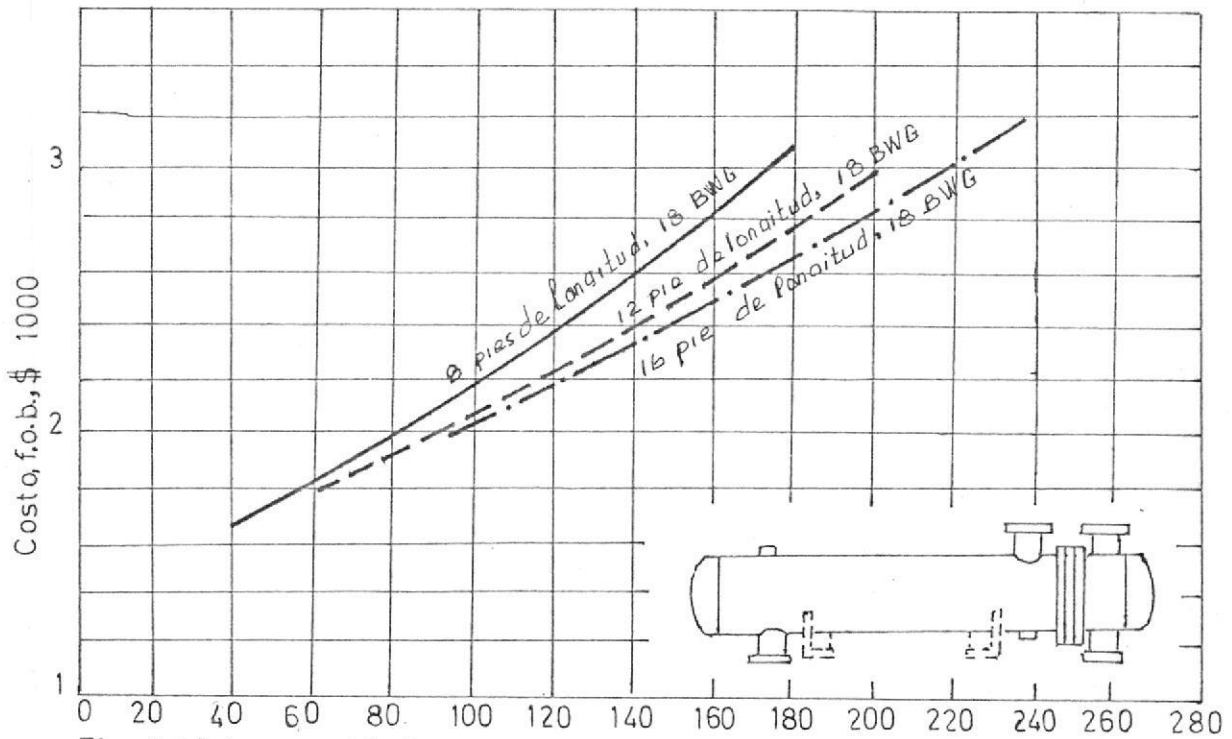


Fig. 4.7. Intercambiador de calor, tubos en U, tubos de acero al carbono, area de 0-240 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

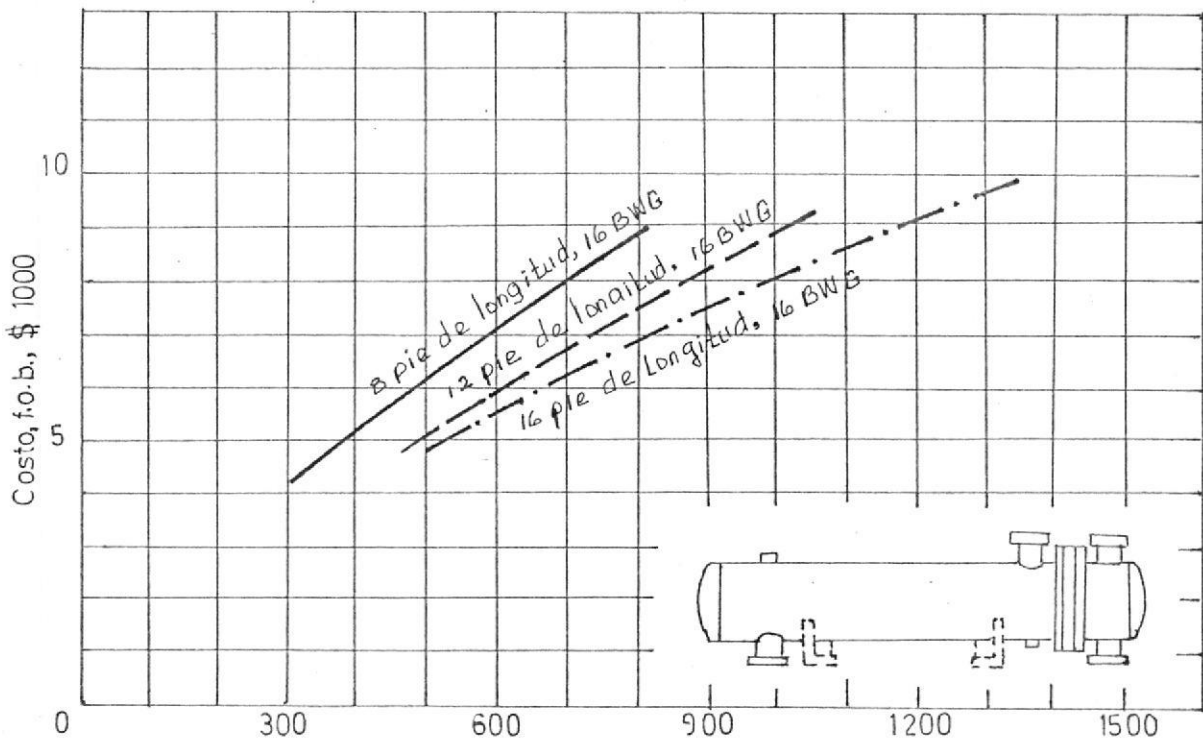


Fig. 4.8. Intercambiador de calor, tubos en U, tubos de acero al carbono, area de 300-1500 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

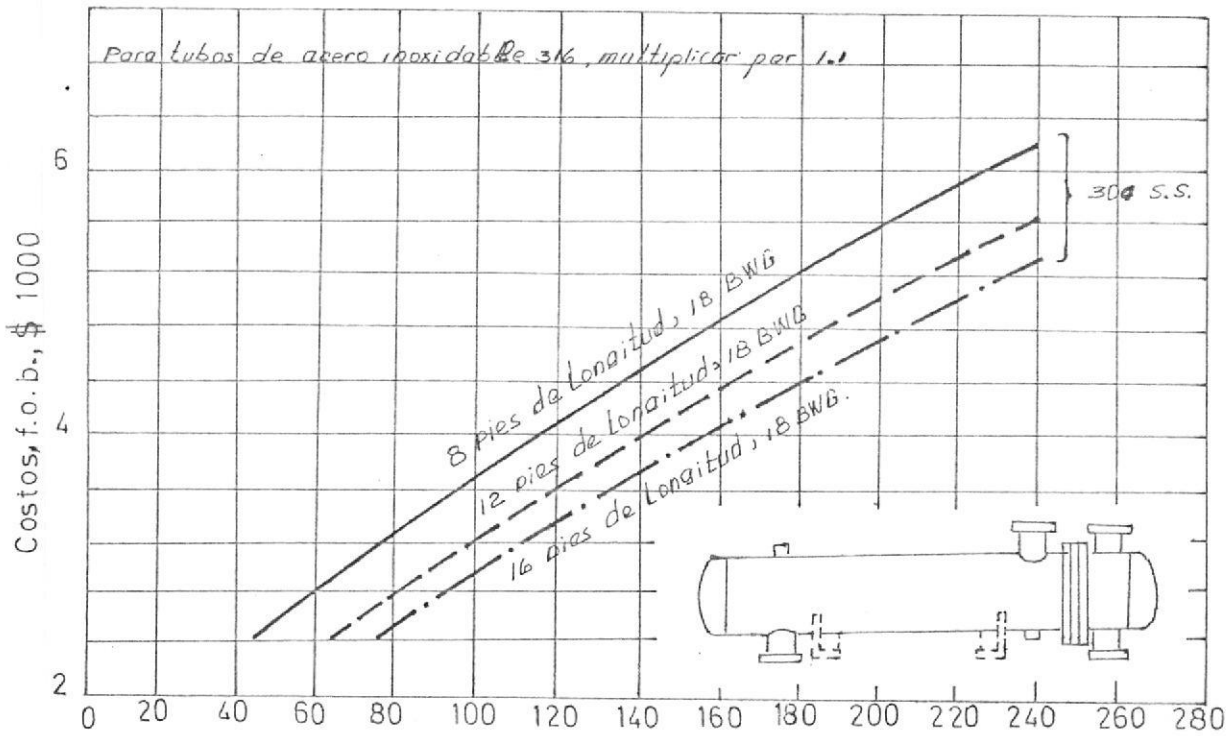


Fig. 4.9.-Intercambiador de calor, tubos en U, tubos de acero inoxidable, área de 0-240 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

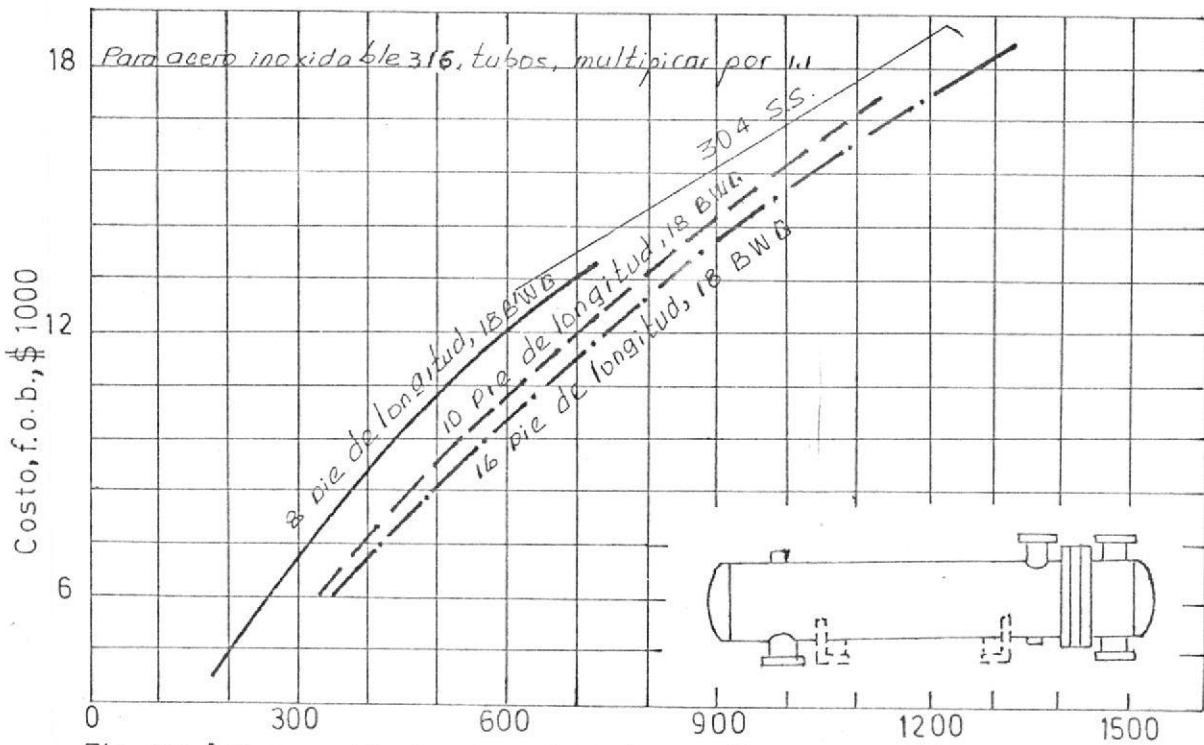


Fig. 4.10.-Intercambiador de calor, tubos en U de acero inoxidable, área de 300-1500 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

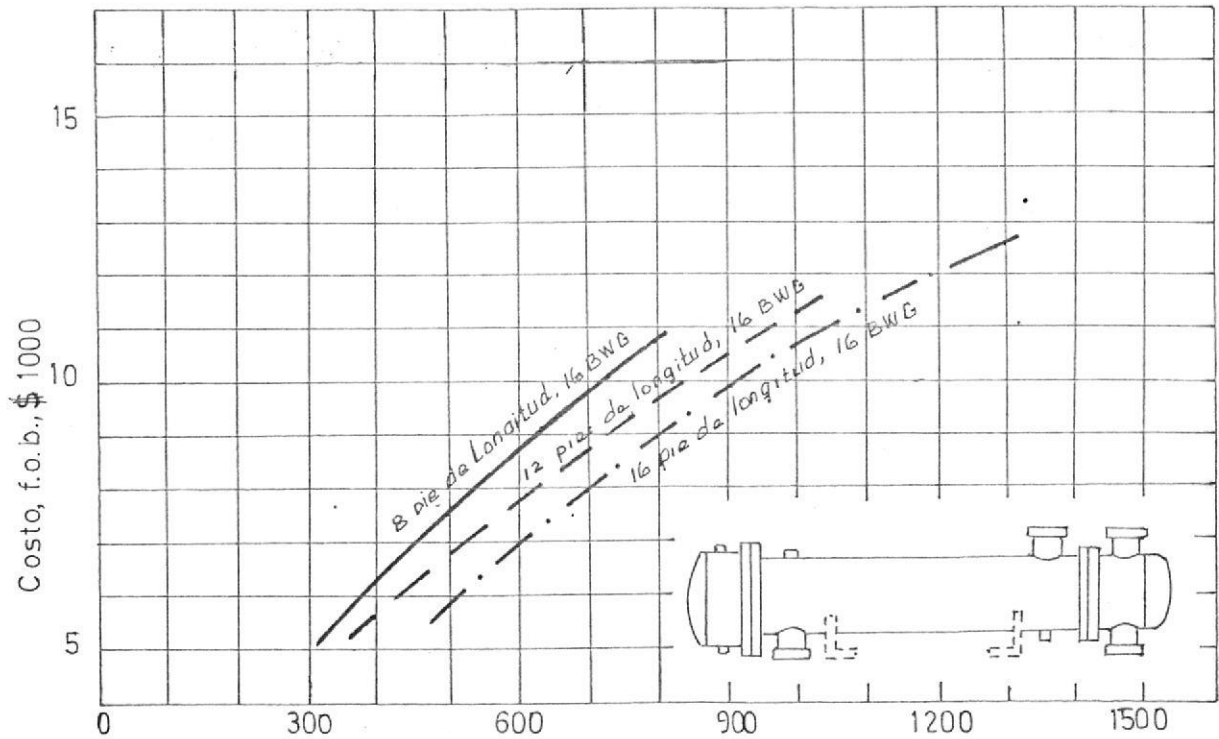


Fig. 4.11.-Intercambiador de calor, cabezal flotante, tubos de acero al carbono, area de 300-1500 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

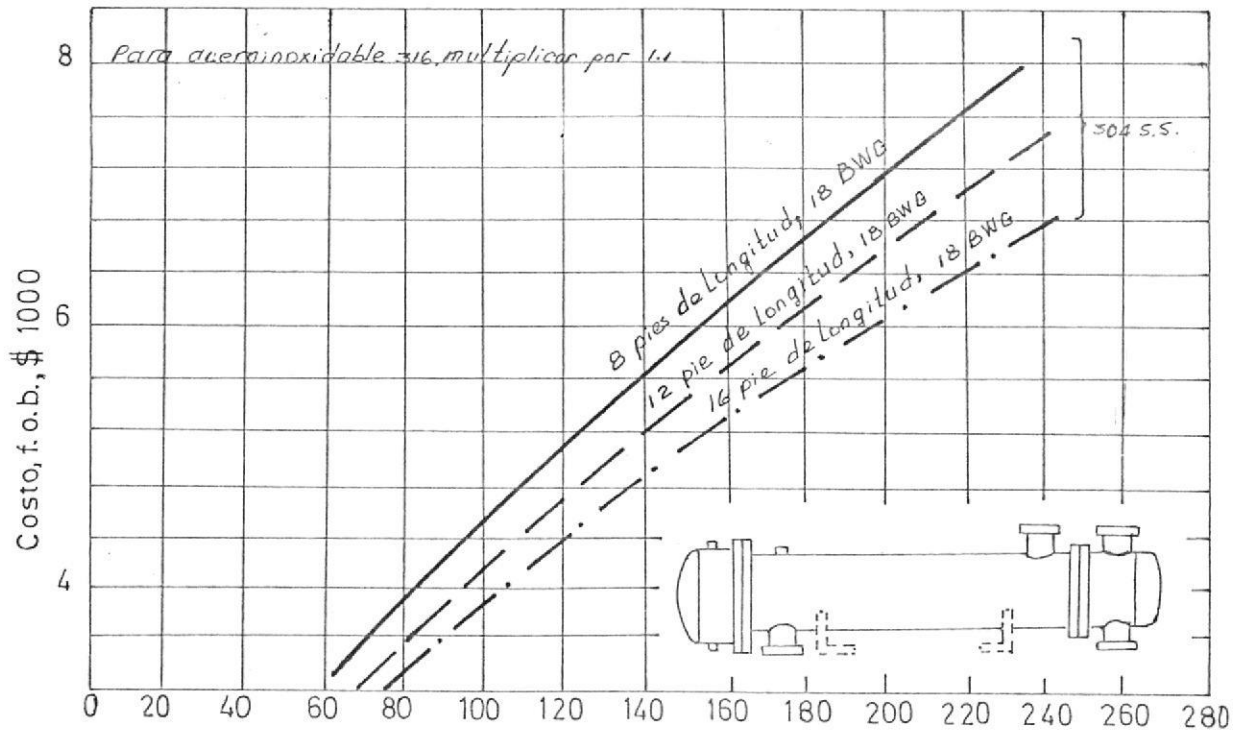


Fig. 4.12.-Intercambiador de calor, cabezal flotante, tubos de acero inoxidable, area de 0-240 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

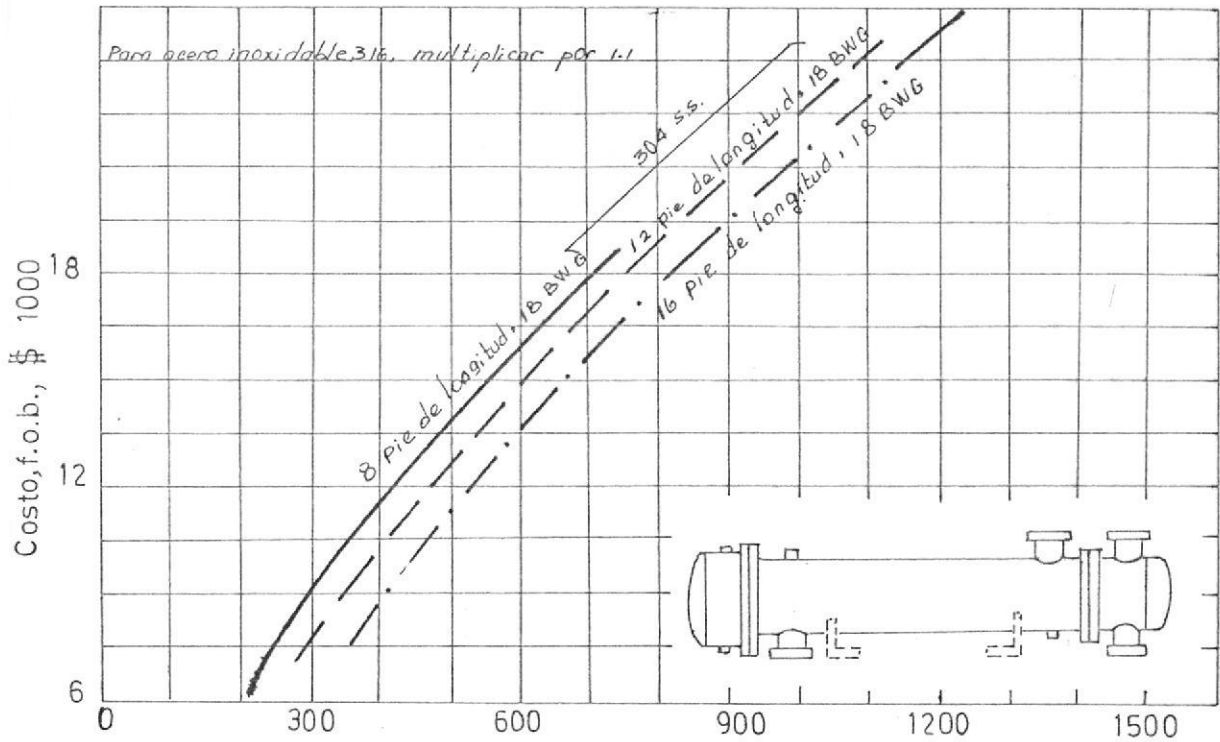


Fig. 4.13: Intercambiador de calor, cabezal flotante, tubos de acero inoxidable, area de 300-1500 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

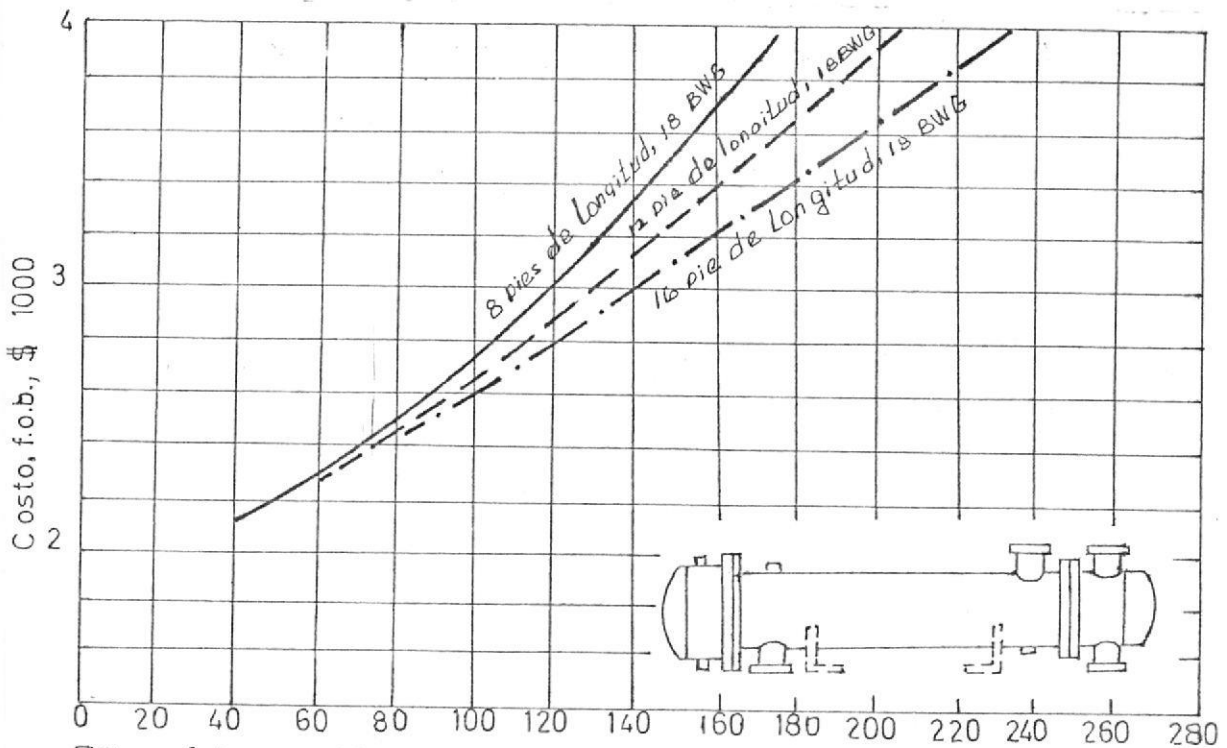


Fig. 4.14: Intercambiador de calor, cabezal flotante, tubos de acero al carbono, area de 0-240 pie<sup>2</sup>, carcasa de acero al carbono.

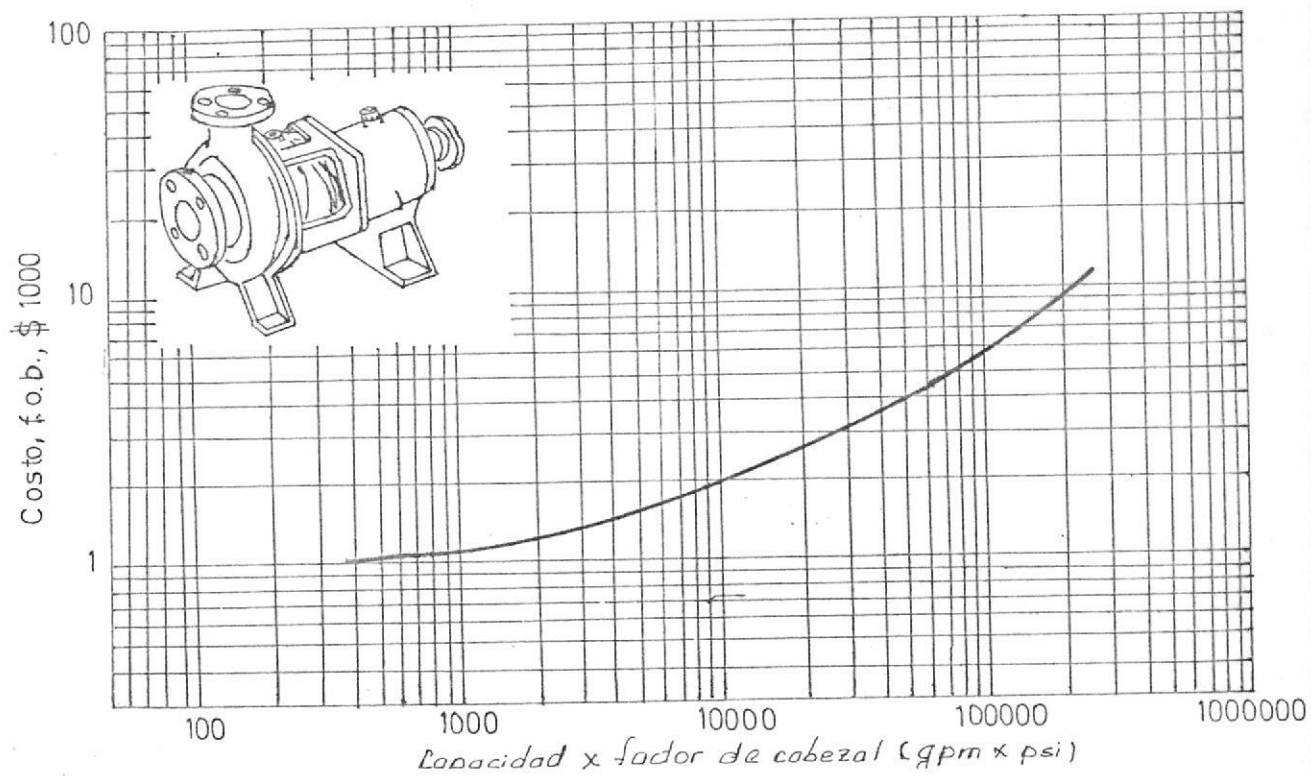


Fig 4.15: Bomba centrifuga, base y acoplamiento, 30-300000 gpm.

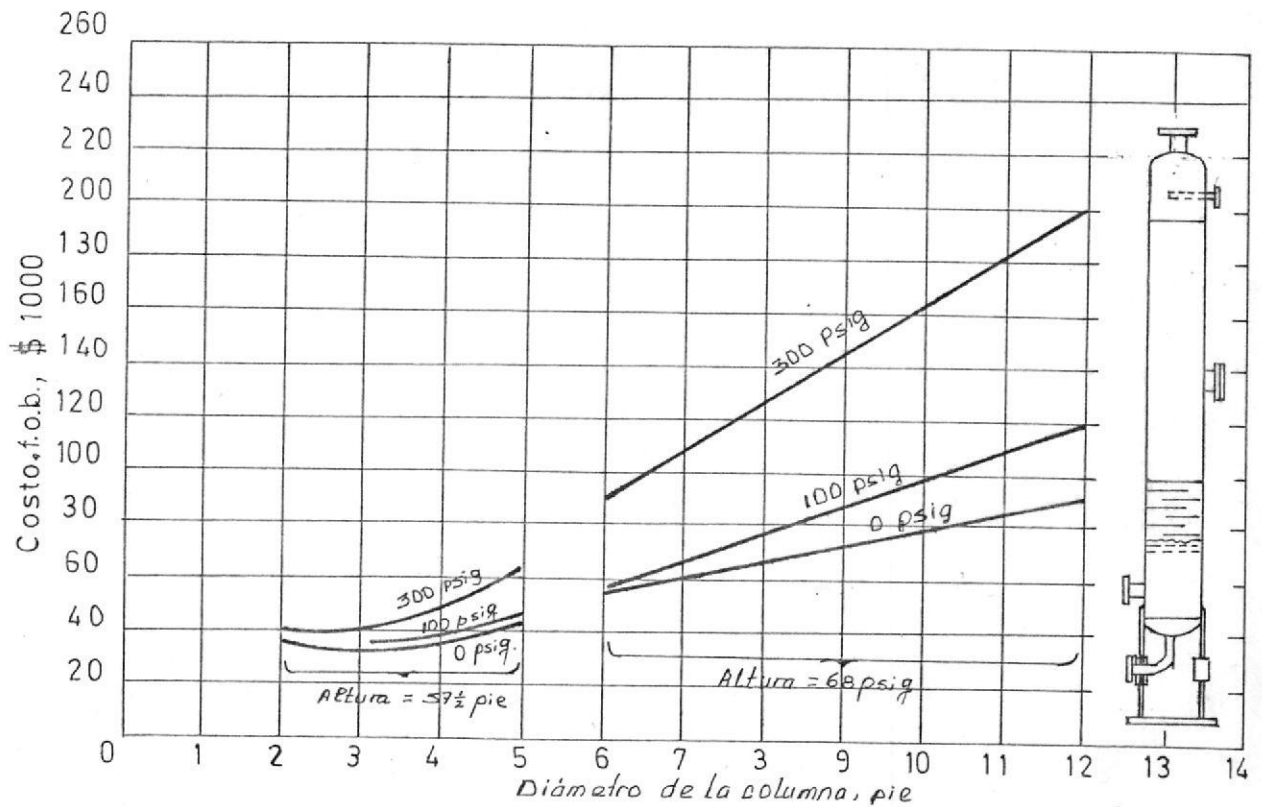


Fig. A.14.-Columna de destilación, 25 platos, 2-12 pie diam., altura de torre 57.5-68 pie, 0-100 y 300 psig.

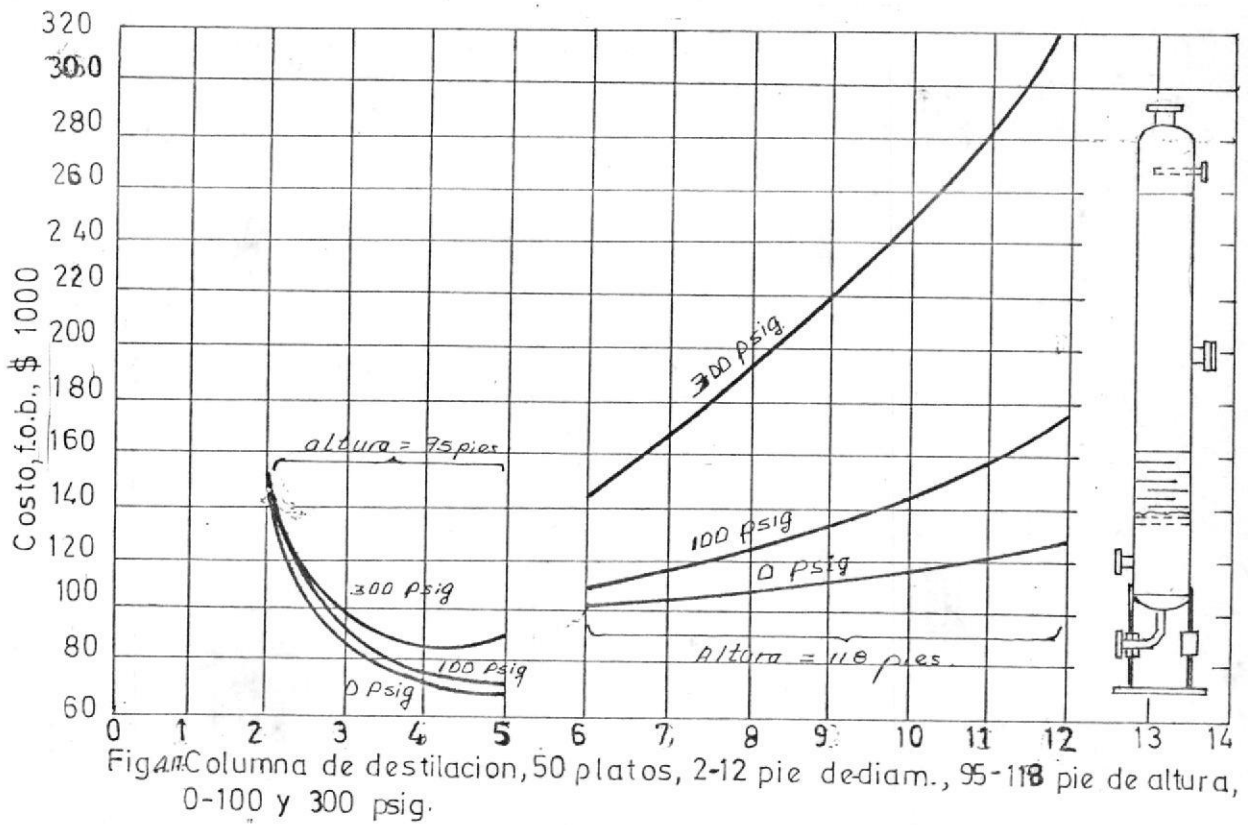


Fig. A.15.-Columna de destilación, 50 platos, 2-12 pie de diam., 95-118 pie de altura, 0-100 y 300 psig.

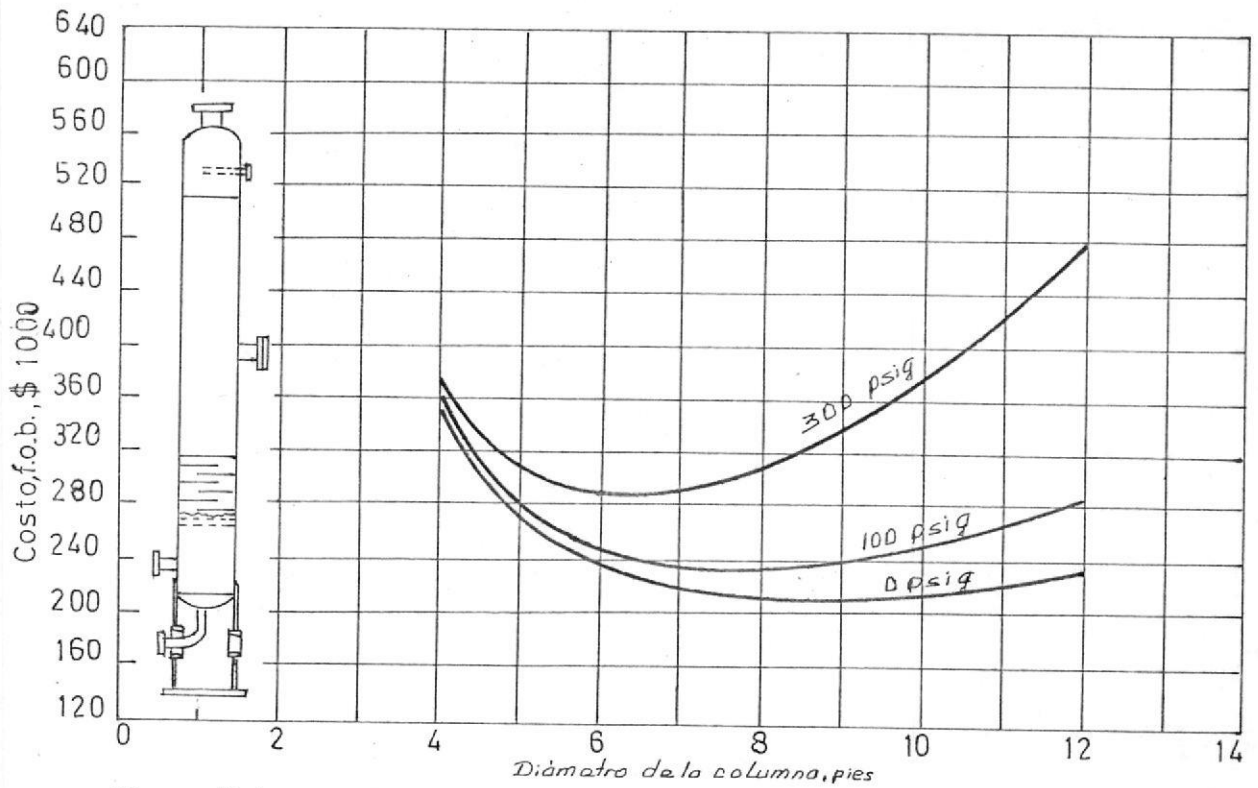


Fig. 4.18. Columna de destilación, 100 platos, 4-12 pies. de diam., 170 pie. altura, 0-100 y 300. psig.

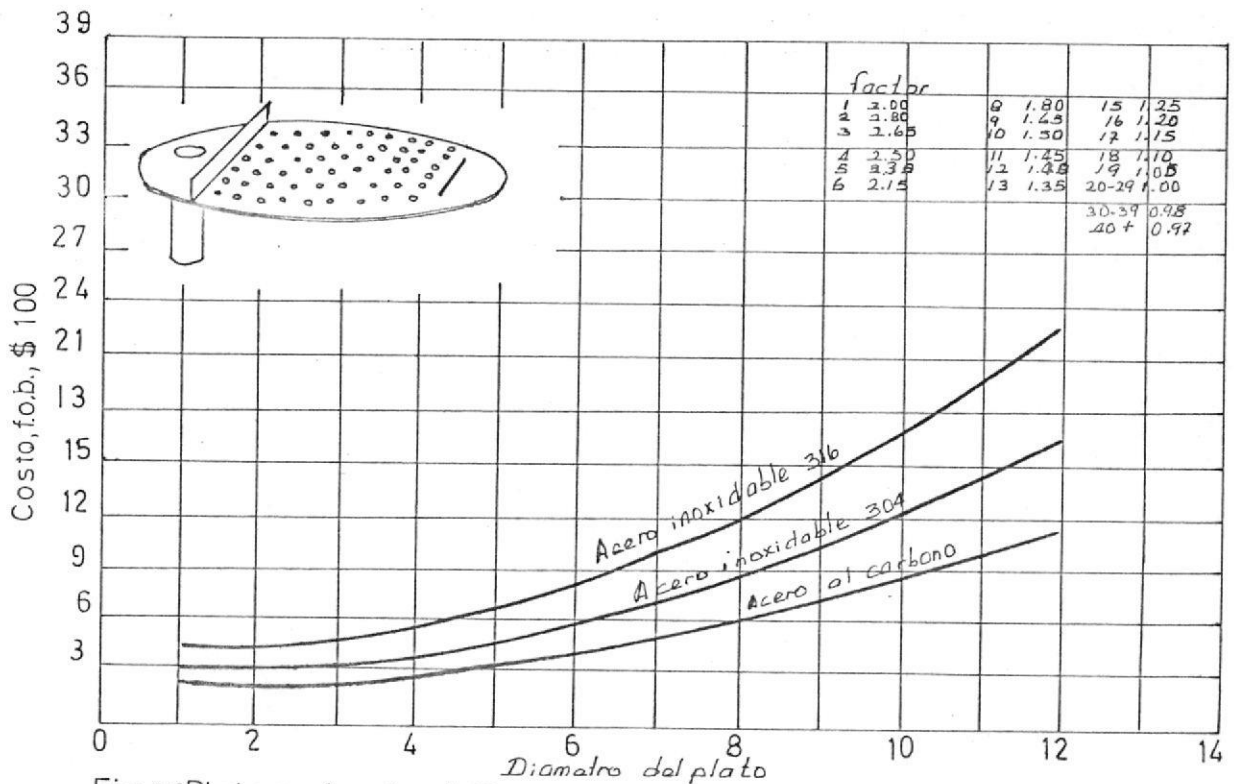


Fig. 4.17. Plato perforado, 1-12 pie de diámetro, acero al carbono, 304 y 316

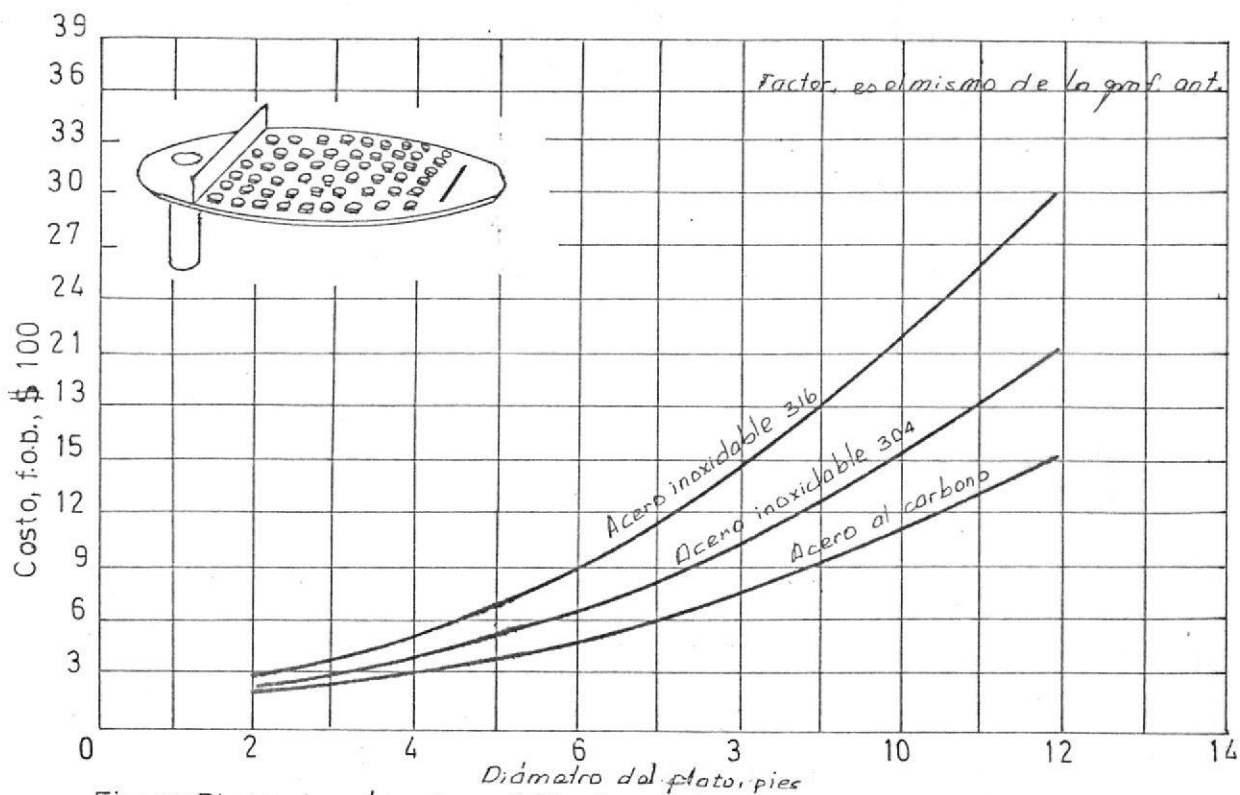


Fig. 4.20 Plato de válvulas, 1-12 pies de diam., acero al carbono, 304 y 316.

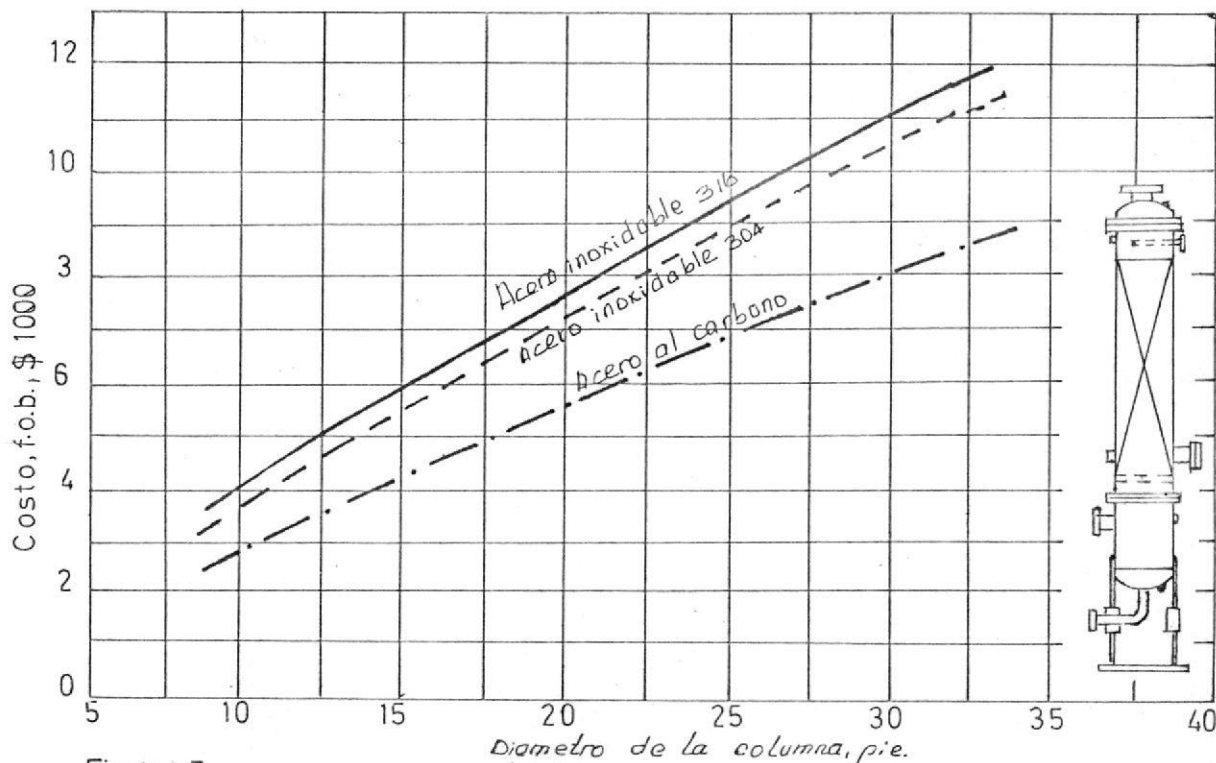


Fig. 4.21 Torre empacada, camada simple, 25 psi de vacío, acero al carbono, 304 y 316.

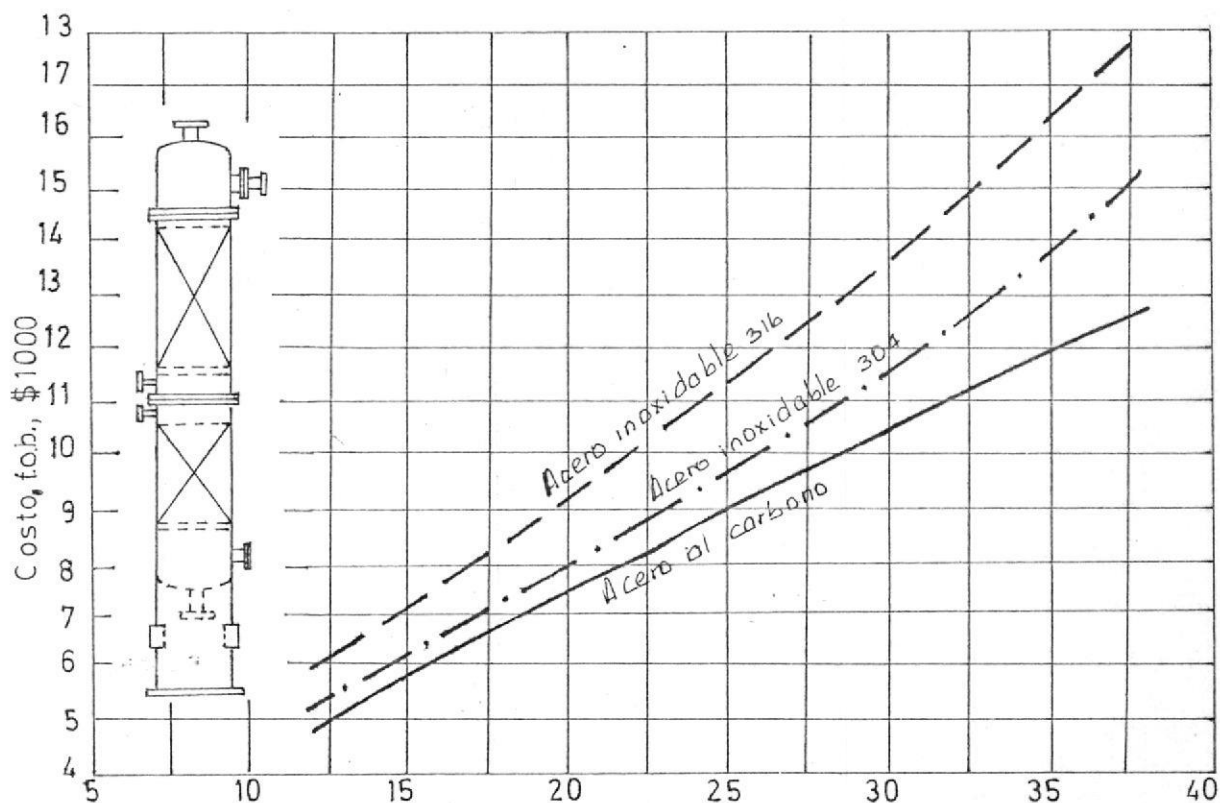


Fig. 4.22-Torre empacada, doble camada, 25 psi de vacío, acero al carbono, 304 y 316.

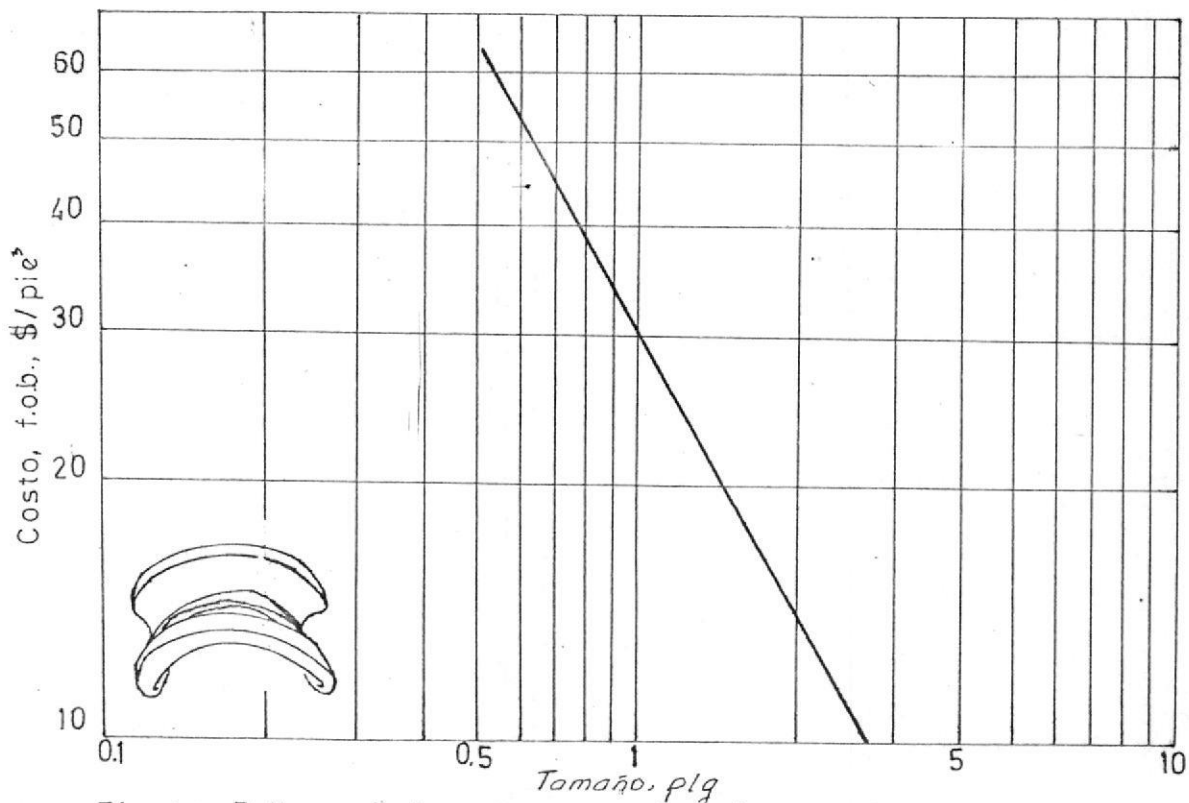


Fig. 4.23-Relleno de torre empacada, de porcelana,-

## ESTIMACIÓN DEL COSTO DE LA COLUMNA

Se requiere de los siguientes datos:

Diámetro de la torre	3.5 pies
Altura de la torre	49.5 pies
Número de platos	27.0
Presión de operación	300 psia

Con estos datos se tiene el siguiente valor estimado; de la Fig. 4.16

Valor de la torre= US\$40.000 [CUARENTA MIL DOLARES]

## ESTIMACION DEL COSTO DE LOS PLATOS

Los datos requeridos son los siguientes:

Diámetro del plato	3.5 pies
Material usado	Acero inox. 316
Número de platos	27.00
Tipo de platos	Válvulas
Factor de cantidad	1.00

Con estos datos y la Fig. 4.20, se estima el siguiente valor:

Valor de los 27 platos= US\$21.600 [VEINTI-UN MIL SEISCIENTOS DOLARES]

ESTIMACION DE COSTOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR

a. Condensador-Subenfriador

Datos requeridos:

Area efectiva de transferencia	2010.11 pie <sup>2</sup>
Longitud de los tubos	16.0 pies
Calibre de los tubos	16 BWG
Material de los tubos	Acero al Carb.
Material de la carcasa	Acero al Carb.
Cabezal flotante	

Con estos datos y usando la Fig. 4.11, se obtiene el costo F.O.B. de US\$14.000 [CATORCE MIL DOLARES].

Costo válido hasta febrero de 1982.

b. Rehervidor

Para el cálculo del rehervidor se hace necesario que además del área efectiva de transferencia se considere el espacio extra necesario para la recolección de vapores que luego ingresarán a la columna. Los datos que se requieren son:

Area efectiva de transferencia	438.35 pie <sup>2</sup>
Longitud de los tubos	16.00 pies
Calibre	16 BWG
Diámetro interior del intercambiador	17.25 plg
Diámetro interior del intercambiador el 60% de aumento para la recolección de vapores	28.75 plg
Area del intercambiador aumentada en un 60%	730.58 pie <sup>2</sup>

Con estos datos y la Fig. 4.11, se tiene el siguiente valor de US\$ 9,000 [MUEVE MIL DOLARES].

#### ESTIMACION DEL COSTO DE BOMBAS PARA LIQUIDOS

Los datos requeridos son:

Cabezal de altura	49.5 pie
Caudal a manejar	129.78 gpm
Gravedad específica	0.675
Presión de succión	aprox. 300 psi
Temperatura	100°F
Materia a usar	Bronce

Con estos datos se calcula el valor del cabezal en psi.

$$\text{Cabezal} = [49.5 \times 0.675] / 2.31 = 14.46 \text{ psi.}$$

Seguidamente el valor de capacidad por el factor de cabezal.

$$\begin{aligned} \text{Capacidad x factor de cabezal} &= 129.78 \times 14.46 \\ &= 1876.62 \end{aligned}$$

Con este valor y de la Fig. 4.15, se obtiene el costo base.

Costo Base = US\$1.200 [UN MIL DOSCIENTOS DOLARES].

Se hace necesario usar un factor de ajuste por el material usado,  $F_m$ ; y otro por las condiciones de operación,  $F_o$ .

$$F_m = 1.35$$

$$F_o = 1.5$$

$$\begin{aligned} \text{Costo total} &= \text{Costo base} \times F_m \times F_o \\ &= 1200 \times 1.35 \times 1.5 \\ &= \text{US\$ } 2430 \end{aligned}$$

#### ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO

Datos requeridos:

Capacidad de almacenamiento	8000 gal.
Posición	Horizontal
Material de construcción	Acer. Inox. 316

De la Fig. 4.2 , se obtiene el costo F.O.B. de US\$45.000 (CUARENTA Y CINCO MIL DOLARES)

Calculado todo esto, se procede a hacer un resumen de estimación de costos.

#### RESUMEN

EQUIPO	COSTO [DOLARES]
Columna	40000.00
Platos	21600.00
Condensador-subenfriador	14000.00
Rehervidor	9000.00
Bomba centrífuga	2430.00
Tanque de almacenamiento	<u>45000.00</u>
T O T A L	\$132030.00

De acuerdo al método de Lang, se multiplicará el costo total dado por un factor, en este caso 4.74.

Costo total de la planta = Costo total dado  
X factor

Costo total de la planta = 132030.00 x 4.74  
= 625822.2 dólares

## CAPITULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

De todo lo expuesto anteriormente se puede concluir que:

1. Cuando se diseña una torre depropanizadora, este es similar al de una columna de destilación cualquiera, sujeta únicamente a condiciones de operación propias inherentes a la separación del propano.
2. Si se cambian las condiciones de operación es muy posible usar la torre depropanizadora para la separación de otro componente.
3. La mezcla que entra a la torre está prácticamente libre de C1; C2, C5 existiendo en mayor cantidad el C3 y el C4.
4. La recolección del propano se hace necesaria en virtud de su aplicación tanto industrial [refrigerante, base para producción materiales sintéticos y químicos], y doméstico [combustible] entre otros.
5. En el diseño de la carcasa de la columna se ha usado una presión y temperatura de diseño 1.5 veces la presión y temperatura de operación para una plena garantía.
6. El espesor obtenido en el diseño de la carcasa ha sido obtenido luego de analizar la presión circunferencial

- y los esfuerzos debidos a cargas muertas y de vientos, prevaleciendo el valor de la presión circunferencial.
7. Se puede usar una carcasa de acero al carbono al no existir un componente corrosivo en la composición de la mezcla.
  8. Se usa el plato con válvulas del tipo Ballast, por la alta flexibilidad que presenta, porque se puede usar un solo tipo de válvula para toda la columna y por la casi ninguna desventaja presentada.
  9. Para condensar y enfriar los vapores de propano se usa un condensador-subenfriador de tubo y carcasa de un solo cuerpo, con un sello tipo cespól, y deflectores tipo represa, con la finalidad de no usar dos equipos separados condensador y enfriador, disminuyendo de esta manera el costo, espacio físico a ocupar y mantenimiento.
  10. Se usa el rehervidor del tipo marmita, de tubo y carcasa para que actúe como un plato teórico adyacente.
  11. El rehervidor tiene el espacio adyacente con la finalidad de recolectar los vapores después del calentamiento, y el rebosadero para mantener el nivel de líquido constante y así evitar que estos estén en contacto con la superficie.
  12. El aislamiento térmico usado a base de una composición del 85% de magnesia y 15% de asbesto, para ahorrar

energía a consumir en una cantidad aproximada de cinco veces con respecto a una columna desnuda.

#### RECOMENDACIONES

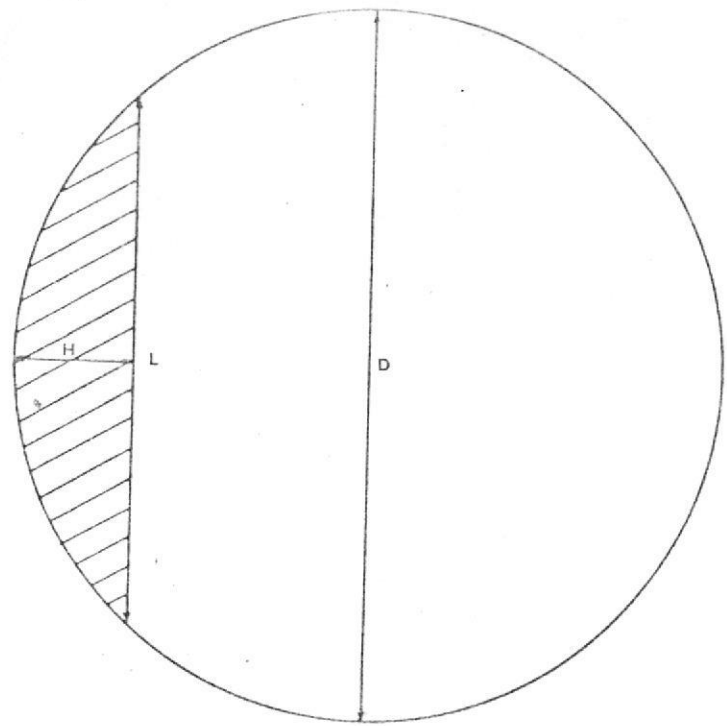
1. Continuar con el proceso investigativo y desarrollar el presente trabajo con la finalidad de proceder a la realización a nivel de laboratorio.
2. Debido a la situación actual del País, su calidad de exportador petrolero, se debe emprender en programas de recuperación de componentes livianos o volátiles que van mezcladas con el crudo exportado. Para esto se hace necesario la instalación de estabilizadores, cuyo diseño es similar al presentado en este trabajo.
3. El gas asociado que se produce al explotar un pozo petrolero es rico en componentes pesados, los cuales no son extraídos adecuadamente, quemándose en gran parte. Por esto se recomienda su recuperación mediante el proceso de absorción o criogenia, para lo cual se usa torres similares en su diseño al aquí presentado.
4. Se recomienda realizar el cálculo de la deflexión, para evitar que éstos sean excesivas en la columna, así como el cálculo de la frecuencia natural para evitar la resonancia, y el efecto producido por las cargas sísmicas.

A P E N D I C E

T A B L A S   Y   G R A F I C O S

TABLA 1

D = Diámetro de la torre  
 H = Altura de la cuerda  
 L = Longitud de la cuerda  
 $A_D$  = Área de la cuerda  
 $A_T$  = Área de la torre



H/D de .0 a .1			H/D de .1 a .2			H/D de .2 a .3			H/D de .3 a .4			H/D de .4 a .5		
H/D	L/D	$A_D/A_T$	H/D	L/D	$A_D/A_T$	H/D	L/D	$A_D/A_T$	H/D	L/D	$A_D/A_T$	H/D	L/D	$A_D/A_T$
.0000	.0000	.0000	.0200	.2800	.0048	.0400	.3919	.0134	.0600	.4750	.0245	.0800	.5426	.0375
.0005	.0447	.0000	.0205	.2834	.0050	.0405	.3943	.0137	.0605	.4768	.0248	.0805	.5441	.0378
.0010	.0632	.0001	.0210	.2868	.0051	.0410	.3966	.0139	.0610	.4787	.0251	.0810	.5457	.0382
.0015	.0774	.0001	.0215	.2901	.0053	.0415	.3989	.0142	.0615	.4805	.0254	.0815	.5472	.0385
.0020	.0894	.0002	.0220	.2934	.0055	.0420	.4012	.0144	.0620	.4823	.0257	.0820	.5487	.0389
.0025	.0999	.0002	.0225	.2966	.0057	.0425	.4035	.0147	.0625	.4841	.0260	.0825	.5502	.0392
.0030	.1094	.0003	.0230	.2998	.0059	.0430	.4057	.0149	.0630	.4859	.0263	.0830	.5518	.0396
.0035	.1181	.0004	.0235	.3030	.0061	.0435	.4080	.0152	.0635	.4877	.0266	.0835	.5533	.0399
.0040	.1262	.0004	.0240	.3061	.0063	.0440	.4102	.0155	.0640	.4895	.0270	.0840	.5548	.0403
.0045	.1339	.0005	.0245	.3092	.0065	.0445	.4124	.0157	.0645	.4913	.0273	.0845	.5563	.0406
.0050	.1411	.0006	.0250	.3122	.0067	.0450	.4146	.0160	.0650	.4931	.0276	.0850	.5578	.0410
.0055	.1479	.0007	.0255	.3153	.0069	.0455	.4168	.0162	.0655	.4948	.0279	.0855	.5592	.0413
.0060	.1545	.0008	.0260	.3183	.0071	.0460	.4190	.0165	.0660	.4966	.0282	.0860	.5607	.0417
.0065	.1607	.0009	.0265	.3212	.0073	.0465	.4211	.0168	.0665	.4983	.0285	.0865	.5622	.0421
.0070	.1667	.0010	.0270	.3242	.0075	.0470	.4233	.0171	.0670	.5000	.0288	.0870	.5637	.0424
.0075	.1726	.0011	.0275	.3271	.0077	.0475	.4254	.0173	.0675	.5018	.0292	.0875	.5651	.0428
.0080	.1782	.0012	.0280	.3299	.0079	.0480	.4275	.0176	.0680	.5035	.0295	.0880	.5666	.0431
.0085	.1836	.0013	.0285	.3328	.0081	.0485	.4296	.0179	.0685	.5052	.0298	.0885	.5680	.0435
.0090	.1889	.0014	.0290	.3356	.0083	.0490	.4317	.0181	.0690	.5069	.0301	.0890	.5695	.0439
.0095	.1940	.0016	.0295	.3384	.0085	.0495	.4338	.0184	.0695	.5086	.0304	.0895	.5709	.0442
.0100	.1990	.0017	.0300	.3412	.0087	.0500	.4359	.0187	.0700	.5103	.0308	.0900	.5724	.0446
.0105	.2039	.0018	.0305	.3439	.0090	.0505	.4379	.0190	.0705	.5120	.0311	.0905	.5738	.0449
.0110	.2086	.0020	.0310	.3466	.0092	.0510	.4400	.0193	.0710	.5136	.0314	.0910	.5752	.0453
.0115	.2132	.0021	.0315	.3493	.0094	.0515	.4420	.0195	.0715	.5153	.0318	.0915	.5766	.0457
.0120	.2178	.0022	.0320	.3520	.0096	.0520	.4441	.0198	.0720	.5170	.0321	.0920	.5781	.0460
.0125	.2222	.0024	.0325	.3546	.0098	.0525	.4461	.0201	.0725	.5186	.0324	.0925	.5795	.0464
.0130	.2265	.0025	.0330	.3573	.0101	.0530	.4481	.0204	.0730	.5203	.0327	.0930	.5809	.0468
.0135	.2308	.0027	.0335	.3599	.0103	.0535	.4501	.0207	.0735	.5219	.0331	.0935	.5823	.0472
.0140	.2350	.0028	.0340	.3625	.0105	.0540	.4520	.0210	.0740	.5235	.0334	.0940	.5837	.0475
.0145	.2391	.0030	.0345	.3650	.0108	.0545	.4540	.0212	.0745	.5252	.0337	.0945	.5850	.0479
.0150	.2431	.0031	.0350	.3676	.0110	.0550	.4560	.0215	.0750	.5268	.0341	.0950	.5864	.0483
.0155	.2471	.0033	.0355	.3701	.0112	.0555	.4579	.0218	.0755	.5284	.0344	.0955	.5878	.0486
.0160	.2510	.0034	.0360	.3726	.0115	.0560	.4598	.0221	.0760	.5300	.0347	.0960	.5892	.0490
.0165	.2548	.0036	.0365	.3751	.0117	.0565	.4618	.0224	.0765	.5316	.0351	.0965	.5906	.0494
.0170	.2585	.0037	.0370	.3775	.0119	.0570	.4637	.0227	.0770	.5332	.0354	.0970	.5919	.0498
.0175	.2622	.0039	.0375	.3800	.0122	.0575	.4656	.0230	.0775	.5348	.0358	.0975	.5933	.0501
.0180	.2659	.0041	.0380	.3824	.0124	.0580	.4675	.0233	.0780	.5363	.0361	.0980	.5946	.0505
.0185	.2695	.0042	.0385	.3848	.0127	.0585	.4694	.0236	.0785	.5379	.0364	.0985	.5960	.0509
.0190	.2730	.0044	.0390	.3872	.0129	.0590	.4712	.0239	.0790	.5395	.0368	.0990	.5973	.0513
.0195	.2765	.0046	.0395	.3896	.0132	.0595	.4731	.0242	.0795	.5410	.0371	.0995	.5987	.0517

## H/D de .1 Q .2

H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>	H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>	H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>	H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>	H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>	H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>
.1000	.6000	.0520	.1200	.6499	.0680	.1400	.6940	.0851	.1600	.7332	.1033	.1800	.7684	.1224	.1800	.7684	.1224
.1005	.6013	.0524	.1205	.6511	.0684	.1405	.6950	.0855	.1605	.7341	.1037	.1805	.7692	.1229	.1805	.7692	.1229
.1010	.6027	.0528	.1210	.6523	.0688	.1410	.6960	.0860	.1610	.7351	.1042	.1810	.7700	.1234	.1810	.7700	.1234
.1015	.6040	.0532	.1215	.6534	.0692	.1415	.6971	.0864	.1615	.7360	.1047	.1815	.7709	.1239	.1815	.7709	.1239
.1020	.6053	.0536	.1220	.6546	.0696	.1420	.6981	.0869	.1620	.7369	.1051	.1820	.7717	.1244	.1820	.7717	.1244
.1025	.6066	.0540	.1225	.6557	.0701	.1425	.6991	.0873	.1625	.7378	.1056	.1825	.7725	.1249	.1825	.7725	.1249
.1030	.6079	.0544	.1230	.6569	.0705	.1430	.7001	.0878	.1630	.7387	.1061	.1830	.7733	.1253	.1830	.7733	.1253
.1035	.6092	.0547	.1235	.6580	.0709	.1435	.7012	.0882	.1635	.7396	.1066	.1835	.7742	.1258	.1835	.7742	.1258
.1040	.6105	.0551	.1240	.6592	.0713	.1440	.7022	.0886	.1640	.7406	.1070	.1840	.7750	.1263	.1840	.7750	.1263
.1045	.6118	.0555	.1245	.6603	.0717	.1445	.7032	.0891	.1645	.7415	.1075	.1845	.7758	.1268	.1845	.7758	.1268
.1050	.6131	.0559	.1250	.6614	.0721	.1450	.7042	.0895	.1650	.7424	.1080	.1850	.7766	.1273	.1850	.7766	.1273
.1055	.6144	.0563	.1255	.6626	.0726	.1455	.7052	.0900	.1655	.7433	.1084	.1855	.7774	.1278	.1855	.7774	.1278
.1060	.6157	.0567	.1260	.6637	.0730	.1460	.7062	.0904	.1660	.7442	.1089	.1860	.7782	.1283	.1860	.7782	.1283
.1065	.6170	.0571	.1265	.6648	.0734	.1465	.7072	.0909	.1665	.7451	.1094	.1865	.7790	.1288	.1865	.7790	.1288
.1070	.6182	.0575	.1270	.6659	.0738	.1470	.7082	.0913	.1670	.7460	.1099	.1870	.7798	.1293	.1870	.7798	.1293
.1075	.6195	.0579	.1275	.6671	.0743	.1475	.7092	.0918	.1675	.7468	.1103	.1875	.7806	.1298	.1875	.7806	.1298
.1080	.6208	.0583	.1280	.6682	.0747	.1480	.7102	.0922	.1680	.7477	.1108	.1880	.7814	.1303	.1880	.7814	.1303
.1085	.6220	.0587	.1285	.6693	.0751	.1485	.7112	.0927	.1685	.7486	.1113	.1885	.7822	.1308	.1885	.7822	.1308
.1090	.6233	.0591	.1290	.6704	.0755	.1490	.7122	.0932	.1690	.7495	.1118	.1890	.7830	.1313	.1890	.7830	.1313
.1095	.6245	.0595	.1295	.6715	.0760	.1495	.7132	.0936	.1695	.7504	.1122	.1895	.7838	.1318	.1895	.7838	.1318
.1100	.6258	.0598	.1300	.6726	.0764	.1500	.7141	.0941	.1700	.7513	.1127	.1900	.7846	.1323	.1900	.7846	.1323
.1105	.6270	.0602	.1305	.6737	.0768	.1505	.7151	.0945	.1705	.7521	.1132	.1905	.7854	.1328	.1905	.7854	.1328
.1110	.6283	.0606	.1310	.6748	.0773	.1510	.7161	.0950	.1710	.7530	.1137	.1910	.7862	.1333	.1910	.7862	.1333
.1115	.6295	.0610	.1315	.6759	.0777	.1515	.7171	.0954	.1715	.7539	.1142	.1915	.7870	.1338	.1915	.7870	.1338
.1120	.6307	.0614	.1320	.6770	.0781	.1520	.7180	.0959	.1720	.7548	.1146	.1920	.7877	.1343	.1920	.7877	.1343
.1125	.6320	.0619	.1325	.6781	.0785	.1525	.7190	.0963	.1725	.7556	.1151	.1925	.7885	.1348	.1925	.7885	.1348
.1130	.6332	.0623	.1330	.6791	.0790	.1530	.7200	.0968	.1730	.7565	.1156	.1930	.7893	.1353	.1930	.7893	.1353
.1135	.6344	.0627	.1335	.6802	.0794	.1535	.7209	.0973	.1735	.7574	.1161	.1935	.7901	.1358	.1935	.7901	.1358
.1140	.6356	.0631	.1340	.6813	.0798	.1540	.7219	.0977	.1740	.7582	.1166	.1940	.7909	.1363	.1940	.7909	.1363
.1145	.6368	.0635	.1345	.6824	.0803	.1545	.7229	.0982	.1745	.7591	.1171	.1945	.7916	.1368	.1945	.7916	.1368
.1150	.6380	.0639	.1350	.6834	.0807	.1550	.7238	.0986	.1750	.7599	.1175	.1950	.7924	.1373	.1950	.7924	.1373
.1155	.6392	.0643	.1355	.6845	.0811	.1555	.7248	.0991	.1755	.7608	.1180	.1955	.7932	.1378	.1955	.7932	.1378
.1160	.6404	.0647	.1360	.6856	.0816	.1560	.7257	.0996	.1760	.7616	.1185	.1960	.7939	.1383	.1960	.7939	.1383
.1165	.6416	.0651	.1365	.6866	.0820	.1565	.7267	.1000	.1765	.7625	.1190	.1965	.7947	.1388	.1965	.7947	.1388
.1170	.6428	.0655	.1370	.6877	.0825	.1570	.7276	.1005	.1770	.7633	.1195	.1970	.7955	.1393	.1970	.7955	.1393
.1175	.6440	.0659	.1375	.6887	.0829	.1575	.7285	.1009	.1775	.7642	.1200	.1975	.7962	.1398	.1975	.7962	.1398
.1180	.6452	.0663	.1380	.6898	.0833	.1580	.7295	.1014	.1780	.7650	.1204	.1980	.7970	.1403	.1980	.7970	.1403
.1185	.6464	.0667	.1385	.6908	.0838	.1585	.7304	.1019	.1785	.7659	.1209	.1985	.7977	.1409	.1985	.7977	.1409
.1190	.6476	.0671	.1390	.6919	.0842	.1590	.7314	.1023	.1790	.7667	.1214	.1990	.7985	.1414	.1990	.7985	.1414
.1195	.6488	.0676	.1395	.6929	.0847	.1595	.7323	.1028	.1795	.7675	.1219	.1995	.7992	.1419	.1995	.7992	.1419

## H/D de .2 Q .3

H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>	H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>	H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>	H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>	H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>	H/D	L/D	A <sub>0</sub> /A <sub>T</sub>
.2000	.8000	.1424	.2200	.8285	.1631	.2400	.8542	.1845	.2600	.8773	.2066	.2800	.8980	.2292	.2800	.8980	.2292
.2005	.8007	.1429	.2205	.8292	.1636	.2405	.8548	.1851	.2605	.8778	.2072	.2805	.8985	.2298	.2805	.8985	.2298
.2010	.8015	.1434	.2210	.8298	.1642	.2410	.8554	.1856	.2610	.8784	.2077	.2810	.8990	.2304	.2810	.8990	.2304
.2015	.8022	.1439	.2215	.8305	.1647	.2415	.8560	.1862	.2615	.8789	.2083	.2815	.8995	.2309	.2815	.8995	.2309
.2020	.8030	.1444	.2220	.8312	.1652	.2420	.8566	.1867	.2620	.8794	.2088	.2820	.8999	.2315	.2820	.8999	.2315
.2025	.8037	.1449	.2225	.8319	.1658	.2425	.8572	.1873	.2625	.8800	.2094	.2825	.9004	.2321	.2825	.9004	.2321
.2030	.8045	.1454	.2230	.8325	.1663	.2430	.8578	.1878	.2630	.8805	.2100	.2830	.9009	.2326	.2830	.9009	.2326
.2035	.8052	.1460	.2235	.8332	.1668	.2435	.8584	.1884	.2635	.8811	.2105	.2835	.9014	.2332	.2835	.9014	.2332
.2040	.8059	.1465	.2240	.8338	.1674	.2440	.8590	.1889	.2640	.8816	.2111	.2840	.9019	.2338	.2840	.9019	.2338
.2045	.8067	.1470	.2245	.8345	.1679	.2445	.8596	.1895	.2645	.8821	.2116	.2845	.9024	.2344	.2845	.9024	.2344
.2050	.8074	.1475	.2250	.8352	.1684	.2450	.8602	.1900	.2650	.8827	.2122	.2850	.9028	.2349	.2850	.9028	.2349
.2055	.8081	.1480	.2255	.8358	.1689	.2455	.8608	.1906	.2655	.8832	.2128	.2855	.9033	.2355	.2855	.9033	.2355
.2060	.8089	.1485	.2260	.8365	.1695	.2460	.8614	.1911	.2660	.8837	.2133	.2860	.9038	.2361	.2860	.9038	.2361
.2065	.8096	.1490	.2265	.8371	.1700	.2465	.8619	.1917	.2665	.8843	.2139	.2865	.9042	.2367	.2865	.9042	.2367
.2070	.8103	.1496	.2270	.8378	.1705	.2470	.8625	.1922	.2670	.8848	.2145	.2870	.9047	.2372	.2870	.9047	.2372
.2075	.8110	.1501	.2275	.8384	.1711	.2475	.8631	.1927	.2675	.8853	.2150	.2875	.9052	.2378	.2875	.9052	.2378
.2080	.8118	.1506	.2280	.8391	.1716	.2480	.8637	.1933	.2680	.8858	.2156	.2880	.9057	.2384	.2880	.9057	.2384
.2085	.8125	.1511	.2285	.8397	.1721	.2485	.8643	.1938	.2685	.8864	.2161	.2885	.9061	.2390	.2885	.9061	.2390
.2090	.8132	.1516	.2290	.8404	.1727	.2490	.8649	.1944	.2690	.8869	.2167	.2890	.9066	.2395	.2890	.9066	.2395
.2095	.8139	.1521	.2295	.8410	.1732	.2495	.8654	.1949	.2695	.8874	.2173	.2895	.9071	.2401	.2895	.9071	.2401
.2100	.8146	.1527	.2300	.8417	.1738	.2500	.8660	.1955	.2700	.8879	.2178	.2900	.9075	.2407	.2900	.9075	.2407
.2105	.8153	.1532	.2305	.8423	.1743	.2505	.8666	.1961	.2705	.8884	.2184	.2905	.9080	.2413	.2905	.9080	.2413
.2110	.8160	.1537	.2310	.8429	.1748	.2510	.8672	.1966	.2710	.8890	.2190	.2910	.9084	.2419	.2910	.9084	.2419
.2115	.8167	.1542	.2315	.8436	.1754	.2515	.8678	.1972	.2715	.8895	.2195	.2915	.9089	.2424	.2915	.9089	.2424
.2120	.8174	.1547	.2320	.8442	.1759	.2520	.8683	.1977	.2720	.8900	.2201	.2920	.9094	.2430	.2920	.9094	.2430
.2125	.8182	.1553	.2325	.8449	.1764	.2525	.8689	.1983	.2725	.8905	.2207	.2925	.9098	.2436	.2925	.9098	.2436
.2130	.8189	.1558	.2330	.8455	.1770	.2530	.8695	.1988	.2730	.8910	.2212	.2930	.9103	.2442	.2930	.9103	.2442
.2135	.8196	.1563	.2335	.8461	.1775	.2535	.8700	.1994	.2735	.8915	.2218	.2935	.9107	.2448	.2935	.9107	.2448
.2140	.8203	.1568	.2340	.8467	.1781	.2540	.8706	.1999	.2740	.8920	.2224	.2940	.9112	.2453	.2940	.9112	.2453
.2145	.8210	.1573	.2345	.8474	.1786	.2545	.8712	.2005	.2745	.8925	.2229	.2945	.9116	.2459	.2945	.9116	.2459
.2150	.8216	.1579	.2350	.8480	.1791	.2550	.8717	.2010	.2750	.8930	.2235						

H/O de a. a.

H/O	L/D	A/D	H/O	L/D	A/D	H/O	L/D	A/D	H/O	L/D	A/D
3000	1.916	2.523	3200	2.759	2.998	3400	2.974	3.008	3600	3.241	3.487
3005	1.917	2.529	3205	2.765	3.004	3405	2.978	3.014	3605	3.247	3.493
3010	1.918	2.535	3210	2.771	3.010	3410	2.981	3.020	3610	3.253	3.499
3015	1.919	2.541	3215	2.777	3.016	3415	2.984	3.026	3615	3.259	3.505
3020	1.920	2.547	3220	2.782	3.022	3420	2.988	3.032	3620	3.265	3.511
3025	1.921	2.553	3225	2.788	3.028	3425	2.991	3.038	3625	3.271	3.517
3030	1.922	2.558	3230	2.794	3.034	3430	2.994	3.044	3630	3.277	3.523
3035	1.923	2.564	3235	2.800	3.040	3435	2.997	3.050	3635	3.283	3.529
3040	1.924	2.570	3240	2.806	3.046	3440	2.999	3.056	3640	3.289	3.535
3045	1.925	2.576	3245	2.812	3.052	3445	3.001	3.062	3645	3.295	3.541
3050	1.926	2.582	3250	2.818	3.058	3450	3.003	3.068	3650	3.301	3.547
3055	1.927	2.588	3255	2.824	3.064	3455	3.005	3.074	3655	3.307	3.553
3060	1.928	2.593	3260	2.830	3.070	3460	3.007	3.080	3660	3.313	3.559
3065	1.929	2.599	3265	2.836	3.076	3465	3.009	3.086	3665	3.319	3.565
3070	1.930	2.605	3270	2.842	3.082	3470	3.011	3.092	3670	3.325	3.571
3075	1.931	2.611	3275	2.848	3.088	3475	3.013	3.098	3675	3.331	3.577
3080	1.932	2.617	3280	2.854	3.094	3480	3.015	3.104	3680	3.337	3.583
3085	1.933	2.623	3285	2.860	3.100	3485	3.017	3.110	3685	3.343	3.589
3090	1.934	2.629	3290	2.866	3.106	3490	3.019	3.116	3690	3.349	3.595
3095	1.935	2.635	3295	2.872	3.112	3495	3.021	3.122	3695	3.355	3.601
3100	1.936	2.641	3300	2.878	3.118	3500	3.023	3.128	3700	3.361	3.607
3105	1.937	2.647	3305	2.884	3.124	3505	3.025	3.134	3705	3.367	3.613
3110	1.938	2.653	3310	2.890	3.130	3510	3.027	3.140	3710	3.373	3.619
3115	1.939	2.659	3315	2.896	3.136	3515	3.029	3.146	3715	3.379	3.625
3120	1.940	2.665	3320	2.902	3.142	3520	3.031	3.152	3720	3.385	3.631
3125	1.941	2.671	3325	2.908	3.148	3525	3.033	3.158	3725	3.391	3.637
3130	1.942	2.677	3330	2.914	3.154	3530	3.035	3.164	3730	3.397	3.643
3135	1.943	2.683	3335	2.920	3.160	3535	3.037	3.170	3735	3.403	3.649
3140	1.944	2.689	3340	2.926	3.166	3540	3.039	3.176	3740	3.409	3.655
3145	1.945	2.695	3345	2.932	3.172	3545	3.041	3.182	3745	3.415	3.661
3150	1.946	2.701	3350	2.938	3.178	3550	3.043	3.188	3750	3.421	3.667
3155	1.947	2.707	3355	2.944	3.184	3555	3.045	3.194	3755	3.427	3.673
3160	1.948	2.713	3360	2.950	3.190	3560	3.047	3.200	3760	3.433	3.679
3165	1.949	2.719	3365	2.956	3.196	3565	3.049	3.206	3765	3.439	3.685
3170	1.950	2.725	3370	2.962	3.202	3570	3.051	3.212	3770	3.445	3.691
3175	1.951	2.731	3375	2.968	3.208	3575	3.053	3.218	3775	3.451	3.697
3180	1.952	2.737	3380	2.974	3.214	3580	3.055	3.224	3780	3.457	3.703
3185	1.953	2.743	3385	2.980	3.220	3585	3.057	3.230	3785	3.463	3.709
3190	1.954	2.749	3390	2.986	3.226	3590	3.059	3.236	3790	3.469	3.715
3195	1.955	2.755	3395	2.992	3.232	3595	3.061	3.242	3795	3.475	3.721
3200	1.956	2.761	3400	2.998	3.238	3600	3.063	3.248	3800	3.481	3.727
3205	1.957	2.767	3405	3.004	3.244	3605	3.065	3.254	3805	3.487	3.733
3210	1.958	2.773	3410	3.010	3.250	3610	3.067	3.260	3810	3.493	3.739
3215	1.959	2.779	3415	3.016	3.256	3615	3.069	3.266	3815	3.499	3.745
3220	1.960	2.785	3420	3.022	3.262	3620	3.071	3.272	3820	3.505	3.751
3225	1.961	2.791	3425	3.028	3.268	3625	3.073	3.278	3825	3.511	3.757
3230	1.962	2.797	3430	3.034	3.274	3630	3.075	3.284	3830	3.517	3.763
3235	1.963	2.803	3435	3.040	3.280	3635	3.077	3.290	3835	3.523	3.769
3240	1.964	2.809	3440	3.046	3.286	3640	3.079	3.296	3840	3.529	3.775
3245	1.965	2.815	3445	3.052	3.292	3645	3.081	3.302	3845	3.535	3.781
3250	1.966	2.821	3450	3.058	3.298	3650	3.083	3.308	3850	3.541	3.787
3255	1.967	2.827	3455	3.064	3.304	3655	3.085	3.314	3855	3.547	3.793
3260	1.968	2.833	3460	3.070	3.310	3660	3.087	3.320	3860	3.553	3.799
3265	1.969	2.839	3465	3.076	3.316	3665	3.089	3.326	3865	3.559	3.805
3270	1.970	2.845	3470	3.082	3.322	3670	3.091	3.332	3870	3.565	3.811
3275	1.971	2.851	3475	3.088	3.328	3675	3.093	3.338	3875	3.571	3.817
3280	1.972	2.857	3480	3.094	3.334	3680	3.095	3.344	3880	3.577	3.823
3285	1.973	2.863	3485	3.100	3.340	3685	3.097	3.350	3885	3.583	3.829
3290	1.974	2.869	3490	3.106	3.346	3690	3.099	3.356	3890	3.589	3.835
3295	1.975	2.875	3495	3.112	3.352	3695	3.101	3.362	3895	3.595	3.841
3300	1.976	2.881	3500	3.118	3.358	3700	3.103	3.368	3900	3.601	3.847
3305	1.977	2.887	3505	3.124	3.364	3705	3.105	3.374	3905	3.607	3.853
3310	1.978	2.893	3510	3.130	3.370	3710	3.107	3.380	3910	3.613	3.859
3315	1.979	2.899	3515	3.136	3.376	3715	3.109	3.386	3915	3.619	3.865
3320	1.980	2.905	3520	3.142	3.382	3720	3.111	3.392	3920	3.625	3.871
3325	1.981	2.911	3525	3.148	3.388	3725	3.113	3.398	3925	3.631	3.877
3330	1.982	2.917	3530	3.154	3.394	3730	3.115	3.404	3930	3.637	3.883
3335	1.983	2.923	3535	3.160	3.400	3735	3.117	3.410	3935	3.643	3.889
3340	1.984	2.929	3540	3.166	3.406	3740	3.119	3.416	3940	3.649	3.895
3345	1.985	2.935	3545	3.172	3.412	3745	3.121	3.422	3945	3.655	3.901
3350	1.986	2.941	3550	3.178	3.418	3750	3.123	3.428	3950	3.661	3.907
3355	1.987	2.947	3555	3.184	3.424	3755	3.125	3.434	3955	3.667	3.913
3360	1.988	2.953	3560	3.190	3.430	3760	3.127	3.440	3960	3.673	3.919
3365	1.989	2.959	3565	3.196	3.436	3765	3.129	3.446	3965	3.679	3.925
3370	1.990	2.965	3570	3.202	3.442	3770	3.131	3.452	3970	3.685	3.931
3375	1.991	2.971	3575	3.208	3.448	3775	3.133	3.458	3975	3.691	3.937
3380	1.992	2.977	3580	3.214	3.454	3780	3.135	3.464	3980	3.697	3.943
3385	1.993	2.983	3585	3.220	3.460	3785	3.137	3.470	3985	3.703	3.949
3390	1.994	2.989	3590	3.226	3.466	3790	3.139	3.476	3990	3.709	3.955
3395	1.995	2.995	3595	3.232	3.472	3795	3.141	3.482	3995	3.715	3.961
3400	1.996	2.999	3600	3.238	3.478	3800	3.143	3.488	4000	3.721	3.967
3405	1.997	3.005	3605	3.244	3.484	3805	3.145	3.494	4005	3.727	3.973
3410	1.998	3.011	3610	3.250	3.490	3810	3.147	3.500	4010	3.733	3.979
3415	1.999	3.017	3615	3.256	3.496	3815	3.149	3.506	4015	3.739	3.985
3420	2.000	3.023	3620	3.262	3.502	3820	3.151	3.512	4020	3.745	3.991
3425	2.001	3.029	3625	3.268	3.508	3825	3.153	3.518	4025	3.751	3.997
3430	2.002	3.035	3630	3.274	3.514	3830	3.155	3.524	4030	3.757	4.003
3435	2.003	3.041	3635	3.280	3.520	3835	3.157	3.530	4035	3.763	4.009
3440	2.004	3.047	3640	3.286	3.526	3840	3.159	3.536	4040	3.769	4.015
3445	2.005	3.053	3645	3.292	3.532	3845	3.161	3.542	4045	3.775	4.021
3450	2.006	3.059	3650	3.298	3.538	3850	3.163	3.548	4050	3.781	4.027
3455	2.007	3.065	3655	3.304	3.544	3855	3.165	3.554	4055	3.787	4.033
3460	2.008	3.071	3660	3.310	3.550	3860	3.167	3.560	4060	3.793	4.039
3465	2.009	3.077	3665	3.316	3.556	3865	3.169	3.566	4065	3.799	4.045
3470	2.010	3.083	3670	3.322	3.562	3870	3.171	3.572	4070	3.805	4.051
3475	2.011	3.089	3675	3.328	3.568	3875	3.173	3.578	4075	3.811	4.057
3480	2.012	3.095	3680	3.334	3.574	3880	3.175	3.584	4080	3.817	4.063
3485	2.013	3.101	3685	3.340	3.580	3885	3.177	3.590	4085	3.823	4.069
3490	2.014	3.107	3690	3.346	3.586	3890	3.179	3.596	4090	3.829	4.075
3495	2.015	3.113	3695	3.352	3.592	3895	3.181	3.602	4095	3.835	4.081
3500	2.016	3.119	3700	3.358	3.598	3900					

TABLA 2 RESUMEN DE FORMULAS EMPLEADAS EN EL DISEÑO DE RECIPIENTES DE PARED DELGADA (PRESION INTERNA)

Propósito	ASME	API-ASME
1. Espesor de la cubierta (presión interna)		
(a) Cilíndrica	$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} + C$	$t = \frac{PD_1}{2SE - P} + C$
(b) Esférica	$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} + C$	$t = \frac{PD_1}{4SE - P} + C$
2. Cabezales		
(a) Elipsoidal (2:1)	$t = \frac{PD_1}{2SE - 0.2P} + C$	$t = \frac{PD_m}{2SE} + C$
(b) Cóncavo (ASME estándar con radio de rótula, 6% de comba)	$t = \frac{0.885PR_c}{SE - 0.1P} + C$	$t = \frac{0.885PR_c}{SE} + C$
(c) Hemisférico	$t = \frac{PD_1}{4SE - 0.4P} + C$	$t = \frac{PD_m}{4SE} + C$
(d) Cónico	$t = \frac{PD_{ci}}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)} + C$	$t = \frac{PD_c}{2SE \cos \alpha} + C$
3. Espesor de cubiertas cilíndricas basadas en cargas combinadas		
(a) Combinación de carga muerta, presión interna y cargas de viento		
	Lado de barlovento	
	$t = \frac{2P_{wh}^2}{\pi D'S} - \frac{W}{\pi D_m S} + \frac{PD_m}{4S}$	
	Lado de sotavento	
	$t = \frac{2P_{wh}^2}{\pi D'S} + \frac{W}{\pi D_m S} - \frac{PD_m}{4S}$	
4. Pandeo	$t = \frac{2P_{wh}^2}{\pi D'S_B} + \frac{W}{\pi D_m S_B}$	

#### Nomenclatura

C = tolerancia por corrosión, plg	$D_c$ = diámetro medio de un cono en el punto considerado, plg
D = diámetro exterior de la cubierta, plg	$D_{ci}$ = diámetro interior de un cono en el punto considerado, plg
D' = diámetro exterior de la cubierta incluyendo aislamiento, plg	$D_m$ = diámetro medio de la cubierta, plg
$D_1$ = diámetro interior de la cubierta, plg	de centros hasta la placa combinada, plg
E = eficiencia de la junta, como fracción (véanse códigos)	S = esfuerzo admisible de trabajo (véanse tablas del código), lb/plg <sup>2</sup>
h = distancia desde la parte superior del recipiente al punto considerado, pies	$S_B$ = esfuerzo admisible por pandeo, $2 \times 10^6(t/D)$ , lb/plg <sup>2</sup>
I = momento de inercia, (plg) <sup>4</sup>	$S_o$ = esfuerzo debido a cargas muertas, lb/plg <sup>2</sup>
M = momento flexionante debido al viento, lb-pies	$S_p$ = esfuerzo longitudinal, lb/plg <sup>2</sup>
P = presión manométrica de trabajo, lb/plg <sup>2</sup>	$S_w$ = esfuerzo debido al viento, lb/plg <sup>2</sup>
$P_w$ = presión manométrica debida al viento, lb-pie <sup>2</sup>	t = espesor de la cubierta o del cabezal, plg
R = radio interior de la cubierta, plg	W = peso del recipiente, lb
$R_c$ = radio hasta la concavidad del cabezal, medido desde la línea	$\alpha$ = mitad del ángulo comprendido entre el cono y la base

CONDUCTIVIDADES TERMICAS, CALORES ESPECIFICOS,  
GRAVEDADES ESPECIFICAS DE METALES Y ALEACIONES

$$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^{\circ}\text{F}/\text{pie})$$

Sustancia	Temp. °F	k*	Calor específico ** Btu/(lb)(°F)	Gravedad específica
Acero	32	26	Ver Hierro	7.83
Acero	212	26	Ver Hierro	
Acero	1112	21	Ver Hierro	
Aluminio	32	117	0.183	2.55-7.8
Aluminio	212	119	0.1824	
Aluminio	932	155	0.1872	
Antimonio	32	40.6	0.0493	
Antimonio	212	9.7	0.0508	
Bismuto	64	4.7	0.0294	9.8
Bismuto	212	3.9	0.0304	
Cadmio	64	53.7	0.0550	8.65
Cadmio	212	52.2	0.0567	
Cinc	32	65	0.0917	6.9-7.2
Cinc	212	64	0.0958	
Cinc	752	54	0.1082	
Cobre	32	224	0.1487	8.8-8.95
Cobre	212	218	0.1712	
Cobre	932	207	0.2634	
Hierro, vaciado	32	32	0.1064	7.03-7.13
Hierro, vaciado	212	30	0.1178	
Hierro, vaciado	752	25	0.1519	
Hierro, forjado	64	34.6	Ver Hierro	7.6-7.9
Hierro, forjado	212	27.6	Ver Hierro	
Latón (70-30)	32	56	0.1315†	8.4-8.7
Latón	212	60	0.1488†	
Latón	752	67	0.2015†	
Magnesio	32-212	92	0.255	1.74
Mercurio	32	4.8	0.0329	13.6
Níquel	32	36	0.1050	8.9
Níquel	212	34	0.1170	
Níquel	572	32	0.1403	
Oro	64	169.0	0.030	19.25-19.35
Oro	212	170.8	0.031	
Plata	32	242	0.0557	10.4-10.6
Plata	212	238	0.0571	
Plomo	32	20	0.0306	11.34
Plomo	212	19	0.0315	
Plomo	572	18	0.0335	
Tántalo	64	32	0.0342	16.6

TABLA 3

## CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE LIQUIDOS \*

$$k = \frac{1}{(h)(\rho l^2)} (\frac{F}{\rho l c})$$

Puede suponerse una variación lineal con la temperatura. Los valores extremos que se dan constituyen también los límites de temperatura en los cuales se recomiendan los datos.

Líquido	*F	k	Líquido	*F	k
Aceites			Bromobenceno	86	0.074
Ricino	68	0.104		212	0.070
	212	0.100	Dióxido de azufre	5	0.128
Oliva	68	0.097		86	0.111
	212	0.095	Bisulfuro de carbono	86	0.093
Acetato de etilo	68	0.101		167	0.088
Alcohol 100%	68	0.105	Tetracloruro	32	0.107
80%	68	0.137		154	0.094
60%	68	0.176	Cloruro de calcio, salmuera 30%	86	0.32
40%	68	0.224	15%	86	0.34
20%	68	0.281	Cloruro de sodio, salmuera 25.0%	86	0.33
100%	122	0.087	12.5%	86	0.34
Benceno	86	0.086	Clorobenceno	50	0.083
	140	0.082	Cloroformo	86	0.080
Bromuro	68	0.070	Cymene (para)	86	0.078
Eter	86	0.080		140	0.079
	167	0.078	Decano (n-)	86	0.085
Yoduro	104	0.064		140	0.083
	167	0.063	Diclorodifluorometano	20	0.057
Acetato de amilo	50	0.083		60	0.053
Alcohol (n-)	86	0.094		100	0.048
	212	0.089		140	0.043
	86	0.088	Dicloroetano	180	0.038
Acetato butílico (n-)	167	0.087		122	0.082
Alcohol (n-)	77-86	0.085	Diclorometano	5	0.111
	86	0.097		86	0.096
	167	0.095	Eter de petróleo	86	0.075
(iso-)	50	0.091		167	0.073
Acetona	86	0.102	Etilen glicol	32	0.153
	167	0.095	Gasolina	86	0.078
Acido acético 100%	68	0.099	Glicerina 100%	68	0.164
50%	68	0.23	80%	68	0.189
Acido esteárico	212	0.0786	60%	68	0.220
Acido láurico	212	0.102	40%	68	0.259
Acido oleico	212	0.0925	20%	68	0.278
Acido palmítico	212	0.0835	100%	212	0.164
Acido sulfúrico 90%	86	0.21	Heptano (n-)	86	0.081
60%	86	0.25		140	0.079
30%	86	0.30	Hexano (n-)	86	0.080
Agua	32	0.330		140	0.078
	86	0.356	Kerosena	68	0.086
	140	0.381		167	0.091
	176	0.398	Mercurio	82	4.83
Alcohol alílico	77-86	0.104	Nitrobenceno	86	0.095
Alcohol heptílico (n-)	86	0.094		212	0.088
	167	0.091	Nitrometano	86	0.125
Alcohol hexílico (n-)	86	0.093		140	0.120
	167	0.090	Nonano (n-)	86	0.084
Alcohol metílico 100%	68	0.124		140	0.082
80%	68	0.154	Octano (n-)	86	0.083
60%	68	0.190		140	0.081
40%	68	0.234	Paraldehído	86	0.084
20%	68	0.284		212	0.078
100%	122	0.114	Pentano (n-)	86	0.078
Cloruro	5	0.111		167	0.074
	86	0.089	Percloroetileno	122	0.092
Alcohol propílico (n-)	86	0.099	Sodio	212	49
	167	0.095		410	46
Alcohol (iso-)	86	0.091	Tolueno	86	0.086
	140	0.090		167	0.084
Amoníaco	5-86	0.29	R-tricloroetano	122	0.077
Amoníaco, acuoso, 26%	68	0.261	Tricloroetileno	122	0.080
	140	0.29	Turpentina (aguarrás)	59	0.074
Anilina	32-68	0.100	Vasclina	59	0.106
Benceno	86	0.052	Xileno (orto-)	68	0.090
	140	0.087	Xileno (meta-)	68	0.090

\* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1950.

TABLA 4

## CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE GASES Y VAPORES\*

$$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^{\circ}\text{F}/\text{pie})$$

Los valores extremos de la temperatura constituyen el rango experimental. Para extrapolación a otras temperaturas, se sugiere que los datos consignados se grafiquen como log de  $k$  vs. log de  $T$  o que se haga uso de la suposición de que la razón  $c_p/k$  es prácticamente independiente de la temperatura (o de la presión, dentro de límites moderados).

Sustancia	*F	k	Sustancia	*F	k
Acetato de etilo	115	0.0072	Diclorodifluorometano	32	0.0048
	212	0.0096		122	0.0064
	363	0.0141		212	0.0080
Alcohol	68	0.0069		302	0.0097
	212	0.0124	Etano	-94	0.0066
Cloruro	32	0.0055		-29	0.0088
	212	0.0095		32	0.0106
	363	0.0135		212	0.0175
Eter	413	0.0152	Etileno	-96	0.0064
	32	0.0077		32	0.0101
	115	0.0099		122	0.0131
	212	0.0131		2	0.0161
	363	0.0169	Heptano (n-)	392	0.0112
	413	0.0200		212	0.0103
Acetona	32	0.0057	Hexano (n-)	32	0.0072
	115	0.0074		68	0.0080
	212	0.0099	Hexeno	32	0.0061
	363	0.0147		212	0.0109
Acetileno	-103	0.0069	Hidrógeno	-148	0.0065
	32	0.0108		-58	0.0083
	122	0.0140		32	0.100
	212	0.0172		122	0.115
Alre	-148	0.0095		212	0.129
	32	0.0140		572	0.178
	212	0.0163	Hidrógeno y bióxido de carbono	-32	
	392	0.0226	0% H <sub>2</sub>		0.0083
	572	0.0265	20%		0.0165
Alcohol metílico	32	0.0083	40%		0.0270
	212	0.0128	60%		0.0410
Acetato	32	0.0059	80%		0.0620
	68	0.0068	100%		0.10
Amoniaco	-76	0.0095	Hidrógeno y nitrógeno	32	
	32	0.0128	0 H <sub>2</sub>		0.0133
	122	0.0157	20%		0.0212
	212	0.0185	40%		0.0313
	32	0.0052	60%		0.0438
Benceno	115	0.0073	80%		0.0635
	212	0.0103	Hidrógeno y óxido nítrico	32	
	363	0.0152	0% H <sub>2</sub>		0.0002
	413	0.0176	20%		0.0170
Bióxido de azufre	32	0.0050	40%		0.0270
	212	0.0069	60%		0.0410
Bióxido de carbono	-58	0.0068	80%		0.0650
	32	0.0085	Mercurio	392	0.0197
	212	0.0133	Metano	-148	0.0100
	392	0.0181		-58	0.0145
	572	0.0228		32	0.0175
Bisulfuro	32	0.0040		122	0.0215
	45	0.0042	Nitrógeno	-148	0.0095
Monóxido	-312	0.0031		32	0.0140
	-294	0.0046		122	0.0160
	32	0.0135	Oxido nítrico	212	0.0180
Tetracloruro	115	0.0041		-94	0.0103
	212	0.0052		32	0.0138
	363	0.0065	Oxido nítrico	-98	0.0067
Butano (n-)	32	0.0078		32	0.0087
	212	0.0135	Oxígeno	212	0.0128
Butano (iso-)	32	0.0080		-148	0.0095
	212	0.0139		-58	0.0119
Ciclohexano	216	0.0095		32	0.0142
Cloro	32	0.0043		122	0.0164
Cloroformo	32	0.0038	Pentano (n-)	212	0.0185
	115	0.0046		32	0.0074
	212	0.0056	(iso-)	68	0.0083
	363	0.0077		32	0.0072
Cloruro de metileno	32	0.0039	Propano	212	0.0127
	115	0.0049		32	0.0087
	212	0.0063	Sulfuro de hidrógeno	212	0.0151
	413	0.0095	Vapor de agua	32	0.0076
Cloruro de metilo	32	0.0053		115	0.0120
	115	0.0072		212	0.0137
	212	0.0094		392	0.0187
	363	0.0139		572	0.0248
	413	0.0146		752	0.0315
				932	0.0441

\* De Perry, J. H. "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed. McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1950.

Compuesto	Mol.	S *	Compuesto	Mol.	S *
Acetaldehído	44.1	0.78	Cloruro de etilo	64.5	0.92
Acetato de amilo	130.2	0.88	Cloruro de metilo	50.5	0.92
Acetato de etilo	88.1	0.90	Cloruro de n-propilo	78.5	0.89
Acetato de metilo	74.9	0.93	Cloruro de sulfúrico	135.0	1.67
Acetona	58.1	0.79	Dibrometano	187.9	2.09
Acetato de butilo	116.2	0.88	Dicloroetano	99.0	1.17
Acetato de vinilo	86.1	0.93	Diclorometano	88.9	1.34
Agua	18.0	1.0	Bifenilo	134.2	0.99
Acido acético 100%	60.1	1.05	Eter etílico	74.1	0.71
Acido acético 70%	.....	1.07	Etilbenceno	106.1	0.87
Acido n-butírico	68.1	0.96	Etilglicol	88.1	1.04
Acido i-butírico	88.1	0.96	Fenol	94.1	1.07
Acido clorosulfónico	116.5	1.77	Formiato de etilo	74.1	0.92
Acido fórmico	46.0	1.22	Glicerina 100%	92.1	1.26
Acido nítrico 95%	.....	1.50	Glicerina 50%	.....	1.13
Acido nítrico 60%	.....	1.38	n-heptano	100.2	0.68
Acido propiónico	74.1	0.99	n-hexano	66.1	0.66
Acido sulfúrico 100%	98.1	1.63	Hidróxido de sodio 50%	.....	1.53
Acido sulfúrico 98%	.....	1.84	Yoduro de etilo	155.9	1.93
Acido sulfúrico 60%	.....	1.05	Yoduro de n-propilo	170.0	1.75
Alcohol alílico	58.1	0.86	Mercurio	200.6	13.55
Alcohol amílico	58.2	0.81	Metacresol	108.1	1.03
Alcohol n-butílico	74.1	0.81	Metanol 100%	32.5	0.79
Alcohol i-butílico	74.1	0.82	Metanol 90%	.....	0.82
Alcohol etílico 100%	46.1	0.79	Metanol 40%	.....	0.94
Alcohol etílico 95%	.....	0.81	Metilacetona	72.1	0.81
Alcohol etílico 40%	.....	0.94	Naftaleno	128.1	1.14
Alcohol isopropílico	60.1	0.79	Nitrobenzono	123.1	1.20
Alcohol octílico	130.23	0.62	Nitrotolueno, orto	137.1	1.16
Alcohol n-propílico	60.1	0.80	Nitrotolueno, meta	137.1	1.16
Amoniaco 100%	17.0	0.61	Nitrotolueno, para	137.1	1.29
Amoniaco 26%	.....	0.91	n-octano	114.2	0.70
Anhidrido acético	102.1	1.08	Oxalato de dietilo	146.1	1.08
Anilina	93.1	1.02	Oxalato de dimetilo	118.1	1.42
Anisol	108.1	0.99	Oxalato de dipropilo	174.1	1.02
Benceno	78.1	0.88	Pentacloroetano	202.3	1.67
Dióxido de azufre	64.1	1.38	n-pentano	72.1	0.63
Dióxido de carbono	44.0	1.29	Propano	44.1	0.59
Bisulfuro de carbono	76.1	1.26	Salmuera, Ca Cl, 25%	.....	1.23
Bromotolueno, orto	171.0	1.42	Salmuera, Na Cl, 25%	.....	1.19
Bromotolueno, meta	171.0	1.41	Sodio	23.0	0.97
Bromotolueno, para	171.0	1.39	Tetracloroetano	167.9	1.60
Bromuro de etilo	108.8	1.43	Tetracloroetileno	165.9	1.63
Bromuro de n-propilo	123.0	1.35	Tetracloruro de carbono	153.8	1.60
n-butano	58.1	0.60	Tetracloruro de titanio	189.7	1.73
i-butano	58.1	0.60	Tribromuro de fósforo	270.8	2.85
Ciclohexanol	100.2	0.96	Tricloruro de arsénico	181.3	2.16
Clorobenceno	112.6	1.11	Tricloruro de fósforo	137.4	1.57
Cloroformo	119.4	1.49	Tricloroetileno	131.4	1.46
Clorotolueno, orto	126.6	1.08	Tolueno	92.1	0.87
Clorotolueno, meta	126.6	1.07	Xileno, orto	106.1	0.87
Clorotolueno, para	126.6	1.07	Xileno, meta	.....	0.86
Cloruro estánico	260.5	2.23	Xileno, para	.....	0.86

\* Aproximadamente a 68°F. Estos valores serán satisfactorios, sin extrapolación, para la mayoría de los problemas de ingeniería.

TABLA 6.- Gravedades específicas y peso molecular de líquidos

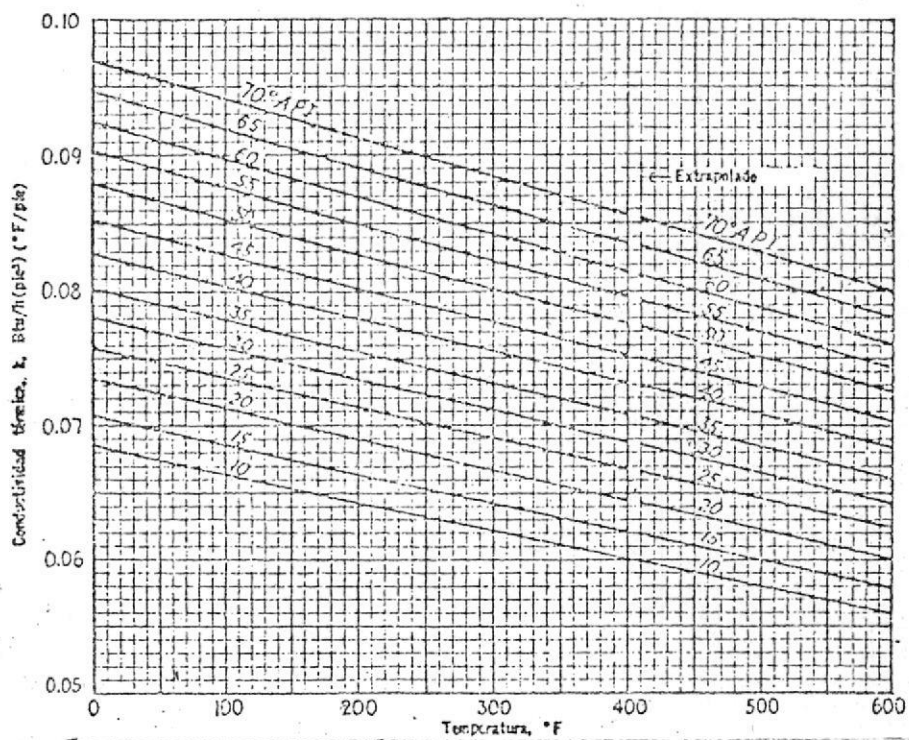


Fig. 1.- Conductividades térmicas de hidrocarburos líquidos

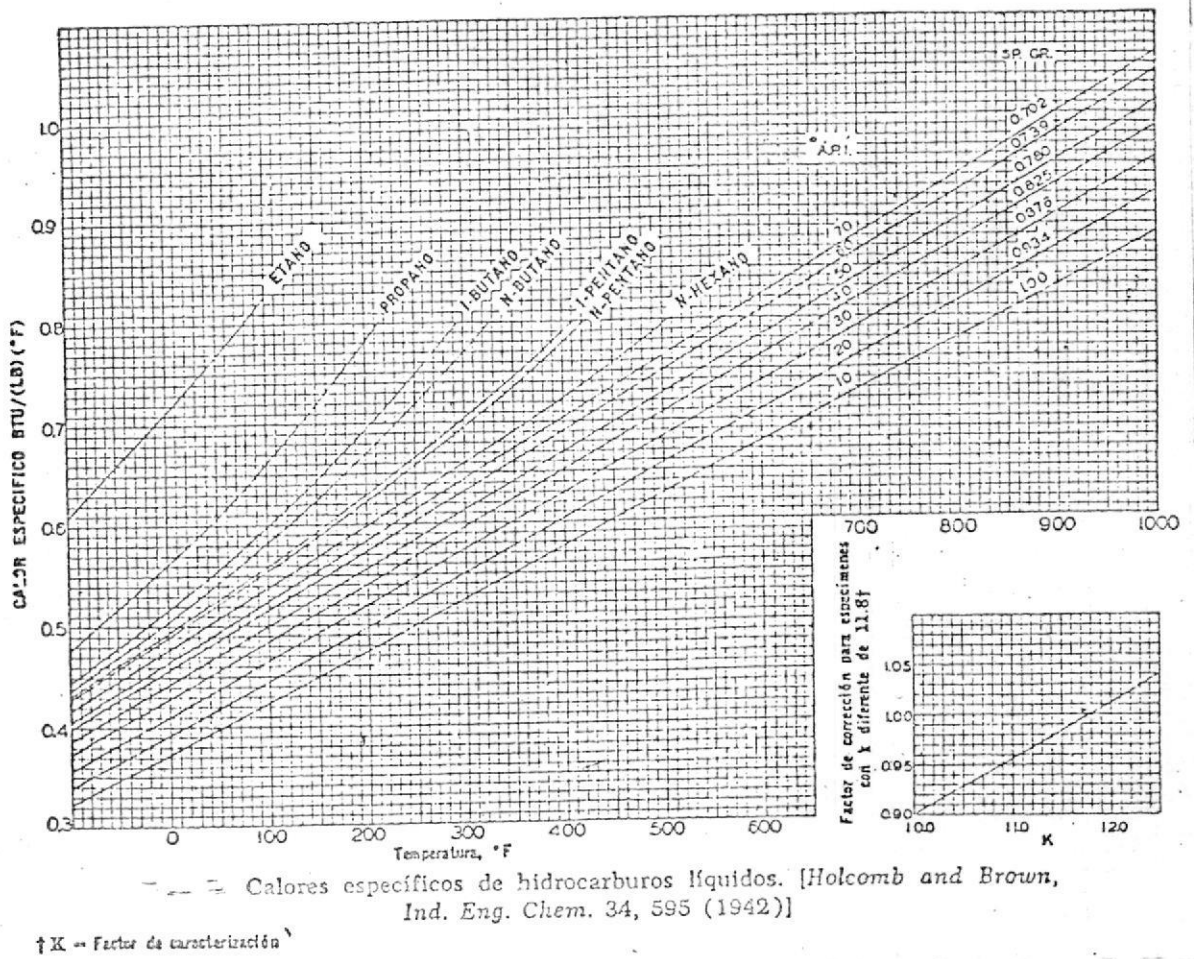


Fig. 2.- Calores específicos de hidrocarburos líquidos

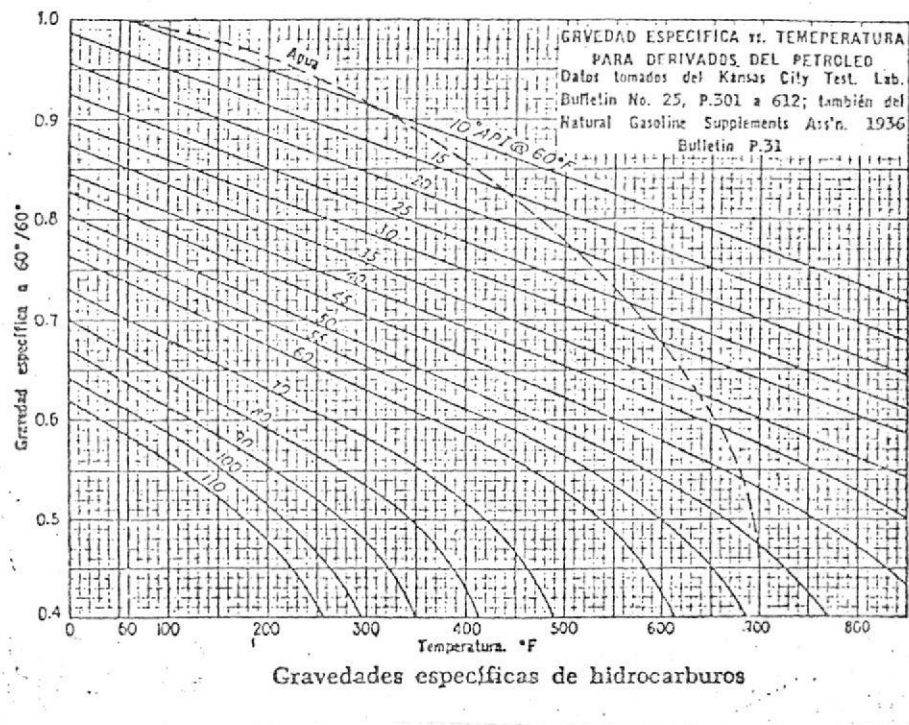
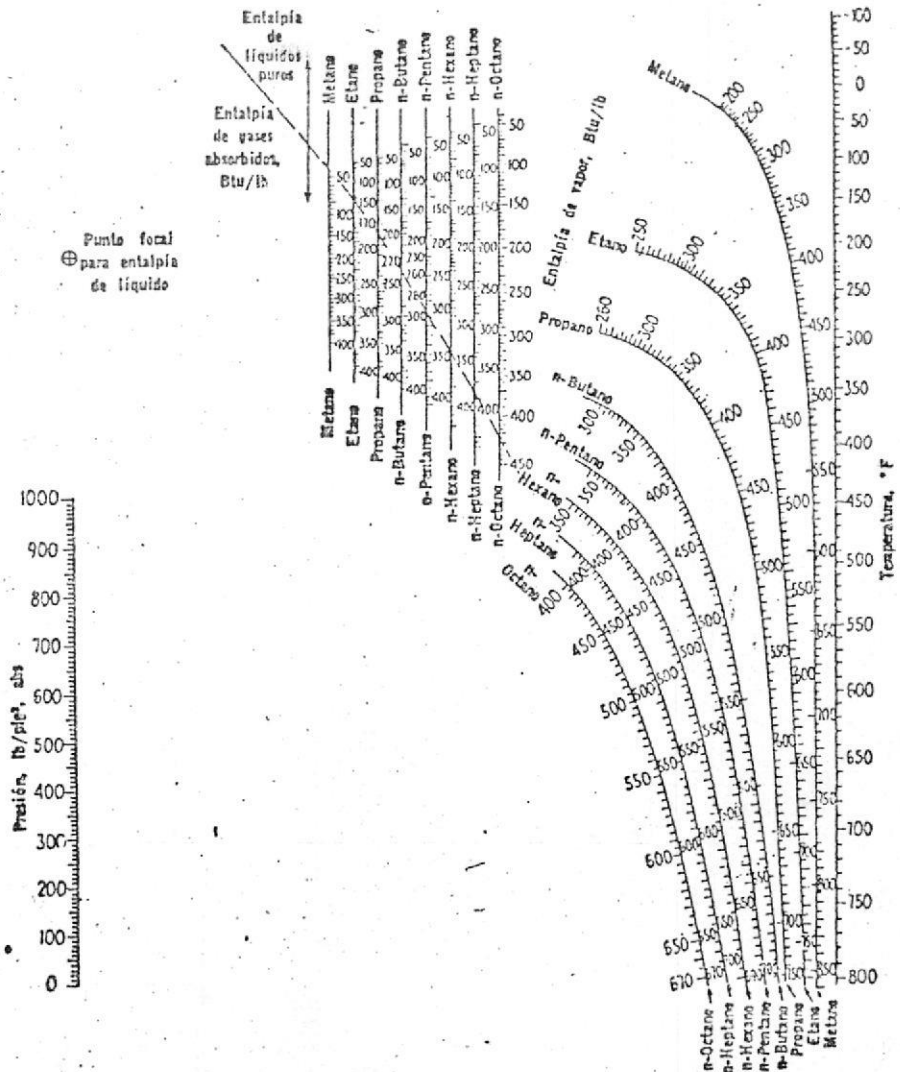


Fig. 3.- Gravedades específicas de hidrocarburos



Entalpías de hidrocarburos puros. [Scheibel and Jenny, *Ind. Eng. Chem.*, 37, 992 (1945)]

Fig. 4.- Entalpías de hidrocarburos puros

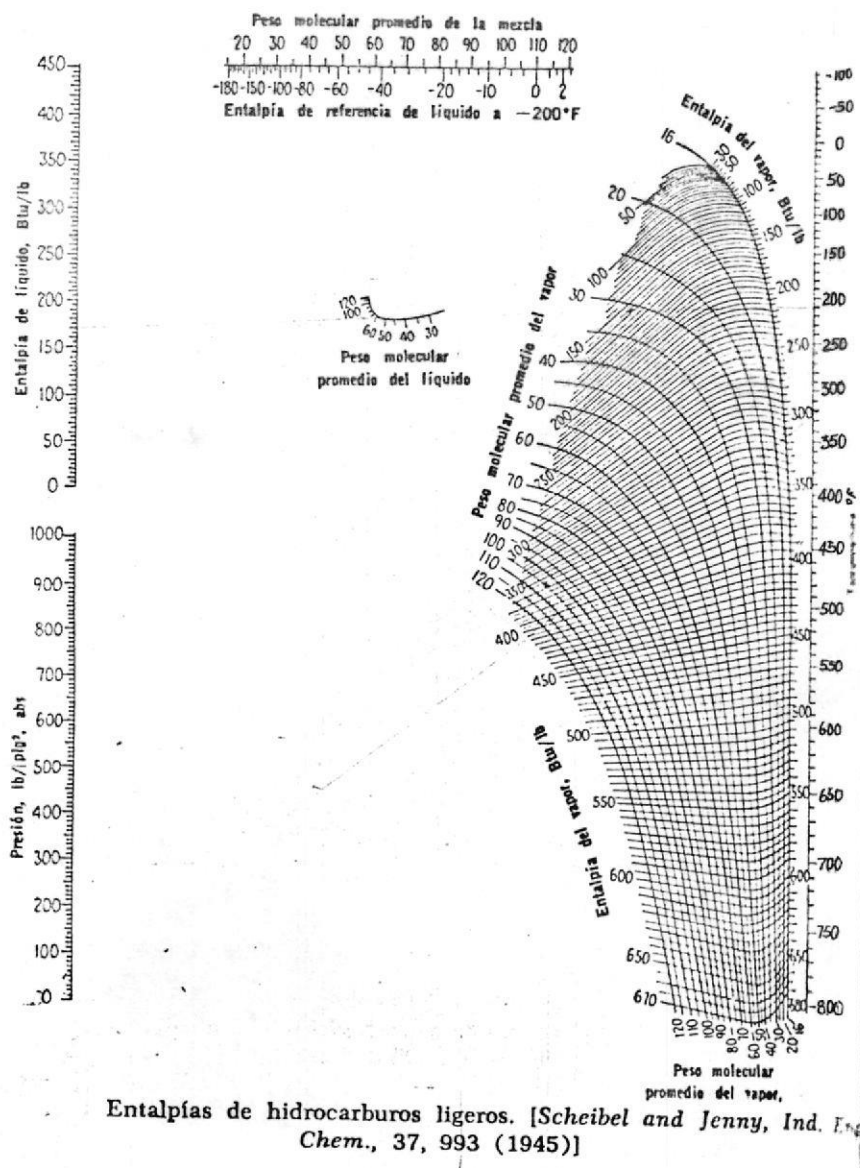
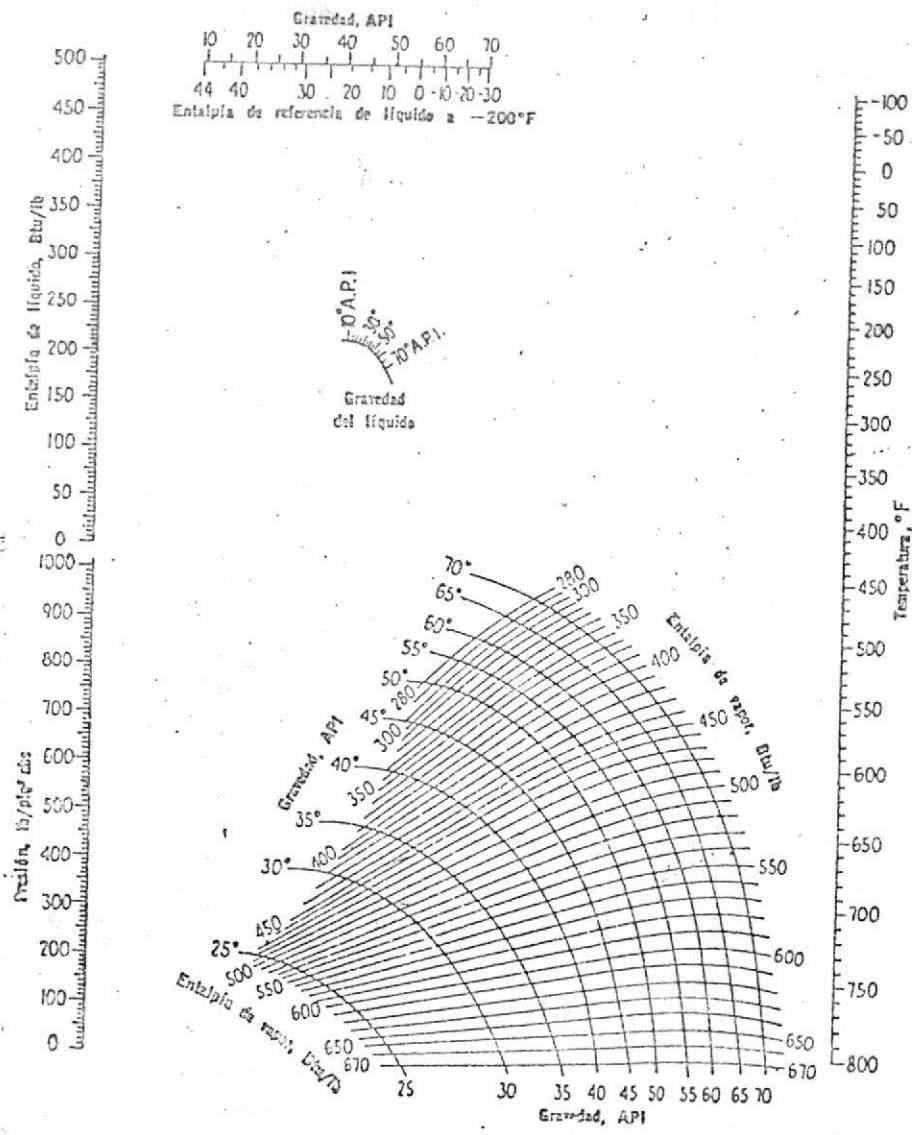


Fig. 5.- Entalpías de hidrocarburos ligeros



Entalpia de fracciones de petróleo. [Scheibel and Jenny, *Ind. Eng. Chem.*, 37, 994 (1945)]

Fig. 6.- Entalpia de fracciones de petróleo

## VISCOSIDADES DE FRACCIONES DE PETROLEO

	X	Y
76°API gasolina natural .....	14.4	6.4
56°API gasolina .....	14.0	10.5
42°API kerosén .....	11.6	16.0
35°API destilado .....	10.0	20.0
34°API crudo continental .....	10.3	21.3
28°API gas-oil .....	10.0	23.6

## VISCOSIDADES DE ACEITES ANIMALES Y VEGETALES\*

	Acido No.	Grav. Esp. 20/4°C	X	Y
Almendra .....	2.85	0.9188	6.9	28.2
Coco .....	0.01	0.9226	6.9	26.9
Hígado de bacalao .....	.....	0.9138	7.7	27.7
Algodón .....	14.24	0.9187	7.0	28.0
Lardo .....	3.39	0.9138	7.0	28.2
Linaza .....	3.42	0.9297	6.8	27.5
Mostaza .....	.....	0.9237	7.0	28.5
Aceite de manitas .....	13.35	0.9158	6.5	28.0
Oliva .....	.....	0.9158	6.6	28.3
Aceite de palma .....	9.0	0.9190	7.0	26.9
Perilla, crudo .....	1.36	0.9297	8.1	27.2
Nabo .....	0.34	0.9114	7.0	28.8
Sardina .....	0.57	0.9384	7.7	27.3
Soya .....	3.50	0.9228	8.3	27.5
Esperma .....	0.80	0.8829	7.7	26.3
Girasol .....	2.76	0.9207	7.5	27.6
Ballena, refinado .....	0.73	0.9227	7.5	27.5

\* Basada en datos de 100 y 210°F de A. R. Rescorla y F. L. Carnahan, *Ind. Eng. Chem.*, 28, 1212-1213 (1936).

VISCOSIDADES DE ACIDOS GRASOS COMERCIALES\*  
250 a 400°F

	Grav. Esp. a 300°F	X	Y
Láurico .....	0.792	10.1	23.1
Oléico .....	0.799	10.0	25.2
Palmítico .....	0.786	9.2	25.9
Estéarico .....	0.789	10.5	25.5

\* De datos de D. Q. Kern y W. Van Nostrand, *Ind. Eng. Chem.*, 41, 2209 (1949).

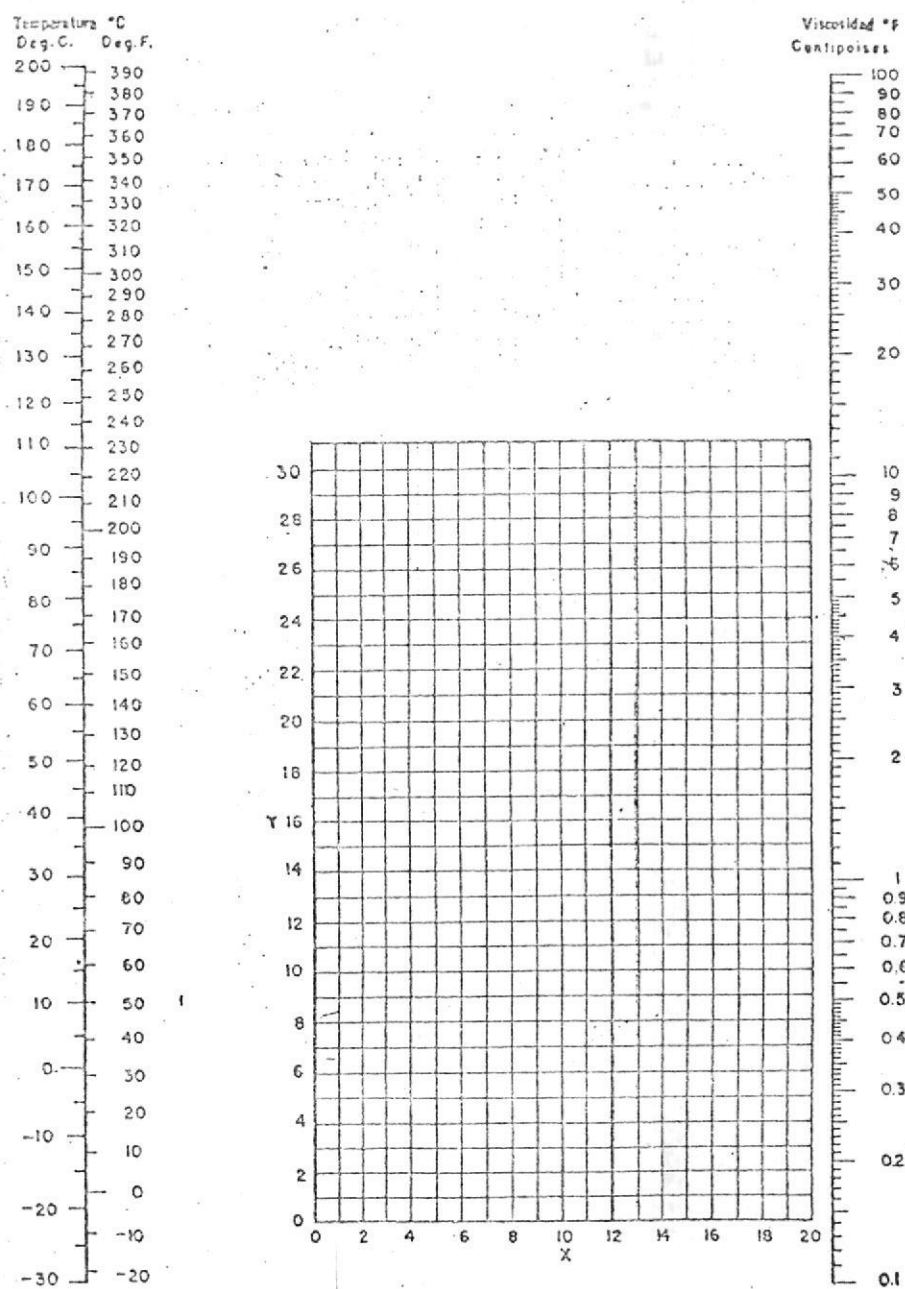
Valores a ser usados en la fig. 7.

## VISCOSIDADES DE LIQUIDOS\*

Líquido	X	Y	Líquido	X	Y
Acetaldehído .....	15.2	4.8	Cloruro Estánico .....	13.5	12.8
Acetato de Amilo .....	11.8	12.5	Cresol, meta .....	2.5	20.8
Acetato de Butilo .....	12.3	11.0	Dibromoctano .....	12.7	15.8
Acetato de Etilo .....	13.7	9.1	Diclorooctano .....	13.2	12.2
Acetato de Metilo .....	14.2	8.2	Diclorometano .....	14.6	8.9
Acetato de Vinilo .....	14.0	8.8	Difenilo .....	12.0	18.3
Acetona 100% .....	14.5	7.2	Eter Etilico .....	14.5	5.3
Acetona 35% .....	7.9	15.0	Etilbenceno .....	13.2	11.5
Agua .....	10.2	13.0	Etilenglicol .....	6.0	23.6
Acido Acético 100% .....	12.1	14.2	Fenol .....	6.9	20.8
Acido Acético 70% .....	9.5	17.0	Formiato de Etilo .....	14.2	8.4
Acido Butírico .....	12.1	15.3	Freon 11 .....	14.4	9.0
Acido Clorosulfónico .....	11.2	18.1	Freon 12 .....	16.8	5.6
Acido Fórmico .....	10.7	15.8	Freon 21 .....	15.7	7.5
Acido Isobutírico .....	12.2	14.4	Freon 22 .....	17.2	4.7
Acido Nítrico 95% .....	12.8	13.8	Freon 113 .....	12.5	11.4
Acido Nítrico 60% .....	10.8	17.0	Freon 114 .....	14.6	8.3
Acido Propiónico .....	12.8	13.8	Glicerina 100% .....	2.0	30.0
Acido Sulfúrico 110% .....	7.2	27.4	Glicerina 50% .....	6.9	19.6
Acido Sulfúrico 98% .....	7.0	24.8	Heptano .....	14.1	8.4
Acido Sulfúrico 60% .....	10.2	21.3	Hexano .....	14.7	7.0
Alcohol Alílico .....	10.2	14.3	Hidróxido de Sodio 50% ..	3.2	25.8
Alcohol Amílico .....	7.5	18.4	Yoduro de Etilo .....	14.7	10.3
Alcohol Butilico .....	8.6	17.2	Yodure de Propilo .....	14.1	11.6
Alcohol Etilico 100% .....	10.5	13.8	Isobutano .....	14.5	3.7
Alcohol Etilico 95% .....	9.8	14.3	Mercurio .....	18.4	16.4
Alcohol Etilico 40% .....	6.5	16.6	Metanol 100% .....	12.4	10.5
Acido Clorhídrico 31.5% ..	13.0	16.6	Metanol 90% .....	12.3	11.8
Alcohol Isobutilico .....	7.1	18.0	Metanol 40% .....	7.8	15.5
Alcohol Isopropílico .....	8.2	16.0	Metiletilcetona .....	13.9	8.6
Alcohol Octílico .....	6.2	21.1	Naftaleno .....	7.9	18.1
Alcohol Propílico .....	9.1	16.5	Nitrobenceno .....	11.6	16.2
Amoniaco 100% .....	12.6	2.0	Nitrotolueno .....	11.0	17.0
Amoniaco 26% .....	10.1	13.9	Octano .....	13.7	10.0
Anhidrido Acético .....	12.7	12.8	Oxalato de Dietilo .....	11.0	16.4
Anilina .....	8.1	18.7	Oxalato de Dimetilo .....	12.3	15.8
Anisol .....	12.3	13.5	Oxalato de Dipropilo .....	10.3	17.7
Benceno .....	12.5	10.9	Pentacloroetano .....	10.9	17.3
Bióxido de Azufre .....	15.2	7.1	Pentano .....	14.9	5.2
Bióxido de Carbono .....	11.6	0.3	Propano .....	15.3	1.0
Bisulfuro de Carbono .....	16.1	7.5	Salmuera CaCl <sub>2</sub> 25% .....	6.6	15.9
Bromo .....	14.2	13.2	Salmuera NaCl 25% .....	10.2	16.6
Bromotolueno .....	20.0	15.9	Sodio .....	16.4	13.9
Bromuro de Etilo .....	14.5	8.1	Tetracloroetano .....	11.9	15.7
Bromuro de Propilo .....	14.5	9.6	Tetracloroetileno .....	13.2	12.7
n-Butano .....	15.3	3.3	Tetracloruro de Carbono ..	12.7	13.1
Ciclohexanol .....	2.9	24.3	Tetracloruro de Titanio ..	14.4	12.3
Clorobenceno .....	12.3	12.4	Tribromuro de Fósforo .....	13.8	16.7
Cloroforno .....	14.4	10.2	Tricloruro de Arsénico .....	13.9	14.5
Clorotolueno, orto .....	13.0	13.3	Tricloruro de Fósforo .....	16.2	10.9
Clorotolueno, meta .....	13.3	12.5	Tricloroetileno .....	14.8	10.5
Clorotolueno, para .....	13.3	12.5	Tolueno .....	13.7	10.4
Cloruro de Etilo .....	14.8	6.0	Turpentina .....	11.5	14.9
Cloruro de Metilo .....	15.0	3.8	Xileno, orto .....	13.5	12.1
Cloruro de Propilo .....	14.4	7.5	Xileno, meta .....	13.9	12.1
Cloruro de Sulfurilo .....	15.2	12.4	Xileno, para .....	13.9	10.9

\* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook 3d. ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950.

Valores a ser usados en la fig. 7.



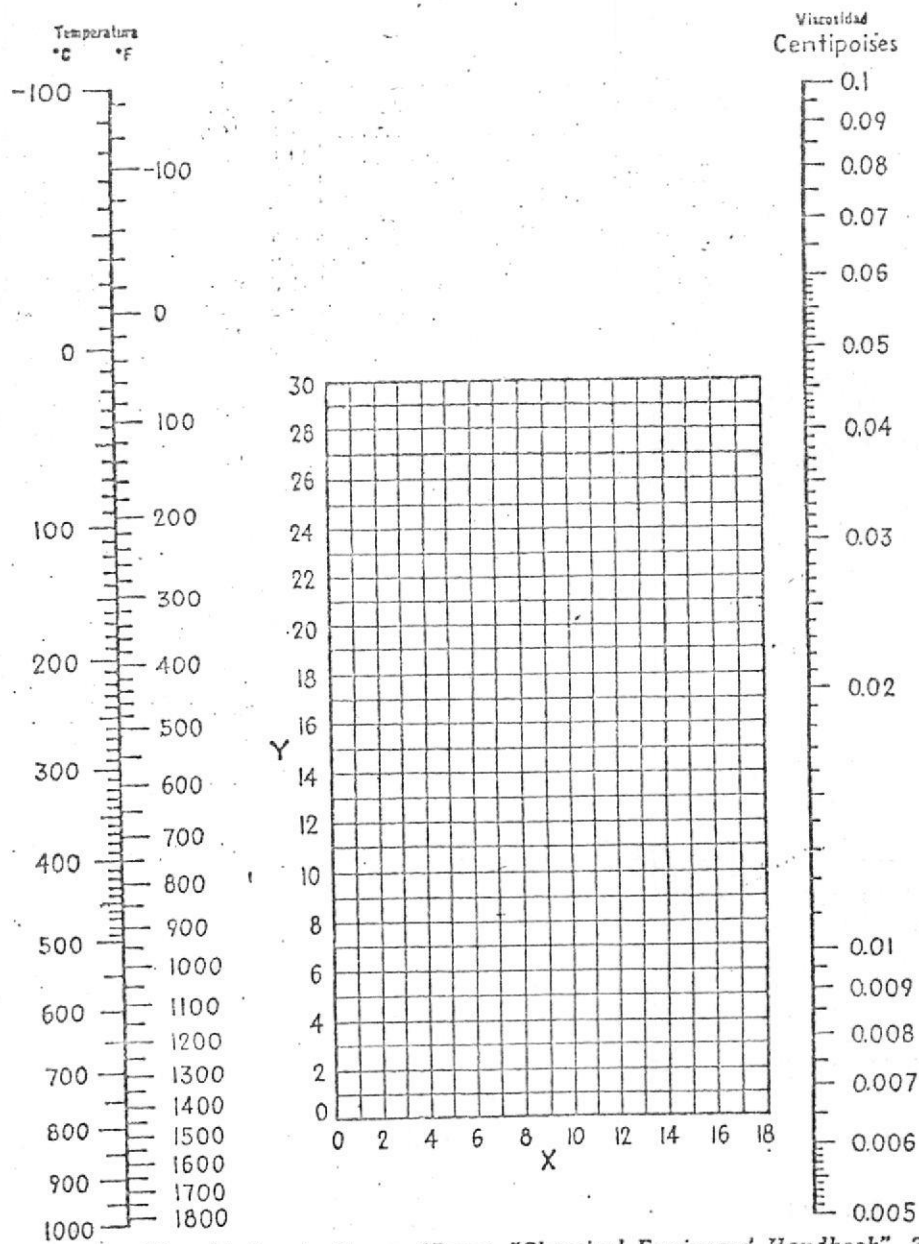
Viscosidades de líquidos. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3a. ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950)

Fig. 7.- Viscosidades de líquidos y fracciones de petróleo

Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
Agua	8.0	16.0
Aire	11.0	20.0
Alcohol Etilico	9.2	14.2
Alcohol Metilico	8.5	15.6
Alcohol Propilico	8.4	13.4
Amoniaco	8.4	16.0
Argón	10.5	22.4
Benceno	8.5	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.2	13.7
Butileno	8.9	13.0
Dióxido de Azufre	9.6	17.0
Dióxido de Carbono	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclohexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrógeno	9.8	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroformo	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno	8.8	18.7
Cloruro de Nitrosilo	8.0	17.6
Etano	9.1	14.5
Eter Etilico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Flúor	7.3	23.8
Freon 11	10.6	15.1
Freon 12	11.1	16.0
Freon 21	10.8	15.3
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	8.6	11.8
Hidrógeno	11.2	12.4
$3H_2 + 1N_2$	11.2	17.2
Yodo	9.0	18.4
Yoduro de Hidrógeno	9.0	21.3
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
Monóxido de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	20.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	21.3
Pentano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.9
Propileno	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno	8.6	18.0
Tolueno	8.6	12.4
2, 3, 3-Trimetilbutano	9.5	10.5
Xenón	9.3	23.0

\* De Perry, J. H., "Chemical Engineers' Handbook" 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York 1950.

Valores a ser usados en la Fig. 8



Viscosidades de Gases. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950)

Fig. 8.- Viscosidades de gases

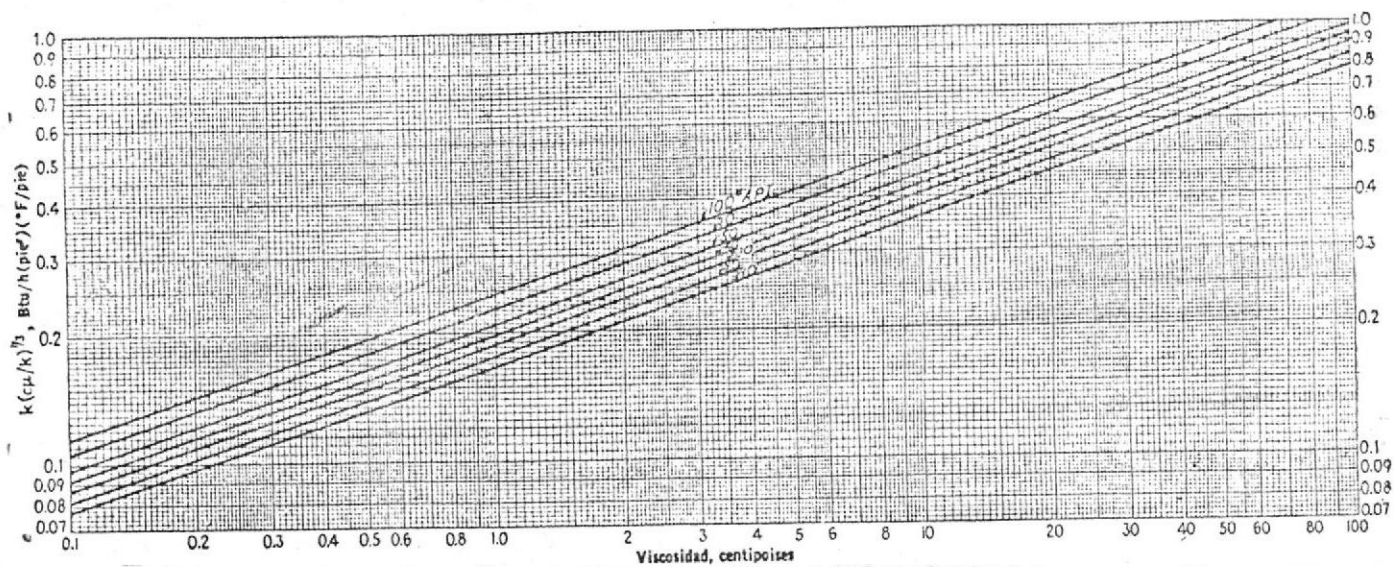


FIG. 9 Valores de  $k(c/\mu)^{1/3}$  para hidrocarburos

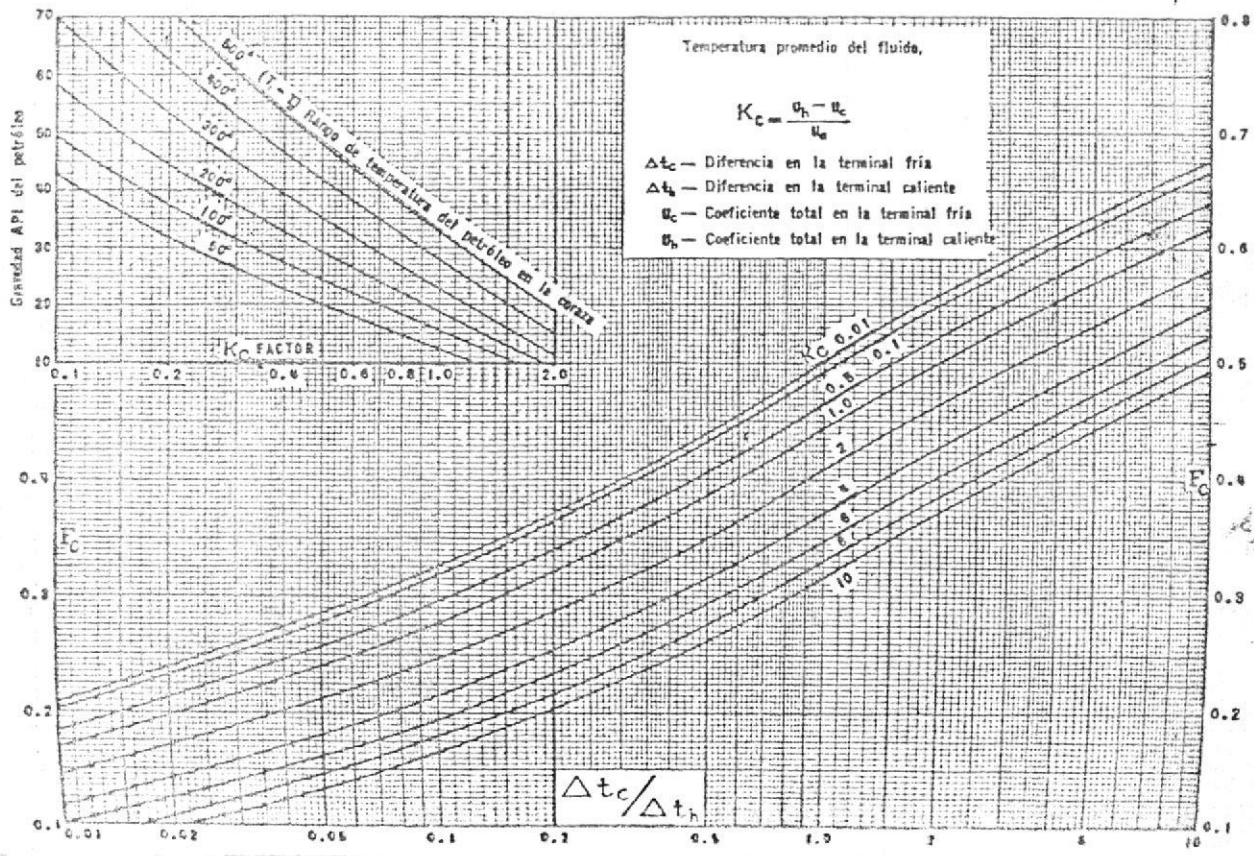


Fig. 10.- Factor F de temperatura calórica

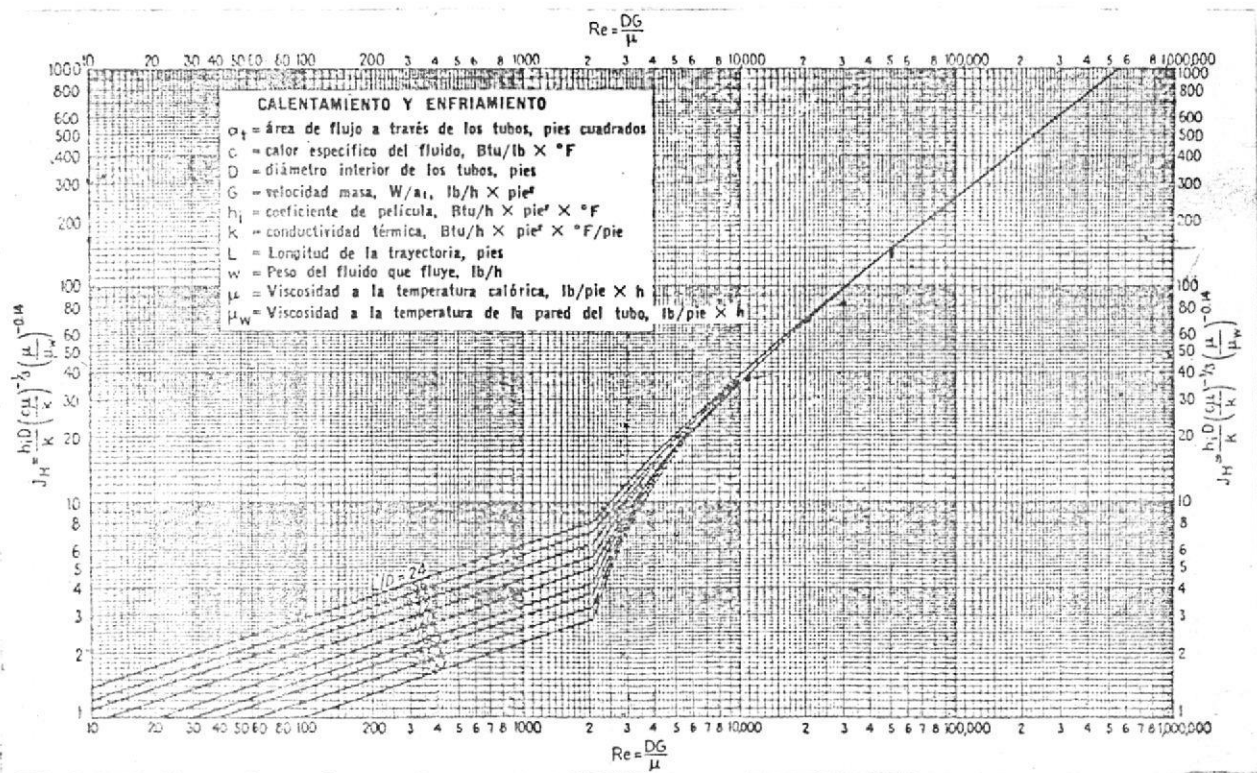


Fig. 11.- Curva de transferencia de calor lado de tubos

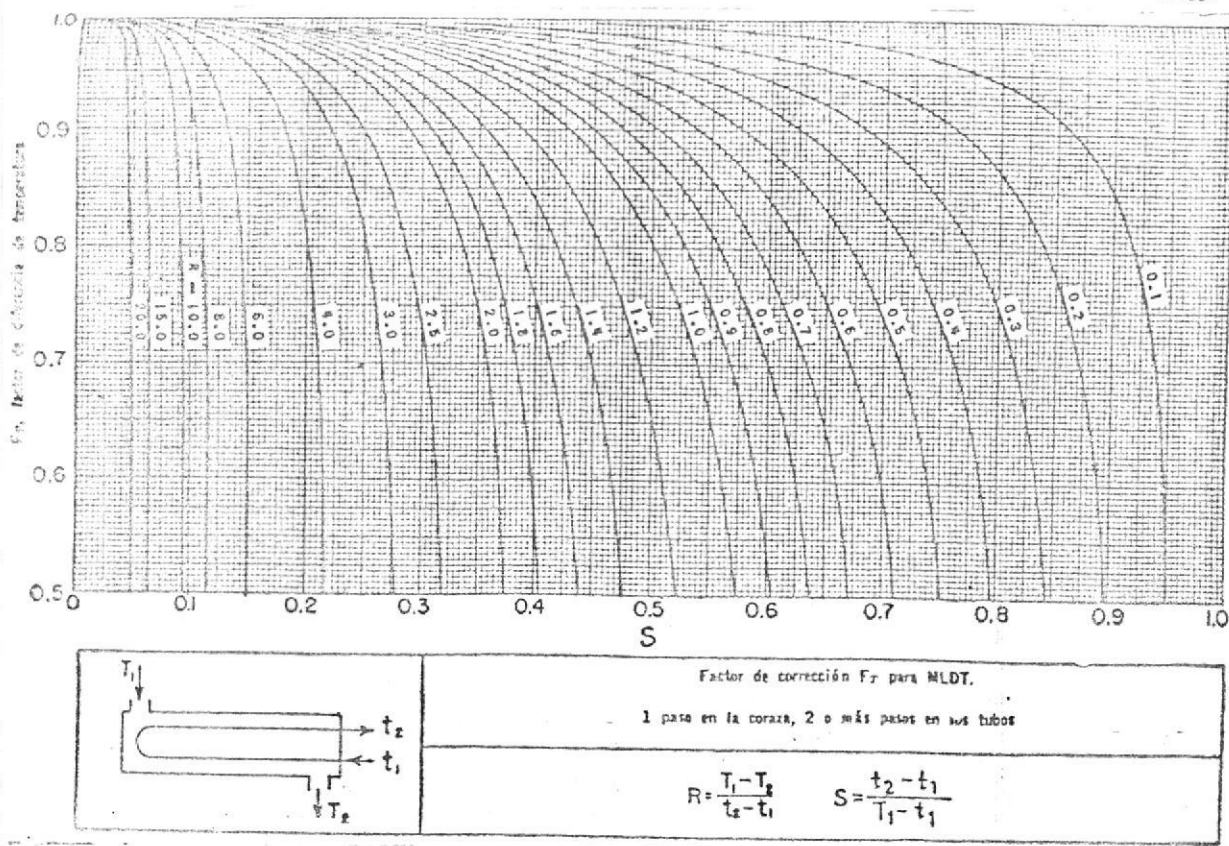


Fig. 12.- Factor de corrección MLDT para intercambiadores 1-2

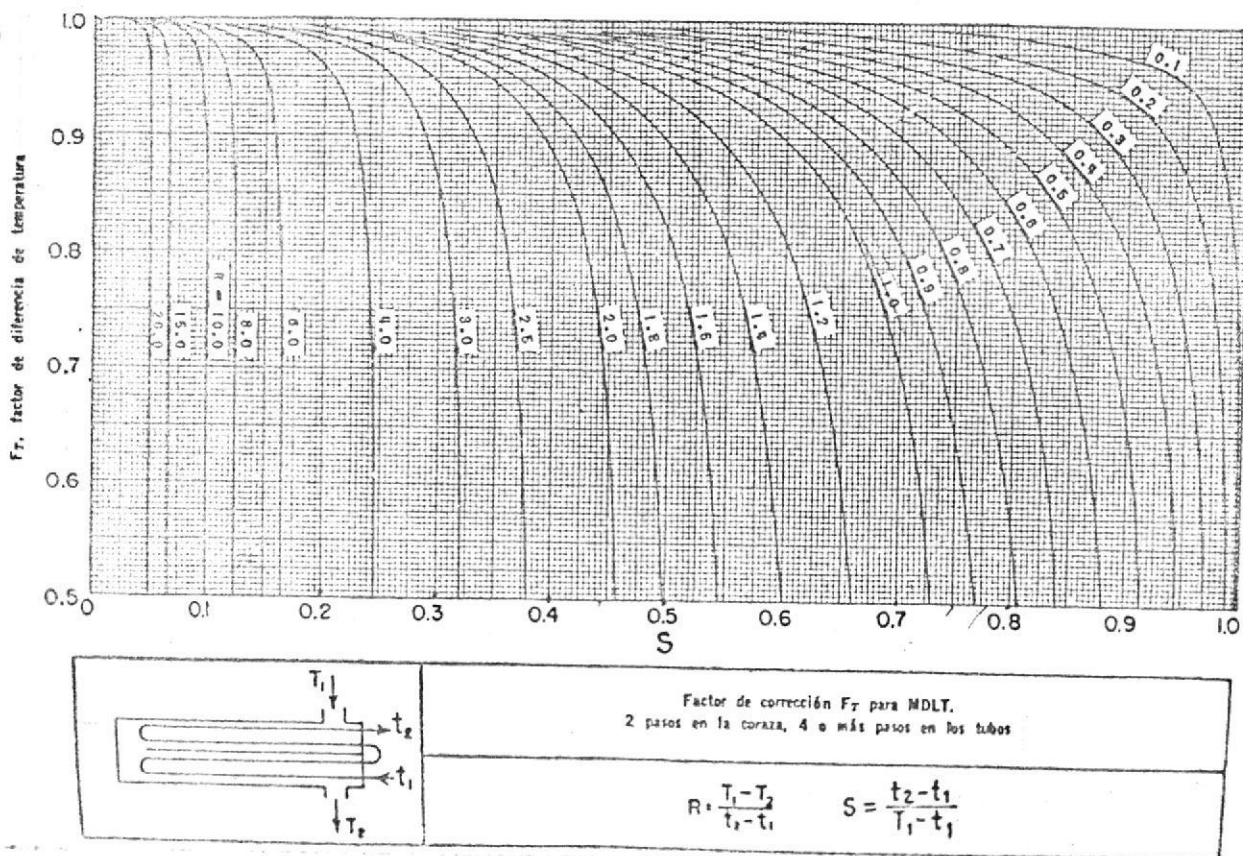


Fig. 13.- Factor de corrección MLDT para intercambiadores 2-4

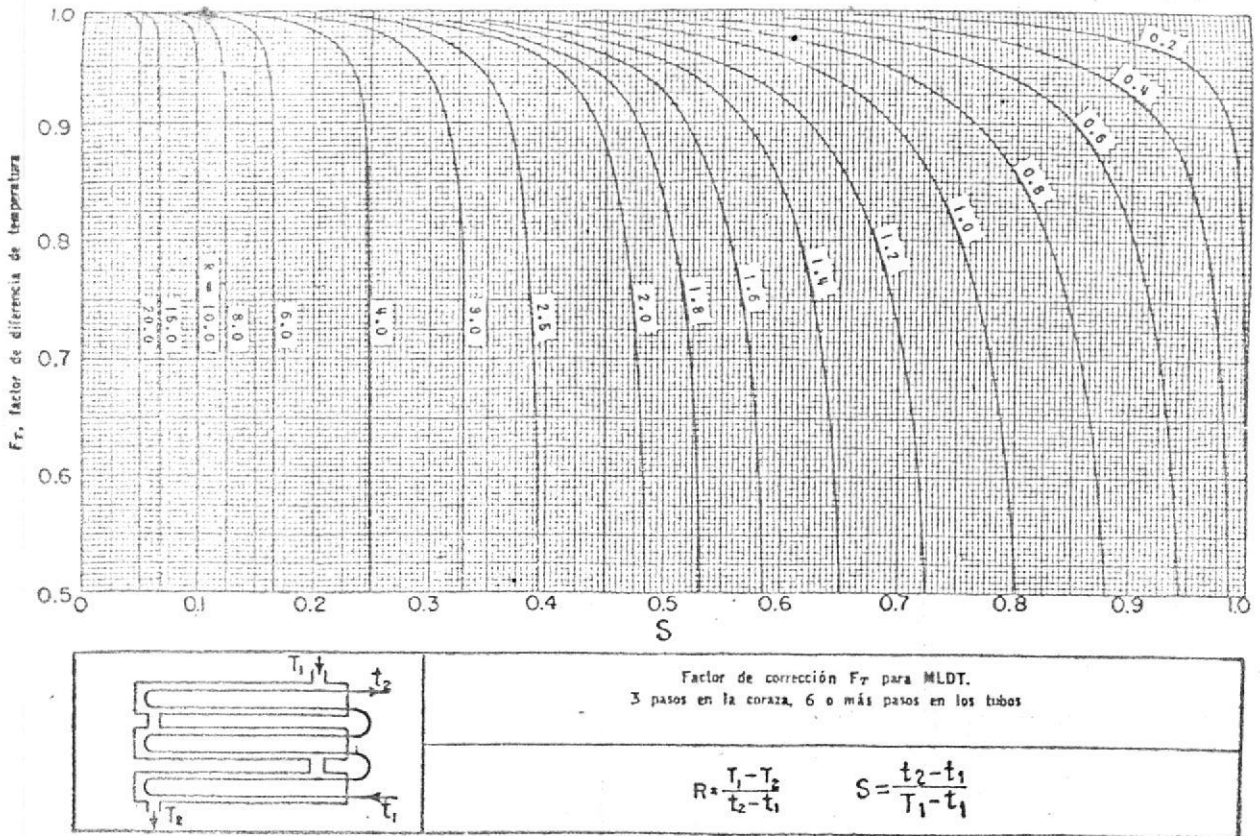


Fig. 14.- Factor de corrección MLDT para intercambiadores 3-6

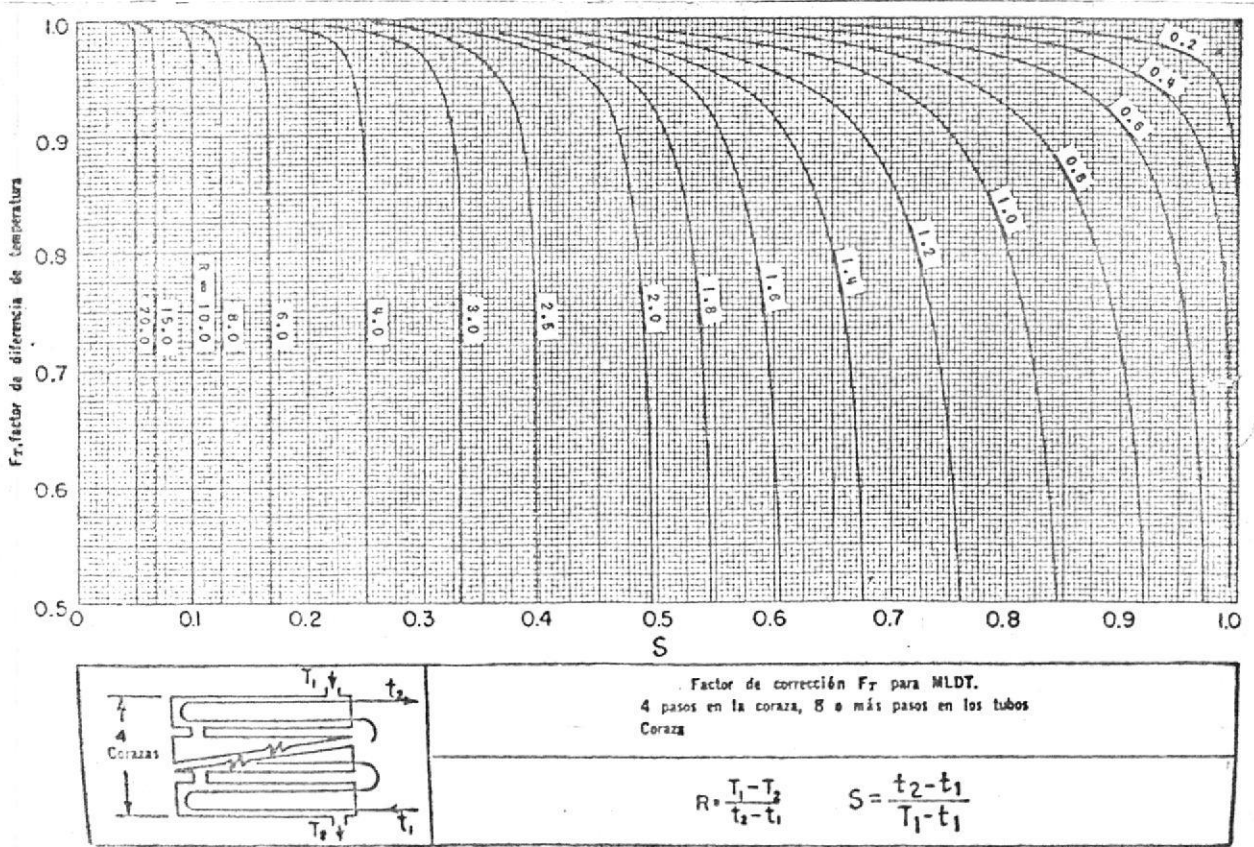


Fig. 15.- Factor de corrección MLDT para intercambiadores 4-8

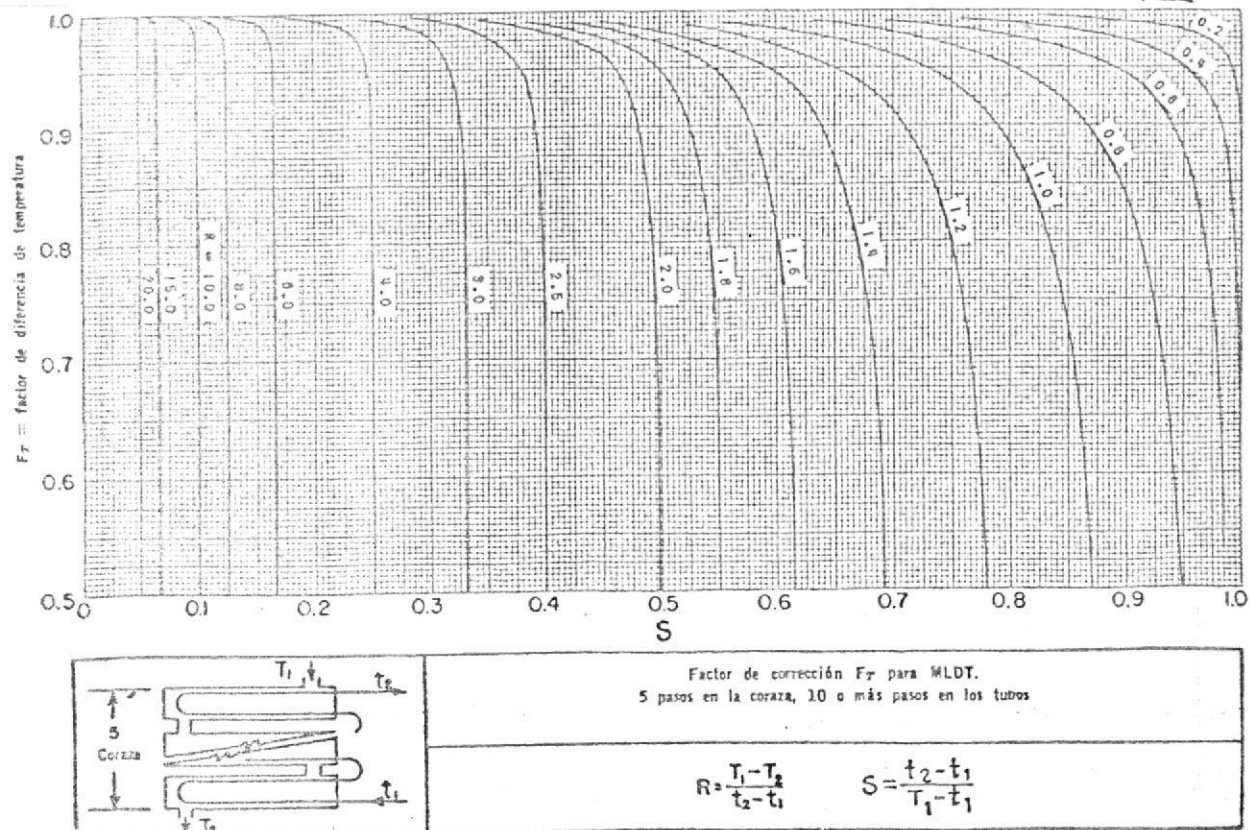


Fig. 16.- Factor de corrección MLDT para intercambiadores 5-10

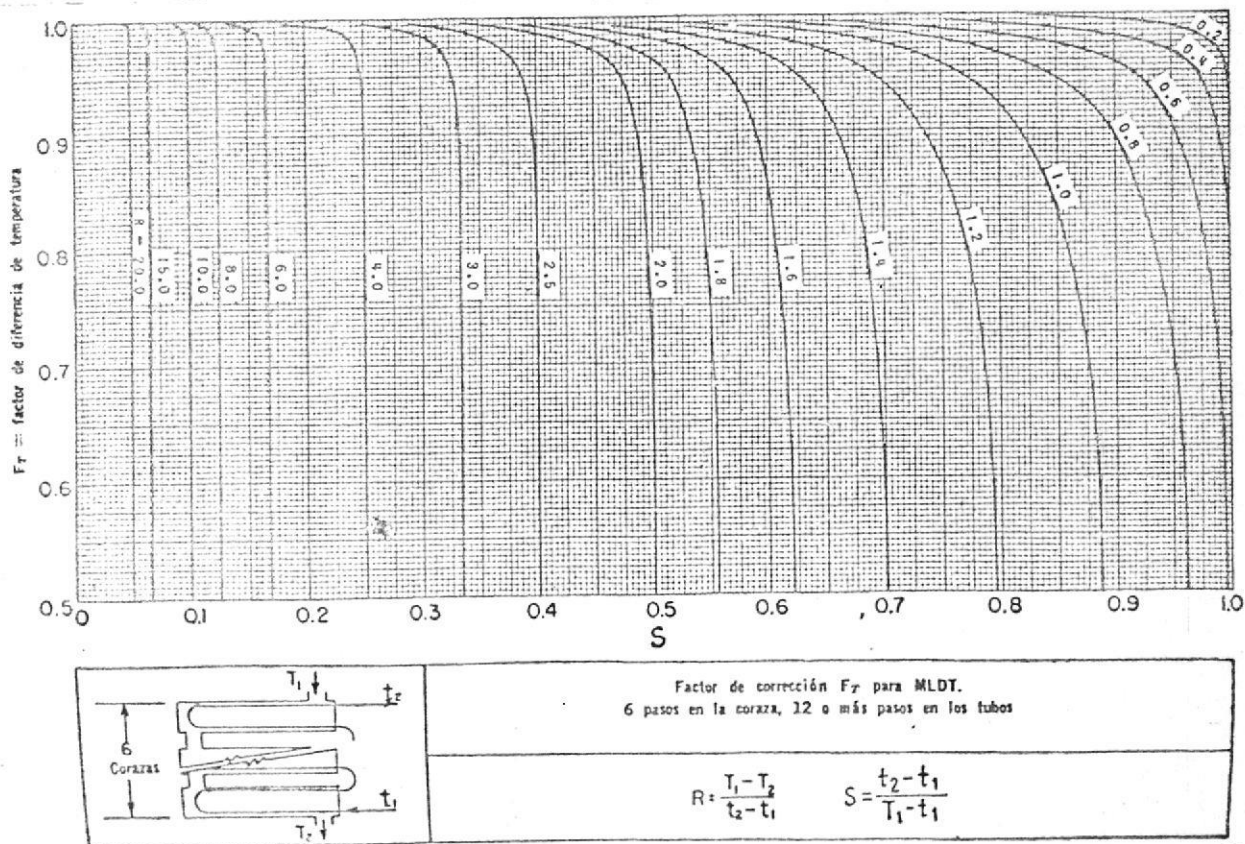
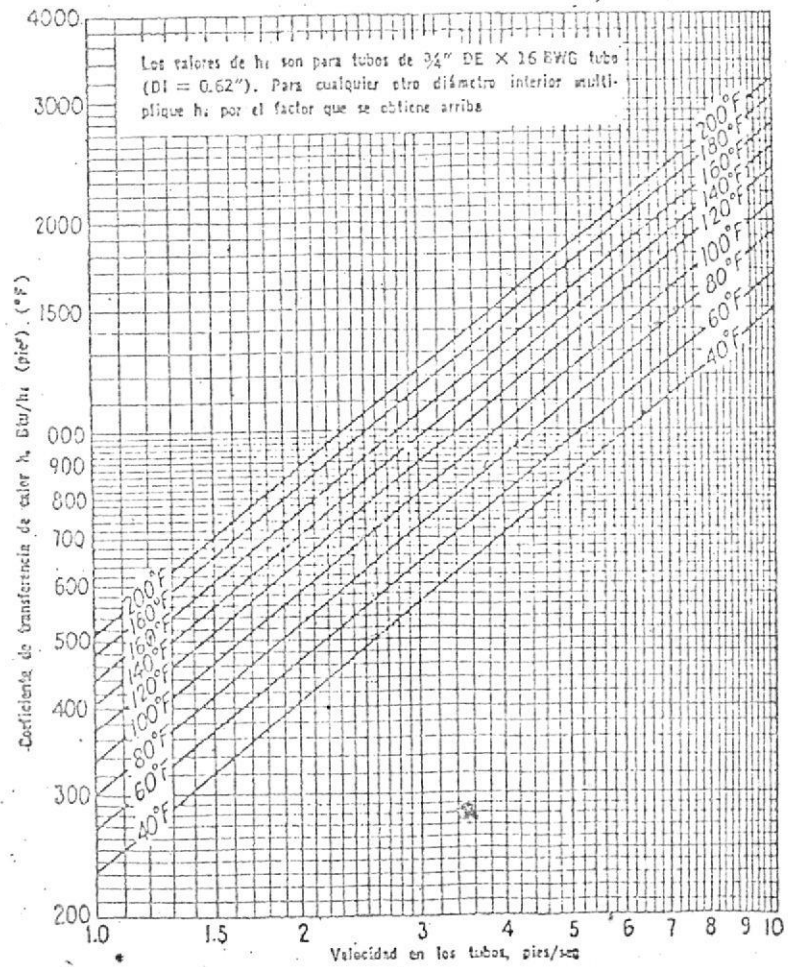
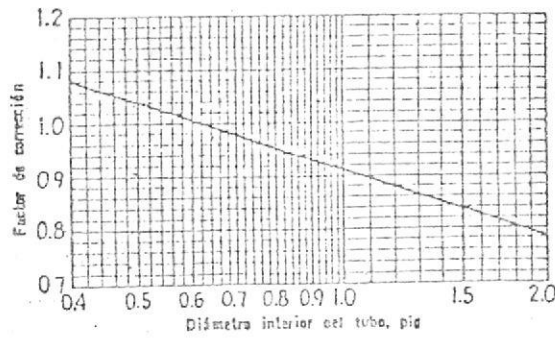
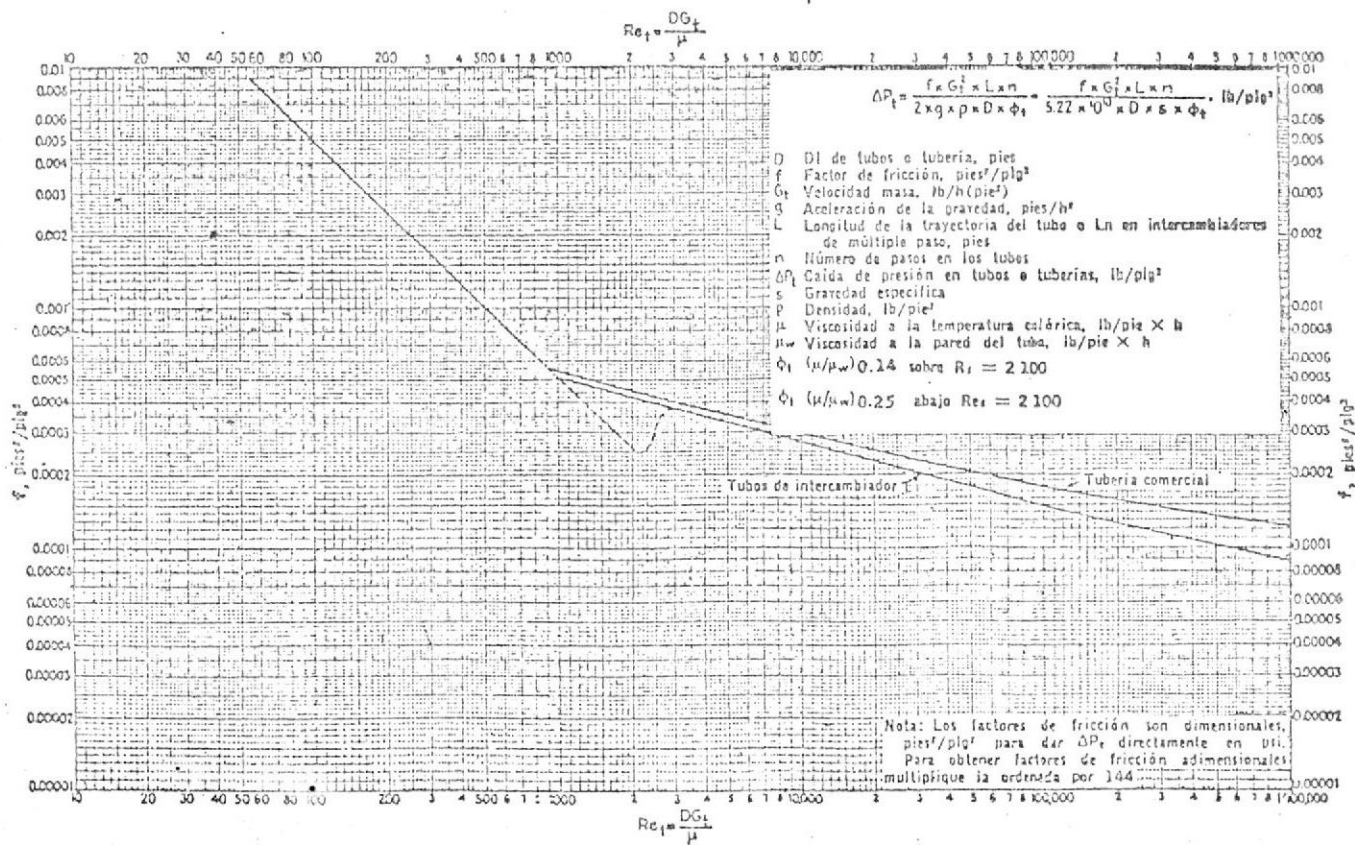


Fig. 17.- Factor de corrección MLDT para intercambiadores 6-12



Curva de transferencia de calor, agua en los tubos. [Adaptada de Eagle y Ferguson, Proc Roy., Soc. A127, 540 (1930)]

Fig. 18.- Curva de transferencia de calor, agua en los tubos



Factores de fricción, para lado de tubo. (Standards Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

Fig. 19.- Factores de fricción, para lado de tubo

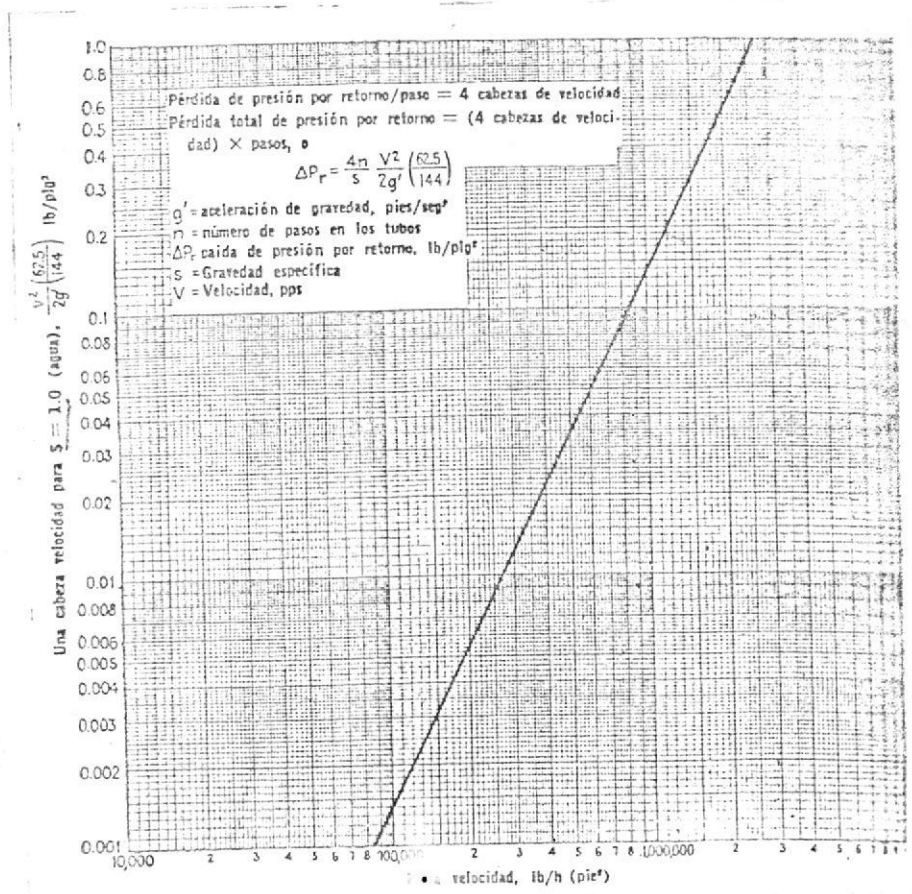


Fig. 20.- Pérdida de presión por retorno, lado de tubos

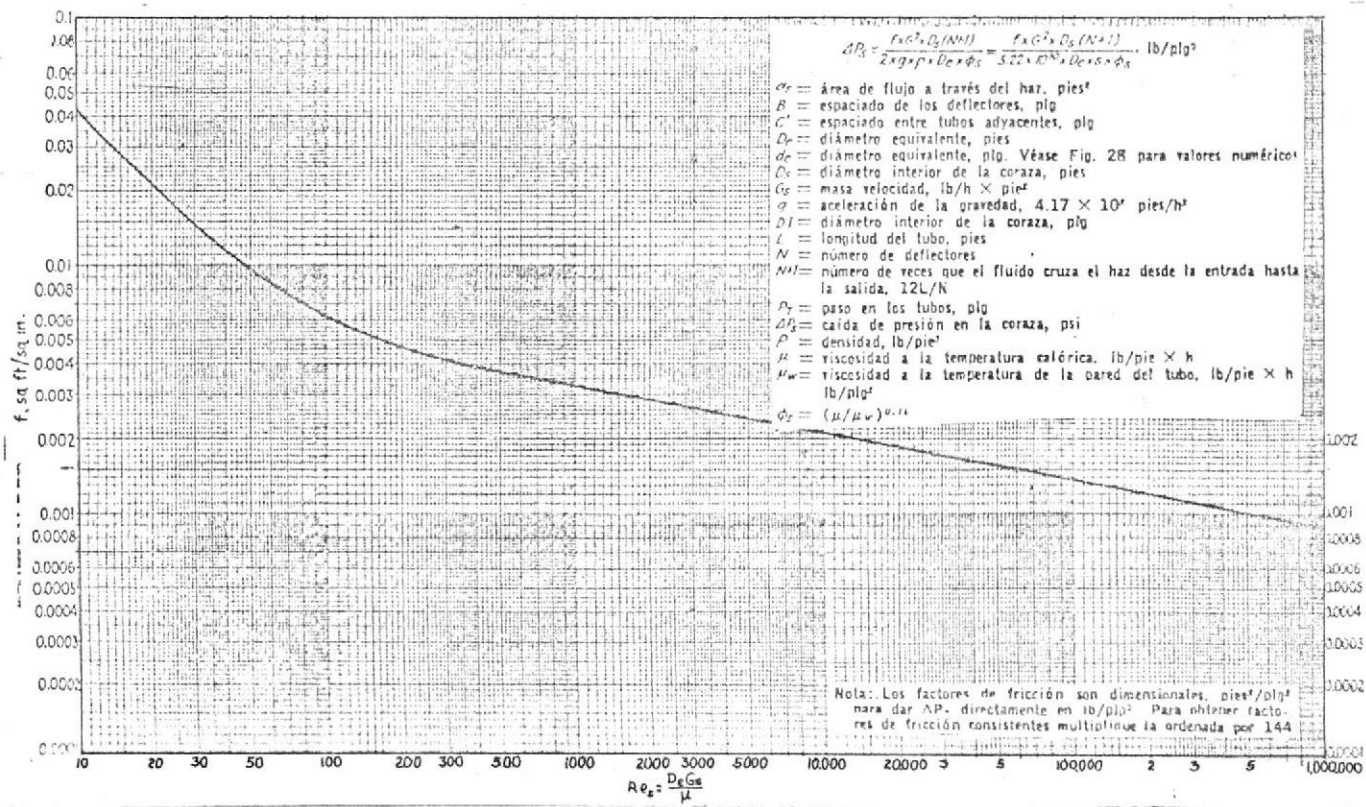


Fig. 21.- Factores de fricción, lado de la carcasa, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%.

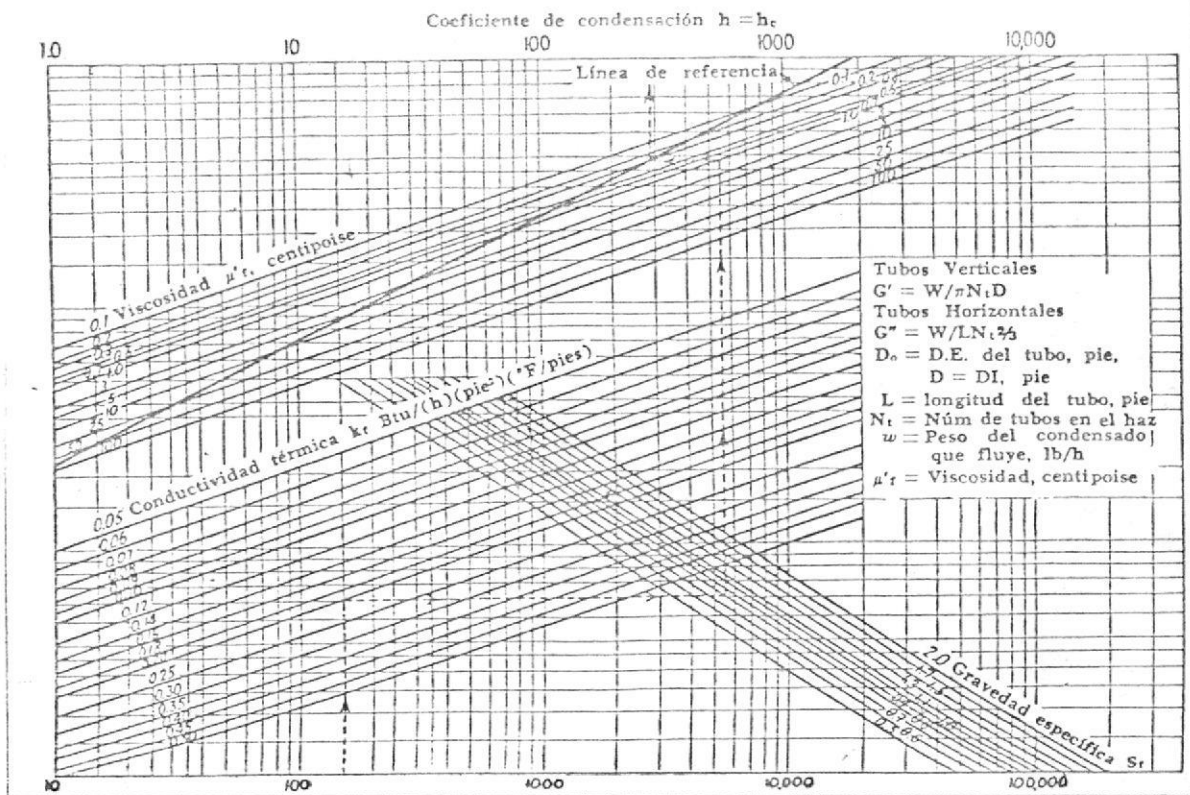


Fig. 22.- Coeficiente de condensación

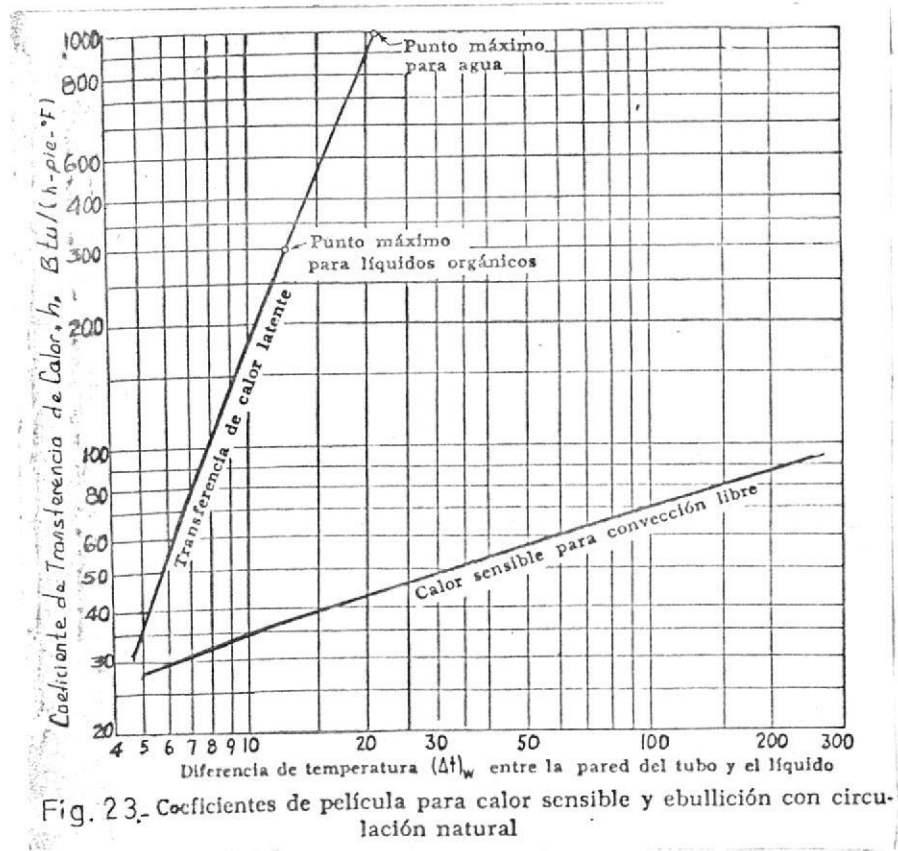


Fig. 23.- Coeficientes de película para calor sensible y ebullición con circulación natural

TABLA - 7. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS). ARREGLO EN CUADRO

Tubos de $\frac{3}{4}$ " DO, arreglo en cuadro de 1 plg						Tubos de 1" DO, arreglo en cuadro de $1\frac{1}{4}$ plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	32	26	20	20		8	21	16	14		
10	52	52	40	36		10	32	32	26	24	
12	81	76	68	68	60	12	48	45	40	38	36
13 $\frac{1}{4}$	97	90	82	76	70	13 $\frac{1}{4}$	61	56	52	48	44
15 $\frac{1}{4}$	137	124	116	108	108	15 $\frac{1}{4}$	81	76	68	68	64
17 $\frac{1}{4}$	177	166	158	150	142	17 $\frac{1}{4}$	112	112	96	90	82
19 $\frac{1}{4}$	224	220	204	192	188	19 $\frac{1}{4}$	138	132	128	122	116
21 $\frac{1}{4}$	277	270	246	240	234	21 $\frac{1}{4}$	177	166	158	152	148
23 $\frac{1}{4}$	341	324	308	302	292	23 $\frac{1}{4}$	213	208	192	184	184
25	413	394	370	356	346	25	260	252	238	226	222
27	481	460	432	420	408	27	300	288	278	268	260
29	553	526	480	468	456	29	341	326	300	294	286
31	657	640	600	580	560	31	406	398	380	368	358
33	749	718	688	676	648	33	465	460	432	420	414
35	845	824	780	766	748	35	522	518	488	484	472
37	934	914	886	866	838	37	596	574	562	544	532
39	1049	1024	982	968	948	39	665	644	624	612	600

Tubos de $1\frac{1}{4}$ " DO, arreglo en cuadro de $1\frac{1}{16}$ plg						Tubos de $1\frac{1}{2}$ " DO, arreglo en cuadro de $1\frac{1}{8}$ plg					
10	16	12	10			12	16	16	12	12	
12	30	24	22	16	16	13 $\frac{1}{4}$	22	22	16	16	
13 $\frac{1}{4}$	32	30	30	22	22	15 $\frac{1}{4}$	29	29	25	24	22
15 $\frac{1}{4}$	44	40	37	35	31	17 $\frac{1}{4}$	39	39	34	32	29
17 $\frac{1}{4}$	56	53	51	48	44	19 $\frac{1}{4}$	50	48	45	43	39
19 $\frac{1}{4}$	78	73	71	64	56	21 $\frac{1}{4}$	62	60	57	54	50
21 $\frac{1}{4}$	96	90	86	82	78	23 $\frac{1}{4}$	78	74	70	66	62
23 $\frac{1}{4}$	127	112	106	102	96	25	94	90	86	81	78
25	140	135	127	123	115	27	112	108	102	98	94
27	166	160	151	146	140	29	131	127	120	116	112
29	193	188	178	174	166	31	151	146	141	138	131
31	226	220	209	202	193	33	176	170	164	160	151
33	258	252	244	238	226	35	202	196	188	182	176
35	293	287	275	268	253	37	224	220	217	210	202
37	334	322	311	304	293	39	252	246	237	230	224
39	370	362	348	342	336						

TABLA 7. DISPOSICION DE LOS ESPEJOS DE TUBOS (CUENTA DE TUBOS. (Continúa). ARREGLO TRIANGULAR

Tubos de $\frac{3}{4}$ " DO, arreglo triangular de $\frac{15}{16}$ plg						Tubos de $\frac{3}{4}$ " DO, arreglo triangular de 1 plg					
Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P	Coraza DI, plg	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18	8	37	30	24	24	
10	62	56	47	42	36	10	61	52	40	36	
12	109	98	86	82	78	12	92	82	76	74	70
13 $\frac{1}{4}$	127	114	96	90	86	13 $\frac{1}{4}$	109	106	86	82	74
15 $\frac{1}{4}$	170	160	140	136	128	15 $\frac{1}{4}$	151	138	122	118	110
17 $\frac{1}{4}$	239	224	194	188	178	17 $\frac{1}{4}$	203	196	178	172	166
19 $\frac{1}{4}$	301	282	252	244	234	19 $\frac{1}{4}$	262	250	226	216	210
21 $\frac{1}{4}$	361	342	314	306	290	21 $\frac{1}{4}$	316	302	278	272	263
23 $\frac{1}{4}$	442	420	386	378	364	23 $\frac{1}{4}$	384	376	352	342	328
25	532	506	468	446	434	25	470	452	422	394	382
27	637	602	550	536	524	27	559	534	488	474	464
29	721	692	640	620	594	29	630	604	556	538	508
31	847	822	766	722	720	31	745	728	678	666	640
33	974	938	878	852	826	33	856	830	774	760	732
35	1102	1068	1004	988	958	35	970	938	882	864	848
37	1240	1200	1144	1104	1072	37	1074	1044	1012	986	876
39	1377	1330	1258	1248	1212	39	1206	1176	1128	1100	1078
Tubos de 1" DO, arreglo triangular de $\frac{11}{4}$ plg						Tubos de 1 $\frac{1}{4}$ " DO, arreglo triangular de $\frac{15}{16}$ " plg					
8	21	16	16	14		10	20	18	14		
10	32	32	26	24		12	32	30	26	22	20
12	55	52	48	46	44	13 $\frac{1}{4}$	38	36	32	28	26
13 $\frac{1}{4}$	68	66	58	54	50	15 $\frac{1}{4}$	54	51	45	42	38
15 $\frac{1}{4}$	91	86	80	74	72	17 $\frac{1}{4}$	69	66	62	58	54
17 $\frac{1}{4}$	131	118	106	104	94	19 $\frac{1}{4}$	95	91	86	78	69
19 $\frac{1}{4}$	163	152	140	136	128	21 $\frac{1}{4}$	117	112	105	101	95
21 $\frac{1}{4}$	199	188	170	164	160	23 $\frac{1}{4}$	140	136	130	123	117
23 $\frac{1}{4}$	241	232	212	212	202	25	170	164	155	150	140
25	294	282	256	252	242	27	202	196	185	179	170
27	349	334	302	296	286	29	235	228	217	212	202
29	397	376	338	334	316	31	275	270	255	245	235
31	472	454	430	424	400	33	315	305	297	288	275
33	538	522	486	470	454	35	357	348	335	327	315
35	608	592	562	546	532	37	407	390	380	374	357
37	674	664	632	614	598	39	449	436	425	419	407
39	766	736	700	688	672						
Tubos de 1 $\frac{1}{2}$ " DO, arreglo triangular de $\frac{17}{8}$ plg											
12	18	14	14	12	12						
13 $\frac{1}{4}$	27	22	18	16	14						
15 $\frac{1}{4}$	36	34	32	30	27						
17 $\frac{1}{4}$	48	44	42	38	36						
19 $\frac{1}{4}$	61	58	55	51	48						
21 $\frac{1}{4}$	76	72	70	66	61						
23 $\frac{1}{4}$	95	91	86	80	76						
25	115	110	105	98	95						
27	136	131	125	118	115						
29	160	154	147	141	136						
31	184	177	172	165	160						
33	215	206	203	190	184						
35	246	238	230	220	215						
37	275	268	260	252	246						
39	307	299	290	284	275						

TABLA 8. DATOS DE TUBOS PARA CONDENSADORES  
E INTERCAMBIADORES DE CALOR

Tubo DE, plg	BWC	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg <sup>2</sup>	Superficie por pie lin. pies <sup>2</sup>		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
1/2	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
3/4	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.905
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
17	0.058	0.884	0.613	0.2314	0.639		
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1 1/4	8	0.165	0.920	0.665	0.327	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2830	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2880	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2920	0.900
17	0.058	1.13	1.01	0.2950	0.808		
18	0.049	1.15	1.04	0.3000	0.688		
1 1/2	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.22	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.24	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.26	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
17	0.058	1.38	1.50	0.3623	0.978		
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

TABLA 9. DIMENSIONES DE TUBERIA DE ACERO (IPS)

Tamaño nominal del tubo, IPS plg	DE, plg	Cédula No.	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg <sup>2</sup>	Superficie por pie lineal, pies <sup>2</sup> /pie		Peso por pie lineal, lb de acero
					Exterior	Interior	
1/8	0.405	40*	0.269	0.058	0.106	0.070	0.25
		80†	0.215	0.036		0.056	0.32
1/4	0.540	40*	0.364	0.104	0.141	0.095	0.43
		80†	0.302	0.072		0.079	0.54
3/8	0.675	40*	0.493	0.192	0.177	0.129	0.57
		80†	0.423	0.141		0.111	0.74
1/2	0.840	40*	0.622	0.304	0.220	0.163	0.85
		80†	0.546	0.235		0.143	1.09
3/4	1.05	40*	0.824	0.534	0.275	0.216	1.13
		80†	0.742	0.432		0.194	1.48
1	1.32	40*	1.019	0.864	0.344	0.274	1.68
		80†	0.957	0.718		0.250	2.17
1 1/4	1.66	40*	1.380	1.50	0.435	0.362	2.28
		80†	1.278	1.28		0.335	3.00
1 1/2	1.90	40*	1.610	2.04	0.498	0.422	2.72
		80†	1.500	1.76		0.393	3.64
2	2.38	40*	2.067	3.35	0.622	0.542	3.66
		80†	1.939	2.95		0.508	5.03
2 1/2	2.88	40*	2.469	4.79	0.753	0.647	5.80
		80†	2.323	4.23		0.609	7.67
3	3.50	40*	3.068	7.38	0.917	0.804	7.58
		80†	2.900	6.61		0.760	10.3
4	4.50	40*	4.028	12.7	1.178	1.055	10.8
		80†	3.826	11.5		1.002	15.0
6	6.625	40*	6.000	28.9	1.734	1.590	19.9
		80†	5.500	26.1		1.510	28.0
8	8.625	40*	7.500	50.0	2.258	2.090	28.0
		80†	7.000	45.7		2.000	43.4
10	10.75	40*	10.000	78.8	2.814	2.62	40.5
		60	9.500	74.6		2.55	54.8
12	12.75	30	12.00	115	3.338	3.17	43.8
14	14.0	30	13.25	135	3.665	3.47	54.6
16	16.0	30	15.25	183	4.189	4.00	62.6
18	18.0	20†	17.25	234	4.712	4.52	72.7
20	20.0	20	19.25	291	5.236	5.05	78.6
22	22.0	20†	21.25	355	5.747	5.56	84.0
24	24.0	20	23.25	425	6.283	6.09	94.7

\* Comúnmente conocido como estándar.

† Comúnmente conocido como extranjero.

‡ Aproximadamente.

TAELA 10. FACTORES DE OBSTRUCCION \*

Temperatura del medio calefactor .....	Hasta 240°F		300-400°F †	
Temperatura del agua .....	125°F o más		Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar .....	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural .....	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada .....	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar .....	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos) .....	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos .....	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo .....	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi .....	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schykill .....	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay .....	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago .....	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia .....	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal) .....	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas .....	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada .....	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas .....	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas .....	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

FRACCIONES DE PETROLEO

<b>Aceites (industriales):</b>		<b>Líquidos (industriales):</b>	
Combustible .....	0.005	Orgánicos .....	0.001
Aceite de recirculación limpio .....	0.001	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes .....	0.001
Aceites para maquinarias y transformadores .....	0.001	Salmueras (enfriamiento).	0.001
Aceite para quenching ...	0.004	Unidades de destilación atmosférica:	
Aceites vegetales .....	0.003	Fondos residuales, menos de 25°API .....	0.005
<b>Gases, vapores (industriales):</b>		Fondos residuales, de 25° API o más .....	0.002
Gas de hornos de coque, gas manufacturado ....	0.01		

TABLA 10. FACTORES DE OBSTRUCCION \*

Gases de escape de máquinas Diesel.....	0.01	Unidades de destilación atmosférica:	
Vapores orgánicos .....	0.0005	Vapores superiores sin tratar .....	0.0013
Vapor (sin aceite) .....	0.0	Vapores superiores tratados	0.003
Vapores de alcohol .....	0.0	Cortes intermedios .....	0.0013
Vapor, de escape (con aceite) .....	0.001	Unidades de destilación al vacío:	
Vapores refrigerantes (condensando de compresores recíprocos) ....	0.002	Vapores superiores a aceite:	
Aire .....	0.002	De la torre de burbujeo (condensador parcial) ..	0.001
Vapores superiores en condensadores enfriados por agua:		Del tanque flash (sin reflujo apreciable) ..	0.003
De la torre de burbujeo (condensador final) ...	0.001	Aceite delgado .....	0.002
Del tanque flash .....	0.04	Vapores superiores ....	0.001
Cortes intermedios:		Gasolina .....	0.0005
Aceite .....	0.001	Debutanizador, Depropanizador, Depentanizador y unidades de Alkilación:	
Para agua .....	0.002	Alimento .....	0.001
Fondos residuales, menos de 20° API .....	0.005	Vapores superiores .....	0.001
Fondos residuales, más de 20° API .....	0.002	Enfriadores de producto ..	0.001
Estabilizador de gasolina natural:		Calderetas de producto ..	0.002
Alimento .....	0.0005	Alimento del reactor ....	0.002
Vapores superiores .....	0.0005	Unidades de tratamiento de lubricantes:	
Enfriadores de producto e intercambiadores .....	0.0005	Alimento de aceite solvente	0.002
Calderetas de producto ..	0.001	Vapores superiores .....	0.001
Unidades de eliminación de H <sub>2</sub> S:		Aceite refinado .....	0.001
Para vapores superiores ..	0.001	Intercambiadores calentadores de aceite refinado enfriados por agua ↓ ..	0.003
Intercambiadores enfriadores de solución .....	0.0016	Gomas y breas:	
Caldereta .....	0.0016	Generadores de vapor enfriados por aceite .....	0.005
Unidades de Cracking:		Enfriados por agua .....	0.003
Alimento gas-oil:		Solvente .....	0.001
Menos de 500°F .....	0.002	Unidades desasfaltizadoras:	
500°F y más .....	0.003	Aceite de alimento .....	0.002
Alimento de nafta:		Solvente .....	0.001
Menos de 500°F .....	0.002	Asfalto y resina:	
Más de 500°F .....	0.004	Generadores de vapor enfriados por aceite. ....	0.005
Separador de vapores vapores del separador, tanque flash, y vaporizador) ..	0.003	Enfriados por agua....	0.003
		Vapores de solvente .....	0.001

TABLA 10. FACTORES DE OBSTRUCCION\*

Acete refinado .....	0.001	Unidades para eliminar ceras:	
Acete refinado enfriado		Acete lubricante .....	0.001
por agua .....	0.003	Solvente .....	0.001
Vapores de la torre de bur-		Calentamiento de mezcla	
bujeo .....	0.002	acete-cera .....	0.001
Residuo .....	0.010	Enfriamiento de mezcla	
Unidades de absorción: ....		acete-cera † .....	0.003
Gas .....	0.002		
Acete graso .....	0.002		

## CORRIENTES DE ACEITE CRUDO

	0-199°F			200-299°F			300-499°F			500 y más		
	Velocidad, pps											
	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más	Menos de 2 pies	2-4 pies	4 pies o más
Seco	0.003	0.002	0.002	0.003	0.002	0.002	0.004	0.003	0.002	0.005	0.004	0.003
Sal §	0.003	0.002	0.002	0.005	0.004	0.004	0.006	0.005	0.004	0.007	0.006	0.005

\* Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2d ed., New York, 1949.

† Deben tomarse precauciones contra la depositación de cera.

§ Se refiere a un crudo húmedo—cualquier crudo que no ha sido deshidratado.

TABLA 10b

VALORES APROXIMADOS DEL COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA EN CONDENSADORES TUBULARES.  $U = \text{Btu}/^\circ\text{F pie}^2 \text{ hr.}$

AE: alto punto de ebullición

BE: bajo punto de ebullición

A: a presión atmosférica

V: al vacío

Nc: presencia de gases no condensables

En la carcaza	En los tubos	U	Rdt.
Alcoholes (vapor)	agua, salmuera	100-200	0.002
Hidrocarburos (AE,V)	agua	20- 50	0.003
Hidrocarburos (BE,A)	agua	80-200	0.003
Solventes orgánicos (A)	agua	100-200	0.003
Solventes orgánicos (NC,A)	agua, salmuera	20-60	0.003
Solventes orgánicos (V)	agua, salmuera.	50-120	0.003
Kerosene (vapor)	agua	30- 65	0.004
Kerosene (vapor)	aceite	20-30	0.005
Naphta	agua	50- 75	0.005
Naphta	aceite	20- 30	0.005
Vapor de agua	agua	400-1000	0.0005
Vapor de agua	aceite pesado	15- 25	0.0055
Vapor de agua	aceite ligeros	60- 90	0.0025
Dióxido de azufre	agua	150-200	0.003
Vapores de aceites	agua	20- 50	0.004
Propano (vapor)	agua	95	0.003
Butano (vapor)	agua	90	0.003
Butano (vapor)	Nafta ligeras	80	0.002
Butano	Kerosene, gases de aceite ligeros.	55- 30	0.003
Nafta ligera 70°API	agua	140	0.002
Nafta pesada 45°API	agua	95	0.002
Nafta pesada 45°API	kerosene, gases de aceite ligeros.	50- 35	0.003
Vapores aromáticos (A)	agua	5- 30	0.003
Propileno (vapor)	agua	130-150	0.003
Amonio	agua, salmuera	140-200	0.002
Hidrocarburos colorados	agua	180-140	0.002
Etileno	propileno (ref)	60- 90	0.002
Butadieno	propileno (ref)	65- 80	0.004

TABLA 11. CARACTERISTICAS DE MATERIALES PARA AISLAMIENTOS TERMICOS\*

Materiales	Formas generales	Resistencia	Resistencia al agua	Resistencia al vapor	Composición
Rígidos y semirígidos; Fibra de asbesto (estándar)	Procesada en aislamientos de tuberías y en bloques	Buena a la flexión y excelente a la tensión	Excelente	Regular	Fibras largas de amosita, mezcladas con adhesivos
Fibra de asbesto (super)	Procesada en aislamientos de tuberías y en bloques	Buena a la compresión y a la flexión; limitada a la tensión	Regular	Moderada	Fibras largas de amosita, mezcladas con adhesivos y con tierra de diatomáceas
Tierra de diatomáceas	Aislamiento de tuberías, en moldes y formas; segmentos y bloques	Buena a la compresión y a la flexión; limitada a la tensión	Regular	Moderada	Tierra de diatomáceas mezclada con fibras largas de asbesto
Fibras de vidrio	Formadas en aislamientos de tuberías y en bloques	Fibras suaves, flexibles; no se rompen a la flexión	Excelente	Moderada	Fibras de vidrio adheridas
Vidrio celular	Rígido; aislamiento fabricado para tuberías; forros, segmentos y cubiertas de conexiones	Alta a la compresión; regular a la tensión	Excelente	Excelente	Vidrio inorgánico que contiene celdas microscópicas, herméticas, selladas
Silicato de calcio hidratado	Aislamiento de tuberías, en moldes y formas; segmentos y bloques	Buena a la compresión y a la tensión; limitada a la tensión	Buena	Moderada	Silicato hidratado de calcio, mezclado con fibras largas de asbesto
85% de magnesia	Aislamiento de tuberías, en moldes y formas; segmentos y bloques	Buena a la compresión; limitada a la flexión y a la tensión	Regular	Moderada	85% de carbonato hidratado de magnesio
Corcho mineral para baja temperatura	Aislamientos de tuberías, en formas; bloques	Moderadas a la compresión y a la tensión	Buena	Moderada	Fibras de lana mineral con adhesivo de asfalto
Lana mineral para baja temperatura	Mantas semirígidas, etc. formadas en aislamiento de tuberías, en bloques y forros	Moderadas a la compresión y a la tensión	Regular	Moderada	Fibras de lana mineral, adheridas
Lana mineral para alta temperatura	Moldeada en bloques y en forros	Limitada a la compresión y a la tensión; regular a la flexión	Excelente	Moderada	Fibras minerales mezcladas con adhesivos

\* Adaptado con autorización, R. Thomas and W. C. Turner, Chem. Eng. 60, No. 6, 221 (1953), complementado por W. C. Turner, Carbide & Carbon Chemical Co.

TABLA 11. (Continuación)

Ventajas	Desventajas	Límites de temperatura, °F		Conductividad Btu/(hr)(pie <sup>2</sup> )(°F/plg)				Densidad lb/pie <sup>3</sup>
		mín	máx	32	70	212	500	
Excelente para puenteo y para tuberías de vapor	Dimensiones no estándares	33	750		0.320	0.390	0.538	14
Alta resistencia al esfuerzo cortante; alta resistencia a la compresión	No apropiado para puenteo bajo cargas pesadas; no flexible	212	1200			0.42	0.56	18
Utilizado como capa interior abajo de 85% de magnesia, se maneja bien donde la temperatura de operación excede de 575°F (300°C)	No apropiado para puenteo bajo cargas pesadas; no flexible	212	1900		0.56	0.59	0.62	25
Ligero de peso, resistente y flexible	Suave, no resiste el abuso mecánico	32	450			0.25 a 0.30		2 a 10
Fácil de tomar forma y ser colocado; no depende de barrera al vapor para su resistencia al vapor; incombustible. Altos límites de temperaturas	Debe ser protegido contra la abrasión. Diseños para expansión y para contracción	-300	800	0.35	0.42	0.53		9
Alta resistencia al esfuerzo cortante; alta resistencia a la compresión	No apropiado para puenteo bajo cargas pesadas; no flexible	70	1200		0.400	0.450	0.540	10 a 11
Alta resistencia al esfuerzo cortante; alta resistencia a la compresión	No apropiado para puenteo bajo cargas pesadas; no flexible	212	550		0.33	0.37		11
Fácil de colocarse a temperaturas atmosféricas; flexible	Requiere cuidadoso tratamiento con vapor; depende de barrera al vapor para su servicio en bajas temperaturas	Abajo de -150	150	0.305	0.325			15
Fácil de colocarse a temperaturas atmosféricas	Requiere cuidadoso tratamiento con vapor; depende de barrera al vapor para su servicio en bajas temperaturas	Abajo de -150	250	0.300	0.320			14
Flexible y soporta considerable expansión y contracción	No resiste el excesivo abuso mecánico sin sufrir un marcado	70	1700		0.33	0.40	0.51	18 a 24

TABLA 11 (Continuación)

Materiales	Formas generales	Resistencia	Resistencia al agua	Resistencia al vapor	Composición
Poliestireno (expandido)	Bloques y aislamiento de tuberías	Moderada a la compresión; regular a la tensión	Excelente	Excelente	Poliestireno con celdillas de aire
Corcho vegetal	Aislamientos de tuberías en moldes; bloques, forros y cubiertas de conexiones	Compresible bajo carga ligera, pero soporta cargas pesadas	Buena	Regular	Corcho vegetal granulado, mezclado con resina de corcho natural
Mantas Asbestos	Mantas	Regular a la compresión	Regular	Pobre	Fibra de asbesto encerrada en tela de asbesto
Fibras de vidrio	Manta afieltrada de fibras de vidrio, con varios tipos de revestimientos al frente	Suave, flexible; poca resistencia a la compresión después de la aplicación	Buena	Moderada	Fibras de vidrio afieltradas, tejidas con malla metálica u otros revestimientos frontales
Lana mineral	Mantas con varios tipos de revestimientos al frente	Regular a la compresión	Regular	Pobre	Lana mineral afieltrada
Filtros Filtro de pelo	Afieltrado en rollos de manta	Densidad estándar, muy esponjoso; densidad alta, muy firme	Poca resistencia	Poca resistencia	100% de pelo de ganado lanar
Fibras de vidrio	Afieltrada en rollos	Suave, flexible; poca resistencia a la compresión después de aplicado	Buena	Moderada	Fibras finas de vidrio, ligeramente adheridas
Lana mineral	Filtro semirrígido	Regular a la compresión	Buena	Pobre	Lana mineral afieltrada y adherida
Diversos Celdas de aire	Filtros corrugados, laminados a forma de aislamiento de tuberías y a hojas	Poca a la compresión; moderada a la tensión	Moderada	Moderada	Filtros de asbesto cementados entre sí
Hojas de asbesto	Filtros laminados a forma de aislamiento de tuberías, bloques y segmentos curvados	Poca a la compresión hasta comprimirse aproximadamente 20%; moderada resistencia longitudinal	Moderada	Moderada	Hojas de asbesto separadas por nódulos celulares esponjosos o por marcado de la superficie
Hojas de fieltro de lana	Hojas laminadas a forma de aislamiento de tuberías	Buena a la compresión y a la tensión	Moderada	Moderada	Hojas adheridas de fieltros de trapo
Cemento	Mezcla de lana mineral y agua; semitermofraguado	Al impacto normalmente buena	El agua ablanda el cemento seco	Moderada	Lana mineral nodulada y fibras de asbesto con adhesivos inorgánicos
Cemento	Mezcla de lana mineral y agua; fraguado hidráulico	Al impacto muy buena	No se ablanda al mojarse	Moderada	Lana mineral nodulada y fibras de asbesto con adhesivos inorgánicos

TABLA 1-1 (Continuación)

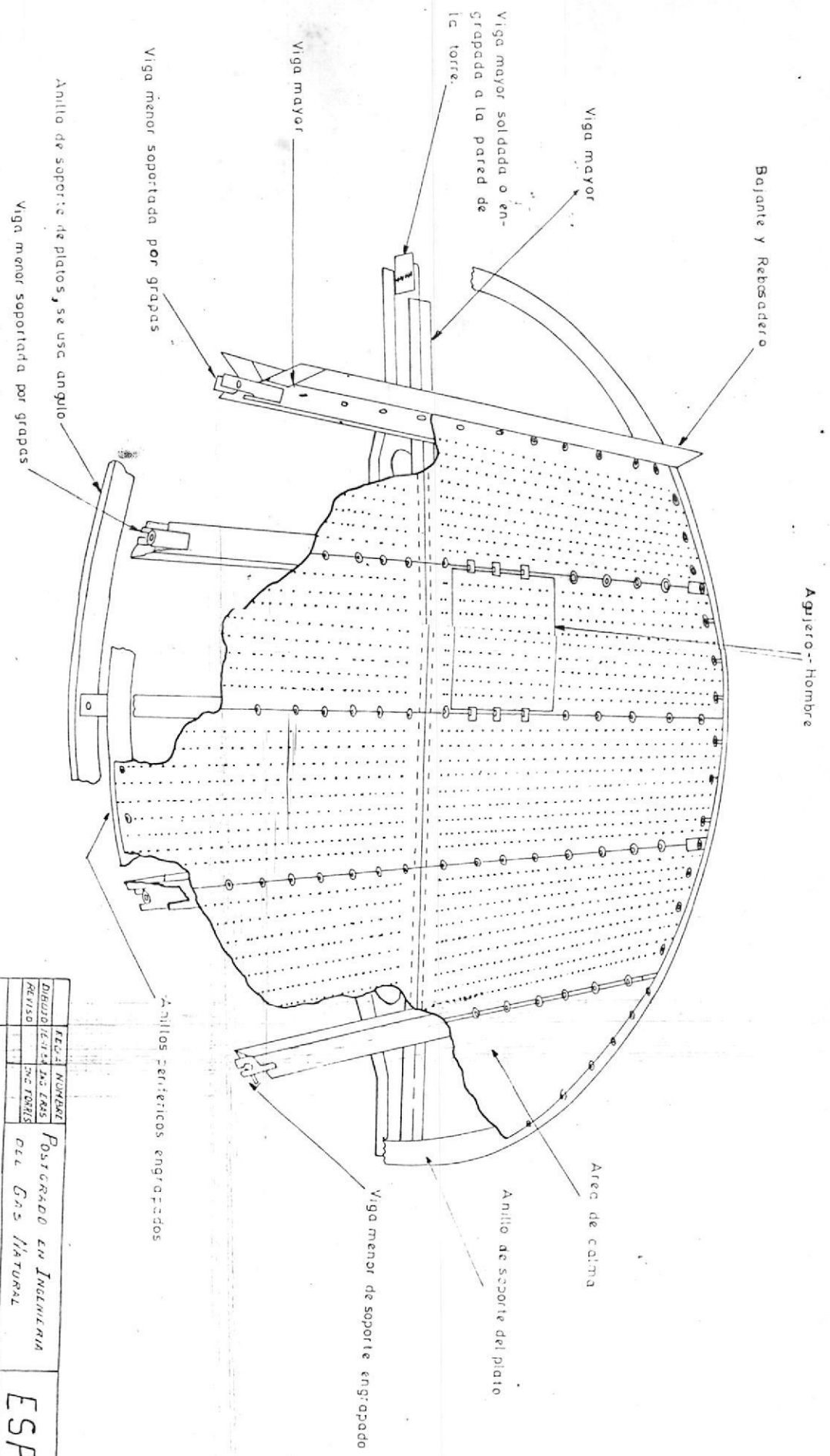
Ventajas	Desventajas	Límites de temperatura, °F		Conductividad				Densidad lb/pie <sup>3</sup>		
		mín	máx	Btu/(hr)(pie <sup>2</sup> )(°F/plg)	32	70	212		500	
Fácil de colocarse, flexible, limpio y ligero de peso	Para un servicio efectivo depende en parte de barrera al vapor	-200	200	0.23 a				2		
				0.40@						
				40°F						
Alta resistencia a la vibración, regular resistencia a la tensión; puede fabricarse	En áreas críticas debe ser tratado a prueba de fuego; depende de barrera al vapor, en baja temperatura de servicio	-200	300	0.25	0.26			6		
								a		
								10		
Removible sin maltratarse	Cada instalación debe ser diseñada bajo pedido	100	950			0.50	0.65	10		
Fibras ligeras, flexibles, que no se romperán por impacto moderado; las fibras responden a la compresión repetida	Suave; poca resistencia a la compresión	40	1000			0.26		3		
Soporta expansión y compresión	Suave	50	1200			0.35	0.45	12		
Excelente aislamiento de emergencia para baja temperatura; puede amoldarse a cualquier forma y tamaño de tuberías y recipientes	Requiere cuidadoso tratamiento de vapor; depende de barrera al vapor para su servicio en bajas temperaturas; se quema	Abajo de	200	0.25	0.260			10		
		-150						(Estándar)		
								15 a 17		
								(Pesado)		
Flexible; las fibras responden a compresión repetida; buen acolchonamiento térmico	Depresión pronunciada bajo cargas pesadas	No se conoce	600					1		
Resistentes; pueden soportar expansión y contracción	No puede permitir abuso mecánico	No se conoce	600			0.18	0.30	4		
						a	a	a		
						0.25	0.40	8		
Peso ligero; costo bajo	No soporta abusos severos	100	300			0.490	0.550	9		
Resistencia regular a la tensión	Se afloja y reblandece cuando se moja	100	700			0.390	0.450	0.560	23	
Costo bajo	No se debe usar en áreas críticas; se quema	32	225			0.510			18	
Características buenas de aplicación con cuchara; acabado liso; adhesión y cohesión buenas	Fraguado lento; no soporta el impacto de la lluvia	100	1800			0.690	0.820	1.058	26	
Características regulares de aplicación con cuchara; acabado liso; adhesión y cohesión buenas; fraguado rápido	No puede ser retrabajado	32	1700			0.46	0.525	0.610	0.840	49

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

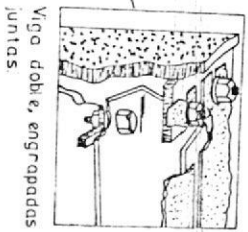
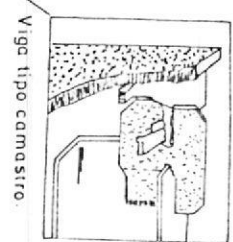
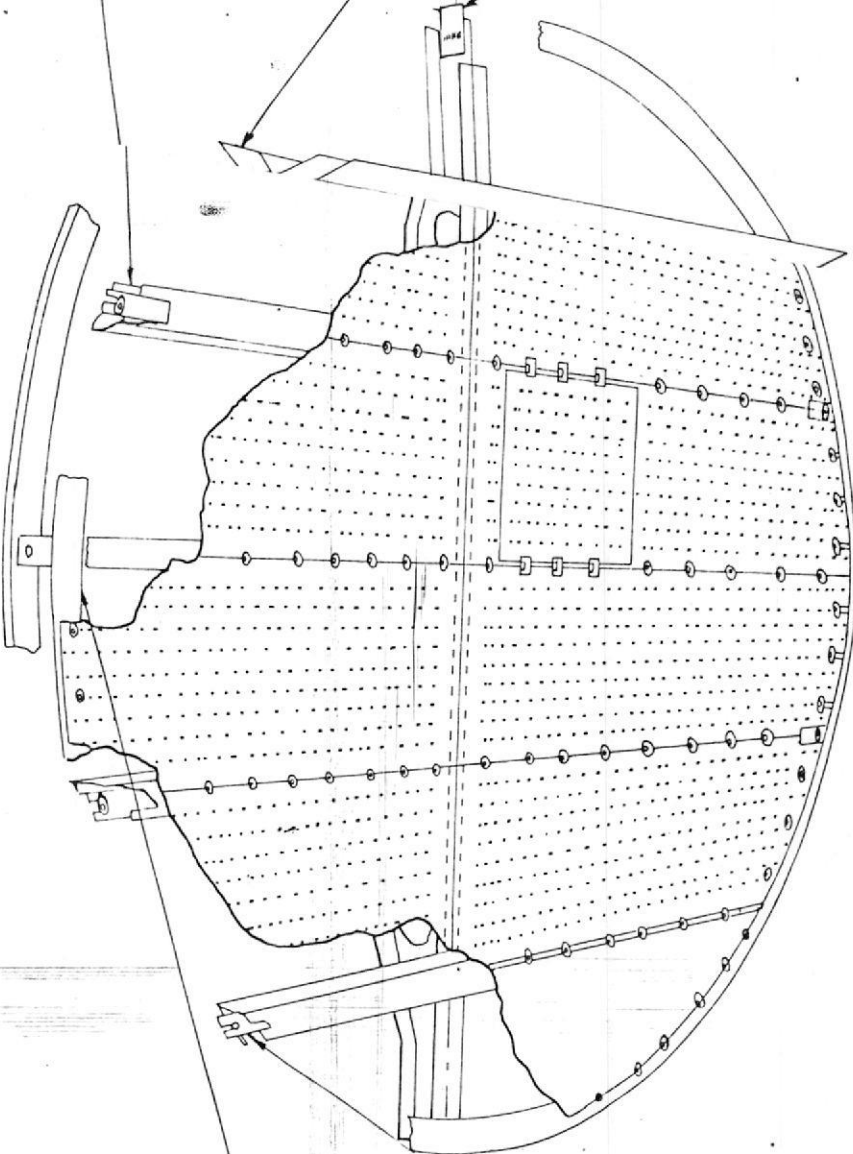
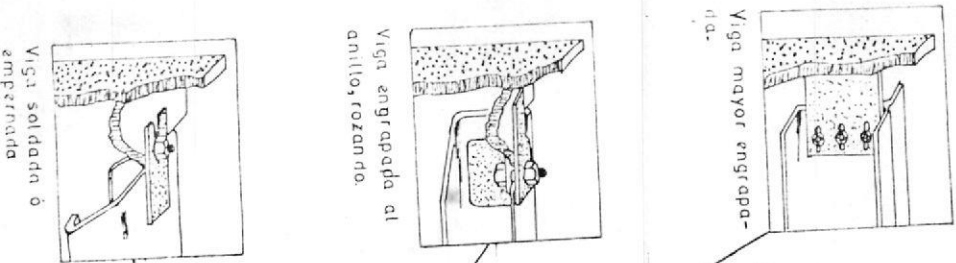
1. AL-HAJ-ALL N. y HOLLAND C.D., *Way to Find Distillation Optimun, Hydrocarbon Processing*; Julio 1979.  
Pág. 165-175; agosto 1979, pág. 111-119.
2. BUTHOD P. y MEGYESY E., *Pressure Vessel Handbook, Publishing Inc., Tulsa, OK 74135, 1975.*
3. ERBAR H. y MADDOX R.H., *Latest Score; Reflux vs. Trays, Petroleum Refiner, Mayo de 1961, pág. 183-187.*
4. EVANS F., *Equipment Design Handbook for Refineries and Chemicals Plants, Vol. II, Gulf Publishing Co., Houston, Texas.*
5. GLITSH, *Ballast Tray Design Manual, Boullletin N° 4900, Glitsh Inc., Dallas, Texas, 1974.*
6. G.P.S.A. y G.P.A., *Engineering Data Book, Ninth Edition, 1972, Tulsa, Oklahoma 74103.*
7. HAL R. MATLEY J. y McNAUGHTON, *Current Costs of Process Equipment, Chemical Engineering, Abril 5 de 1982, pág. 80-116.*
8. HUNTINGTON, *Natural Gas and Natural Gasoline, McGraw Hill, 1950.*
9. INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL, *Diseño de Platos de Cuchuchas y de Platos Perforados, Editado por ESIQUE, México, 1976.*

10. JAMISON, *Internal Design Techniques*, *Chemical Engineering Progress*, Vol. 65 N° 3, marzo 1969, pág. 46-51.
11. KERN DONALD, *Procesos de Transferencia de Calor*, Editorial CECSA, Séptima Edición, marzo de 1973.
12. KISTER H., *Guidelines for Designing Distillation-Column Internals*. *Chemical Engineering*, mayo 19 de 1980, pág. 138-142; julio 28 de 1980, pág. 72-83, septiembre 8 de 1980, pág. 112-123, noviembre 17 de 1980, pág. 283-285; diciembre 29 de 1980, pág. 55-60; febrero 9 de 1981, pág. 1076109; abril 6 de 1981, pág. 97-100.
13. KOCH, *Koch Flexitray Design Manual*, Bulletin N° 960, Koch Engineering Co., Wichita, Kansas, 1960.
14. Kouris D., *A Short-cut Method for Multicomponent Distillation*, *Chemical Engineering*, 1981, pág. 81-83.
15. LORD R.C. Minton P. y SLUSSER R., *Design Parameters for Condensers and Reboilers*, *Chemical Engineering*, marzo 23 de 1970, pág. 127-134.
16. LUDWIG E.E., *Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants*, Vol. II y Vol. III, Second Edition, Gulf Publishing Co., Houston, 1981.
17. RASE H.F. y BARROW M.H., *Ingeniería de Proyectos para Plantas de Proceso*, Editorial CECSA, Sexta Edición, noviembre de 1979.
18. SCHWEITER P., *Handbook of Separation Techniques for Chemical Engineers*, Editorial Mc Graw Hill, 1979.

19. STANDARDS OF TABULAR EXCHANGER MANUFACTURERS ASSOCIATION, Sexta Edición, Tabular Exchanger Manufacturers Association Inc., New York, 1968.



FECHA	NOMBRE	POSTURADO EN INGENIERIA	ESPOL
REVISO	DEL TORRES	DEL GAS NATURAL	
COMPONENTES MECANICOS Y ESTRUCTURALES TIPOICOS DEL PLATO			
			MATERIAS PRIMAS

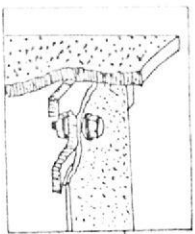


FECHA	MONTE	POSTORADO EN INGENIERIA
DEBIDO	16-11-1913	del Gas Natural
REVISO	16-11-1913	
COMP.		

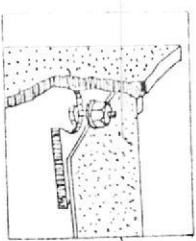
Arco de Vigas de Vigas  
ENGRAPADAS AL SOPORTE

ESPON

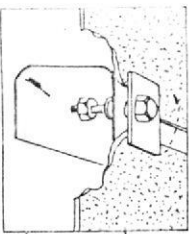
MATERIAL:  
PESO:



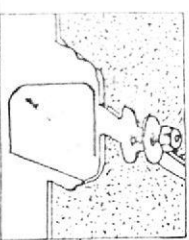
Plato emparrado al anillo.



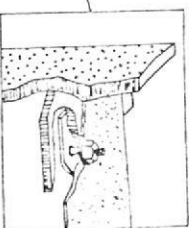
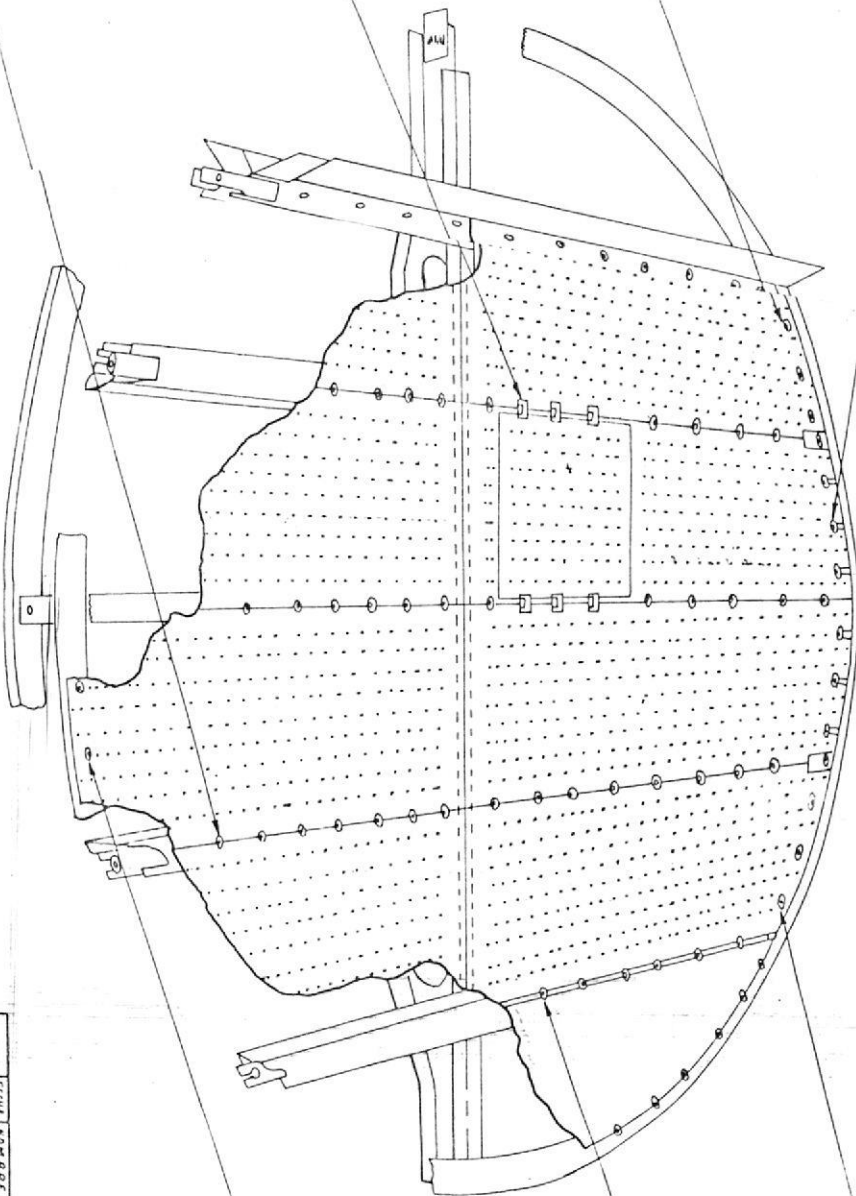
Plato engrapado al anillo reforzado.



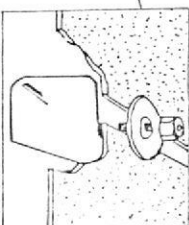
Grapa de tope y fondo del agujero-hombre, reversible.



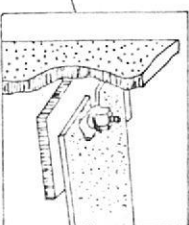
Grapa de la viga acanalada.



Plato engrapado al anillo, periférico.



Plato engrapado a la viga.



Plato amussado, engrapado al anillo.

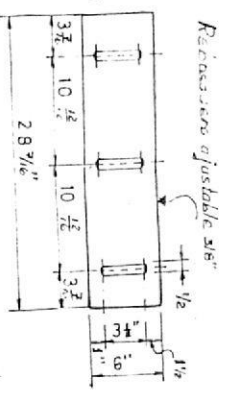
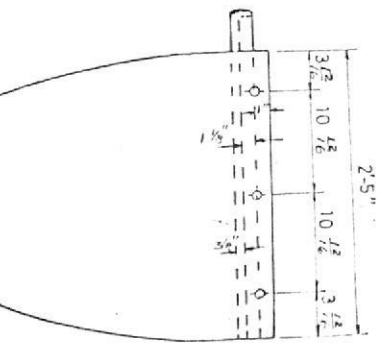
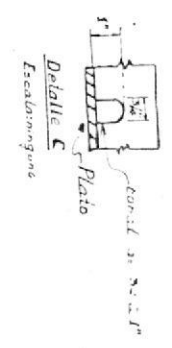
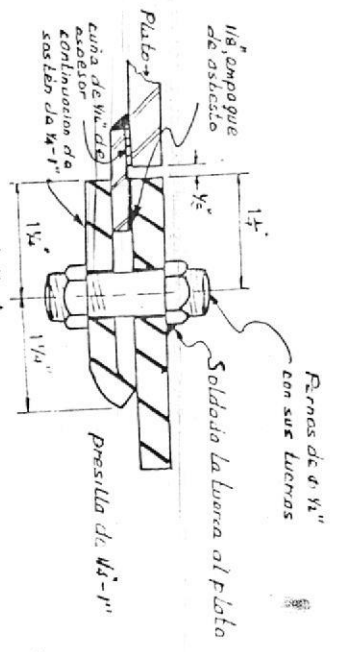
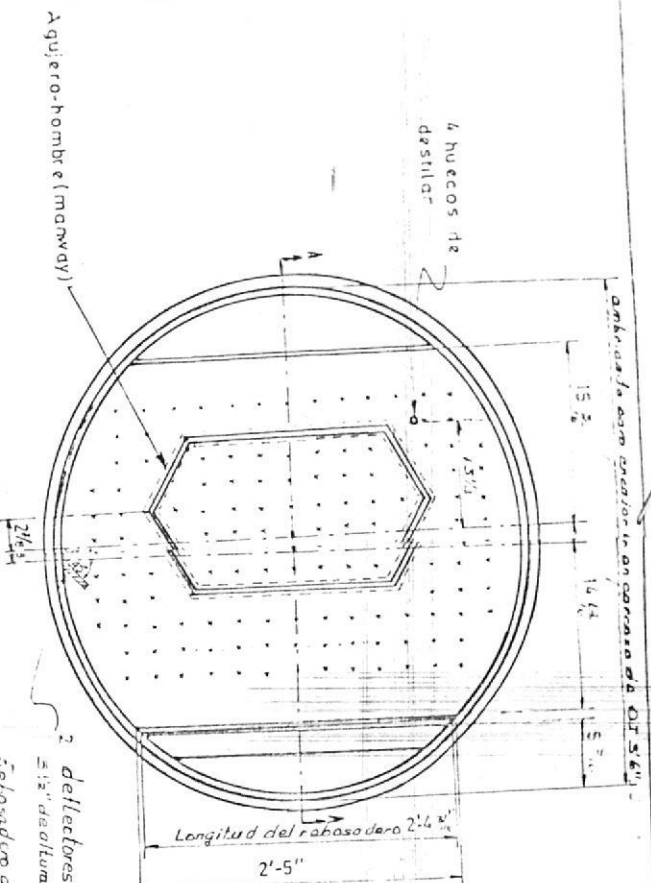
FINA NOTARE	POSTGRADO EN INGENIERIA
BIBUO ICHMILLERAS	DEL CAS NATURAL
REVISO	
UMBR	

ARRECIOS TÍPICOS DE PLATOS ENGRAPADOS

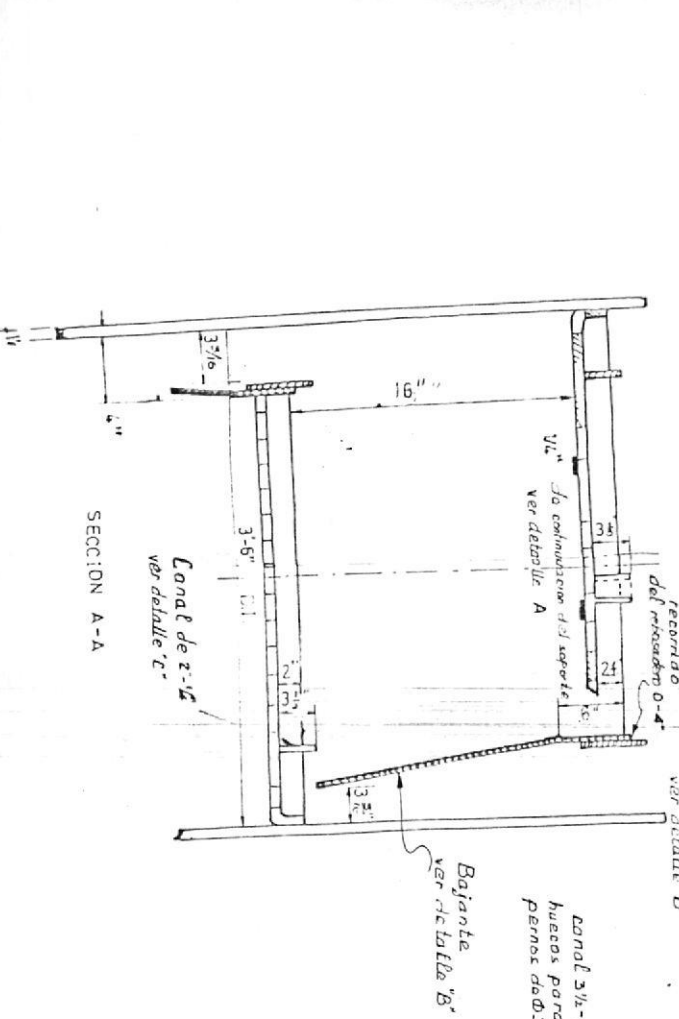
ESPL

MATERIAL

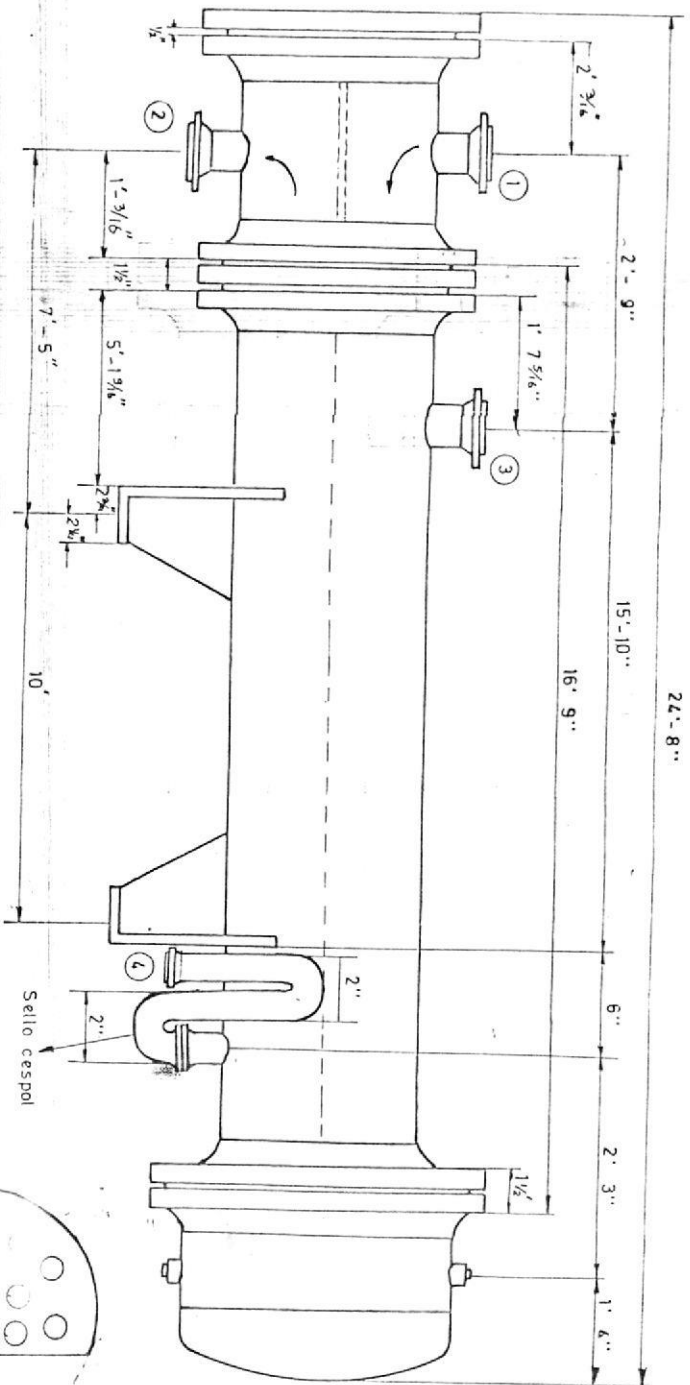
PC-50



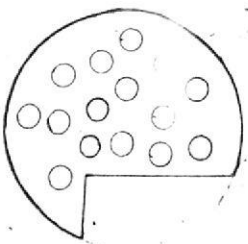
El fabricante de la carcasa suministra los pernos maquinados de 3/8" con sus tuercas y arandelas para cada lado.



<p>PLATO PARA COLUMNA CON UN DIAMETRO INTERIOR 3'-6"</p>	<p>POSTGRADO EN ING. DEL GAS NATURAL</p>	<p>INGENIERO</p>	<p>INGENIERO</p>	<p>INGENIERO</p>	<p>INGENIERO</p>
--	--	------------------	------------------	------------------	------------------



24'-8"



Deflector de represq

ESPECIFICACION		CARCASA	TUBOS
Presion de operacion, psig	275	275	275
Presion de disenno, psig	412.5	412.5	412.5
Temperatura, °F	125	125	125
Corrosion permitida, plg	1/16	1/16	1/16
Numero de pases	1	1	4
Numero de tubos: budo	50	200	16 AWG
Arreglo	1 encendido	16 AWG	DE 3/4"
Tamaño	Tipo		
Espesor de carcasa	1"		
Esfuerzo de alivio			

REVISADO		FECHA
MARCA	PROPOSITO	TAVIÑO
①	Entrada	4" 300# RTU
②	Salida	4" 300# RTU
③	Entrada	6" 300# RF
④	Salida	4" 300# RF

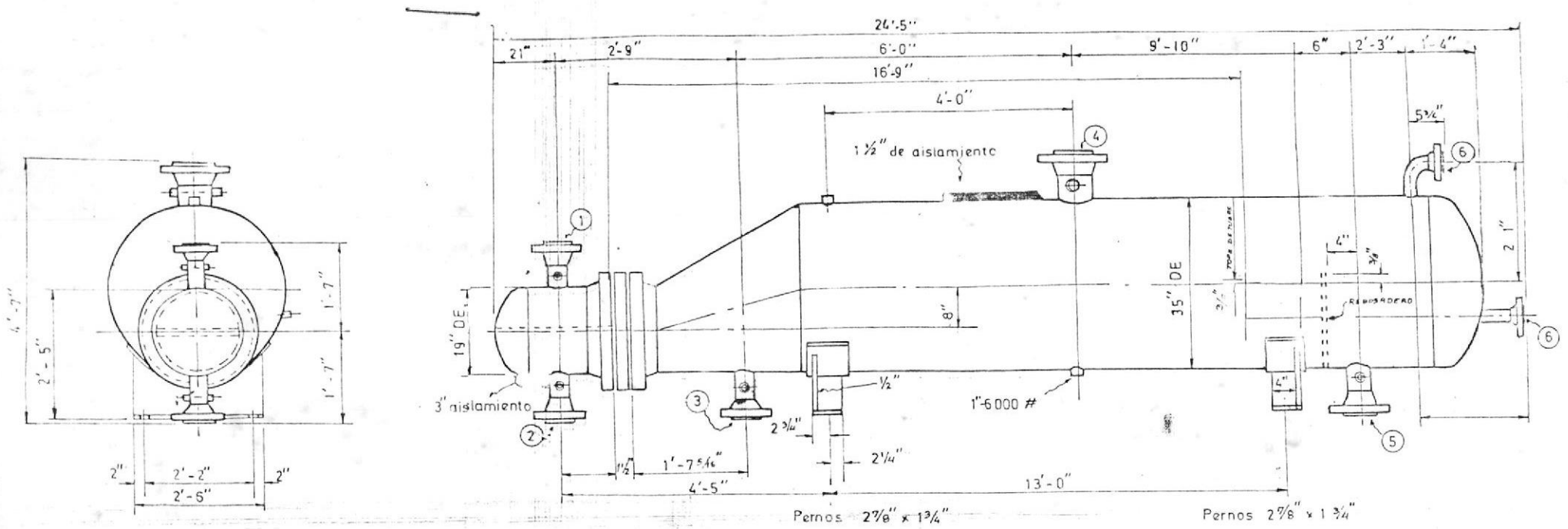
REVISADO POR: [Signature]

POSTGRADO EN INGENIERIA DEL GAS NATURAL

LONDENSADOR-SUBENFRIA

DDR.

ESPEC



ESPECIFICACION	CARCASA	TUBOS
PRESION DE OPERACION, PSIG	300	350
PRESION DE DISEÑO, PSIG	450	450
TEMPERATURA, °F	300	300
CORROSION PERMITIDA, PULG.	1/16	1/16
NUMERO DE PASES	marmita con rebosadero	2
NUMERO DE TUBOS: 104	SUPERFICIE: 402 PIE <sup>2</sup>	
ARREGLO 1/4 PULG. CUAD	MATERIAL: SA-214	
DIAM. EXT 1" ESPESOR DE PARED 0.083"		
TAMAÑO: 17 1/4 / 33	TIPO: BKU	
ESFUERZO DE ALIVIO ←	CANAL	

REVISADO		FECHA
MARCA	PROPOSITO	TAMAÑO
①	ENTRADA	4" - 300# RTU
②	SALIDA	4" - 300# RTU
③	ENTRADA	6 300# RF
④	SALIDA	10" - 300# RF
⑤	SALIDA	2" - 300# RF
⑥		

FECHA	NOMBRE
16-11-81	ING ERAS
16-11-81	ING TORRES

POSTGRADO EN INGENIERIA  
DEL GAS NATURAL

REHERVIDOR  
TIPO: MARMITA

ESP

