



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

---

---

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**Recuperación de Gas Propano, Durante su Manejo en Fase Líquida, en el Proceso de Recibo, Almacenamiento y Carga a Barcos.**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A N**

**HERIBERTO ALEJANDRO LOPEZ ROBLES  
JUAN MANUEL ARRIAGA RIVERA**

**ASESOR: ING. CARLOS FLORES RUIZ**

**MEXICO, D. F.**

**1984**





Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

# I N D I C E

Pág. N°

## CAPITULO I

### INTRODUCCION

I.1	OBJETIVO .....	1
I.2	DESCRIPCION DEL PROCESO .....	2
I.3	GENERACION DE VAPOR .....	5
I.4	DESCRIPCION DEL FLUJO .....	6
I.5	SERVICIOS AUXILIARES .....	10

## CAPITULO II

### EL PROCESO

II.1	TERMODINAMICA DE LA SUSTANCIA .....	13
------	-------------------------------------	----

## CAPITULO III

### CALCULO Y SELECCION DE EQUIPO DE PROCESO

III.1	NOMENCLATURA UTILIZADA PARA CONDENSADORES.	19
III.2	COMPRESORES .....	55
III.3	BOMBAS .....	78
III.4	DISEÑO DE RECIPIENTES SUJETOS A PRESION INTERNA .....	93
III.5	DISEÑO MECANICO DEL TANQUE DE ALMACENA- MIENTO CRIOGENICO .....	110

CAPITULO IV

CALCULO Y SELECCION DE EQUIPO DE SERVICIOS  
AUXILIARES

IV.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO .....	115
IV.2 BOMBAS PARA CIRCULACION DE AGUA DE EN- FRIAMIENTO .....	127
IV.3 AISLAMIENTO TERMICO PARA TUBERIA DE SER VICIO CRIOGENICO .....	138

CAPITULO V

ALTERNATIVA PROBABLE PARA EL PROCESO

V.1 RECUPERACION DE PROPANO EN CASCADA ....	145
---	-----

CAPITULO V

CONCLUSIONES

VI.1 JUSTIFICACION DEL PROCESO EMPLEADO ....	147
--	-----

A P E N D I C E .....	148
-----------------------	-----

BIBLIOGRAFIA .....	175
--------------------	-----

## CAPITULO I INTRODUCCION

Como consecuencia del desarrollo petrolero que se ha dado en México, debido al descubrimiento de nuevos campos petroleros, la demanda internacional de energéticos, y la necesidad de nuestro país de exportar sus excedentes derivados del petróleo, se ha emprendido el diseño y construcción de instalaciones que permitirán el envío a cualquier parte del mundo del petróleo y sus derivados.

Una de esas instalaciones es la planta de almacenamiento No. 2 de Salina, Cruz, Oax., para propano líquido, cuyo proceso y sistema sirven de base para el desarrollo de este trabajo.

### I.1.- OBJETIVO

El objetivo de este trabajo es analizar el proceso empleado por PEMEX para la recuperación del vapor de propano generado durante el recibo, almacenamiento y carga a barcos del propano líquido, justificando teóricamente o por referencia de datos experimentales, todos los cálculos que se hagan. Así mismo, se comentarán las alternativas que pudieran presentarse; finalmente se hará un resumen de los equipos seleccionados y sus características principales.

No se pretende cuestionar o introducir alguna innovación al proceso, sino más bien dar a conocer la ingeniería que integra diversos equipos al proyecto real y funcional que dé al ingeniero mecánico electricista de la especialidad de fluidos - y térmica, una panorámica más aproximada de lo que puede ser su área de trabajo.

## I.2. DESCRIPCIÓN DEL PROCESO

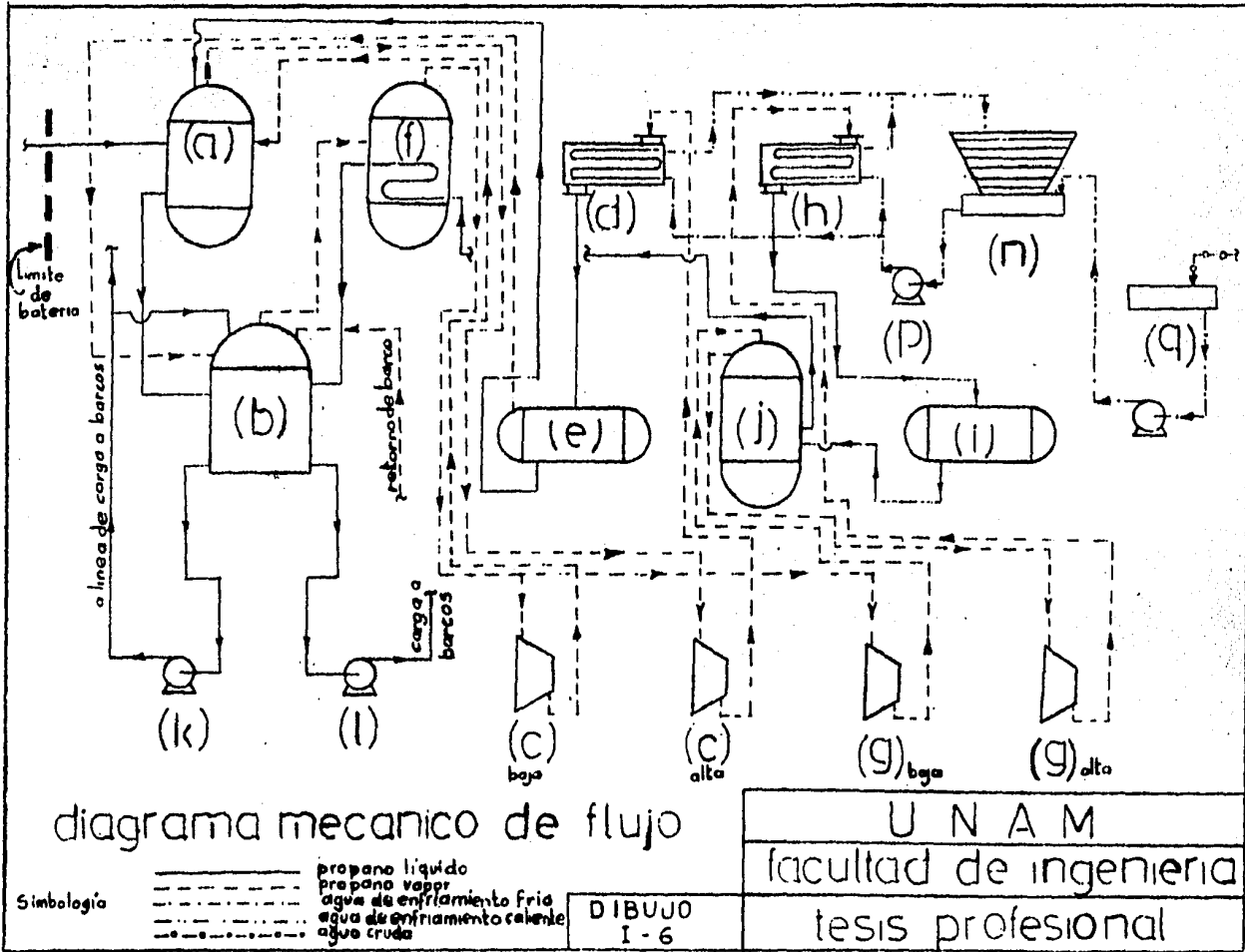
El propano se recibe en la terminal de almacenamiento en forma líquida, por medio del propano-ducto proveniente de la planta criogénica de Cactus, Chis. y la planta fraccionadora de gasolina natural de Cangrejera, Ver., posteriormente se almacena y se carga a barcos.

Para almacenarse en grandes cantidades pueden mencionarse varias opciones.

- a). En fase líquida a la presión de recibo y temperatura ambiente.
- b). En fase líquida a presión atmosférica y temperatura criogénica.
- c). En fase vapor a presión atmosférica y temperatura ambiente.

En función de costos y seguridad se ha optado por la alternativa b), de la que en su oportunidad se hablará; sin embargo, la forma en que se procede para su almacenamiento genera vapor de propano, cuya recuperación se hace mediante los sistemas que más adelante se mencionan con el equipo que se en cuenta referido al dibujo. (I.6).

- A). Sistema de Llenado. Consta de los siguientes equipos:
- a). Tanque de expansión ("flasheo"),
  - b). Tanque de almacenamiento criogénico,
  - c). Compresores de llenado,
  - d). Condensadores de llenado,
  - e). Tanque acumulador de llenado.
- B). Sistema de refrigeración. Compuesto por los equipos:
- f). Domo de succión,
  - g). Compresores de refrigeración,
  - h). Condensadores de refrigeración,
  - i). Tanque acumulador de refrigeración,
  - j). Tanque de expansión.
- C). Sistema de recirculación. Consiste de:
- b). Tanque de almacenamiento criogénico,
  - k). Bomba de recirculación.





D). Sistema de carga a barcos. Está constituido por:

- b). Tanque de almacenamiento criogénico,
- l). Bombas de carga,
- m). Barco.

E). Sistema de relevo\*. Está formado por:

- Válvulas de relevo
- Dispositivos de seguridad

### I.3 GENERACION DE VAPOR

El vapor que se maneja tanto en el sistema de llenado como en el de refrigeración se genera de las siguientes maneras:

- 1.- Parte del propano líquido que se recibe del propano-ducto en el domo de expansión, se evapora debido a la caída de presión y variación de sección del conducto, (flasheo).
- 2.- En el domo de expansión el propano líquido remanente se encuentra en su punto de ebullición y a una presión mayor que la del tanque de almacenamiento, lo que da motivo a su vaporización parcial en la tubería que lo conduce y a la entrada del tanque de almacenamiento.
- 3.- La bomba de recirculación del propano le transmite -

\* No identificado en el dibujo.

energía al propano refrigerado.

4.- Por variaciones excepcionales de la presión barométrica.

5.- Cuando se carga a barcos por las siguientes condiciones:

- a) Parte de la energía que se transmite al propano líquido por medio de las bombas se transforma en calor que provoca la generación de vapor.
- b) Por absorción de calor en la línea de carga a barcos desde el tanque de almacenamiento hasta la estación de llenado.

#### I.4 DESCRIPCION DEL FLUJO

##### I.4.1 Sistema de Llenado

##### I.4.1.1 Manejo de Vapor en el Sistema de Llenado.

El vapor generado en el domo de expansión es succionado por el compresor de llenado de alta presión que lo comprime y envía hacia el condensador de llenado; mientras el líquido remanente se envía al tanque de almacenamiento.

El vapor generado y recibido en el tanque de almacenamiento, es succionado por el compresor de llenado de alta presión que lo comprime hasta alcanzar la presión que hay -

en el domo de "flasheo", en este domo es almacenado transitoriamente para luego tomarlo el compresor de alta presión de llenado que lo envía a los condensadores de llenado.

#### I.4.1.2 Manejo del Líquido en el Sistema de Llenado.

En los condensadores de llenado, el vapor de propano - se condensa por medio de agua de enfriamiento que fluye dentro de los tubos, mientras el propano circula por la coraza. El propano líquido pasa de los condensadores al tanque acumulador de llenado y de aquí al domo de "flasheo", de donde finalmente se conduce al tanque de almacenamiento criogénico.

#### I.4.2 Sistema de Refrigeración.

##### I.4.2.1 Manejo de Vapor en el Sistema de Refrigeración.

Con objeto de que el vapor de propano que llegue a los compresores de refrigeración o de llenado o a los dos a la vez, - esté libre de líquido, aquél es extraído por la parte superior - del tanque de almacenamiento y conducido al domo de succión, donde por medio de un aro disipador de calor y un eliminador de niebla, se evaporan y retienen, respectivamente, las pequeñas partículas líquidas que aún pudiera arrastrar el vapor. Del domo de succión el vapor pasa al compresor de baja presión de refrigeración o de llenado, de la descarga de los compresores de baja pre

sión de refrigeración, el vapor pasa al acumulador de interfases donde se junta con el vapor que se produce por la expansión del líquido proveniente del tanque acumulador de los condensadores de refrigeración. Del acumulador de interfases el vapor es succionado por el compresor de alta presión de refrigeración, de cuya descarga el propano vapor es conducido a los condensadores de refrigeración.

#### I.4.2.2 Manejo de Líquido en el Sistema de Refrigeración.

En los condensadores de refrigeración el vapor se condensa de la misma manera que en los de llenado.

De los condensadores, el propano líquido pasa al acumulador final de refrigeración; de aquí se conduce al acumulador de interfases donde se "flashea" creándose un equilibrio vapor-líquido. El líquido se envía al tanque de almacenamiento, pero antes de llegar pasa por el aro interior del domo de succión con objeto de bajar aún más su temperatura.

#### I.4.3 Sistema de Recirculación

Este sistema tiene por objeto prevenir la estratificación de temperaturas dentro del tanque de almacenamiento para evitar que se produzca un vacío repentino.

La bomba de recirculación remueve el propano extra-  
yéndolo por la parte inferior del tanque y descargándolo por  
un aro rociador que se encuentra en la parte superior del mis-  
mo.

La bomba de recirculación también se emplea para en-  
viar propano líquido al final de la línea de carga a barcos -  
con el fin de mantenerla siempre fría y llena, de esta manera  
el vapor de propano que se produce por absorción calorífica, -  
es desplazado al tanque de almacenamiento.

#### I.4.4 Sistema de Carga a Barcos.

El propano líquido se carga a barcos mediante un -  
sistema de bombeo que desarrolla la presión necesaria para --  
llevar el propano desde la terminal de almacenamiento hasta -  
el barco.

#### I.4.5 Sistema de Relevó.

Como medida de seguridad, los equipos de la planta  
cuentan con dispositivos que los protegen de la sobrepresión -  
o de la caída de la misma (ejemplo: tanque de almacenamiento).  
La presión de ajuste a las válvulas de relevó es de 20.6 BAR -  
que es la presión de vapor de propano a la temperatura ambien-  
te.

## I.5 SERVICIOS AUXILIARES

### I.5.1 Agua de Enfriamiento.

Este sistema se usa para la condensación del vapor de propano y para remover la carga térmica de los siguientes equipos:

- a) compresores de llenado
- b) compresores de refrigeración
- c) compresores de aire de instrumentos

El sistema de agua de enfriamiento está formado por la torre de enfriamiento; bombas de agua de circulación y --  
\* tuberías. También lo forman cilindros de cloro, dosificador, eyector y un difusor en la pileta de la torre, lo anterior -- para tratamiento del agua.

### I.5.2 Agua Contra Incendio.

Se suministra por medio de un anillo exterior con --  
disparos al interior de la planta, en los que se localizan monitores en las áreas de almacenamiento y servicios. También se suministra por medio de rociadores en las casas de compresores, de bombas de carga a barcos y de recirculación.

\* Ver dibujo I.6

I.5.3 Agua de Servicios. (Ver dibujo I.7 para localización)

Se requiere en:

Casa de compresores

Area de condensadores

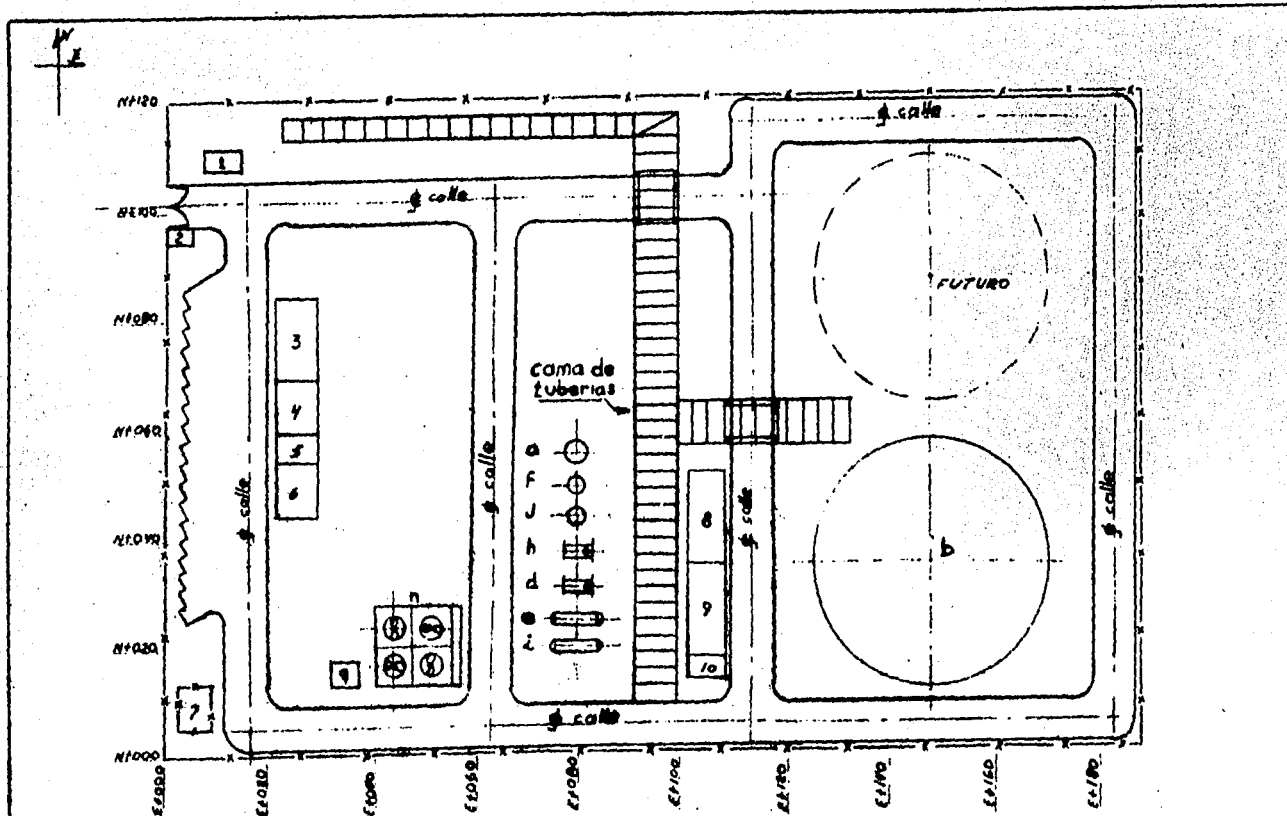
Area de almacenamiento de ácido sulfúrico

Cuarto de Control

Caseta de cloración

I.5.4 Aire de Planta y de instrumentos.

Se requiere una presión de 8.63 BAR; además de los lugares del inciso anterior, en el ánulo de almacenamiento de propano líquido para remover la perlita aislante.



arreglo general de la planta

I-7

- 1 COBERTIZO CONTRA INCENDIO
- 2 CASITA DE VIGILANCIA
- 3 OFICINAS
- 4 SERVICIOS
- 5 LABORATORIO
- 6 ALMACEN
- 7 SUBESTACION ELECTRICA
- 8 CASA DE BOMBAS DE PROPANO
- 9 CASA DE COMPRESORES DE PROPANO
- 10 COMPRESORES AIRE DE PLANTA

U N A M  
 facultad de ingenieria  
 tesis profesional



## CAPITULO II

### EL PROCESO

#### II.1 Termodinámica de la Sustancia

Puesto que las condiciones de recepción son fijas en torno a ellas se establecerá el proceso adecuado para la recepción, almacenamiento y distribución.

En este estado termodinámico de recepción una condición desfavorable sería la presión que por ser elevada pa ra contener el propano requeriría de un tanque de espesor - muy grueso. Estas condiciones de almacenamiento del propano líquido sugieren el diseño de un tanque que no sería ni prá ctico ni económico.

Una manera de efectuar el proceso es abatir la pre sión y temperatura, mediante una expansión isentálpica con - la cual se diseñaría un tanque de menor resistencia y espe-- sor de placa.

##### II.1.1 Proceso con una Expansión

Este proceso implica que el propano de su estado - termodinámico de recepción, a 1.803 MPa y 310 °K, se lle-

va directamente a un tanque de almacenamiento en donde se encontrará saturado a una presión de 0.103 MPa.

Si se representa gráficamente el proceso de expansión isentálpica ( $h = 270 \text{ KJ/Kg}$ ), en el diagrama P-h\*(VII.1.2) se determina que el volumen específico correspondiente al estado termodinámico final es

$$v = 0.2 \text{ m}^3/\text{Kg}.$$

Esto significa que para almacenar un kilogramo de propano se requerirá de un tanque de  $0.2 \text{ m}^3$ , es decir con una capacidad de 200 litros.

Además como se indica en el diagrama P-h, (VII.1.2), en el estado mencionado coexisten las fases de vapor a recuperar mediante el proceso de refrigeración. La calidad en el estado  $P=0.103 \text{ MPa}$  y entalpía de  $270 \text{ KJ/Kg}$ . será determinada con la expresión:

$$270 = Xh_g (1 - X) h_f$$

ya que el estado final se localiza en la zona de saturación.

Sustituyendo los valores correspondientes a  $h_f$  y  $h_g$  presión de almacenamiento  $P = 103 \text{ MPa}$ .

\* Referencia al apéndice.

$$270 = 493.15 X + (1 - X) 68.96$$

$$X = 0.47393$$

$$X = 47.39 \%$$

Esto significa que si se expande isentálpicamente un Kg. de propano líquido, 0.47393 Kg. es masa de vapor y ocuparía  $0.193 \text{ m}^3$  y los 0.526 Kg. restantes de líquido serían contenidos en  $9.338 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ .

Por lo tanto no conviene hacer el proceso en una expansión.

## II.1.2 Proceso con dos Expansiones.

En este proceso el propano líquido se expande isentálpicamente a una presión intermedia entre la de recepción y la de almacenamiento deseada; ésto es con la finalidad de reducir la calidad y con ello la carga térmica del proceso, así como la de los equipos.

La calidad en el tanque de "flasheo" puede determinarse como anteriormente se hizo para el proceso con una expansión:

$$h_2 = h_2' = 270 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.}}$$

para las condiciones en el tanque de "Flasheo" se tiene:

$$270 = 541.925 X + (1 - X) 164.2525$$

$$X = 0.2799$$

$$X = 27.99\%$$

Esto significa que de un Kg. que se expande en el tanque de "flasheo" 0.721 Kg. se encuentra en fase líquida y 0.2799 Kg. en fase de vapor. Además el volumen específico correspondiente al estado termodinámico intermedio es:

$$v = 0.03 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg.}}$$

Lo que quiere decir que para almacenar 1 Kg. de propano en la interfase líquido-vapor en el tanque de "flasheo" se requiere de un volumen de  $0.03 \text{ m}^3$ .

Finalmente, a partir de la presión intermedia de 0.45 MPa., haciendo la segunda expansión como líquido saturado hasta la presión de 0.1033 MPa. en el tanque de almacenamiento, se determinan los siguientes valores:

$$h_2'' = h_2''' = 162 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.}}$$

$$h_2''' = X h_g + (1 - X) h_f$$

$$162 = 493.15 X + (1 - X) 68.96$$

$$X = 0.21935$$

$$X = 21.93 \%$$

lo cual indica que en la segunda expansión la calidad de la mezcla en el tanque de almacenamiento es de 21.93 %. Es decir que de 1 Kg. en estado líquido originalmente expandido, el 78.96% de 0.721 Kg. no requiere recuperación a la fase líquida.

Sería deseable un proceso en el cual la carga térmica al sistema de refrigeración fuera lo menor posible, -- pues la capacidad de los equipos se reduciría.

Por lo tanto, es conveniente trabajar lo más cercano a la curva de líquido saturado y esto haría más eficiente la recuperación de propano. Para realizar este procedimiento, se puede seleccionar una curva de calidad constante; por ejemplo, 10% y ajustar las expansiones isentálpicas a un número en que la masa de vapor generada sea siempre 10% de la masa total expandida.

### II.1.3 Proceso con 5 Expansiones.

En este proceso la masa total del líquido que lle-

ga al tanque de almacenamiento final seleccionando la curva de calidad de 10% es:

$$\begin{aligned}
 1a. \text{ expansión } \dot{m}_{L1} &= 0.9 ( 1 ) &= 0.9 \\
 2a. \text{ expansión } \dot{m}_{L2} &= 0.9 ( 0.9 ) &= 0.81 \\
 3a. \text{ expansión } \dot{m}_{L3} &= 0.9 ( 0.81 ) &= 0.729 \\
 4a. \text{ expansión } \dot{m}_{L4} &= 0.9 ( 0.729 ) &= 0.656 \\
 5a. \text{ expansión } \dot{m}_{L5} &= 0.9 ( 0.656 ) &= 0.590
 \end{aligned}$$

Como puede advertirse de 1 Kg. que inicialmente se expande llega 0.59 de líquido, ésto sin considerar la recuperación del vapor que se forma en cada una de las expansiones.

Resumiendo los resultados anteriores se tiene:

Nó. de expansiones	Masa de líquido de un Kg. inicialmente expandido	Volumen específico $\frac{m^3}{Kg}$
1	0.526	0.2
2	0.562	0.1
5	0.590	0.0498

## CAPITULO III

### CALCULO Y SELECCION DE EQUIPO DE PROCESO

#### III.1 NOMENCLATURA UTILIZADA PARA CONDENSADORES

A	Superficie de transferencia de calor	$\text{in}^2 \text{---} \text{m}^2$
$A_C, A_S$	Superficie de transferencia de calor para condensación y subenfriamiento.	$\text{in}^2 \text{---} \text{m}^2$
$A_C$	Superficie total limpia de transferencia de calor.	$\text{in}^2 \text{---} \text{m}^2$
$a_s$	Sección transversal sumergida de la coraza	$\text{ft}^2$
$a't$	Area de flujo por tubo	$\text{in}^2$
B	Espaciado de los deflectores	in
$C'$	Espaciado entre tubos	plg. in
D	Diámetro interior del tubo	ft
$D_o$	Diámetro exterior del tubo	ft
$D_e$	Diámetro equivalente para transferencia de calor y caída de presión.	ft
d	Diámetro interior de tubos	in
$d_o$	Diámetro exterior de tubos	in
f	Factor de fricción	$\text{ft}^2/\text{in}^2$
$G''$	Carga de condensado para tubos horizontales	lb/hr-ft
$h, h_i, h_o$	Coficiente de transferencia de calor en general para el flujo interior y exterior	$\text{BTU}/\text{hr-ft}^2\text{-}^\circ\text{F}$ $\text{KW.}/\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$

$h_{io}$	Valor de $h_i$ cuando se refiere al diámetro exterior.	BTU/hr-pie <sup>2</sup> -°F KW/m <sup>2</sup> °C
$k$	Conductividad térmica	BTU/hr-pie <sup>2</sup> -°F/pie
$L$	Longitud del tubo	pies - ft
MLDT	Media logarítmica de la diferencia de temperaturas	°F
$N$	Número de deflectores en la coraza.	
$n$	Número de pasos en los tubos.	
$N_t$	Número de tubos efectivos para la condensación.	
$P_t$	Espaciado de los tubos.	in
$P$	Caída de presión general	lb/in <sup>2</sup> - kg/cm <sup>2</sup>
$P_T, P_t, P_r$	Caída de presión total en los tubos y de regreso respectivamente	lb/plg <sup>2</sup> - kg/cm <sup>2</sup>
$Q$	Flujo de calor	BTU/hr - KJ/hr
$q_c, q_s$	Flujo de calor para condensación y para subenfriamiento.	BTU/hr - KJ/hr
$R_d$	Factor de obstrucción combinado	hr-pie <sup>2</sup> -°F/BTU
$s$	Gravedad específica	
$T, T_1, T_2$	Temperatura en general, entrada y salida del fluido caliente.	°F
$T_a$	Temperatura promedio del fluido caliente	°F
$T_c$	Temperatura calórica del fluido caliente.	°F



$t, t_1, t_2$	Temperatura del fluido frío en general, entrada y salida respectivamente.	$^{\circ}\text{F}$
$t_a$	Temperatura promedio del fluido frío.	$^{\circ}\text{F}$
$t_c$	Temperatura calórica del fluido frío.	$^{\circ}\text{F}$
$t_f, t_w$	Temperatura de la película y de la pared del tubo.	$^{\circ}\text{F}$
$\Delta t$	Diferencia verdadera de temperatura en $Q = U_D A \Delta t$	$^{\circ}\text{F}$
$(\Delta t)_c, (\Delta t)_s$	Diferencia verdadera de temperatura para condensación y subenfriamiento.	$^{\circ}\text{F}$
$t_f$	$(T_v - t_w) / 2$	$^{\circ}\text{F}$
$U, U_c, U_D$	Coefficientes totales de transferencia de calor, coeficiente limpio y de diseño respectivamente.	$\text{BTU/hr-pie}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$
$U_c, U_s$	Coefficientes totales para condensación y subenfriamiento respectivamente	$\text{BTU/hr- } f_t^2\text{-}^{\circ}\text{F}$
$V$	Velocidad	$\text{ft/seg.}$
$W$	Peso del flujo en general del flujo caliente.	$\text{lb/hr}$
$w$	Peso del fluido frío.	$\text{lb/hr.}$

## CONDENSACIONES DE VAPORES SIMPLES

Introducción. Un fluido puede existir como gas, vapor o líquido. El cambio de líquido a vapor es vaporización, y el cambio de vapor a líquido es condensación. Las cantidades de calor involucradas en la condensación o vaporización de una libra de fluido son idénticas. Para fluidos puros a una presión dada, el cambio de líquido a vapor o de vapor a líquido ocurre sólo a una temperatura que es la temperatura de saturación o de equilibrio. Puesto que los cambios de transferencia de calor vapor-líquido usualmente ocurren a presión constante o casi constante en la industria, la vaporización o condensación de un compuesto simple normalmente se efectúa isotérmicamente.

Cálculos para los condensadores.- Los condensadores se clasifican mejor por lo que pasa dentro de ellos que por los procesos o servicios que prestan. A menudo, además de la condensación, pueden también sobrecalentar el vapor o subenfriar los condensados, de manera que no se necesita otra unidad para recuperar el calor sensible. Una clasificación conveniente en la cual cada clase es indicativa de diferentes modificaciones en el cálculo, es la siguiente:

- a. Vapor saturado: Condensación parcial o total fuera de los tubos.

- b. Vapor sobrecalentado: Desobrecalentamiento y condensación fuera de los tubos.
- c. Vapor saturado: Condensación y subenfriamiento fuera de los tubos.
- d. Condensación dentro de tubos: Desobrecalentamiento, condensación, subenfriamiento.
- e. Condensación de vapor de agua.

Para casos de la "a" hasta "d" la mayoría de los condensadores son modificaciones de intercambiadores 1-2 y pueden referirse como condensadores 1-2 .

En la condensación de un vapor puro saturado, el vapor entra al condensador a su temperatura de saturación y lo deja como líquido. La caída de presión es obviamente menor que la que resultaría de calcularla para un gas a la gravedad específica del vapor de entrada y mayor que la que se computaría usando la gravedad específica del condensado a la salida. La velocidad masa del vapor de entrada y del líquido que sale son, sin embargo, las mismas. En ausencia de correlaciones más extensivas se obtienen buenos resultados usando para la velocidad masa el peso total del flujo y la gravedad específica promedio entre la entrada y la salida. Este método puede simplificarse más todavía como sucede en la condensación de vapor de agua, tomando la mitad

de la caída de presión convencional computada enteramente de las condiciones de entrada. Esto es, para condensación en la coraza.

$$P = \frac{1}{2} \frac{f \times G_s^2 \times D_s \times (N+1)}{5.22 \times 10^{10} \times D_e \times s}$$

donde  $s$  es la gravedad específica al vapor. Para condensación en tubos

$$P = \frac{1}{2} \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{5.22 \times 10^{10} \times D_e \times s}$$

donde  $s$  es la gravedad específica para el vapor. No necesitan considerarse pérdidas por contracción o expansión.

Condensador-subenfriador horizontal. El condensador horizontal puede también equiparse con un sello cespól como se muestra en la Fig. III.4 para proveer superficie para el subenfriamiento. Esto también puede llevarse a efecto mediante un deflector de represa como se muestra en la fig. III.5. El sello

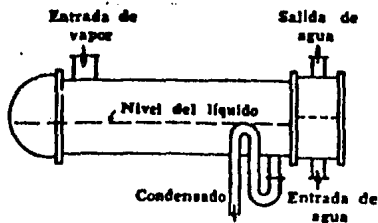


Fig. III.4

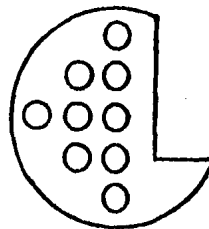


Fig. III.5

cespól tiene la ventaja de su ajuste externo. En cualquier ca-

so, el flujo de vapor es predominantemente externo. En cualquier caso, el flujo de vapor es predominantemente el mismo que en un condensador. Las zonas de condensación y subenfriamiento están en paralelo en lugar de en serie, como sucede con la unidad vertical. Esto requiere que el vapor condensante y el condensado -- atraviesen toda la longitud de intercambiador con una caída de presión balanceada, y puesto que la gravedad específica del condensado es mucho mayor que la del vapor, el área de flujo requerida para el condensado será ciertamente muy pequeña. El cálculo de un condensador-subenfriador horizontal origina el problema de balancear las caídas de presión y al mismo tiempo balancear la operación para las cargas de calor sensible y de condensación para que correspondan a la porción supuesta del haz de tubos que queda sumergido para subenfriamiento.

El cálculo del coeficiente limpio total balanceado que se empleará aquí, presupone la existencia de dos zonas en paralelo. Se supone además que la superficie para subenfriamiento no es más del 50% de la superficie total. Si el subenfriamiento -- representa más del 50%, muy a menudo será preferible usar un aparato separado para el subenfriamiento solamente, ya que se puede obtener una velocidad más alta para el condensado.

## INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA

Tubos para intercambiadores de calor.- Estos tubos son conocidos también como tubos para condensador y son diferentes de los tubos de acero o de otro tipo de tubería obtenida por extrusión a tamaños normales de tubería de hierro.

El diámetro exterior de los tubos, es el diámetro exterior real en pulgadas dentro de tolerancias muy estrictas. Estos tubos para intercambiador se encuentran disponibles en varios metales, entre los que se incluyen acero, cobre, latón 70-30 cobre-níquel, aluminio-bronce, aluminio y acero inoxidable.

Espaciado de los tubos.- Los orificios de los tubos no pueden taladrarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado 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 éstos son estándar. Los tubos pueden colocarse en arreglos ya sea triangulares o cuadrados figura III.1

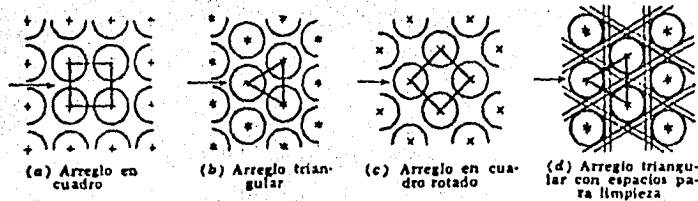


FIGURA III.1 Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores.

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  $3/4"$  DE en un espacio cuadrado de  $1"$  y de  $1"$  DE en un espaciado en cuadrado de  $1\ 1/4"$ . Para arreglos triangulares estos son de  $3/4"$  DE en espaciado triangular de  $15/16"$ ,  $3/4"$  DE en un arreglo triangular de  $1"$ , y  $1"$  DE en un arreglo triangular de  $1\ 1/4"$ .

Corazas.- Las corazas hasta de 12 pulgadas de diámetro se fabrican en tubo de acero. Sobre 12 e incluyendo 24 pulgadas de diámetro exterior real y el diámetro nominal de tubo son los mismos. El espesor estándar para corazas con diámetros interiores de 12 a 24 pulgadas inclusive es de  $3/8"$  lo cual es satisfactorio para presiones de operación por el lado de la coraza hasta de  $300\ \text{lb/plg}^2$ . Pueden obtenerse mayores espesores para presiones superiores. Las corazas mayores de 24 pulgadas de

diámetro se fabrican rolando placa de acero.

Intercambiadores con cabezal de tubos estacionario.-

El tipo más simple de intercambiador es el tipo fijo o intercambiador con cabezal de tubo estacionario. fig. III.2

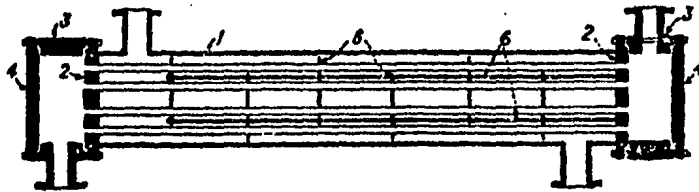


FIGURA III.2 Intercambiador tubular de cabeza fijo.

Las partes más importantes son la coraza (1), equipada con dos entradas y que tiene dos cabezales tubos o espejos (2) en ambos lados, que también sirven como bridas para fijar los dos carretes (3) y sus respectivas tapas (4). Los tubos se expanden en ambos espejos y están equipados con deflectores transversales (5) en el lado de la coraza.

Deflectores.- Es claro que pueden lograrse coeficientes de transferencia de calor más altos 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 a través de la coraza a ángulos rectos reg



pecto al eje de los tubos. Esto produce considerable turbulencia aún cuando por la coraza fluya una pequeña cantidad de líquido. La distancia centro a centro entre los deflectores se llama espaciado de los deflectores.

Intercambiador 1-2 con cabezal de tubos fijo.- Desde un punto de vista práctico es muy difícil obtener altas velocidades cuando una de los fluidos fluye a través de todos los tubos en un solo paso. Sin embargo esto puede evitarse modificando el diseño de manera que el fluido en los tubos pase a través de ellos en fracciones consecutivas. Un ejemplo de intercambiador de cabezal de tubos fijo en dos pasos se muestra en la figura III.3, en el cual todo el fluido en los tubos fluye a través de las dos mitades de los tubos sucesivamente. T

El intercambiador en el cual el fluido de la coraza fluye en un paso por la coraza, y el fluido de los tubos en dos o más pasos es el intercambiador 1-2.

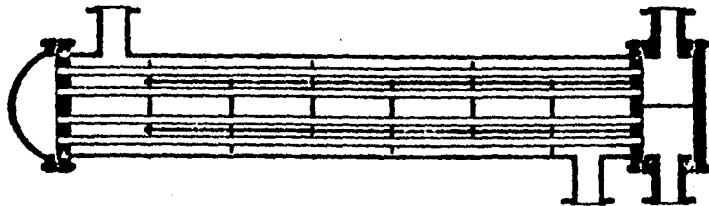


FIGURA III.3 Intercambiador 1-2 de cabezal fijo.

## CALCULO DE LOS INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA

Coeficiente de película del lado de la coraza.- Los coeficientes de transferencia de calor fuera del haz de tubos se refieren como coeficientes del lado de la coraza. Cuando el haz de tubos emplea deflectores para dirigir el flujo del fluido de la coraza a través de los tubos, desde la parte superior a la parte inferior, los coeficientes de transferencia de calor son mayores -- que para el flujo libre a lo largo de los tubos. Los mayores coeficientes de transferencia de calor se originan por un aumento en la turbulencia. En un arreglo cuadrado, la velocidad del fluido está sometida a continuas fluctuaciones debido a la reducción de área entre los tubos adyacentes comparada con el área de flujo entre las hileras sucesivas. En los arreglos triangulares hay todavía mayor turbulencia debido a que el fluido que fluye entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente con la hilera siguiente.

Masa velocidad lado de la coraza.- La velocidad lineal y de masa del fluido, cambian continuamente a través del haz de tubos, ya que el ancho de la coraza y el número de tubos varía -- de cero en la parte superior y en el fondo a un máximo en el centro de la coraza. La amplitud del área de flujo en la correlación representada por la curva de transferencia de calor para el

lado de la coraza se tomó en la hilera hipotética de tubos que poseen la máxima área de flujo. La longitud del área de flujo se consideró igual al espaciado de los deflectores B. El paso de los tubos es la suma del diámetro del tubo y el claro C'. Si el diámetro interior de la coraza se divide por el paso del tubo, se obtiene un número ficticio pero no necesariamente entero de tubos que debe suponerse existen en la coraza.

El área transversal de flujo para el lado de la coraza  $a_s$  está dada por:

$$a_s = \frac{DI \times C' \times B}{P_T \times 144} \text{ pies}^2$$

### III.1.1 CALCULO DE LOS CONDENSADORES DE LLENADO

1.- Condiciones fijadas por el proceso;

$$\dot{m} = 427,698.23 \text{ lb vapor/hora} = 194,175 \text{ Kg/hr}$$

en donde  $\dot{m}$  = masa de vapor de propano generada en el domo de "flasheo" y que entra al condensador.

Condiciones del propano a la entrada del condensador;

$$P = 2 \text{ MPa.}$$

$$T = 332 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Condiciones a la salida del condensador;

$$P = 1.93 \text{ Mpa}$$

$$T = 313 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Localizando las condiciones de entrada y salida del vapor de propano en el diagrama P-h (VII.1.2) se podrá determinar - las 3 cargas térmicas a disipar en el condensador.

Identificando el proceso de condensación en el diagrama p-h se encuentra que;

Entalpía de sobrecalentamiento	$h \text{ sob.} = 10 \text{ KJ/Kg} = 4.29 \text{ BTU/lb}$
Entalpía de condensación	$h \text{ cond.} = 270 \text{ KJ/Kg} = 116.07 \text{ BTU/lb}$
Entalpía de subenfriamiento	$h \text{ sub.} = 57 \text{ KJ/Kg} = 22.35 \text{ BTU/lb}$
Carga térmica total	

$$Q = q_{\text{sob.}} + q_c + q_{\text{sub.}} = \dot{m} \Delta (h)$$

$$= 427,698.23 (4.29 + 116.07 + 22.35)$$

$$Q = 61,036,814 \text{ BTU/hr} = 65,436,975 \text{ KJ/hr}$$

$$q_{\text{sob.}} = 1,834,825.4 \text{ BTU/hr} = 1,941,750 \text{ KJ/hr}$$

$$q_c = 49,646,825 \text{ BTU/hr} = 52,427,50 \text{ KJ/hr}$$

$$q_{\text{sub.}} = 9,559,055 \text{ BTU/hr} = 11,067,975 \text{ KJ/hr}$$

Puesto que la carga térmica de sobrecalentamiento representa únicamente el 3% de la carga total se considera despreciable.

Por lo tanto las condiciones sugieren el diseño de un condensador - subenfriador (1) pg. 348

La práctica (1) pg: 319 recomienda utilizar un condensador-subenfriador horizontal ya que el coeficiente total de transferencia de calor "U" es mayor que el que pueda obtenerse con uno vertical.

La carga térmica a disipar será entonces:

$$Q = q_c + q_{\text{sub.}}$$

$$= 58,842,337 \text{ BTU/hr} = 63,495,225 \text{ KJ/hr}$$

Puesto que el empleo de una unidad para disipar la carga térmica, implicaría un condensador de grandes dimensio-

nes, el cálculo supone una batería de 8 condensadores. Entonces cada condensador disipará la energía de 53,462.77 lbvapor/hora.

Se propone un condensador-subenfriador con las siguientes características:

CORAZA;

DI = 35 pulgadas

Espaciado de los  
deflectores = 38 pulgadas

Pasos = 1

TUBOS;

Número = 1068

longitud = 16'

DE = 3/4"

BWG=16

Paso = 15/16" triangular

n = 2 pasos

## 2.- Balance de energía

Rango de condensación (138°F-135.9°F)

$$q_c = 53,462.27 \times 116.08 = 6,205,900.3 \text{ BTU/hr}$$

$$q_c = 6,553,404.9 \text{ KJ/hr}$$

Rango de subenfriamiento (135.9°F - 105°F)

$$q_{\text{sub.}} = 53,462.27 \times 22.35 = 1,194,881.7 \text{ BTU/hr}$$

$$q_{\text{sub.}} = 1,383,496.6 \text{ KJ/hr}$$

$$Q = 7,400,782 \text{ BTU/hr}$$

Cantidad de agua necesaria

$$Q = \dot{m} C_p \Delta t$$

$$7,400,782 = \dot{m}_{\text{agua}} \times 1 \times (96 - 90)$$

$$\therefore \dot{m}_{\text{agua}} = 1,233,463.7 \text{ lb/hr} = 559,992.52 \text{ Kg/hr}$$

Incremento de la temperatura del agua de enfriamiento

$\Delta t$  durante la condensación;

$$\begin{aligned}\Delta t_{\text{agua}} &= q_c / \dot{m}_{\text{agua}} \times 1 \\ &= 6,200,900.3 / 1,233,463.7 \times 1 \\ &= 5.03 \text{ } ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

3) Cálculo de  $\Delta t$  balanceada;

Condensación  $\Delta t_c$

Fluido caliente	$^\circ\text{F}$	Fluido frío	Diferencia
138	Alta temperatura	96	42
135.9	Baja temperatura	90.97	44.93

$$\Delta t_c = \text{MLDT} = \frac{T_c - T_h}{\ln(T_c/T_h)} = \frac{44.93 - 42}{\ln(1.069)}$$

$$\Delta t_c = 43.44 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Subenfriamiento  $\Delta t_s$

Fluido caliente	$^\circ\text{F}$	Fluido frío	Diferencia
135.9	Alta temperatura	90.97	44.93
105	Baja temperatura	90	15

$$\Delta t_s = \text{MLDT} = \frac{44.93 - 15}{\ln(2.99)}$$

$$\Delta t_s = 20.93 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\text{Condensación } \Delta t_c = 43.44 \text{ } ^\circ\text{F}; \quad \frac{q_c}{\Delta t_c} = \frac{6,205,366.6}{43.44} = 142,849.14 \frac{\text{BTU}}{\text{hr } ^\circ\text{F}}$$

$$\text{Subenfriamiento } \Delta t_s = 20.93 \text{ } ^\circ\text{F}; \quad \frac{q_s}{\Delta t_s} = \frac{1,194,881.7}{20.93} = 57,089.42 \frac{\text{BTU}}{\text{hr } ^\circ\text{F}}$$

$$\begin{aligned} \Delta t \text{ balanceada} &= \frac{Q}{\sum \frac{q}{t}} & \sum \frac{q}{\Delta t} &= 199,938.66 \frac{\text{BTU}}{\text{hr } ^\circ\text{F}} \\ &= \frac{7,400,248.3}{199,938.56} & &= 37^\circ\text{F} \end{aligned}$$

lado fluido caliente; CORAZA

Propano

Area de la sección transversal de la coraza inundada a's  
para número de tubos sumergidos para condensación  $N_t$

Suponiendo que la coraza se inunda  $0.2 D_s$  y que para  $0.3 D_s$  el valor de la constante  $C_1 = 0.198$  (1) pg. 350 en la ecuación

$$a's = C_1 D_s^2$$

$$C = 0.132$$

entonces;

$$a's = 0.132 \times 35^2 = 161.7$$

$$\begin{aligned} \text{No. de tubos sumergidos} &= \frac{N_{\text{total tubos}} \times a's}{(\pi/4) \times D_s^2} \\ &= \frac{1068 \times 161.7}{(\pi/4) \times 35^2} = 179.49 \\ &= 180 \end{aligned}$$



∴ número de tubos para condensación

$$N_t = 1068 - 180 = 888$$

$$\text{Superficie inundada} = \frac{180}{1068} = 16.85 \%$$

Suponiendo un valor inicial para

$$h_o = 125 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ\text{F}}$$

Temperatura en la pared del tubo  $t_w$  ;

$$\begin{aligned} t_w &= t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (T_v - t_a) \\ &= 93 + \frac{125}{950.66 + 125} (136.25 - 93) \\ &= 98.02 ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

temperatura de la película  $t_f$  ;

$$\begin{aligned} t_f &= (t_w + T_v) / 2 \\ &= (98.02 + 136.25) / 2 \end{aligned}$$

$$t_f = 117^\circ\text{F}$$

lado fluido frío; tubos  
agua

Sección transversal tubos lado agua

$$a't = 0.302 \text{ in } (1) \text{ pg. } 948$$

Sección transversal total de los tubos

$$\begin{aligned}
 at &= N \text{ total tubos } \times a't / 144n \\
 &= 1068 \times 0.302 / 144 \times 2 \\
 &= 1.1199 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

Masa velocidad para el agua Gt

$$\begin{aligned}
 Gt &= w/at \\
 &= 1,233,463.7 / 1.1199 \text{ lb/hrxft}^2 \\
 &= 1,101,405.2 \text{ lb/hr } \times \text{ft}^2
 \end{aligned}$$

Velocidad del agua en los tubos;

$$v = 4.89 \text{ ft/seg.}$$

de la fig. 25 (1) pg. 940 con v y ta

$$hi = 1,150 \frac{\text{BTU}}{\text{hrxft}^2 \times ^\circ\text{F}}$$

$$hio = hi \quad (d/do)$$

$$= 1150 \quad (0.62/0.75)$$

$$hio = 950.66 \frac{\text{BTU}}{\text{hrxft}^2 \times ^\circ\text{F}}$$

$$a \quad tf = 117^\circ\text{F}$$

$$kf = 0.0117 \quad (1) \text{ pg. } 907$$

$$s = 0.59 \quad (1) \text{ pg. } 913$$

$$f = 0.1 \text{ cp} \quad (1) \text{ pg. } 928$$

Masa velocidad para el vapor en tubos horizontales:

$$G'' = \frac{W}{Lx Nt^{2/3}}$$

$$= \frac{53,462.23}{16x 888^{2/3}} = 36.17 \frac{lb}{hrxft}$$

Entrando a la gráfica (1) pg. 318 para determinación del coeficiente de condensación con 3", kf, s y  $\mu$  f

$$h_o = 140 \frac{BTU}{hrft^2 \text{ } ^\circ F} = 2862.05 \frac{KJ}{hr m^2 \text{ } ^\circ C} = 0.7950 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Coeficiente total limpio balanceado  $U_c$  para condensación;

$$U_c = \frac{h_o h_{io}}{h_o + h_{io}} = \frac{140 \times 950}{140 + 950} = 122 \frac{BTU}{hrxft^2 \text{ } ^\circ F} = 2494.08 \frac{KJ}{hr m^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$= 0.6928 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Superficie requerida para condensación;

$$A_c = \frac{q_c}{U_c (t)_c} = \frac{6,205,366.6}{122 \times 43.44} = 1170.9 \text{ ft}^2$$

$$A_c = 108.81 \text{ m}^2$$

Coeficiente para subenfriamiento

( Se supone  $h = 50$  ) (1) pg. 348

$$U_s = \frac{h_{io} h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{950.66 \times 50}{950.66 + 50} = 47.5 \frac{BTU}{hrft^2 \text{ } ^\circ F} = 971.05 \frac{KJ}{hrm^2 \text{ } ^\circ C}$$

$$= 0.26973 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Superficie requerida para subenfriamiento;

$$A_s = \frac{q_s}{U_s (t)_s} = \frac{1,194,881.7}{47.5 \times 20.93} = 1201.88 \text{ ft}^2$$

$$= A_s = 111.7 \text{ m}^2$$

Superficie total requerida;

$$A_c = A_c + A_s$$

$$= 108.81 + 111.7 \quad A_c = 220.5 \text{ m}^2$$

Coefficiente total limpio balanceado  $U_c$ ;

$$U_c = \frac{U_A}{A_c} = \frac{U_c A_c + U_s A_s}{A_c + A_s}$$

$$= \frac{122 \times 1170.89 + 47.5 \times 1201.882}{2372.78}$$

$$\therefore U_c = 84.28 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}} = 0.47859 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

Coefficiente total de diseno

$$A \text{ Total} = N_{\text{tubos}} \times L \times \text{superficie por pie lineal (pie}^2)$$

$$= 1068 \times 16 \times 0.1963$$

$$= 3354.37 \text{ ft}^2$$

$$A \text{ Total} = 311.744 \text{ m}^2$$

$$U_D = \frac{Q}{A_{\text{Total}} \times (\Delta t) \text{ balanceada}} = \frac{7,400,248.3}{3354.37 \times 37}$$

$$= 59.62 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ\text{F}} = 0.33857 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

Factor de obstrucción

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} = \frac{84.28 - 59.62}{84.28 \times 59.62} = 0.0049116 \frac{\text{hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ\text{F}}{\text{BTU}}$$

## 4.- Cálculo de la caída de presión en la coraza:

Arreglo triangular DE tubo 3/4"  
15/16"

Suponiendo que el haz de tubos está inundado a 0.2 Ds y un espacio do B en los deflectores de 38" ;

$$a's = \frac{0.8 \times ID \times C \times B}{144 P_T} = 0.8 \times 35 \times \frac{0.18 \times 38}{135} = 1.418 \text{ ft}^2$$

$$Gs = \frac{W}{a's} = \frac{53462.27}{1.418} = 37,702.58 \text{ lb/hr' ft}^2$$

De la figura 28 (1) pg. 943 D equivalente =  $0.55/12 = 0.045883$

$$Re_s = \frac{DeGs}{\mu} = \frac{0.045833 \times 37702.58}{0.02178} = 79,339.88$$

$$t_v = 137^\circ\text{F} = 0.009 \text{ CP}$$

$$= 0.009 \times 2.42 = 0.02178 \text{ lb/ftxhr}$$

con Re en la fig. 29 (1) pg. 944  $f = 0.0014 \text{ ft}^2/\text{in}^2$  factor de fricción

$$\text{Número de cruces} = N+1 = \frac{12L}{B} = \frac{12 \times 16}{38} = 5$$

$$Ds = 35/12 = 2.91 \text{ ft}$$

Sustituyendo la ecuación para la caída de presión en la coraza  $P_s$

$$P_s = \frac{1}{2} \frac{f \times Gs^2 \times Ds \times (N+1)}{5.22 \times 10^{10} \times Dexs} \frac{1}{2} \frac{0.0014 \times 37702.58^2 \times 2.91 \times 5}{5.22 \times 10^{10} \times 0.045833 \times 0.002779}$$

$$\text{Peso molecular} = 44.1$$

$$\rho = \frac{44.1}{359 (704/492) (14.7/29.7)}$$

$$= 0.17362$$

$$S = 0.17362/62.5 = 0.0027779$$

$$\therefore \Delta P_s = 2.17 \text{ lb/in}^2$$

$$= 0.152 \text{ Kg/cm}^2$$

$$0.0152 \text{ MPa}$$

### 5.- Cálculo de la caída de presión en los tubos

$$Re_t = D G_t / \mu_t$$

$$\mu(t) = 0.105 \text{ cp.}$$

$$\mu|_t = 93^\circ\text{F} = 0.2541 \text{ lb/hr-ft}$$

$$D = DI/12 = 0.62/12 = 0.0517 \text{ ft}$$

$$G_t = W/at$$

$$a't = 0.302 \text{ in}^2$$

$$at = N_t a_t / 144n$$

$$G_t = 1,101,325.2$$

$$Re_t = \frac{0.0517 \times 1,101,325.2}{0.2541} = 224,079 \text{ de la fig. 26 (1)}$$

$$\therefore f = 0.00012$$

Caída de presión en los tubos  $P_t$

$$\Delta P_t = \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{5.22 \times 10^{10} \times D \times S \times \rho_t} = \frac{0.00012 \times 1,101,325.2^2 \times 16 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 1 \times 1}$$

$$= 1.723 \text{ lb/in}^2$$

Caída de presión por retorno:

$$\Delta P_r = (4n/s) (V^2/2g) \quad \text{de la figura 27 con } G_t = 1,101,405.2$$

$$(V^2/2g) = 0.16$$

$$= (4 \times 2/1) \times 0.16 = 1.28 \text{ lb/in}^2$$

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$= 1.72 + 1.28$$

$$\Delta P_{\text{total}} = 3 \text{ lb/in}^2$$

$$= 0.210 \text{ Kg/cm}^2$$

$$= 0.0210 \text{ MPa}$$

### III.1.2 CALCULO DE LOS CONDENSADORES DE REFRIGERACION

#### 1). Parámetros de Diseño

Condiciones fijadas por el proceso;

$$\dot{m} = 98,113.87 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} = 44,543.7 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

Del diagrama P-h VII.1.2

$$\text{Entalpía de condensación} = 590 - 320$$

$$= 270 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h \text{ cond.} = 116.057 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$\text{Entalpía de subenfriamiento} = 320 - 275$$

$$= 45 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$h_{\text{sub.}} = 19.34 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Localizando las condiciones de entrada y salida del vapor de propano fijadas por el proceso en el diagrama P-h, se determina la carga térmica a disipar en función de  $\dot{m}$  y de  $h$ .

Con objeto de apegarse a los estándares establecidos para condensadores,  $\dot{m}$  se divide en dos partes para disipar la energía en una batería de dos unidades condensador-subenfriador, considerando la carga de sobrecalentamiento despreciable y la posición horizontal por ser mayor el coeficiente  $U$  con respecto al



vertical;

Carga térmica total:

$$Q = q_c + q_s$$

$$q_c = \dot{m} \Delta h_{con} = 98,113.87 \times 116.057 = 11,386,801 \frac{BTU}{hr} = 12,013,075 \frac{KJ}{hr}$$

$$q_s = \dot{m} \Delta h_{sub} = 98,113.87 \times 19.34 = 1,897,522.2 \frac{BTU}{hr} = 2,001,885.9 \frac{KJ}{hr}$$

$$Q = 13,284,323 \frac{BTU}{hr}$$

$$= 14,014,961 \frac{KJ}{hr}$$

Puesto que la batería consta de dos unidades;

$$\dot{m} = 49056.93 \frac{lb}{hr}$$

Entonces la carga térmica para cada unidad será:

$$q_c = \dot{m} \Delta h_{cond.} = 49057 \times 116.057 = 5,693,408 \frac{BTU}{hr} = 6,006,545.7 \frac{KJ}{hr}$$

$$q_s = \dot{m} \Delta h_{sub} = 49057 \times 19.34 = 948,762.92 \frac{BTU}{hr} = 1,000,944.3 \frac{KJ}{hr}$$

$$Q = 6,642,170.6 \frac{BTU}{hr} = 7,007,490 \frac{KJ}{hr}$$

Proponiendo un condensador - subenfriador horizontal con las siguientes características.

#### CORAZA

DI = 31 in  
Espaciado de los  
deflectores, B = 66"  
No. pasos = 1

#### TUBOS

Número y longitud = 822 , 22'  
DE, BWG, Paso = 3/4", 16 BWG, 15/16"  
arreglo triangular  
15/16" paso  
No. pasos tubos = 2

3.- Cálculo de la  $\Delta t$  balanceada;

Condensación tc

Fluido caliente	°F	Fluido frío	Diferencia
129	Alta temperatura	96	33
129	Baja temperatura	91	38

$$\Delta t_c = \text{MLDT} = \frac{38-33}{\ln(38/33)} = 35.44^\circ\text{F}$$

Subenfriamiento

Fluido caliente	°F	Fluido frío	Diferencia
129	Alta temperatura	91	38
105	Baja temperatura	90	15

$$\Delta t_s = \frac{38 - 15}{\ln(38/15)} = 24.74^\circ\text{F}$$

$$\text{Condensación } \Delta t_c = 35.44^\circ\text{C}; \frac{q_c}{\Delta t_c} = \frac{5,693,408}{35.44} = 160,649.2 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}^\circ\text{F}}$$

$$\text{Subenfriamiento } \Delta t_s = 24.74^\circ\text{C}; \frac{q_s}{\Delta t_s} = \frac{948,762.4}{24.74} = 38,349.3 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}^\circ\text{F}}$$

$$\Delta t_{\text{balanceada}} = \frac{Q}{\frac{q}{t}} = \frac{q}{\Delta t} = 198,998.53 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}^\circ\text{F}}$$

$$= \frac{6,642,170.6}{198,998.53} = 33.37^\circ\text{F}$$

Haciendo la suposición de que la coraza se inunda 0.3 Ds para obtener el número de tubos sumergidos.

Para 0.3 Ds  $C_1 = 0.198$  en la fórmula

$$a's = C_1 D_s^2 = 0.198 \times 31^2 = 190.97 \text{ in}^2$$

$$\begin{aligned} \text{No. tubos sumergidos} &= 822 \times \frac{190.97}{(\pi/4) \times (31)^2} \\ &= 207 \text{ (Aprox.)} \end{aligned}$$

Lado Coraza

Condensación fluido caliente

$$\begin{aligned} G'' &= \frac{W}{LN \frac{2}{3}} \\ &= \frac{49056.93}{16 \times 615^{2/3}} = 42.40 \frac{\text{lb.}}{\text{hr-ft}} \end{aligned}$$

Suponiendo  $h_o = 120$

$$t_v = (129 + 129)/2 = 129^\circ\text{F}$$

$$t_a = (96 + 90)/2 = 93^\circ\text{F}$$

$$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_o + h_o} (t_v - t_a)$$

$$= 93 + \frac{120}{1074 + 120} (129 - 93)$$

$$= 96.61^\circ\text{F}$$

$$t_f = (t_w + t_u)/2$$

$$t_f = 112.8^\circ\text{F}$$

$$\mu_f = 0.01 \text{ cp}$$

$$k_f = 0.0117$$

$$s = 0.6$$

de la fig. 12.9 pág. 318 (1)

$$h_o = 150 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{F}} = 0.85179 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

Lado

Fluido frío: agua tubos

$$a't = 0.302 \text{ in}^2$$

$$a_t = N_t a't / 144n$$

$$= 822 \times 0.302 / 144 \times 2$$

$$= 0.8619 \text{ ft}^2$$

$$G_t = w / a_t$$

$$= 1,107,028.4 / 0.8619$$

$$= 1,284,404.7 \text{ lb/hr. ft}^2$$

$$\text{Vel} = G_t / 3600 \text{ H}_2\text{O}$$

$$= 5.70 \text{ ft/seg}$$

con  $V = 5.70$  y  $t_a = 93^\circ\text{F}$  de la fig. 25 (1)

$$h_i = 1300$$

$$h_{io} = 1300 \text{ (d / do)}$$

$$h_{io} = 1074 \frac{870}{\text{hr} \times \text{pie}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

$$= 6.0988 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

Coefficiente total limpio de condensación

$$U_c = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1074 \times 150}{1074 + 150}$$

$$U_c = 0.7473 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ C} \quad U_c = 131.6 \frac{BTU}{hr \times ft^2 \times ^\circ F}$$

Superficie limpia condensación;

$$A_c = \frac{q_c}{U_c (\Delta t)_c} = \frac{5,693,408.2}{131.6 \times 35.44}$$

$$A_c = 1220.7 \text{ ft}^2$$

$$A_c = 113.44 \text{ m}^2$$

Coefficiente total limpio de subenfriamiento

Convección libre, se supone  $h_o = 50$

$$U_s = \frac{1074 \times 50}{1074 + 50} = 47.75 \frac{BTU}{hr \times ft^2 \times ^\circ F}$$

$$= 0.27115 \frac{KW}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Superficie limpia para subenfriamiento

$$A_s = \frac{q_s}{U_s (\Delta t)_s} = \frac{948,762.28}{47.75 \times 24.79}$$

$$A_s = 801.5 \text{ ft}^2$$

$$A_s = 74.48 \text{ m}^2$$

Superficie total requerida  $A_C$  :

$$A_C = A_{\text{cond}} + A_{\text{sob}} = 2022.5 \text{ ft}^2 = 187.92 \text{ m}^2$$

Coefficiente total limpio balanceado:

$$U_c = \frac{UA}{A_c} = \frac{U_c A_c + U_s A_s}{A_c} =$$

$$= \frac{131.6 \times 1221 + 47.7 \times 801.5}{2022.5} =$$

$$U_c = 98.37 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ\text{F}} = 0.5586 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

Coefficiente total de diseño  $U_D$

A total = No tubos x L tubos x Superficie por ft lineal ( $\text{ft}^2$ )

$$= 822 \times 16' \times 0.1963'$$

$$= 2581.73 \text{ ft}^2 = 239.93 \text{ m}^2$$

$$U_D = \frac{Q}{A_{\text{tot}} \Delta t_{\text{balanceada}}} = \frac{6,642,170.6}{2581.73 \times 33.37}$$

$$U_D = 77.09 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ\text{F}} = 0.43776 \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$$

Factor de obstrucción

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} = \frac{98.37 - 77.09}{98.37 \times 77.09} = 0.00 \text{ hr} \times \text{ft}^2 \times ^\circ\text{F} / \text{BTU}$$

4.- Cálculo de la caída de presión en la coraza;

Arreglo triangular de tubo 3/4"  
paso 15/16"

Suponiendo que el haz de tubos está inundado a 0.37Ds y un espaciado de deflectores B = 66" ;

$$a_s = 0.63 \times 31 \times 0.18 \times \frac{66}{144 \times 0.9375} = \frac{232.96}{135}$$

$$= 1.71 \text{ ft}^2$$

$$G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{49056.93}{1.71} = 28,688.26 \text{ lb/hr} \times \text{ft}^2$$

$$\mu \text{ (tv)} = 129^\circ\text{F} = 0.0103 \text{ cp} = 0.$$

$$0.0103 \times 2.42 = 0.024926 \text{ lb/hr ft}$$

De = 0.55/12 = 0.0458 ft de la fig.28 (1) para arreglo triangular DE 3/4"

paso 15/16"

$$\therefore Re = \frac{De G_s}{\mu} = \frac{0.0458 \times 28,688.26}{0.024926} = 52,712.92$$

\therefore factor de fricción f = 0.0015 ft<sup>2</sup>/in<sup>2</sup> de la fig. 29(1)

$$\text{número de cruces} = N+1 = \frac{12L}{B} = \frac{12 \times 16}{66} = 2.9 \underline{3}$$

$$D_s = 31/12 = 2.58 \text{ ft}$$

Sustituyendo en la ecuación para la caída de presión en la coraza  $\Delta P_s$

$$\Delta P_s = \frac{1}{2} \frac{f \times G_s^2 \times D_s \times (N+1)}{5.22 \times 10^{10} \times D_e \times s} = \frac{1}{2} \frac{0.0015 \times 28688.26^2 \times 2.58 \times 3}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0458 \times 0.0027779}$$

Peso molecular = 44.1

$$e = \frac{44.1}{359 (704/493) (14.7/29.7)}$$

$$e = 0.17362$$

$$s = 0.17362/62.5 = 0.0027779$$

$$\begin{aligned} \therefore \Delta P_s &= 1.43 \text{ lb/in}^2 \quad 3 \text{ lb/plg}^2 \\ &= 0.10 \text{ Kg/cm}^2 \\ &= 0.01 \text{ Mpa} \end{aligned}$$

5.- Cálculo de la caída de presión en los tubos;

a 93°F :

$$\mu_{H_2O} = 0.775 \text{ cp.}$$

$$= 0.775 \times 2.42 = 1.87 \text{ lb/hr-ft}$$

$$DI = 0.62/12 = 0.0517 \text{ ft}$$

$$Re_t = \frac{DG_t}{\mu} = 0.0517 \times 1,284,404.7/1.87 = 35,510$$

de la fig. 26 (1)  $f = 0.00019$  factor de fricción

$$\Delta P_t = \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{5.22 \times 10^{10} \times D \times s \times \mu_t} = \frac{0.00019 \times 1,284,404.7^2 \times 16 \times 2}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0517 \times 1 \times 1} = \frac{1.0030 \times 10^{10}}{0.2698 \times 10^{10}}$$



$$\begin{aligned} \Delta P_t &= 3.71 \text{ lb/in}^2 = 0.2609 \text{ Kg/cm}^2 \\ &= 0.02609 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Caída de presión por retorno;

$$\begin{aligned} \Delta P_r &= (4n/s) (v^2/2g') \\ &= (8x) (0.22) \end{aligned}$$

$$\Delta P_r = 1.76 \text{ lb/in}^2 = 0.12376 \text{ Kg/cm}^2 = 0.012376 \text{ MPa}$$

$$\Delta P_{\text{total}} = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$\begin{aligned} &= 5.47 \text{ lb/in}^2 \quad \Delta P_{\text{permissible}} = 10 \text{ lb/in}^2 \\ &= 0.384 \text{ Kg/cm}^2 \\ &= 0.0384 \text{ MPa} \end{aligned}$$

## III.1.3 TABLA DE RESULTADOS

RESUMEN DE PARAMETROS PARA CONDENSADOR-SUBENFRIADOR  
DE LLENADO

h	CONDENSACION 140 BTU/hr ft <sup>2</sup> °F 0.7950 KW/m <sup>2</sup> °C	SUBENFRIAMIENTO 47.5 BTU/hr pie <sup>2</sup> °C 0.2697 KW/m <sup>2</sup> °C
Uc	84.28 $\frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2 \text{°F}}$	0.47859 $\frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \times \text{°C}}$
Up	59.62 $\frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2 \text{°F}}$	0.33855 $\frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \text{°C}}$
Rd	0.004916	
CORAZA		TUBOS
2.17	P calculada	3
3.0 psi	P permitida	10.0 psi
REFRIGERACION		
hint	CONDENSACION 150 BTU/hr pie <sup>2</sup> °C 0.85179 KW/m <sup>2</sup> °C	SUBENFRIAMIENTO 47.75 BTU/hr pie <sup>2</sup> °C 0.27115 KW/m <sup>2</sup> °C
Uc	98.37 $\frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2 \text{°F}}$	0.5586 $\frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \text{°C}}$
Up	77.09 $\frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2 \text{°F}}$	0.43776 $\frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \text{°C}}$
Rd	0.00286	
1.43	Δ P calculada	5.47
3	Δ P permitida	10

### III.2 COMPRESORES

Básicamente son dos los procesos de compresión, - que se aplican tanto a compresores de desplazamiento positivo como a los centrífugos o dinámicos. Sin embargo ninguno de los dos son comercialmente accesibles y sólo son emplea - dos como una base para los cálculos y comparaciones.

La compresión isotérmica ocurre cuando la tempera - tura se conserva constante, pero para lograrlo se tendría - que remover toda la energía en forma de calor que se genera durante la compresión.

Este proceso obedece a la siguiente fórmula:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = \text{cte.}$$

La compresión adiabática reversible se obtiene -- cuando no hay adición o remoción de calor del gas durante - la compresión.

Este proceso obedece a la siguiente fórmula:

$$P_1 V_1^K = P_2 V_2^K$$

donde K es la razón de calores específicos.

En la gráfica siguiente se muestra la comparación

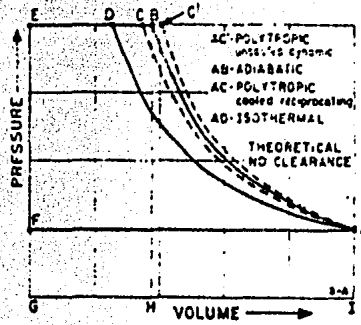


FIGURA III.2. Diagrama de indicador en el cual se muestran los diferentes procesos de compresión. Además de las curvas para los procesos de compresión isotérmica y adiabática, se presentan las curvas para un proceso politrópico para compresor recíprocante y enfriado por agua.

de los procesos adiabático e isotérmico. En un diagrama P-V y para una relación de compresión de 4.

El área ADEF representa el trabajo requerido -- cuando se opera isotérmicamente y ABEF el trabajo requerido para una operación adiabática. Obviamente el área para el proceso isotérmico es considerablemente menor que el -- adiabático y sería el proceso de compresión de mayor economía. Sin embargo prácticamente nunca es posible extraer el calor de compresión tan rápidamente como es generado.

Por lo tanto este proceso no es una lógica base -- de trabajo como el adiabático que sin embargo fue usado por muchos años. Los compresores son diseñados sin embargo para remover tanto calor como sea posible.

La compresión adiabática asimismo, nunca es exactamente obtenida puesto que algunos tipos de unidades pueden tener pérdidas de calor durante parte del ciclo y una ganancia durante otra parte del proceso. Sin embargo el ciclo adiabático es más bien aproximado sobre la mayoría de unidades de desplazamiento positivo, y es generalmente la base sobre la cual son referidos.

Los compresores dinámicos sin embargo generalmen-

te utilizan el ciclo politrópico donde la relación PV es

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$$

El exponente  $n$  es determinado experimentalmente para un tipo dado de compresor y puede ser menor o mayor que el exponente adiabático  $k$ . En compresores de desplazamiento positivo y en compresores dinámicos enfriados internamente  $n$  es usualmente menor que  $K$ . En compresores dinámicos no enfriados es usualmente mayor que  $K$  debido a la fricción interna del gas. Sin embargo  $n$  está realmente cambiando de valor durante la compresión, con promedio o valor efectivo y es calculado de información experimental.

#### COMPRESORES DINAMICOS

El funcionamiento de los compresores dinámicos está basado sobre el proceso politrópico

#### CARGA POLITROPICA

El concepto de cantidad y de carga es una expresión de potencia bien entendible en la práctica de bombas centrífugas para líquido. También se aplica al manejo de fluidos compresibles en compresores dinámicos. En una bomba

para líquido la carga en la descarga es la altura en pies de una columna del líquido la cual producirá sobre su base la misma presión por unidad de área que realmente existe en la descarga de la bomba.

Los líquidos son homogéneos y tienen la misma densidad la presión varía directamente con la altura de la columna. Esto no es cierto cuando se manejan gases. La densidad está continuamente cambiando en toda la columna de acuerdo a la expresión.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_1} \frac{T_1}{T_2} \frac{Z_1}{Z_2}$$

La carga politrópica es el trabajo en libras fuerza-pie por libra de gas.

La propiedad teórica fundamental de la carga politrópica en lbf-pie/lb aplicada a máquinas dinámicas es tal que para una máquina dada, a una velocidad y capacidad de entrada dadas, la carga (altura de la columna) producida es la misma sin importar la naturaleza del fluido, su temperatura de entrada o si es o no enfriado durante la compresión. La carga politrópica teóricamente permanece la misma, sin importar si el gas es  $\text{CO}_2$  ( $r = 1.528$ ), aire ( $r = 1.000$ ) -

o helio ( $r = 0.138$ ).

La fórmula para la potencia teórica del gas puede expresarse como

$$\text{Pot} = \frac{W H_p}{33,000} \quad \text{donde } W \text{ está en } \frac{\text{lb}}{\text{min}}$$

$$= \text{HP} \quad H_p \text{ está en } \frac{\text{lb-f-pie}}{\text{lb}}$$

#### CARGA POLITROPICA CONTRA PRESION

Aunque la carga politrópica se ha desarrollado para un compresor dinámico dado, a una velocidad dada y la capacidad permanece constante sin importar el gas, el incremento de la presión generada no se ha definido. Esta variará con la densidad del gas. Aunque influenciada por otros factores el incremento de la presión variará aproximadamente -- con la densidad.

#### III.2.1 COMPRESORES DE LLENADO

##### I. COMPRESORES DE LLENADO PARA BAJA PRESION

$$\dot{m} = 63,849.26 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} = 140,637.13 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

Temperatura de entrada =  $-48^\circ\text{F}$



$$P_1 = \text{Presión de entrada} = 14.7 \text{ psi} = 1.03 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_2 = \text{Presión de salida} = 65 \text{ psi} = 4.57 \text{ Kg/cm}^2$$

1) Cálculo del flujo de entrada

$$\dot{m} = 140,637.13 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times \frac{1}{60} = 2343.95 \frac{\text{lb}}{\text{min}}$$

$$\text{A las condiciones de entrada; } v_1 = 0.428 \text{ m}^3/\text{kg} = 6.85 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$\begin{aligned} Q_1 &= 1064.15 \times 0.428 = \frac{\text{Kg}}{\text{min}} \times \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \\ &= 455 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \end{aligned}$$

De la tabla 2 el compresor para este flujo es el del tipo 38 M, con una eficiencia politrópica de 77% con un número máximo de etapas, igual a 9 a 8,100 rpm y 10,000 12,000 carga politrópica por etapas igual a 9.

2) Cálculo de carga adiabática

Del diagrama de Mollier la entalpía de entrada es

$$h_1 = 492.5 \text{ KJ/kg}$$

A entropía constante a la presión de descarga  $P_2 =$

$$65 \text{ psic}$$

$$h_2 = 570 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta h_{ad} = h_2 - h_1 = 570 - 492.5 = 77.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$= 33.31 \text{ BTU/lb}$$

Factor de conversión: 778 ft - lbf/BTU

$$had = 33.31 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \times 778 \frac{\text{ft} - \text{lbf}}{\text{BTU}}$$

$$had = 25915.18 \frac{\text{lb f} - \text{ft}}{\text{lb m}}$$

$$= 7903.25 \frac{\text{Kg} - \text{m}}{\text{Kg}}$$

### 3) Cálculo de carga politrópica $hp$

De la tabla 1  $K = 1.13$

$$\eta_p = 0.77$$

$$\text{relación de compresión} = rc = \frac{P_2}{P_1} = \frac{65}{14.7} = 4.42$$

De la carta 2 con  $rc = 4.42$   $K = 1.13$   $\eta_p = 0.77$

$$\underline{\eta_{ad} = 0.75}$$

$$hp = \frac{had \times \eta_p}{\eta_{ad}}$$

$$hp = \frac{7903.35 \times 0.77}{0.75} = 8114.1 \frac{\text{Kg} - \text{m}}{\text{Kg}}$$

### 4).- Calculo del número de etapas requeridas

P.M. = 44.09 exp adiabático  $K = 1.13$  y  $T_1 = -48^\circ\text{F}$ ;

$$\text{NO. etapas} = \frac{hp}{\text{carga máx. por etapa}}$$

$$\text{de la carta 4 carga por etapa} = 8240 \frac{\text{lb f} - \text{ft}}{\text{lb}_m} = 2512.95 \frac{\text{Kg} - \text{m}}{\text{Kg}_m}$$

$$\text{No. de etapa} = \frac{8114.1}{2512.95} = 3.22$$

el no. inmediato superior = 4

No. de etapas = 4

5).- Cálculo de la velocidad requerida

$$\begin{aligned} \text{Velocidad} &= \text{velocidad nominal} \sqrt{\frac{\text{hp}(\text{lb} \times \text{ft}/\text{lbm})}{12,000 \times \text{no. etapa}}} \\ &= 8,100 \sqrt{\frac{26606.25}{12,000 \times 4}} \\ &= 6,030.5 \text{ rpm} \end{aligned}$$

6).- Cálculo de la potencia requerida

$$\begin{aligned} \text{Hp} &= \frac{W \times \text{hp}}{\eta_p \times 33,000} \quad \frac{\text{Kgm}}{\text{min}} \times \frac{\text{Kgf-m}}{\text{Kgm}} \times \frac{1 \text{KW} - \text{min}}{6120 \text{ Kgf-m}} \\ &= \frac{1064.15 \times 7903.35}{0.77 \times 6120} = 1784.72 \text{ KW. H.P.} = 0.746 \text{ KW} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{Pot} = 2392.38 \text{ H.P.}$$

7).- Cálculo de la entalpía a la descarga

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{\Delta_{\text{had}}}{\eta_{\text{ad}}} + h_1 \\ &= \frac{77.5}{0.75} + 492.5 = 595.83 \quad \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \end{aligned}$$

8).- Temperatura de descarga

Sobre el diagrama de Mollier con  $h_2$  y  $P_2$

$$T_2 = 290^\circ \text{K} \quad \text{y} \quad v = 0.125 \text{ m}^3/\text{Kg} = 2.002 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

9).- Cálculo del flujo de descarga

$$\begin{aligned} Q_2 &= 2343.95 \times 2.002 = 4692.58 \text{ ft}^3/\text{min} \\ &= 1064.15 \times 0.125 = 133.01 \text{ m}^3/\text{min} \end{aligned}$$

## II. COMPRESORES DE LLENADO PARA ALTA PRESION

Condiciones de operación:

$$\begin{aligned} \dot{M} &= 194,175 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} = 427,698.24 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \\ &= 3236.25 \text{ Kg/min} \end{aligned}$$

$$T_1 = \text{temperatura de entrada} = 24^\circ\text{F} = -4.44^\circ\text{C}$$

$$P_1 = \text{presión de entrada} = 65 \text{ psi} = 1.03 \text{ Kg/cm}^2 = 0.103 \text{ MPa}$$

$$P_2 = \text{presión de salida} = 285 \text{ psi} = 20.042 \text{ Kg/cm}^2 = 2.004 \text{ MPa}$$

### 1).- Cálculo del flujo de entrada

$$\dot{m} = 427,698.4 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times \frac{1}{60} = 7128.30 \frac{\text{lb}}{\text{min}}$$

A las condiciones de entrada:

$$V_1 = 0.1 \text{ m}^3/\text{kg} = 1.602 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$Q_1 = 3236.25 \times 0.1 = 323.62 \text{ m}^3/\text{min}$$

De la tabla 2 el compresor adecuado para manejar este

flujo es:

Tipo 38M

$$\eta_{\text{politrópica}} = 77\%$$

Nº máximo de etapas = 9

n = 8,100 rpm

10,000/12,000 carga politrópica por etapa

2).- Cálculo de carga adiabática

Del diagrama de Mollier la entalpía de entrada es:

$$h_1 = 540 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 232.15 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

A entropía constante hasta la presión de descarga

(285 psi)

$$h_2 = 600 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 257.9 = \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$\Delta h_{AD} = h_2 - h_1$$

$$\Delta h_{AD} = 257.95 - 232.15 = 25.8 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} = \frac{60\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

factor de conversión: 778 ft - lb / BTU

$$had = 25.8 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \times 778 \frac{\text{ft-lbf}}{\text{BTU}} = 20,072.4 \frac{\text{lb}_f \text{ ft}}{\text{lb}}$$

$$= 6121.47 \frac{\text{Kgf} - \text{m}}{\text{Kgm}}$$

3).- Cálculo de carga politrópica

De la tabla 1  $K = 1.13$

$$\eta_p = 0.77 \text{ relación de compresión } rc = \frac{P_2}{P_1} = \frac{285}{65} = 4.38$$

De la carta 2 con  $rc = 4.38$   $K = 1.13$   $\eta = 0.77$

$$\eta_{ad} = 75\%$$

$$hp = \frac{had \times \eta_p}{\eta_{ad}}$$

$$hp = \frac{6121.47 \times 0.77}{0.75} = 6284.709 \frac{\text{Kg} - \text{m}}{\text{Kg}}$$

4).- Cálculo del número de etapas requeridas

$$P.M. = 44.09$$

$$\text{No. etapas} = \frac{\text{carga politrópica}}{\text{Cabeza máx. por etapa}}$$

$$\text{De la carta No. 4 carga por etapa} = 9840 \frac{\text{lb}_f\text{-ft}}{\text{lbm}} = 3000.9$$

$$\frac{\text{Kg}_f\text{-m}}{\text{Kg}}$$

$$\text{No. de etapas} = \frac{6284.709}{3000.9} = 2.09 ; \text{ se eligen } 2$$

5).- Cálculo de la velocidad requerida

$$\text{Velocidad} = \text{velocidad nominal} \sqrt{\frac{\text{hp}}{12,000 \times \text{no. de etapa}}}$$

$$= 8,100 \sqrt{\frac{20,607.66}{12,000 \times 2}}$$

$$= 7,500 \text{ rpm}$$

6).- Cálculo de la potencia requerida

$$\begin{aligned} \text{Pot} &= \frac{W \times \text{hp}}{\eta_p \times 33,000} \\ &= \frac{3236.25 \times 6284.709}{0.77 \times 6120} = 4316.03 \text{ KW} \\ &= 5785.56 \text{ HP} \end{aligned}$$

7).- Cálculo de la entalpía a la descarga

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{\Delta h_{ad}}{\eta_{ad}} + h_1 \\ &= \frac{60}{0.75} + 540 = 620 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \end{aligned}$$

8).- Temperatura de la descarga

Del diagrama de Mollier con  $h_2$  y  $P_2$

$$T_2 = 333.2^\circ \text{K} \quad \text{y} \quad v = 0.0225 \text{ m}^3/\text{kg} = 0.36 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

9).- Cálculo del flujo de descarga

$$Q_2 = 3236.25 \times 0.0225 = 72.81 \text{ m}^3/\text{min}$$

III.2.2 COMPRESORES DE REFRIGERACIONI.- COMPRESORES DE REFRIGERACION PARA BAJA PRESION

$$\begin{aligned} \dot{m} &= 19977.82 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} = 44004.01 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \\ &= 332.96 \frac{\text{Kg}}{\text{min}} \end{aligned}$$

Temperatura de entrada = - 48°F =

$P_1$  = presión de entrada = 14.7 psi = 1.033 Kg/cm<sup>2</sup> = 0.1033 MPa

$P_2$  = presión de salida = 65 psi = 4.57 Kg/cm<sup>2</sup> = 0.457 MPa

1).- Cálculo del flujo de entrada

$$\dot{m} = 44004.01 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \times \frac{1}{60} = 733.4 \frac{\text{lb}}{\text{min}}$$

A las condiciones de entrada  $v_1 = 0.428 \text{ m}^3/\text{kg} = 6.85 \text{ ft}^3/\text{lb}$

$$\begin{aligned} Q_1 &= 332.96 \times 0.428 \\ &= 142.5 \text{ m}^3/\text{min} \end{aligned}$$

De la tabla 2 el compresor adecuado para este flujo es del tipo 29 M

eficiencia politrónica = 76%

No. máximo de etapas nom = 10

RPM = 11500

carga politrónica por etapa = 10,000

## 2).- Cálculo de carga adiabática

Del diagrama de Mollier la entalpía de entrada es

$$h_1 = 492.5 \text{ KJ/Kg}$$

A entropía constante a la presión de descarga  $P_2 = 65$   
psi

$$h_2 = 570 \text{ KJ/Kg}$$

$$\Delta h_{ad} = h_2 - h_1 = 570 - 492.5 = 77.5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$= 33.31 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

Factor de conversión 778 ft - lb / BTU

$$h_{ad} = 33.31 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} \times 778 \frac{\text{ft} - \text{lb}}{\text{BTU}}$$

$$= 25915.18 \frac{\text{lb}_f - \text{ft}}{\text{lb}}$$

$$h_{ad} = 7903.35 \frac{\text{Kg}_f - \text{m}}{\text{Kg}_m}$$

## 3).- Cálculo de carga politrónica

De la tabla  $K = 1.13$

$$\eta_p = 76\% \text{ relación de compresión } r_c = \frac{P_2}{P_1} = \frac{65}{14.7} = 4.42$$

De la carta 2 con  $K = 1.13$   $r_c = 4.42$  y  $\eta_p = 0.76$



$$\eta_{ad} = 0.735$$

$$hp = \frac{7903.35 \times 0.76}{0.735} = 8172.116 \frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{Kg}}$$

4).- Cálculo del no. de etapas requeridas

$$P.M. = 44.09$$

$$\text{No. de etapa:} = \frac{\text{carga politrónica}}{\text{carga máx. por etapa}}$$

De la carta No. 4

$$\text{Carga por etapa} = 8240 \frac{\text{lb} \cdot \text{ft}}{\text{lb}} = 2512.95 \frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{Kgm}}$$

$$\text{No. de etapas} = \frac{8172.116}{2512.95} = 3.25$$

$$\text{No. de etapas} = 4$$

5).- Cálculo de la velocidad requerida

$$\text{Velocidad} = \text{velocidad nominal} \sqrt{\frac{hp}{12,000 \times \text{no de etapa}}}$$

$$= 11,500 \sqrt{\frac{26793.54}{12,000 \times 4}}$$

$$= 8592. \quad \text{RPM}$$

6).- Cálculo de la potencia requerida

$$\text{Pot} = \frac{W \times hp}{\eta_p \times 6120}$$

$$= \frac{332.96 \times 8172.116}{0.76 \times 6120} = 585 \quad \text{KW}$$

$$= 784.18 \quad \text{H.P.}$$

7).- Cálculo de la entalpía a la descarga

$$h_2 = \frac{\Delta h_{ad}}{\eta_{ad}} + h_1$$

$$= \frac{77.5}{0.735} + 492.5 = 597.94 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

8).- Temperatura de descarga

Del diagrama de Molliere con  $h_2$  y  $P_2$

$$T = 289.3^\circ \text{ K} \quad \text{y } V = 0.125 \text{ m}^3/\text{Kg} = 2 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

9).- Cálculo del flujo de descarga

$$Q_2 = 332.96 \times 0.125$$

$$= 41.62 \text{ m}^3/\text{min}$$

II.- COMPRESORES DE REFRIGERACION PARA ALTA PRESION

$$\dot{m} = 44\,543.7 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} = 98\,113.87 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}$$

$$\text{Temperatura de entrada} = 15^\circ \text{F} = -9.44^\circ \text{C}$$

$$P_1 = \text{presión de entrada} = 65 \text{ psi} = 0.457 \text{ MPa}$$

$$P_2 = \text{presión de salida} = 285 \text{ psi} = 2.004 \text{ MPa}$$

1).- Cálculo del flujo de entrada

$$\text{A las condiciones de entrada } V = 0.1 \text{ m}^3/\text{Kg} = 1.602 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$Q = 742.4 \times 0.1 = 74.24 \text{ m}^3/\text{min}$$

De la tabla 2 el compresor para este flujo es del tipo -

eficiencia politrónica: 76%

no. máx. de etapas = 10 a 11,500 rpm

carga politrónica por etapa = 10,000

2).- Cálculo de carga adiabática

Del diagrama de Mollier la entalpía de entrada es:

$$h_1 = 540 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 232.15 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

A entropía constante a la presión de descarga (285 psi)

$$h_2 = 600 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} = 257.95 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

$$\Delta h_{ad} = h_2 - h_1$$

$$\Delta h_{ad} = 257.95 - 232.15 = 25.8 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$$

factor de conversión 778 ft - lb/BTU

$$\begin{aligned} h_{ad} &= 25.8 \times 778 = 20,072.4 \frac{\text{lb}_f\text{-ft}}{\text{lb}_m} \\ &= 6121.47 \frac{\text{Kgf-m}}{\text{Kg}} \end{aligned}$$

3).- Cálculo de la carga politrónica

De la tabla 1  $K = 1.13$   $\eta_p = 0.76$   $rc = \frac{P_2}{P_1} = \frac{285}{65} = 4.38$

De la carta 2  $\eta_{ad} = 0.735$

$$\begin{aligned} hp &= \frac{h_{ad} \times \eta_p}{\eta_{ad}} \\ &= \frac{6121.47 \times 0.76}{0.735} = 6329.68 \frac{\text{Kgf-m}}{\text{Kg}} \end{aligned}$$

4).- Cálculo del No. de etapas requeridas

P.M. 44.09

$$\text{no. de etapas} = \frac{\text{carga politr6pica}}{\text{carga m6x. por etapa}}$$

De la carta No. 4

$$\text{carga por etapa} = 9680 \frac{\text{lb} \cdot \text{ft}}{\text{lbm}} = 2952.109 \frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{Kgm}}$$

$$\text{no. de etapas} = \frac{6329.68}{2952.109} = 2.14$$

5).- C6lculo de la velocidad requerida

$$\begin{aligned} \text{Velocidad} &= 11500 \sqrt{\frac{20755.135}{12,000 \times 3}} \\ &= 8373 \text{ rpm} \end{aligned}$$

6).- C6lculo de la potencia requerida

$$\begin{aligned} \text{Pot} &= \frac{W_{xhp}}{\eta_{px6120}} = \frac{742.4 \times 6329.68}{0.76 \times 6120} = 1010.31 \text{ KW} \\ &= 1354.3 \text{ HP} \end{aligned}$$

7).- C6lculo de la entalpía a la descarga

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{\Delta h_{ad}}{\eta_{ad}} + h_1 \\ &= \frac{60}{0.735} + 540 = 621.63 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \end{aligned}$$

8).- Temperatura a la descarga

Del diagrama de Molliere

$$T = 333.2 \text{ } ^\circ\text{K}, \quad V = 0.0225 \text{ m}^3/\text{kg} = 0.36 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

9).- C6lculo del flujo de descarga

$$\begin{aligned} Q_2 &= 742.4 \times 0.0225 \\ &= 16.7 \frac{\text{m}^3}{\text{min}} \end{aligned}$$

III.2.3 TABLA DE RESULTADOS COMPRESORES

COMPRESOR	FLUJO DE ENTRADA Kg/min	CARGA POLI- TROPICA Kg f-m/Kg-	Nº ETAPAS	VELOCIDAD R.P.M.	POTENCIA K.W.	FLUJO DESCARGA m <sup>3</sup> /min.
LLENADO BAJA PRESION	1069.15	8,114.1	4	6030.5	1785	133.01
LLENADO ALTA PRESION	3236.25	6,284.71	2	7,500	4317	72.81
REFRIGERACION BAJA PRESION	332.96	8,172.116	4	8,592	585	41.62
REFRIGERACION ALTA PRESION	742.4	6,329.68	3	8,732	1011	16.7

**Table 1 Gas Properties**

(Most values taken from Natural Gas Processors Suppliers Association Engineering Data Book--1972, Ninth Edition)

Gas or Vapor	Hydrocarbon Reference Symbols	Chemical Formula	Molecular Mass	Specific Heat Ratio $k = C_p/C_v$ at 60°F	Critical Conditions		$^{\circ}\text{C}_{pm}$	
					Absolute Pressure $p_c$ (psia)	Absolute Temperature $T_c$ ( $^{\circ}\text{R}$ )	at 50°F	at 300°F
Acetylene	$\text{C}_2=$	$\text{C}_2\text{H}_2$	26.04	1.24	805	557	10.22	12.21
Air		$\text{N}_2 + \text{O}_2$	28.97	1.40	547	239	6.95	7.04
Ammonia		$\text{NH}_3$	17.03	1.31	1636	731	8.36	8.45
Argon		A	39.94	1.66	705	272	4.97	4.97
Benzene		$\text{C}_6\text{H}_6$	78.11	1.12	714	1013	18.43	28.17
iso-Butane	$\text{IC}_4$	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	58.12	1.10	529	735	22.10	31.11
n-Butane	$\text{nC}_4$	$\text{C}_4\text{H}_{10}$	58.12	1.09	551	766	22.63	31.09
iso-Butylene	$\text{IC}_4=$	$\text{C}_4\text{H}_8$	56.10	1.10	560	753	20.44	27.61
Butylene	$\text{nC}_4=$	$\text{C}_4\text{H}_8$	56.10	1.11	583	756	20.45	27.64
Carbon Dioxide		$\text{CO}_2$	44.01	1.30	1073	548	6.71	10.05
Carbon Monoxide		CO	28.01	1.40	510	242	4.96	7.03
Carburized Water Gas (1)		-	19.48	1.35	454	235	7.60	6.33
Chlorine		$\text{Cl}_2$	70.91	1.30	1119	751	8.44	8.52
Coke Oven Gas (1)		-	10.71	1.35	407	197	7.69	8.44
n-Decane	$\text{nC}_{10}$	$\text{C}_{10}\text{H}_{22}$	142.28	1.03	320	1115	53.07	74.27
Ethane	$\text{C}_2$	$\text{C}_2\text{H}_6$	30.07	1.19	708	550	12.13	16.33
Ethyl Alcohol		$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	46.07	1.13	927	430	17	21
Ethyl Chloride		$\text{C}_2\text{H}_5\text{Cl}$	64.52	1.19	764	829	14.5	18
Ethylene	$\text{C}_2=$	$\text{C}_2\text{H}_4$	28.05	1.24	742	510	10.02	13.41
Flue Gas (1)		-	30.00	1.38	563	264	7.23	7.50
Helium		He	4.00	1.66	33	9	4.97	4.97
n-Heptane	$\text{nC}_7$	$\text{C}_7\text{H}_{16}$	100.20	1.05	397	973	38.52	53.31
n-Hexane	$\text{nC}_6$	$\text{C}_6\text{H}_{14}$	86.17	1.06	440	915	33.87	45.88
Hydrogen		$\text{H}_2$	2.02	1.41	188	60	6.86	6.98
Hydrogen Sulphide		$\text{H}_2\text{S}$	34.08	1.32	1306	673	8.09	8.54
Methane	$\text{C}_1$	$\text{CH}_4$	16.04	1.31	673	344	8.38	10.25
Methyl Alcohol		$\text{CH}_3\text{OH}$	32.04	1.20	1157	624	10.5	14.7
Methyl Chloride		$\text{CH}_2\text{Cl}$	50.49	1.20	968	750	11.0	12.4
Natural Gas (1)		-	18.82	1.27	675	379	8.40	10.02
Nitrogen		$\text{N}_2$	28.02	1.40	492	228	6.86	7.03
n-Nonane	$\text{nC}_9$	$\text{C}_9\text{H}_{20}$	128.25	1.04	345	1073	48.44	67.04
iso-Pentane	$\text{IC}_5$	$\text{C}_5\text{H}_{12}$	72.15	1.08	483	830	27.59	36.70
n-Pentane	$\text{nC}_5$	$\text{C}_5\text{H}_{12}$	72.15	1.07	489	847	28.27	38.47
Pentylene	$\text{C}_5=$	$\text{C}_5\text{H}_{10}$	70.13	1.08	586	854	25.08	34.46
n-Octane	$\text{nC}_8$	$\text{C}_8\text{H}_{18}$	114.22	1.05	362	1025	43.3	59.90
Oxygen		$\text{O}_2$	32.00	1.40	730	278	6.99	7.24
Propane	$\text{C}_3$	$\text{C}_3\text{H}_8$	44.09	1.13	617	606	16.82	23.57
Propylene	$\text{C}_3=$	$\text{C}_3\text{H}_6$	42.08	1.15	688	658	14.75	19.91
Blast Furnace Gas (1)		-	28.6	1.39	-	-	7.18	7.40
Cat Cracker Gas (1)		-	28.83	1.20	674	515	11.3	15.00
Sulphur Dioxide		$\text{SO}_2$	64.06	1.24	1142	775	9.14	9.79
Water Vapor		$\text{H}_2\text{O}$	18.02	1.33	3208	1166	7.98	8.23

(1) Approximate values based on average composition

\*Use straight line interpolation or extrapolation to approximate  $C_{pm}$  (in ftu/mol- $^{\circ}\text{F}$ ) at actual inlet T. (For greater accuracy, average T should be used.)

**TABLA 1 Propiedades de los Gases.**

**Table 2 Elliott Compressor Specifications**

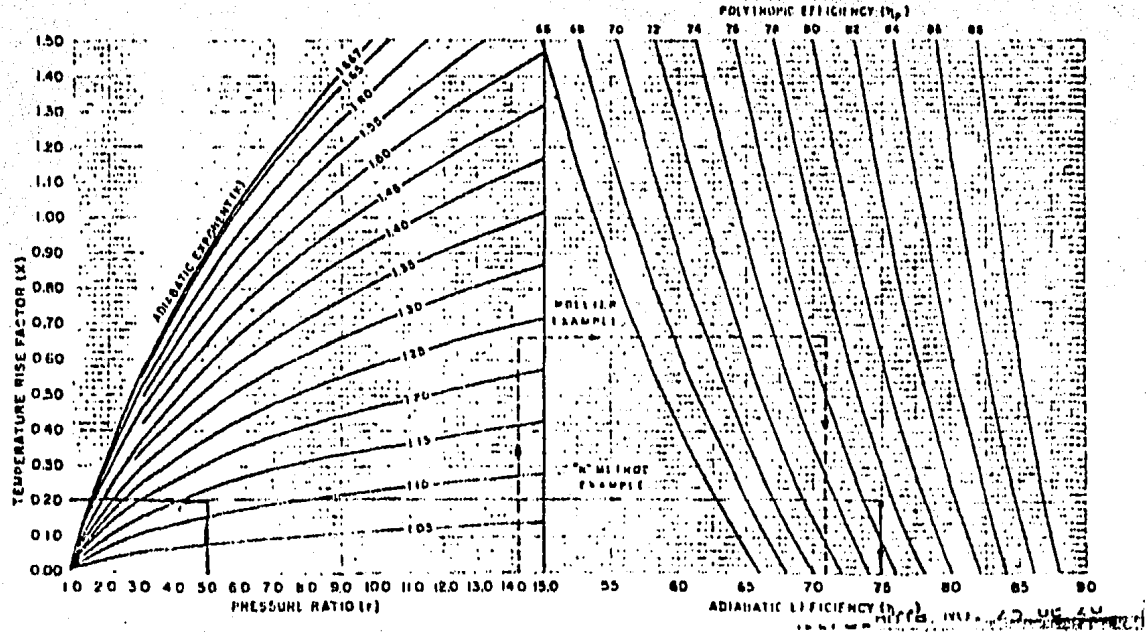
Frame	*Normal Inlet Flow Range (cfm)	**Nominal Polytropic Head per Stage (Hp)	Nominal Polytropic Efficiency $\eta_p$	†Nominal Max. No. of Stages	Speed at Nominal Polytropic Head/Stage
29M	500- 8,000	10,000	.76	10	11,500
38M	6,000- 23,000	10,000/12,000	.77	9	8,100
46M	20,000- 35,000	10,000/12,000	.77	9	6,400
60M	30,000- 58,000	10,000/12,000	.77	8	5,000
70M	50,000- 85,000	10,000/12,000	.78	8	4,100
88M	75,000-130,000	10,000/12,000	.78	8	3,300
103M	110,000-160,000	10,000	.78	7	2,800
110M	140,000-190,000	10,000	.78	7	2,600
25MB (H) (HH)	500- 5,000	12,000	.76	12	11,500
32MB (H) (HH)	5,000- 10,000	12,000	.78	10	10,200
38MB (H)	8,000- 23,000	10,000/12,000	.78	9	8,100
46MB	20,000- 35,000	10,000/12,000	.78	9	6,400
60MB	30,000- 58,000	10,000/12,000	.78	8	5,000
70MB	50,000- 85,000	10,000/12,000	.78	8	4,100
88MB	75,000-130,000	10,000/12,000	.78	8	3,300

\*Maximum flow capacity is reduced in direct proportion to speed reduction.

\*\*Use either 10,000 ft. or 12,000 ft. for each impeller where this option is mentioned  
 †At reduced speed, impellers can be added

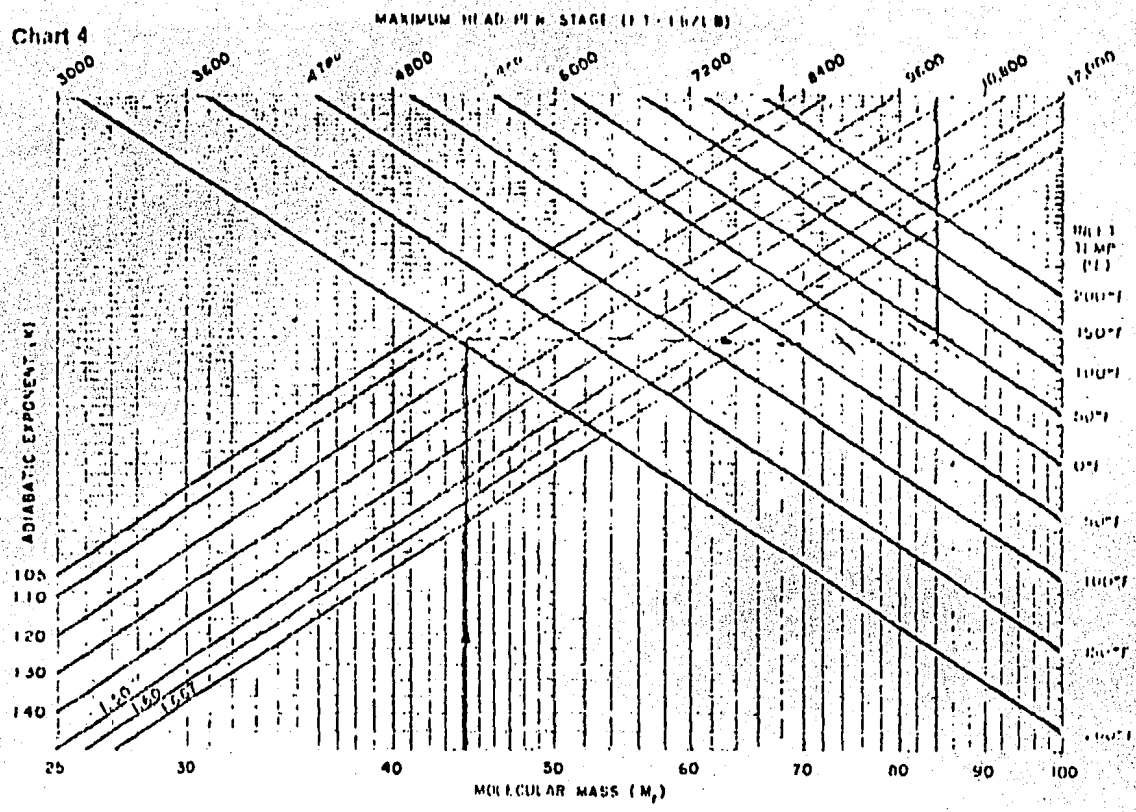
**TABLA No. 2 Especificaciones para compresores Elliot.**

Chart 2



CARTA No. 2 Determinación de la eficiencia adiabática.





CARTA No. 4. Determinación de la máxima carga por etapa.

### III.3 BOMBAS

#### III.3.1 Bombas de carga a barcos y de recirculación.

Para el cálculo y selección de estos equipos se procederá primero a establecer las condiciones de operación; en seguida se calcula el diámetro de la tubería y las pérdidas por fricción que en ellas se presentan y por último se calculan las bombas.

Se hace notar que la velocidad de flujo que se propone está dentro del rango que se recomienda en la revista -- Chemical Engineering de diciembre de 1974.

Las especificaciones de materiales se encuentran en el apéndice VII.2.3 en la sección de códigos y especificaciones.

#### III.3.1.1 NOMENCLATURA

T	Temperatura
P	Presión
Pv	Presión de vapor
A	Area
Q	Gasto
r	radio

V	Velocidad
Re	Número de reynolds
D	Diámetro
Dint.	Diámetro interno
$\rho$	Densidad
$\mu$	Viscosidad cp
f	Coefficiente de fricción
$\epsilon$	Rugosidad relativa
$\phi$	Diámetro
Nom.	Nominal
L.eq.	Longitud equivalente
$\Delta P$ .	Caída de presión
L	Longitud
g	Aceleración de la gravedad
BHP	Potencia al freno

### III.3.1.2 Condiciones de Operación.

Fluido: Propano líquido

Temperatura de operación:  $-44.4\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $-48\text{ }^{\circ}\text{F}$ )

Viscosidad: 0.0068 cP (11) pag. 492y493

Densidad: 588.783 (kg/m<sup>3</sup> (36.753 lb/ft<sup>3</sup>) (VII.1.1)

Gravedad específica: 0.504

La gravedad específica se obtuvo de la relación de densidad de propano y agua a 15.5° C (60 °F). (3) pag. I-3

Presión de vapor: de la tabla de propiedades de propano saturado (ver el apéndice VII.1.1)

T °K	P MPa
220	0.0598
230	0.09586

Efectuando la interpretación para 228.76 °K:

$$P_v = 0.09141 \text{ MPa} = 0.93276 \text{ kg/cm}^2$$

Gasto:                            0.454 m<sup>3</sup>/min..... recirculación  
    8.896        "                    ..... carga a barcos

### III.3.2. Cálculo del Diámetro de la Tubería

Recirculación

Considerando una velocidad de 1 m/seg.

$$A = q/v = \frac{0.007567}{1} = 0.007567 \text{ m}^2, \text{ de } A = \pi r^2 ; r = 0.049 \text{ m}$$

$$\therefore \phi = 0.098 \text{ m} = 3.86''$$

y  $\phi = 4''$  nominal Cédula 40

$$V_{\text{real}} = 0.921 \text{ m/seg.}$$

Carga a barcos.-

$$A = Q/v$$

$$= \frac{0.148263}{1.0} = 0.148263 \text{ m}^2 \quad \phi = 0.4345 \text{ m.} = 17.1''$$

$$17.5 = \phi_{\text{int.}} = 18'' \text{ nom. cédula 10 y}$$

$$V_{\text{real}} = 0.955 \text{ m/seg.}$$

### III.3.3. No. de Reynolds

Carga a barcos.

$$Re = 123.9 \frac{Dxv\rho^2}{\mu} \quad (3) \text{ pág. 3-2}$$

Dint (pulgadas),  $\rho$  (lb/ft<sup>3</sup>)  
v (ft/seg),  $\mu$  (c.p.)

$$\text{Viscosidad} = 0.0068 \text{ c.p.}$$

$$Re = \frac{123.9 \times Dx (v/0.3048) \times (\rho/16.02)}{\mu} = \frac{Dxv\rho^2}{4.883} \times 123.9 =$$

$$Re = \frac{(17.25) \times (0.955) \times (588.783) (25.374)}{0.0068} = 36,209,602$$

Es flujo turbulento ya que Re mayor que 2000

Recirculación.

$$Re = 25.374 \frac{DxVx\rho}{\mu} = 25.374 \times \frac{(4.026) \times (0.921) \times (588.783)}{0.0068}$$

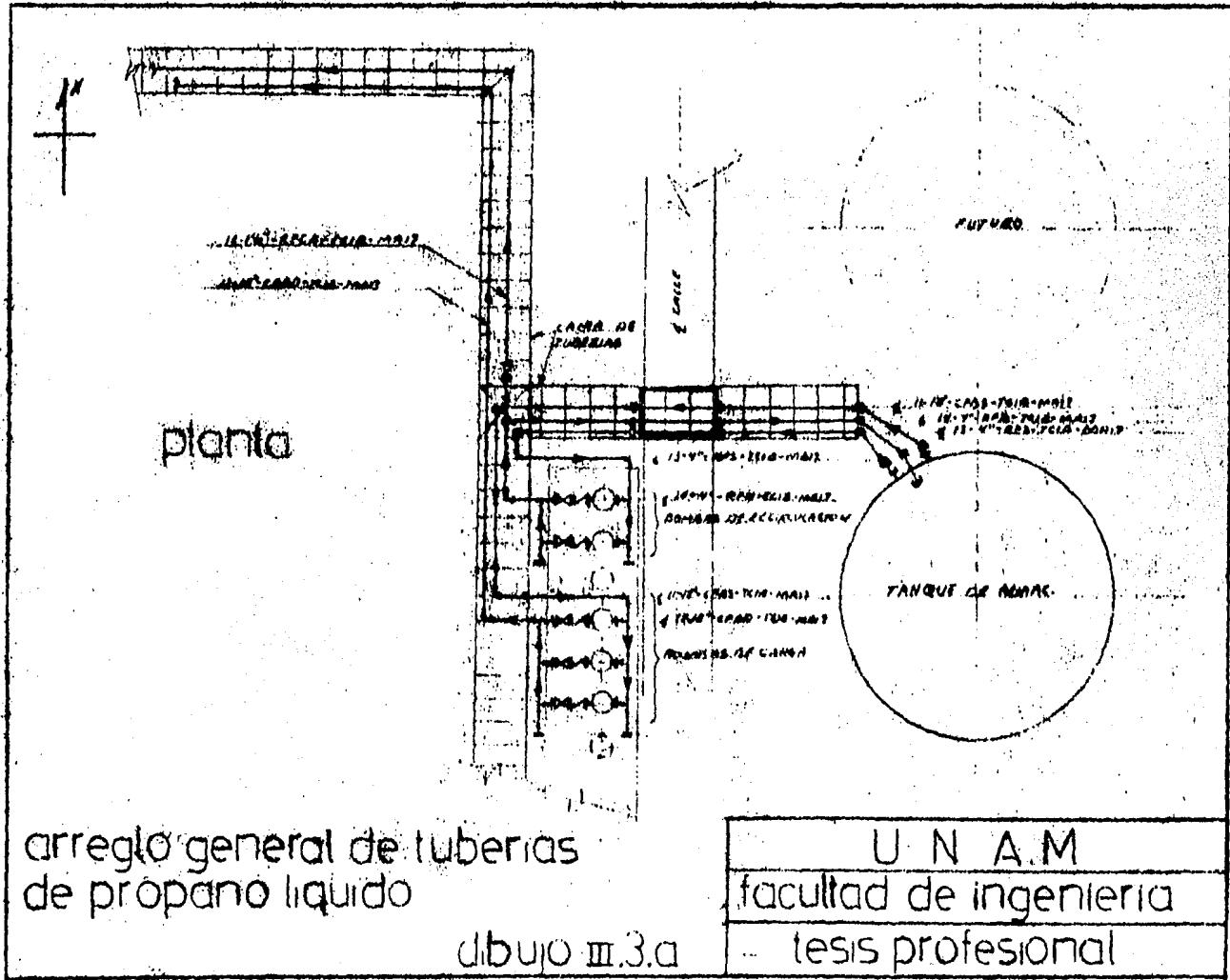
$$Re = 8,146,455$$

Es flujo turbulento ya que  $Re > 2,000$

### III.3.4. Coeficiente de fricción f

Carga a barcos.  $\epsilon/D = 0.000096$  (3) pág. A-23

$\epsilon$  = rugosidad relativa



con la rugosidad relativa y el No. de Reynolds se entra al diagrama de Moody y se obtiene el coeficiente de fricción  $f$ .

$$f = 0.01165 \quad - \quad (3) \quad \text{pág: A-24}$$

Recirculación.

con  $E/D = 0.00045$  y  $Re = 8,146,455$

factor de fricción  $f = 0.0167$

### III.3.5 Cálculo de Pérdidas por Fricción

(Ver Tabla III.3.5).

III.3.5

CALCULO DE LAS PERDIDAS POR FRICCION EN LA TUBERIA DEL SISTEMA DE RECIRCULACION DE PROPANC (+)

L I N E A	CED	ØNOM M (PULG)	GASTO m <sup>3</sup> /MIN (G.P.M.)	VELOC. m/seg (pie/seg)	CONEXIONES Y VALVULAS			TE L/D*	RECTA CANT	L.E.Q. m (pie)	VALV L/D*	BOLA CANT	L.E.Q. m (pie)	VALV. L/D*	RETENSION CANT	L.E.Q. m (pie)	LONG. TUB. m (pie)	LONG. EQ. TOTAL m (pie)	ΔP 100 Kg/Cm <sup>2</sup> (lb/pulg <sup>2</sup> )	P TOTAL Kg/Cm <sup>2</sup> lb/pulg <sup>2</sup>
					90°	L.E.Q. m (pie)	L.E.Q. m (pie)													
(1) 13-RPS-4"-TCIB-MAL7 SUCCION	40	0.102 (4")	0.454 (120)	0.921 (3.02)	20	13	26.6 (87.2)	60	4	24.5 (80.5)	3	2	0.61 (2.01)	135			90 (295.3)	141.7 (465)	0.0416 (0.181)	0.059 0.84
(2) 14-RPD-4"- TCIB MAL7	40	0.102 (4")	0.454 (120)	0.921 (3.02)	20	15	30.7 (100-6)	60	5	30.7 (100.6)	3	3	0.92 (3.02)	135	3	41.4 (135.9)	120 (393.7)	223.7 (733.9)	0.0416 (0.181)	0.0932 (1.326)
(3) 15-RPCB- 1 1/2" TCIB-MAL7	40	0.381 (1 1/2")	0.0726 (19.2)	0.921 (3.02)	20	11	9 (129.5)	60	2	4.9 (16.1)	3	2	0.24 (0.8)	135	1	5.5 (18.1)	3000 (9842.5)	3,020 (9,907)	0.1276 (0.553)	3.853 (54.81)
(4) 16-RPCB-18" TCIB-MA 17	10	0.457 (18")	0.0726 (19.2)	0.008 (0.025)	20	10	88.9 (292)	60	8	213.4 (700)	3	3	4.0 (13.1)	135	-		3,000 (9842.5)	3,306.3 (10,847)	DESPRECIA BLE	

La velocidad en la línea de 1 1/2" de relleno de la de 18" de carga a barcos, es la misma que la de 4" ∅ debido a que el gasto asignado es proporcional.

Velocidad en la línea 16-RPCB-18"-TCIB-MAL7.  $A = 0.155179 \text{ m}^2$ ;  $v = \frac{Q}{A} = 0.4673 \text{ m/min} = 0.008 \text{ m/seg.}$

Número de Reynolds =  $25.374 \frac{dv_c}{\mu} = \frac{25.374 (17.5) (0.008) (588.783)}{0.0068} = 307,583$

Coefficiente de fricción en la línea de 1 1/2"

$Re = 25.374 \frac{(dv_c)}{\mu} = \frac{25.374 (1.61) (0.921) (588.783)}{0.0068} = 3,257,773$

$\epsilon/D = 0.00125$       $f = 0.0205$

(+) Cálculo de acuerdo al arreglo general mostrado en la fig. III.3.a

(\*)  $\epsilon/D = 0.000096$ ;  $f = 0.0152$

CALCULO DE ΔP

(1)  $\Delta P = \frac{f L v^2 \rho}{10,000 (D) 2g} = \frac{588.783 (0.0167) (141.7) (0.921)^2}{10,000 (0.102) (2) (9.81)} = 0.059 \text{ Kg/cm}^2 = 0.84 \text{ lb/in}^2$

(2)  $\Delta P = \frac{f L v^2 \rho}{10,000 (D) 2g} = \frac{588.783 (0.0167) (223.7) (0.921)^2}{10,000 (0.102) (2) (9.81)} = 0.0932 \text{ Kg/cm}^2 = 1.326 \text{ lb/in}^2$

(3)  $\Delta P = \frac{f L v^2 \rho}{10,000 (D) 2g} = \frac{588.783 (0.0205) (3,020) (0.921)^2}{10,000 (0.0409) (2) (9.81)} = 3.853 \text{ Kg/cm}^2 = 54.81 \text{ lb/in}^2$

(4)  $\Delta P = \frac{f L v^2 \rho}{10,000 (D) 2g} = \frac{588.783 (0.0152) (3000) (0.008)^2}{10,000 (0.444) (2) (9.81)} = 2 \times 10^{-5} \text{ Kg/cm}^2 = 3 \times 10^{-4} \text{ lb/in}^2$  Despreciable



III.3.5.2

CALCULO DE LAS PERDIDAS POR FRICCIÓN EN LA TUBERÍA DEL SISTEMA DE CAR A A BARCOS (+)

LINEA	CED	ØNOM. m (PULG)	GASTO m <sup>3</sup> /min (G.P.M)	VELOC m/seg (Pie/seg)	CONEXIONES Y VALVULAS				VALV. BOLA				VALV. RET.				LONG TUB m Pie	LONG EQ TOTAL m Pie	P 100 KG/Cm <sup>2</sup> lb/pulg <sup>2</sup>	P TOTAL KG/Cm <sup>2</sup> lb/pulg <sup>2</sup>		
					CODO 90°		TECTA		L/D*		L/D*		L/D*		L/D*							
					L/D*	CANT	LEQ m	L/D*	CANT	LEQ m	L/D*	CANT	LEQ m	L/D*	CANT	LEQ m						
11-CPBS-18-TCIB-		0.457	8.896	0.955	20	10	88.9	60	5	133.3	3	3	4.0	135		110	336.2	0.00717	0.0241			
(SUCCION)	-MA17 10	(18")	(2350)	(3.13)			(292)			(437.5)			(13.1)			(361)	(1104)	(0.03098)	(0.342)			
12-CPBD-18-TCIB		0.457	8.896	0.955	20	10	88.9	60	8	213.4	3	6	8	135	3	180	3000	3,490.3	0.00718	0.2506		
(DESCARGA)	-MA17 10	(18")	(2350)	(3.13)			(292)			700			(26.2)		(590.6)	(9842.5)	(11,451.3)	(0.0311)	(3.565)			

CALCULO DE ΔP EN LA SUCCION

$$\Delta P = \frac{\rho f L v^2}{(10,000)(D 2g)} = \frac{588.783 (0.01165) (336.2) (0.955)^2}{(10,000) (0.444) (2) (9.81)} = 0.0241 \text{ Kg/cm}^2$$

(°) ΔP<sub>s</sub>/100m = 0.00717 Kg/cm<sup>2</sup> ; ΔP<sub>s</sub>/100 Ft = 0.0398 lb/in<sup>2</sup> = 0.342 lb/pulg<sup>2</sup>

CALCULO DE P EN LA DESCARGA

$$\Delta P = \frac{588.783 (0.01165) (3490.3) (0.955)^2}{(10,000) (0.444) (2) (9.81)} = 0.2506 \text{ Kg/cm}^2 = 3.5651 \text{ lb/pulg}^2$$

(°) ΔP<sub>d</sub>/100 M = 0.00718 Kg/cm<sup>2</sup>; ΔP<sub>d</sub>/100 Ft/ = 0.0311 lb/pulg<sup>2</sup>

(°) Nótese que el resultado es igual, (difiere en algunas decimales por aproximación con la calculadora), debido a que se conserva el diámetro de la tubería, tanto en la succión como en la descarga.

Se hace notar también que las pérdidas por fricción son bajas debido a que la velocidad del fluido es baja.

(+) Cálculo de acuerdo al arreglo general mostrado en la fig. III.3.a

\*(3) pág. A-30

### III.3.6 Cálculo de Potencia de las Bombas de Propano

#### III.3.6.1 Potencia de la bomba de carga a barcos

Pérdidas de carga en la succión.

$$\begin{aligned}\Delta H_{fs} &= \Delta P_s \cdot 100 \cdot (L. eq. s/100) \times (10,000)/\rho \\ &= 0.007175 \cdot (3.362) \cdot (10,000)/(588.783) = 0.41m\end{aligned}$$

Altura de succión.

$$h_s = 2 \text{ m}$$

Presión interior del tanque de almacenamiento.

$$P_{int} = 0 \text{ Kg/cm}^2 \text{ man.}$$

Carga de succión.

$$\begin{aligned}H_s &= (p_1/\rho \times 10,000) + h_s - \Delta H_{fs} \\ H_s &= ((0/588.783) \times 10,000) + 2 - 0.41 = 1.59 \text{ m}\end{aligned}$$

Pérdidas de carga a la descarga.

$$\begin{aligned}\Delta H_{fd} &= \Delta P_d \cdot 100 \cdot (L. eq. d/100) \times (10,000)/\rho \\ \Delta H_{fd} &= 0.00715 \cdot (34.9) \cdot (10,000)/588.783 = 4.253 \text{ m}\end{aligned}$$

Altura de descarga.

$$h_d = 30 \text{ m}$$

Presión interior en el recipiente de descarga.

$$P_2 = 0 \text{ Kg/cm}^2 \text{ man.}$$

Carga de descarga.

$$H_d = ((P_2/\rho) \times 10,000) + h_d + \Delta H_{fd}$$

$$H_d = ((0/588.783) \times 10,000) + 30 + 4.25 = 34.253 \text{ m}$$

Carga dinámica total.

$$\Delta H = H_d - H_s = 34.253 - 1.59 = 32.663 \text{ m}$$

$$\Delta P = (\Delta H \times \rho / 10,000) = 32.663 \times (588.783) / 10,000$$

$$\Delta P = 1.923 \text{ Kg/cm}^2$$

Carga neta positiva de succión disponible.

$$\text{C.N.P.S.D.} = ((P_1 + P_{atm}) - P_v) / \rho (10,000) + h_s - \Delta H_{fs}$$

$$= ((0 + 1.033) - 0.93276) / 588.783 \times 10,000 + 2$$

$$- 0.41 = 3.29 \text{ m}$$

Potencia hidráulica.

$$\text{Pot} = 0.000219 (Q) \times (\Delta H) \times (\rho) \quad (3) \text{ pág. B-9}^*$$

$$= 0.000219 \times (8.896) \times (32.663) \times (588.783)$$

$$= 37.467 \text{ H.P.} = 27.94 \text{ KW}$$

Considerando una eficiencia de 35% y un factor de servicio de 1.15, la potencia de la bomba es:

$$\text{B.H.P.} = \frac{37.467}{0.35} \times (1.15) = 123.10 \text{ H.P.}$$

lo que lleva a considerar una bomba de 125 HP;

\* La fórmula varía por usar el sistema métrico en lugar del sistema inglés como en la referencia.

Pot. de bombeo = 125 HP = 93.21 kW.

### III.3.6.2 Potencia de la bomba de recirculación.

Pérdidas de carga en la succión

$$\begin{aligned}\Delta H_{fs} &= \Delta P_s \cdot 100 \text{ (L.eq.s/100) } (10,000) / \rho \\ &= 0.0416 (1.417) (10,000) / 588.783 = 1 \text{ m}\end{aligned}$$

Altura de succión

$$h_s = 2 \text{ m}$$

Presión interior del tanque de almacenamiento

$$P_1 = 0 \text{ Kg/cm}^2 \text{ man.}$$

Carga de succión.

$$\begin{aligned}H_s &= ((P_1 / \rho) \cdot 10,000) + h_s - \Delta H_{fs} \\ H_s &= ((0 / 588.783) (10,000)) + 2 - 1 = 1 \text{ m}\end{aligned}$$

Pérdidas de carga a la descarga.

En este punto se consideran sumadas las pérdidas calculadas en los puntos 2, 3, 4 de la tabla III.3.5.1

$$\begin{aligned}2 \quad \Delta H_{fd} &= A \cdot 100 \text{ (L.eq.d/100) } (10,000) / \rho \\ &= 0.0416 \times (2.237) (10,000) / 588.783 = 1.58 \text{ m}\end{aligned}$$

$$3 \quad \Delta H_{fd} = 0.1276 \times (30.2) \times (10,000) / 588.783 = 65.449 \text{ m}$$

$$4 \quad \Delta H_{fd} = 6.0491 \times 10^{-9} (33.06) \times (10,000) / 588.83 = 3.39 \times 10^{-6} \text{ m}$$

la última cantidad se considera despreciable y no se considerará

$$\Delta H_{fd} = 1.58 + 65.449 = 67.03 \text{ m} \quad \text{alt. a}$$

$$\Delta H_{fd} = 1.58 \quad \text{alt. b}$$

Altura de descarga.

$$h_d = 25 \text{ m}$$

Presión de descarga

$$P_2 = 0 \text{ Kg/cm}^2 \text{ man.}$$

Carga de descarga.

$$H_D = ((P_2/\rho) \times 10,000) + h_d + \Delta H_{fd}$$

$$H_D = 0 + 25 + 67.03 = 92.03 \text{ m} \quad \text{alt. a}$$

$$H_D = 0 + 25 + 1.58 = 26.58 \text{ m} \quad \text{alt. b}$$

Carga dinámica total.

$$\Delta H = H_D - H_s = 92.03 - 1 = 91.03 \text{ m} \quad \text{alt. a}$$

$$\Delta H = 26.58 - 1 = 25.58 \text{ m} \quad \text{alt. b}$$

$$\Delta P = (\Delta H \times \rho / 10,000) = 91.03 \times (588.73) / 10,000$$

$$= 5.36 \text{ Kg/cm}^2 \quad \text{alt. a}$$

$$\Delta P = (\Delta H \times \rho / 10,000) = 25.58 \times 588.73 / 10,000 = 1.506$$

$$\text{Kg/cm}^2 \quad \text{alt. b}$$

Carga neta positiva de succión disponible.

$$\text{C.N.P.S.D.} = \frac{((P_1 + P_{atm}) - P_v) / \rho}{\Delta H_{fs}} \times 10,000 + h_s -$$

$$\begin{aligned} \text{C.N.P.S.D.} &= \frac{((0 + 1.033) - 0.93276) / 588.783}{+ 2 - 1} \times 10,000 \\ &= 2.702 \text{ m} = 8.866 \text{ ft.} \end{aligned}$$

Potencia hidráulica.

$$\text{Pot. hid} = 0.000219 (Q) \times (\Delta H) \times (\rho) \quad \text{(misma nota que para la bomba de carga a barcos)}$$

se analiza primero la alternativa (a)

$$\begin{aligned} \text{Pot. hid} &= 0.000219 \times (0.0726) \times (91.03) \times (588.783) \\ &= 0.852 \text{ H.P.} = 0.635 \text{ KW.} \end{aligned}$$

alternativa (b)

$$\begin{aligned} \text{Pot. hid} &= 0.000219 \times (0.454) \times (25.58) \times (588.783) \\ &= 1.4975 \text{ H.P.} = 1.117 \text{ Kw} \end{aligned}$$

se considera la alternativa (b) que es la que requiere más potencia. Considerando una eficiencia de 35% y factor de servicio de 1.15,\* la potencia de la bomba es:

$$\text{Pot.} = 5 \text{ HP} = 3.728 \text{ kW}$$

\* la eficiencia considerada es la que en general (aprox.) - proporcionan los equipos comerciales de bombeo, y el factor de servicio es el que usualmente se solicita para cubrir los picos en el servicio.

III.3.7

TABLA DE RESULTADOS

SERVICIO	$\phi$ /ced	Re	f	hs (m)	Pint. (kg/cm <sup>2</sup> /man)	Hs (m)	$\Delta H_{fd}$ (m)	hd (m)	P <sub>2</sub> Kg/cm <sup>2</sup> (man)
Carga a barcos	18"/10	36,209,602	0.01165	2	0	1.59	4.253	30	0
Recirculación	4"/40	8,146,455	0.0167	2	0	1	a) 67.03 b) 1.58	25	0

Hd (m)	$\Delta H$ (m)	$\Delta P$ (kg/cm <sup>2</sup> )	CNPS (m)	Pot.hid. HP/KW	BHP IIP/KW
34.253	32.663	1.923	3.29	37.467/27.94	125/93.21
a) 92.03	a) 91.03	a) 5.36		a) 0.825/0.635	
b) 26.58	b) 25.58	b) 1.506	2.702	b) 1.5/1.12	6/3.728

INDICE DE LINEAS

NO. DE CODIFICACION	SERVICIO	DIAM. mm	CEN	GASTO M <sup>3</sup> /SEG	TEMP. °C	CLASE	AISLA- MIENTO	DE A
1-20"-AESPT-TIA	SUMINISTRO AGUA DE ENFTO. CAB. PRINCIPAL	508	20	0.302	32.2	TIA	—	BOMBAS 7-20"-AESCT-TIA
2-20"-AERP-TIA	RETORNO AGUA DE ENFTO. CAB. PRINCIPAL	508	20	0.302		TIA	—	8-20"-AERC-TIA TORRE DE ENFRIAMIENTO
3-14"-AESCL-TIA	SUMINISTRO AGUA ENFTO A COND. DE LLENADO	356	30	0.155	32.2	TIA	—	7-20"-AESCT-TIA
4-14"-AERCL-TIA	RETORNO AGUA ENFTO. DE COND. DE LLENADO	356	30	0.155		TIA	—	CONDENSADORES DE LLENADO CONDENSADORES DE LLENADO O 8-20"-AERC-TIA
5-14"-AESCR-TIA	SUMINISTRO AGUA ENFTO. A COND. DE REFRIGER.	356	30	0.140	32.2	TIA	—	7-20"-AESCT-TIA
6-14"-AERCR-TIA	RETORNO AGUA ENFTO. DE COND. DE REFRIG.	356	30	0.140		TIA	—	CONDENSADORES DE REFRIG. CONDENSADORES DE REFRIG. 8-20"-AERC-TIA
7-20"-AESCT-TIA	CABEZAL AGUA DE ENFTO. A CONDENSADOS	508	20	0.295	32.2	TIA	—	1-20"-AESPT-TIA 3/5-14"-AESCL/CR-TIA
8-20"-AERC-TIA	CABEZAL RETORNO AGUA ENFTO. DE CONDENS.	508	20	0.295		TIA	—	4/6-14"-AERCL/CR-TIA 2-20"-AERP-TIA
9-3"-AESSA-TIA	SUMINISTRO AGUA ENFTO. A SERVICIOS AUXILIARES	76	40	0.007	32.2	TIA	—	1-20"-AESPT-TIA EQUIPOS DE SERV. AUXILIARES
10-3"-AERSA-TIA	RETORNO AGUA ENFTO. DE SERVICIOS AUXILIARES	76	40	0.007		TIA	—	EQUIPOS DE SERV. AUXILIARES 2-20"-AERP-TIA
11-18"-CPDS-TCIB-MA17	CABEZAL DE SUCCION PROPANO CARGA BARCOS	457	10	0.148	-44.4	TCIB	MA17	TANQUE DE ALMACENAMIENTO. BOMBAS DE CARGA BARCOS
12-18"-CPDD-TCIB-MA17	CABEZAL DE DESCARGA BOMBAS CARGA BARCOS	457	10	0.148	-44.4	TCIB	MA17	BOMBAS DE CARGA BARCOS BARCOS
13-4"-RPS-TCIB-MA17	CABEZAL DE SUCCION PROPANO RECIRCULACION	102	40	0.008	-44.4	TCIB	MA17	TANQUE DE ALMACENAMIENTO BOMBAS DE RECIRCULACION
14-4"-RPD-TCIB-MA17	CABEZAL DESCARGA PROPANO BOMBA RECIRC.	102	40	0.008	-44.4	TCIB	MA17	BOMBAS DE RECIRCULACION TQUE. ALMTO.-15-1/2"RPS
15-1/2"-RPCB-TCIB-MA17	LLENADO DE LA LINEA DE CARGA BARCOS	38	40	0.001	-44.4	TCIB	MA17	14-4" RPD-TCIB-MA17 12-1/2"-CPDD-TIA-MA17



### III.4 DISEÑO DE RECIPIENTES SUJETOS A PRESION INTERNA

El diseño de un recipiente sometido u operando a presión interna consiste en el cálculo de los espesores de pared de los elementos principales que lo forman como son: cascarón y cabezas.

#### CASCARON

El espesor de cascarones bajo presión interna se calculará de acuerdo a los siguientes criterios:

Para esfuerzo circunferencial (juntas longitudinales). Cuando el espesor no exceda la mitad del radio interior, o "p" no exceda 0.385 SE, las siguientes fórmulas se aplicarán:

Considerando dimensiones interiores:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6 P} \quad \text{o} \quad P = \frac{SEt}{R + 0.6t}$$

Para esfuerzo longitudinal (juntas circunferenciales). Cuando el espesor no exceda la mitad del radio interior o "P", no exceda 1.25 SE, las siguientes fórmulas se aplicarán:

Considerando dimensiones interiores.

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4 P} \quad \text{o} \quad P = \frac{2SEt}{R - 0.4 t}$$

Donde:

$t$  = al mínimo espesor requerido del cascarón sin tomar en cuenta la tolerancia por corrosión, (mm.) o (pulg.)

$P$  = presión de diseño, (Kg/ cm<sup>2</sup>) o (lb./pulg<sup>2</sup>).

$R$  = radio interior del cascarón bajo consideración.

$S$  = valor máximo del esfuerzo permisible del material seleccionado, (Kg./ cm<sup>2</sup>) o (lb/ pulg<sup>2</sup>).

$E$  = eficiencia de junta de cascarones cilíndricos o la eficiencia de ligamentos entre aberturas, cualquiera que sea menor, ( % ).

Temperatura de Diseño.- La temperatura de diseño es un parámetro que se debe considerar más que una condición ambiental de diseño, una carga de diseño, por la razón de que un cambio de temperatura combinada con alguna limitación del cuerpo o ciertos gradientes de temperatura origina esfuerzos térmicos. Sin embargo es una condición de diseño importante que influye de gran manera en la selección del material apropiado para la construcción del equipo.

La temperatura de diseño requerida por código no debe ser menor que la temperatura de pared promedio del metal del recipiente, esperada bajo condiciones de operación y calculada por fórmulas de transferencia de calor estanda

res y si es posible complementada con mediciones recientes. Para la mayoría de los recipientes a presión la temperatura de diseño es la temperatura máxima de operación del fluido más 10°C (50°F), como un margen de seguridad.

Presión de Diseño.- La presión de diseño es la presión utilizada para determinar el mínimo espesor de pared requerido de cada componente del recipiente. Esto incluye un margen apropiado arriba de la presión de operación (10% de la presión de operación ó 30 lb./pulg<sup>2</sup> cualquiera que sea mayor).

La pared del recipiente debe ser diseñada para las más severas combinaciones de presión y temperatura bajo las condiciones de operación esperadas. El esfuerzo nominal en alguna parte del recipiente al ser calculado de las fórmulas del código\* y de las fórmulas de esfuerzos estándares de ingeniería (sin la consideración de los grandes incrementos de esfuerzos en las discontinuidades estructurales del equipo) no deben exceder los esfuerzos permisibles del código.

Radio interior y exterior.- Estos términos no requieren explicación alguna en cuanto a concepto, pero que adquieren cierta importancia, ya que dependiendo de la se--

\* ASME SEC. VIII-I

lección del tipo de dimensiones conocidas (interiores o exteriores) será la ecuación a utilizar para el cálculo del espesor del cascarón.

Esfuerzo Permisible "S"..- El valor máximo del esfuerzo permisible del material seleccionado es un parámetro que es función de la temperatura de diseño, por lo que para obtener dicho valor es necesario consultar las tablas para toda clase de materiales, y que de acuerdo a la aplicación del presente trabajo es servicio en moderada y baja temperatura.

El procedimiento para obtener este valor consiste en conocer la especificación del material con anterioridad o especificarlo de modo que cumpla con la composición química solicitada por condiciones de proceso y buscando que el material tenga el esfuerzo permisible más alto posible tomando en consideración el costo y disponibilidad del material; de esta forma en la tabla correspondiente donde se encuentre la especificación del material, hay que localizar la columna correspondiente a la temperatura de diseño, para encontrar en el cruce de la columna de la temperatura y el renglón donde se encuentre la especificación del material el valor correspondiente del esfuerzo máximo per-

misible.

Eficiencia de junta "E". - La eficiencia de una junta soldada es una cantidad numérica expresada en porcentaje y es utilizada en el diseño de una junta (una soldadura de dos miembros situados aproximadamente en el mismo plano) como un multiplicador del valor del esfuerzo máximo permisible respectivo. Las eficiencias de las juntas dependen entre otros factores del tipo de junta y del grado de examen de las mismas.

Espesor de Pared "t". - Por definición de código "t" es el mínimo espesor de pared requerido para el recipiente al ser calculado con las fórmulas del código.

Otros términos utilizados y relacionados con los espesores de pared son: el espesor de diseño, que es el mínimo espesor requerido más la tolerancia por corrosión, y el espesor nominal que es el espesor de pared redondeado al espesor inmediato superior utilizado industrialmente en la construcción de recipientes de presión. A todos los cascarones se les debe especificar su espesor nominal.

Para calcular el espesor de pared del cascarón se utilizará la ecuación:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

que considera dimensiones interiores, y el esfuerzo circunferencial el cual es el doble del longitudinal y por lo tanto el más crítico, ésto se comprobará mediante la siguiente demostración.

Un depósito cilíndrico que contenga un fluido a una presión  $P$  está sometido a fuerzas de tracción según sus secciones longitudinales y transversales y las paredes han de resistir estas fuerzas para evitar que reviente. Si se considera primeramente una sección longitudinal cualquiera A-A que corte diametralmente al cilindro de la figura sometido a presión interna. En la figura adyacente se representa el diagrama de cuerpo libre de una de las mitades del cilindro.

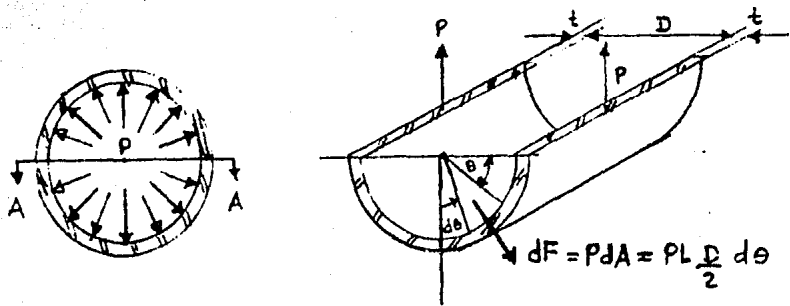


Figura III.4.1 Determinación analítica de la fuerza  $F$  que tiende a separar las dos partes del cilindro.

La fuerza elemental que actúa normalmente a un elemento diferencial de la pared del cilindro a una distancia angular  $\theta$  del diámetro horizontal es  $dF = p dA =$

$$PL \frac{D}{2} d\theta$$

Por simetría respecto al plano vertical que pasa por el eje del cilindro a cada  $dF$  le corresponde otra -- (no representada) cuya componente horizontal será igual, -- pero de sentido opuesto, por lo que todos los pares de componentes horizontales se anulan y la fuerza total  $F$  que -- tiende a separar una mitad del cilindro de la otra, es la suma de las componentes verticales de dichas fuerzas ele-- mentales:

$$F = \int_0^{\pi} PL \frac{D}{2} d\theta \sin \theta = PL \frac{D}{2} ( - \cos \theta )_0^{\pi}$$

que se reduce a  $F = PDL$

Evidentemente, y para mantener el equilibrio del medio cilindro, la fuerza total  $F$ , que actúa normal al -- plano A-A es soportada por las fuerzas iguales  $P$  que -- actúan en las dos secciones cortadas de la pared del cilinddro. Por lo tanto:

$$\sum F_y = 0$$

$$F = PDL = 2 P$$

La tensión en la sección longitudinal que soporta la fuerza  $F$  resulta de dividir ésta por el área de las dos secciones de corte. Por tanto ya que:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{y sustituyendo valores:}$$

$$\sigma_t = \frac{PDL}{2tL} = \frac{PD}{2t}$$

Esta tensión suele llamarse esfuerzo tangencial o circunferencial.

El adjetivo tangencial se debe a que actúa tangente a la circunferencia directriz del cilindro, pero es preferible llamarlo circunferencial, excepto en aquellos casos en que pueda inducir a error.

La tensión calculada mediante la ecuación  $\sigma_t$  es la tensión media para cilindros en los que la pared tenga un espesor igual o menor que un décimo de su radio interior, esta tensión media calculada es prácticamente igual a la tensión máxima que aparece en la superficie interior del cilindro, y la mínima de la superficie exterior se diferencia muy poco.

Si consideramos ahora el diagrama de cuerpo libre de una parte del depósito cilíndrico separada del resto por



una sección transversal cualquiera A-A, figura III.4.2 se observa que la fuerza  $F$  que tiende a separar esta parte -- del cilindro de la otra y que es la fuerza que actúa sobre el fondo del mismo ha de ser contrarrestada por la resultante  $P$  de las fuerzas que actúan en la pared del cilindro, normalmente al plano de la sección transversal de corte. El área de esta sección es igual al espesor de la pared multiplicado por la longitud de la circunferencia media o sea --  $(D + t) t$ . Si  $t$  es muy pequeño comparado con  $D$ , el área es aproximadamente igual a  $Dt$ . Por tanto ya que:

$$P = F = \pi D t \sigma_1 = \frac{D^2}{4} p$$

$$\sigma_1 = \frac{p D}{4t}$$

en donde el subíndice 1 indica que se trata de una tensión longitudinal, por lo que actúa paralelamente al eje longitudinal del cilindro.

Comparando las ecuaciones  $\sigma_L$  y  $\sigma_1 t$  se observa -- que la tensión circunferencial tiene un valor del doble de la longitudinal, como se había mencionado, y por tanto se puede afirmar que si la presión en un depósito cilíndrico se eleva hasta alcanzar el valor de rotura, el fallo del material tendrá lugar a lo largo de una sección longitudi-

nal. Cuando un depósito cilíndrico se construye con dos o más placas roladas como el de la figura la resistencia de las juntas longitudinales deberá ser el doble que la resistencia de las juntas circunferenciales.

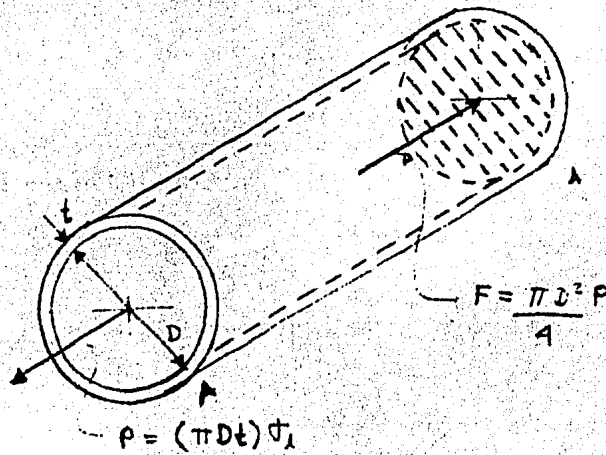


FIGURA III.4.2.

### III.4.1 DISEÑO MECANICO POR PRESION INTERNA DEL DOMO DE "PLASHEO"

El diseño se hace bajo la consideración de que el esfuerzo tangencial es el crítico.

#### 1.- Cálculos para el cascarón;

$$P_{operación} = 65 \text{ psi}$$

$$T = 24^{\circ}\text{F}$$

$$t = \frac{PR}{SE-0.6P}$$

donde:

$$P = \text{Presión de diseño } 95 \text{ psi} = 0.0668 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S = 17500 \text{ psi} = 12.30 \text{ Kg/mm}^2$$

(de moderada y baja temperatura) (7) pg 128

$$E = 100\% \text{ totalmente radiografiada (7) pg 120}$$

t = espesor de pared en pulgadas (mm.)

$$R = 46.77 \text{ pulgadas} = 1,187 \text{ mm}$$

Material seleccionado SA 516 70 y S = 17500 psi (7) pg 131

$$0.385 SE = 0.385 \times 17,500 \times 1.0 = 6737.5$$

puesto que  $P < 0.385 SE$  la fórmula puede aplicarse;

$$t = \frac{95 \times 46.77}{17500 \times 1.0 - 0.6 \times 95} = 0.2547 \text{ pulgadas} = 6.47 \text{ mm}$$

$$t \text{ nominal} = 0.281 \text{ pulg (9/32")} = 7.137 \text{ mm.}$$

$$P = \frac{SEt \text{ nominal}}{R + 0.6t} = \frac{17500 \times 1 \times 0.281}{46.77 + 0.6 \times 0.281}$$

$$= 104.76 \text{ psi} = 7.36 \text{ Kg/cm}^2$$

## 2.- Cálculo de la cabeza

Puesto que la presión de diseño es de  $6.68 \text{ Kg/cm}^2$  el tipo de cabeza seleccionada es la torisférica.

$$(10.6 \text{ Kg./cm}^2)$$

$$\text{para } \frac{L}{r} = 16 \frac{2}{3}$$

$$L = 93.3$$

$$\frac{L}{r} = 16.66 \therefore r = 5.6 \text{ pulg (142.1 mm) radio de la cabeza}$$

$$t = \frac{0.885 PL}{SE - 0.1P} = \frac{0.885 \times 95 \times 93.3}{17500 \times 1 - 0.1 \times 95} \quad (7) \text{ pg (18)}$$

$$t \text{ calculado} = 0.44848 \text{ pulg (11.39 mm.)}$$

$$t \text{ nominal} = \frac{1}{2}'' \text{ (12.7 mm.)}$$

$$P = \frac{SEt \text{ nominal}}{0.885 \times L + 0.1t} = \frac{17500 \times 1 \times 0.5}{0.885 \times 93.3 + 0.1 + 0.5} \quad (7) \text{ pg 18}$$

$$= 105.93 \text{ psi} = 7.45 \text{ Kg/mm}^2$$

### III.4.2 DISEÑO MECANICO DEL DOMO DE SUCCION

Se consideran las dimensiones que se dieron en el proyecto de referencia y que fueron calculadas para que en este recipiente se abatiera la temperatura de  $-9.44^\circ\text{C}$  ( $15^\circ\text{F}$ ) a  $-44.4^\circ\text{C}$

Dimensiones para el diseño mecánico del domo se emplean las dimensiones:

$$L = 27' ; L/D = 3; \text{ de donde } D = L/3 = 9'.$$

Condiciones de operación:

105

Operación = 14.7 psi

Pdis = 30 psi

T = - 48° F

Se calcula según ASME Secc. VIII div 1:

Espesor de pared:

$$\text{Casca} \text{r} \text{on: } t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$R = 54''$$

$$S = 13,800 \text{ psi}$$

$$E = 0.85 \text{ (radiografiado por puntos) (7) p\u00e1g.120}$$

$$t = \frac{30 (54)}{13,800 (0.85) - 0.6 (30)} = 0.138''$$

Por c\u00f3digo se elige un espesor de 0.25" (6mm) (7) p\u00e1g.136

Cabeza:

Tipo teorizf\u00e9rica

$$t = \frac{0.885 PL}{SE - 0.1P}$$

$$L = 108$$

$$\frac{L}{r} = 16.66 \therefore r = 6.5''$$

r = (rodilla de la cabeza)

E = 1 (totalmente radiografiada)

$$t = \frac{0.885 (30) (108)}{13,800 (1) - 0.1(30)} = 0.2078''$$

Se selecciona 0.25"

Presi\u00f3n m\u00e1xima de trabajo

Casca} \text{r} \text{on:}

$$P = \frac{SEt}{R + 0.6t} = \frac{13,800 (0.85) (0.25)}{54 + 0.6 (0.25)} = 54 \text{ psi} = 3.8 \text{ Kg/cm}^2$$

Cabeza

$$P = \frac{SEt}{0.885L + 0.1t} = 36 \text{ psi} = \frac{13,800 (1) (0.25)}{0.88(108) + 0.1(25)}$$

Presión máxima de operación  $P_{\text{máx.}} = 36 \text{ psi}$ 

### III.4.3 DISEÑO MECANICO POR PRESION INTERNA DEL ACUMULADOR DE INTERFASES

Espesor cascarón;

P = 95 psi                      Material seleccionado SA 51670

D = 72"                              y S = 17,500 psi

Esfuerzo tangencial:

$$St = \frac{P \times D}{2t}$$

$$t = \frac{95 \times 72}{35,000} = 0.19542" = 4.96 \text{ mm.}$$

$$t_{\text{nom}} = 1/4"$$

En función de dimensiones interiores

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6p} = \frac{95 \times 36}{17500 \times 1 - 0.6 \times 95}$$

$$= 0.196" \quad t_{\text{nom}} = 1/4"$$

$$P = \frac{SEt_{\text{nom}}}{R + 0.6t} = \frac{17,500 \times 1 \times 0.250}{36 + 0.6 \times 0.250}$$

$$= 121 \text{ psi} = 8.51 \text{ Kg/cm}^2$$

Espesor para cabeza torisféricaEn términos de dimensiones interiores suponiendo  $L/r = 16^2/3$

$$t = \frac{0.885 PL}{SE - 0.1P} = \frac{0.885 \times 95 \times 72}{17,500 \times 1 - 0.1 \times 95}$$

$$= 0.34609" \quad 0.375" = 9.525 \text{ mm.}$$

$$t_{\text{nom}} = 3/8"$$

$$P = \frac{S_x E_x t}{0.885L + 0.1 t_{\text{nom}}} = \frac{17500 \times 1 \times 0.375}{0.885 \times 72 + 0.1 \times 0.375}$$

$$P = 102.94 \text{ psi} = 7.24 \text{ Kg/cm}^2$$

#### III.4.4 DISEÑO MECANICO POR PRESION INTERNA DEL ACUMULADOR FINAL DE LLENADO

Cascarón: poperación = 275 psi

Esfuerzo tangencial P diseño = 305 psi

$$St = \frac{PXD}{2t}$$

$$D = 90.55"$$

$$t = \frac{305 \times 90.55}{2 \times 17,500} = 0.789"$$

$$t_{\text{nom}} = 0.875" \quad 7/8" = 22.2 \text{ mm.}$$

En términos de dimensiones interiores;

$$P = 305 \text{ psi}$$

$$t = \frac{P \times R}{SE - 0.6P}$$

$$R = 45.27"$$

$$E = 1$$

$$= \frac{305 \times 45.27}{SE - 0.6P}$$

$$S = 17,500$$

$$= \frac{305 \times 45.27}{17,500 \times 1 - 0.6 \times 305} = 0.79732"$$

$$t_{nom} = 0.875" \quad (7/8") = 22.2 \text{ mm}$$

$$P = \frac{S.E.t_{nom}}{R + 0.6t} = \frac{17,500 \times 1 \times 0.875}{45.27 + 0.6 \times 0.875}$$

$$P = 334.37 \text{ psi} = 23.51 \text{ Kg/cm}^2$$

#### Para cabezas elípticas

En términos de dimensiones interiores

$$t = \frac{P.D}{2SE - 0.2P} = \frac{305 \times 90.55}{2 \times 17,500 \times 1 - 0.2 \times 305}$$

$$= 0.79045" \quad 0.875 \text{ (7/8")} \quad t_{nom} \text{ 7/8"}$$

$$P = \frac{2SEt}{D + 0.2t} = \frac{2 \times 17,500 \times 1 \times 0.875}{90.55 + 0.2 \times 0.875}$$

$$P = 337.55 \text{ psi} = 23.73 \text{ Kg/cm}^2$$

### III.4.5 DISEÑO MECANICO POR PRESION INTERNA DEL ACUMULADOR FINAL DE REFRIGERACION

#### Para el cascarón

Material seleccionado Sa 516 70

S = 17,500 psi (máximo esfuerzo permisible)

Esfuerzo tangencial

$$S_t = \frac{PxD}{2t}$$

Poporación = 275 psi

∴ P diseño = 305 psi

$$= \frac{305 \times 66}{35,000} = 0.575" = 14.6 \text{ mm.}$$



$$t_{nom} = 0.625 \text{ (5/8") } = 15.8 \text{ mm.}$$

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} = \frac{305 \times 33}{17500 \times 1 - 0.6 \times 305} = 0.58122" \text{ 5/8"}$$

$$t_{nom} = 0.625" \text{ (5/8")}$$

$$P = \frac{SEt}{R+0.6t} = \frac{17,500 \times 1 \times 0.625}{33+0.6 \times 0.625} = 327.71 \text{ psi} = 23 \text{ Kg/cm}^2$$

Para cabeza Elíptica

$$t = \frac{P \times D}{2SE - 0.2P} = \frac{305 \times 66}{2 \times 17500 \times 1 - 0.2 \times 305} = 0.576"$$

$$t_{nom} = 0.625 \text{ (5/8")}$$

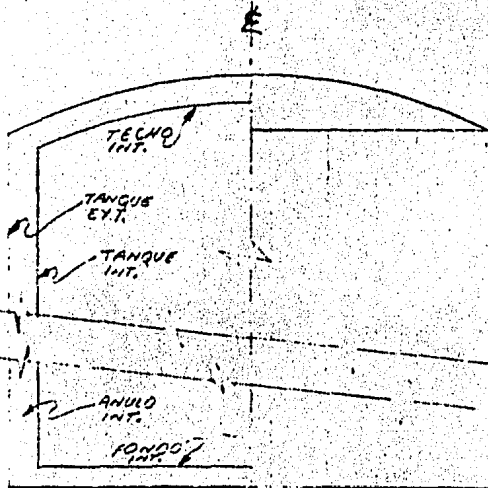
$$P = \frac{2SEt}{0+0.2t} = \frac{2 \times 17500 \times 1 \times 0.625}{66+0.2 \times 0.625} = 330.81 \text{ psi} = 23.26 \text{ Kg/cm}^2$$

III.4.6 TABLA DE RESULTADOS

RECIPIENTE	CASCARON				TIPO	CABEZA	
	ESPESOR		PRESION			ESPE- SOR NOM.	PRESION MAX.
	CALCULO	NOMINAL	DISENO	MAXIMA			
DOMO DE "FLASHEO"	0.2547"	5/16"	95	104.8	Torisf.	1/2"	105.6
ACUMULADOR FINAL LLENADO	0.797"	7/8"	305	334.37	Elípt.	7/8"	337.5
ACUMULADOR FINAL REFRIGERACION	0.581"	5/8"	305	327.71	Elípt.	5/8"	330.81
ACUMULADORES IN- TERFASES	0.196"	1/4"	95	121	Torisf	3/8"	102.94
DOMO DE SUCCION	0.138"	1/4"	30	54	Torisf	1/4"	36

### III.5 DISEÑO MECANICO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO CRIOGENICO.

#### III.5.1 Condiciones de Operación



Fluido: Propano Líquido

Temperatura de Operación: - 44°C

Presión de operación : 1.03 Kg/cm<sup>2</sup> man. (Atmosf.)

Capacidad: 20,000 Ton. Met.

Para el almacenamiento de hidrocarburos a temperatura criogénica y presión atmosférica se usan los tanques de doble pared, como el que se muestra en la figura, donde el diseño del tanque interno se hace bajo las especificaciones del Código API-620 Apéndice R, que se refiere a tanques atmosféricos de servicio criogénico, con rango de temperaturas de 4.4°C a -51.1°C.; y el diseño del tanque exterior se hace bajo las especificaciones del Código API-650 que se refiere a tanques atmosféricos a temperatura ambiente.

El espacio intertanques o ánulo interior, se rellena con perlita aislante para evitar el paso de calor al tanque interior.

Las dimensiones aquí consideradas son aproximadas a las del proyecto original. Se hace notar que el diseño que aquí se presenta es general y no entra en detalles propios de un diseño formal.

### III.5.2 Cálculo de Espesor de Pared

#### III.5.2.1 Tanque Exterior

Temperatura de diseño 39°C (ambiente)

Presión de diseño 1.03 Kg/cm<sup>2</sup> man. (atmosférica)

Material: ASTM-A-36

Los cálculos se hacen en sistema inglés por comodidad de uso de las fórmulas del código.

Cuerpo.- Espesor de placa t

$$t = \frac{2.6 \times D \times (H-1) \times G}{17,850}$$

D = Diámetro interior = 149.3 Ft

H = Altura de la coraza = 62.3 Ft

G = Gravedad específica del líquido = 1 (del agua)

$$t = 2.6 (149.3) (62.3-1)(1) / 17,850 = 1.35" = 34.5 \text{ mm}$$

Se selecciona placa de 35 mm (1<sup>3</sup>/<sub>8</sub>") de espesor

Techo.- Espesor de placa t

a) Tipo Domo Autosoportado

$$t = \frac{R}{200}$$

R = D = 149.3 Ft = radio de curvatura

$$t = \frac{149.3}{200} = 0.746" = 19 \text{ mm} \quad 0.75"$$

b) Tipo Cónico Autosoportado

$$t = \frac{D}{400 \text{ Sen } \theta}$$

$\theta = 9^{\circ}28'$  (Pendiente 2:12)

$$t = \frac{149.3}{400 (0.1645)} = 2.27" = 57.6 \text{ mm}$$

Se selecciona el Tipo Domo Autosoportado que requiere menor espesor de placa y tiene más resistencia para soportar cargas (válvulas), tubería, plataformas).

Fondo

Se selecciona de 12.7 mm (1/2") de espesor

#### II.5.2.2 Tanque Interior (Criogénico)

Temperatura de diseño =  $-44^{\circ}\text{C}$

Presión de diseño = 1.03 Kg/cm<sup>2</sup> man.

Material: SA-516-70

Esfuerzo a la tensión S = 70,000 psi = 4,762 Kg/cm<sup>2</sup>

Cálculo del espesor de pared  $t$

$T_1$  = fuerza meridional a la altura del nivel bajo

consideración

$$T_1 = \frac{Rc}{2} \left( P + \frac{W+F}{A_T} \right)$$

$Rc$  = Radio del cilindro = 1,732.3 pulg.

$P$  = Presión del líquido + presión del vapor. Se considera el nivel del líquido a 60 Ft.

$$P_L = 15.31 \text{ lb/pulg}^2 = 1.04 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_g = 14.7 \text{ lb/pulg}^2 = 1.03 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P = 15.31 + 14.7 = 30.01 \text{ lb/pulg}^2 \quad 30 \text{ lb/pulg}^2$$

$W$  = Peso del líquido = 44,052,863 lb

$F$  = Suma de fuerzas verticales que actúan sobre la coraza = 0

$A_T$  = Sección recta del tanque = 2,356,827 pulg<sup>2</sup>

$$T_1 = \frac{1732.3}{2} \left( 30 + \frac{44,052,363+0}{2,356,827} \right) = 42,174 \frac{\text{lb}}{\text{pulg.}}$$

$T_2$  = Fuerza circunferencial al nivel bajo consideración.

$$T_2 = PRc = 30(1,732.3) = 51,969 \text{ lb/pulg.}$$

$T_2 > T_1$  ∴ se considera  $T_2 = 51,969 \text{ lb/pulg}$

para calcular el espesor de pared.

$$t = \frac{T_2}{S_{ts}E} + c$$

$S_t = 21,000 \text{ lb/pulg}^2$  (Es el 30% del esfuerzo última la tensión)

$E = \text{Eficiencia de junta} = 0.75$

$C = \text{Corrosión permisible} = 0.125 \text{ pulg.}$

$$t = \frac{51,969}{21,000(1.0)} + 0.125 = 2.6 \text{ pulg} \quad 3''$$

El espesor de pared se elegiría entre 2.5" y 3".

Techo .- Tipo Domo Autosoportado

$$t = \frac{R}{200} = \frac{144.3}{200} = 0.722''$$

Se selecciona de 19 mm (3/4") de espesor

Fondo .-

Se selecciona igual que el del tanque exterior o sea -

12.7 mm (1/2") de espesor.

CAPITULO IV  
CALCULO Y SELECCION DE EQUIPO DE SERVICIOS AUXILIARES

IV.1 TORRE DE ENFRIAMIENTO

Torre de tiro mecánico.- En este tipo de torre - el flujo de aire se produce con ventiladores, los cuales - se colocan a la entrada o a la salida de dicho elemento dan do lugar respectivamente a torres de tiro forzado y torres de tiro inducido.

Los ventiladores forman parte integral de la torre y permiten tener control sobre el flujo del aire.

Ventajas:

- 1.- Buen control de la temperatura de agua fría.
- 2.- Area reducida para su instalación.
- 3.- Baja carga de bombeo.
- 4.- Más relleno por unidad de volumen de torre.
- 5.- Localización de la torre sin restricciones.
- 6.- Permite una menor aproximación y un rango de enfriamiento mayor.
- 7.- Menor costo inicial que las de flujo natural.

Desventajas:

- 1.- Gran consumo de potencia para la operación - de los ventiladores.
- 2.- Sujeta a desperfectos mecánicos.

- 3.- Presenta problemas de recirculación de aire.
- 4.- Alto costo de mantenimiento.
- 5.- Alto costo de operación.

Dimensionamiento.- Para efectos de cálculo de la torre de tiro mecánico se procede a determinar el factor de torre, que es el grado de dificultad que se tiene para disipar el calor del agua de circulación. Este valor al multiplicarse por el gasto de agua de circulación, da como resultado el número de unidades de torre.

Esto puede expresarse por la siguiente ecuación:

$$UT = FT \times GPM$$

Donde UT representa el número de unidades de torre FT es el factor de torre y GPM es el flujo de agua en galones por minuto.

$$FT = f \left( \frac{\text{pies}^2}{\text{GPM}} \right)$$

Por lo tanto:

$$UT = f \left( \frac{\text{pies}^2}{\text{GPM}} \right) \times \text{GPM}$$

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

Este término indica la superficie de relleno que



se requiere para poner en agua en contacto con el aire, sin que tenga ninguna relación con el área que ocupa la torre - pero sí con un volumen como sigue:

$$\frac{1}{4} V_1 = UT \quad \text{Por lo tanto:}$$

$$V_1 = 4 \quad UT \quad \text{pies}^3$$

Ecuación que sólo es válida para el sistema contraflujo, pues las torres de flujo cruzado ocupan un 30% -- más de volumen en un foso para conducir el aire; de manera que para encontrar su volumen, habrá que hacer la siguiente operación:

$$V_1 = \frac{4 \quad UT}{0.7} \quad \text{pies}^3$$

El factor de torre puede ser calculado en forma inmediata con el uso de las cartas presentadas por diversos autores, como Dickey y Cates, Mac Kelvev y Brook y - que han sido publicadas por compañías que se dedican a la construcción de torres de enfriamiento. El manejo de las - cartas sólo requiere el conocimiento de las temperaturas - de agua caliente, bulbo húmedo y agua fría.

Mediante el conocimiento de los siguientes datos se está en condiciones de proceder al dimensionamiento de - la torre.

- a).- Aproximación (Apx.)  $(T_{af} - T_{bh})$
- b).- Rango de enfriamiento  $(T_{ac} - T_{af})$
- c).- Temperatura de bulbo húmedo  $T_{bh}$
- d).- Temperatura de agua caliente  $T_{ac}$
- e).- Temperatura de agua fría  $T_{af}$

## IV.1.1 CALCULO DE LAS UNIDADES DE TORRE

El factor de torre se obtendrá mediante el uso de gráficas correspondientes a las temperaturas de bulbo húmedo de 70 y 80°F.

Haciendo la interpolación para la temperatura de bulbo húmedo en cuestión ( 77°F).

$$\text{Aproximación} = T_{af} - T_{bh} = 90 - 77 = 13^\circ\text{F}$$

$$\text{Rango} = T_{ac} - T_{af} = 96 - 90 = 6^\circ\text{F}$$

$T_{bh}$	Factor de Torre
70°F	0.470
80°F	0.400

Interpolando se tiene:

$$FT = 0.421$$

Entonces:

$$UT = FT \times \text{GPM} \frac{\text{ft}^2}{\text{GPM}} \times \text{GPM}$$

y tomando en consideración que el gasto a manejar es:

$$W_1 \text{ cond. llenado} = 19,723.06 \text{ GPM}$$

$$W_2 \text{ cond. refrigeración} = 4,425.65 \text{ G.P.M.}$$

$$W \text{ total} = 24,148.71 \text{ GPM}$$

$$\begin{aligned} UT &= 0.421 \times 24,148.71 \\ &= 10,166.60 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

120

Para contraflujo  $V_1 = 4 UT$   
 $= 40,666.40 \text{ ft}^3$

Para flujo cruzado  $V_1 = \frac{4UT}{0.7} \text{ ft}^3 = 58,094.85 \text{ ft}^3$

## IV.1.2 CALCULO DEL FLUJO DE AIRE

Temperatura de salida del aire:

$$T \text{ sal. aire} = \frac{T_{ac} + T_{af}}{2} = \frac{96 + 90}{2} = 93^{\circ}\text{F}$$

Por conservación de energía:

$$Q_{H_2O} = Q_{\text{aire}}$$

$$\dot{m}_{H_2O} C_p (A_t) = \dot{m}_{\text{aire}} (\Delta h)$$

$$\begin{aligned} \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{\text{aire}}} &= \frac{h_2 - h_1}{C_p (T_{ac} - T_{af})} \\ &= \frac{(61.2 - 44.1)}{1 \times (96 - 90)} \\ &= 2.85 \end{aligned}$$

Las entalpías se evaluaron de la carta psicométrica

$h_2$  a la temperatura de salida del aire =  $93^{\circ}\text{F}$

$h_1$  a la temperatura de bulbo húmedo =  $77^{\circ}\text{F}$

$$\dot{m}_{H_2O} = 164,449.96 \text{ lb/min (condensadores de lle}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 36,900.89 \text{ lb/min (condensadores de refrige}$$

ración)

$$\dot{m}_{\text{total}} = 201,350.86 \text{ lb/min}$$

Entonces del flujo de aire  $\dot{m}_{\text{aire}}$  será:

$$\dot{m}_{\text{aire}} = 70,649.42 \text{ lb/min}$$

#### IV.1.3 CALCULO DE LA CANTIDAD DE AGUA INCREMENTADA AL FLUJO DE AIRE

Humedad Absoluta:

$$a \quad T = 93^{\circ}\text{F} \quad (\text{condiciones de salida del aire})$$

$$\phi = 0.0343 \quad \frac{\text{lb vapor}}{\text{lb aire seco}}$$

$$\phi \times \text{aire} = 0.0343 \times 70,649.42 = 2423.27 \quad \frac{\text{lb vapor}}{\text{min.}}$$

#### IV.1.4 CALCULO DEL FLUJO DE AIRE FUERA DE LA TORRE

El peso de cada libra molecular ocupará  $379 \text{ ft}^3$  a  $60^{\circ}\text{F}$  por tanto a  $93^{\circ}\text{F}$  y considerando los pesos moleculares del agua y del aire como 18 y 29, se tiene:

$$V = 379 \times \frac{460 + 93}{460 + 60} \times \frac{1}{29}; \quad v = 13,897 \text{ ft}^3/\text{lb aire seco}$$

$$V = 379 \times \frac{460 + 93}{460 + 60} \times \frac{1}{18}; \quad v = 22.39 \text{ ft}^3/\text{lb vapor de agua}$$

Para una libra de aire seco el volumen es  $v = 13,897 \text{ ft}^3$

Para 0.0343 libras de vapor de agua el volumen es  $V = 0.768 \text{ ft}^3$

Para 1.0343 libras de mezcla el volumen es  $V = 14.665 \text{ ft}^3$

Densidad de la mezcla

$$= \frac{1.0343}{14.665}$$

$$= 0.070528 \text{ lb/ft}^3$$

$$Q_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}} + \dot{m}_{\text{vapor incr. al aire}}}{\text{mezcla}} = \frac{70\,649.42 + 2423.27}{0.070528} = 1,036,080 \text{ ft}^3/\text{min}$$

#### IV.1.5 CALCULO DE LA POTENCIA DE LOS VENTILADORES

En atención a la regla práctica (9) Pg 263 que establece la potencia que se requiere para manejar el flujo de aire es de que por cada 8,000 ft<sup>3</sup>/min se necesita 1 HP se tiene:

$$P = \frac{1,036,080}{8,000} = 129 \text{ H.P.}$$

#### VI.1.6 ENERGIA CONSUMIDA POR LOS VENTILADORES

$$E = 129.51 \times 746$$

$$E = 96,614.46 \text{ Watts}$$

#### VI.1.7 PERDIDAS POR EVAPORACION

Por diseño se considera que el aire que entra en la torre es seco, y el que sale es completamente saturado por lo tanto se tiene:

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = 2423.27 \text{ lb vapor/min}$$

Incrementada al flujo da aire

$$\% \text{ evaporación} = \frac{2423.27}{201,350.86}$$

$$= 1.20\%$$



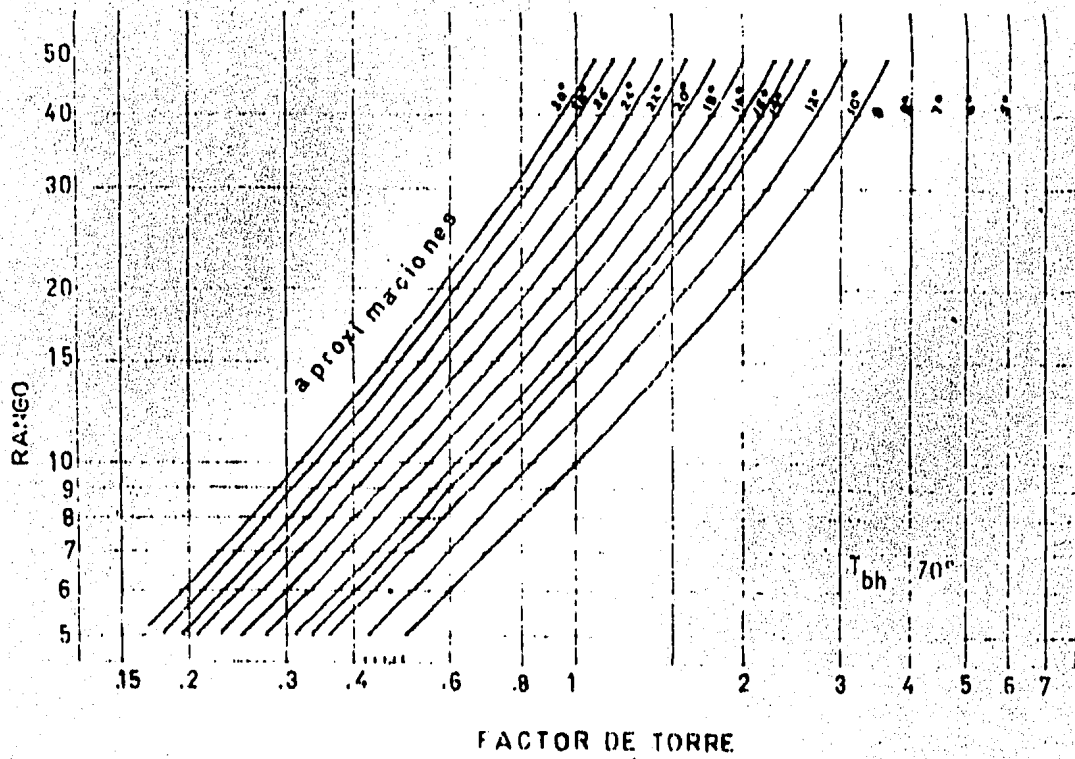


FIGURA No. IV.1.A.

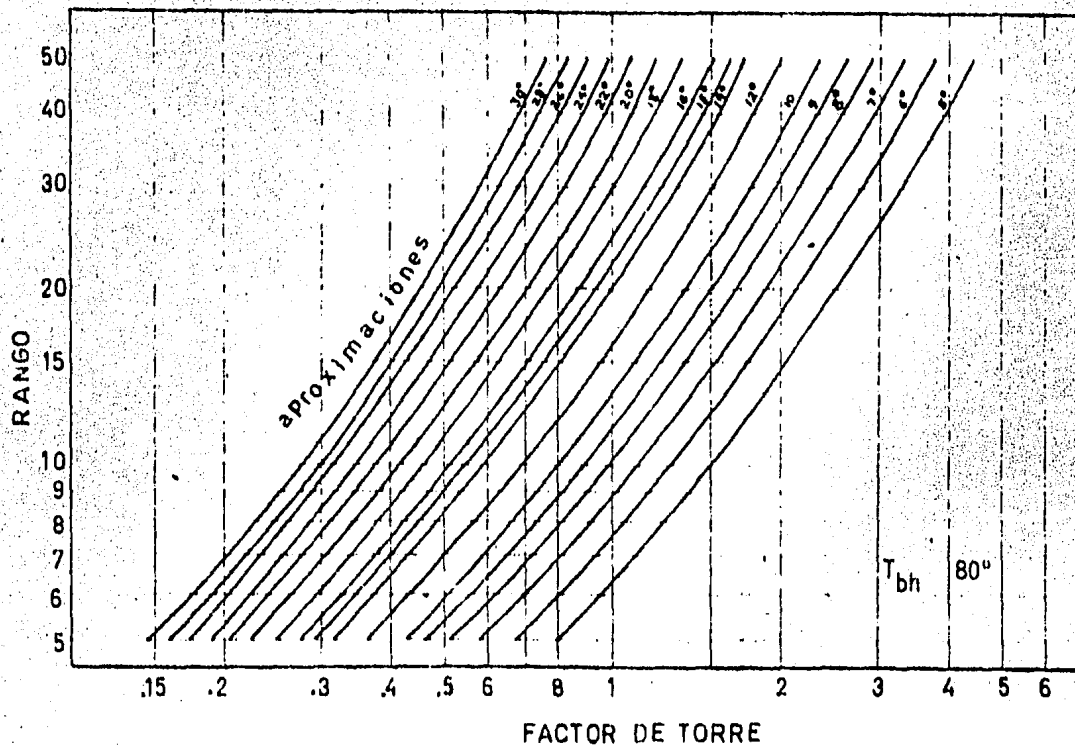


FIGURA No. IV.1.B.

#### IV.2 Bombas para Circulación de agua de enfriamiento.

El sistema de agua de enfriamiento tiene como finalidad remover la carga térmica generada en los compresores de llenado, de refrigeración y de aire de planta.

En los sistemas de llenado y refrigeración la remoción de carga térmica se lleva a cabo mediante dos formas: una directa en el compresor por medio de chaquetas de agua de enfriamiento y que tiene como finalidad mantener el proceso de compresión dentro de las características de proceso isentrópico adiabático; (VII.1.2) y otra indirecta por medio de condensadores donde el vapor de propano es llevado a la fase líquida.

El sistema de agua de enfriamiento está formado por lo siguiente:

Torre de enfriamiento

Bombas de circulación de agua de enfriamiento

Tubería de conducción de agua de enfriamiento

##### IV.2.1 Nomenclatura (ver tablas III.3.1.1)

Fluido: Agua de enfriamiento

Temperatura: 32.2 °C (90 °F)

Gravedad específica: 0.9963

## IV.2.2. Sistema de Tuberías

El diseño de tuberías se hará tomando como base - el gasto calculado y estimado para cada uno de los equipos que constituyen el sistema:

EQUIPO	m3/hr	Observaciones
Condensadores de llenado	559.95	
Condensadores de refrigeración	502.59	
Compresores de llenado y refrigeración	12.5	gasto estimado
Compresores de aire de planta	1.5	" "
Postenfriador de los compresores de aire de planta.	1.0	" "
5 enfriadores de aceite - de lubricación de los compresores	5.0	" "
5 enfriadores de los motores de los compresores	5.0	" "
TOTAL	1,087.5	" "

El cálculo de las pérdidas por fricción se detalla en la tabla IV.2.2, cuyos datos están referidos al diagrama -- IV.2.3.

## IV.2.2.1 Velocidad del Fluido

Se considerará dentro del rango recomendado por Crane que es de 0.914 m/seg. a 2.4 m/seg (3'/seg - 8'/seg)

## Cédula de tubería

Se considerará la establecida en la especificación para tubería clase T1A de PEMEX para servicios similares.

El cálculo de tuberías se basa en un arreglo de tuberías y equipo estimativo de acuerdo al plano general - I.7 y tanto el desarrollo de tuberías como la cantidad de válvulas y conexiones son aproximadas a lo que sería el -- proyecto definitivo, estando sobradas en general.

## IV.2.2.2 Cálculo del diámetro de tubería.

a) Cabezal principal:

$$Q = 0.3021 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$V = 1.83 \text{ m/seg}$$

$$\text{DE } Q = VA ; A = Q/V = 0.1651 \text{ m}^2$$

$$\text{DE } A = \pi r^2 \quad r = 0.2292 \text{ m.} \quad D = 2r = 0.458 \text{ m}$$

Con el diámetro anterior se busca en una tabla de características de tubo comercial, aquel cuyo diámetro

interior se aproxime más al calculado, y sea de la cédula - especificada. Para este caso es el de 0.508 m (20") diámetro nominal cédula 20 con diámetro interior 0.489 m.

Con lo anterior se calcula la velocidad real del fluido

$$\text{Areal} = 0.1878 \text{ m}^2 : \text{Vreal} = Q / \text{Areal} = 1.609 \text{ m/seg.}$$

b) Cabezal de condensadores

$$Q = 0.2952 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$V = 1.566 \text{ m/seg}$$

$$\text{De } Q = VA ; A = Q/V = 0.1885 \text{ m}^2$$

$$\text{De } A = \pi r^2, r = 0.245 \text{ m. } D = 0.49 \text{ m}$$

Se selecciona tubo de 0.508 m (20") igual al anterior.

$$\text{A real} = 0.1878 \text{ m}^2 : \text{V real} = Q / \text{Areal} = 1.609 \text{ m/seg.}$$

c) Cabezal de condensadores de llenado

$$Q = 0.1595 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

$$V = 1.83 \text{ m/seg}$$

$$A = 0.085 \text{ m}^2$$

$$r = 0.1645 \text{ m} ; \phi = 0.3289 \text{ m}$$

Se selecciona tubo de 0.356 m (14") diámetro nominal cédula 30 con diámetro interior de 0.336 m.

$$A_{\text{real}} = 0.089 \text{ m}^2$$

$$v_{\text{real}} = 1.748 \text{ m/seg}$$

d) Cabezal de condensadores de refrigeración

$$Q = 0.1396 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$V = 1.566 \text{ m/seg}$$

$$A = 0.0891 \text{ m}^2$$

$$r = 0.1685 \text{ m} \quad \phi = 0.3369 \text{ m.}$$

Se selecciona tubo igual al anterior

$$A_{\text{real}} = 0.089 \text{ m}^2$$

$$V_{\text{real}} = 1.5685 \text{ m/seg}$$

e) Cabezal de servicios auxiliares

$$Q = 0.069 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$V = 1.52 \text{ m/seg}$$

$$A = 0.0045 \text{ m}^2$$

$$r = 0.038 \text{ m} \quad \phi = 0.0759 \text{ m.}$$

Se selecciona tubo de 0.076 m (3") diámetro nominal cédula 40 con diámetro interior de 0.078 m.

$$A_{\text{real}} = 0.0048 \text{ m}^2$$

$$V_{\text{real}} = 1.447 \text{ m/seg}$$

En la especificación T1A del apéndice en la sección VII.2.2.1 de códigos y especificaciones se obtienen las

características del sistema como son: tipo, cédula, material, conexiones, válvulas y accesorios.

#### IV.2.3 Bombas de circulación de agua de enfriamiento.

El cálculo se inicia al determinar las pérdidas - por fricción en el sistema de tuberías y posteriormente se hace el cálculo de las bombas.

##### IV.2.3.1 (Ver Tabla)

##### IV.2.3.2 Cálculo de la potencia de las bombas para la torre de enfriamiento.

Se consideran bombas verticales de pozo profundo.

Pérdidas por fricción en la succión.-

Sólo se considera la causada en la succión que es de entrada abocinada de 24" de diám.

$$\Delta H_{fs} = 7.6 \text{ ft} = 2.316 \text{ m}$$

Altura de succión.-

$$h_s = 1 \text{ m.}$$

Carga de succión.-

$$H_s = ((P_1/\rho) 10,000) + h_s - \Delta H_{fs}$$

$$H_s = 0 + 1 - 2.316 = - 1.316 \text{ m}$$



IV.2.3.1

CALCULO DE PERDIDAS POR FRICCION EN LA TUBERIA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO A LA DESCARGA DE BOMBAS DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

LINEA	CEDULA	Ø NOM m (pulg)	GASTO M <sup>3</sup> /Seg (G.P.M.)	VELOC. V/Seg (Pie/seg)	PERDIDA DE CARGA HE/100 m (pie)	CANTIDAD DE CONEXIONES Y VALVULAS LONGITUD EQUIVALENTE										LONG. DE TUBO m (Pie)	LONG. EQUIV. TOTAL m (Pie)	PERDIDA DE CARGA TOTAL HE/m (pie)
						CODO 90°	TE RECTA	M. (Pie)	VALVULA RETENCION	VALV. CCMP.	ENTRADA ABOCIN.	EXPAN- SION						
1-20" AES P-TIA	20	0.508 (20)	0.3021 (4,788.4)	1.609 (5.279)	0.42 (0.421)	3.66 (12)	29 (96)	15.85 (52)	63.4 (208)	68.6 (225)	137 (450)	97 (3.2)	2 (6)	60 (197)	291.4 (957)	1.22 (4.03)		
2-20" -AERP-TIA	20	0.508 (20)	0.3021 (4,788.4)	1.609 (5.279)	0.42 (0.421)	3.66 (12)	29 (96)	15.85 (52)	63 (208)	68.6 (225)		97 (3.2)	97 (3.2)	100 (328)	192.97 (632)	0.81 (2.66)		
3-14"-AESCL-TIA	30	0.356 (14)	0.1555 (2,464.7)	1.748 (5.735)	0.735 (0.733)	2.86 (9.4)	8.6 (28)	11.3 (37)	34 (111)			97 (3.2)	2.9 (9.6)	10 (32.8)	55.5 (181.4)	0.41 (1.33)		
4-14" -AERCL-TIA	30	0.356 (14)	0.1555 (2,464.7)	1.748 (5.735)	0.735 (0.733)	2.86 (9.4)	8.6 (28)	11.3 (37)	34 (111)					10 (32.8)	52.6 (171.8)	0.387 (1.259)		
5-14" - AESCR-TIA	30	0.356 (14)	0.1396 (2,212.7)	1.568 (5.144)	0.591 (0.591)	2.86 (9.4)	8.6 (28)	11.3 (37)	34 (111)			97 (3.2)	2.9 (9.6)	10 (32.8)	55.5 (181.4)	0.41 (1.33)		
6-14" -AERCR-TIA	30	0.356 (14)	0.1396 (2,212.7)	1.568 (5.144)	0.591 (0.591)	2.86 (9.4)	8.6 (28)	11.3 (37)	34 (111)					10 (32.8)	52.6 (171.8)	0.387 (1.259)		
7-20" AESC-TIA	20	0.508 (20)	0.2952 (4,679)	1.572 (5.157)	0.402 (0.402)	3.66 (12)	73 (24)	15.85 (52)	79 (260)			97 (3.2)	97 (3.2)	20 (65.6)	107.2 (352.8)	0.431 (1.42)		
8-20" - AERC-TIA	20	0.508 (20)	0.2952 (4,679)	1.572 (5.157)	0.402 (0.402)	3.66 (12)	7.3 (24)	15.85 (52)	59 (260)			97 (3.2)	97 (3.2)	22 (72.2)	109.3 (359.4)	0.439 (1.445)		
9-3"-AESSA-TIA	40	0.0762 (3)	0.0069 (109.4)	1.448 (4.75)	2.86 (2.86)	1 (3.4)	25 (85)	2.9 (9.4)	17 (56)					130 (426)	172 (567)	4.92 (16.22)		
10-3"-AERSA-TIA	40	0.762 (3)	0.0069 (109.4)	1.448 (4.75)	2.86 (2.86)	1 (3.4)	25 (85)	2.9 (9.4)	17 (56)					150 (492)	192 (633)	5.49 (18.1)		

$$h_f = \frac{h_f \text{ tabul.} \cdot (Q_{\text{real}})^2}{Q_{\text{tabulado}}^2}$$

- (1)  $h_f = 0.372 \cdot \left(\frac{4,788.4}{4500}\right)^2 = 0.421$  (+)
- (2)  $h_f = 0.483 \cdot \left(\frac{2,464.7}{2000}\right)^2 = 0.733$  (-)
- (3)  $h_f = 0.483 \cdot \left(\frac{2,212.7}{2000}\right)^2 = 0.591$  (+)
- (4)  $h_f = 0.372 \cdot \left(\frac{4,679}{4500}\right)^2 = 0.402$  (+)
- (5)  $h_f = 2.39 \cdot \left(\frac{109.4}{100}\right)^2 = 2.86$  (+)

(+) Del libro de bombas del Ing. Victor Subicaray Tablas 1 y 2.

Caída de presión en los equipos

- Condensadores de llenado : 3 psi 6
- Condensadores de refriger. : 8 psi 16
- Post. enfriador de los comp. aire: 2 psi 2(\*)
- Enfriadores de aceite de Lub. Comp.: 2 psi 10(\*)
- Enfriadores de los mat. de los comp.: 2 psi 8(\*)

$$\frac{42 \text{ psi} = 2.95 \text{ Kg/cm}^2}{= 29.53 \text{ Kg/m}^2}$$

Si  $P = \rho \cdot H$ , y  $\rho = 1000 \text{ Kg/m}^3$

$$H = \frac{P}{\rho} = \frac{29.53}{1000} = 0.0295 \text{ m}$$

(\*) valores estimados

14.90  
(49.05)

Pérdidas por fricción en la descarga.-

$$\Delta H_{fd} = 14.93 (1.15) = 17.17 \text{ m}$$

1.15 = factor de seguridad recomendado por el instituto de hidráulica (EU)

Altura de descarga.-

$$h_d = 15 \text{ m}$$

Carga de descarga.-

$$H_d = ((P_2/\rho) 10,000) + h_d + \Delta H_{fd}$$

$$H_d = 0 + 15 + 17.17 = 32.17 \text{ m}$$

$P_2$  = presión de descarga

Carga dinámica total o carga diferencial.-

$$\Delta H = H_d - H_g = 32.17 - (-1.316)$$

$$= 33.49 \text{ m}$$

Presión diferencial.-

$$\Delta P = \Delta H \times \rho / 10,000 = (33.49) \times (996.3) / 10,000 = 3.336 \text{ Kg/cm}^2$$

Carga neta positiva de succión.-

$$\text{C.N.P.S.D.} = ((P_1 + \text{Patm.}) - P_v) / \rho \times 10,000 + h_s - \Delta H_{fs}$$

$$P_1 = 0; \text{ Patm} = 1.033 \text{ Kg/cm}^2; P_v = 0.0424 \text{ Kg/cm}^2; \rho = 996.3 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{C.N.P.S.D.} = (0 + 1.033) - 0.0424 / 996.3 \times 10,000 + 1 - 2.316$$

$$= 8.627 \text{ m}$$

## Potencia hidráulica.-

$$\text{Pot hidraulica} = 163.26 \times 10^{-6} \times Q \times \Delta H \times \rho$$

$$Q = 18.126 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\Delta H = 33.49 \text{ m}$$

$$\rho = 996.3 \text{ Kg/m}^3$$

$$\begin{aligned} \text{Pot hid.} &= 163.26 \times 10^{-6} \times 18.126 \times 33.49 \times 996.3 \\ &= 98.7386 \text{ kW} \end{aligned}$$

## Potencia real

Si consideramos que la bomba opera con eficiencia del 60%, la potencia real será:

$$\text{Pot. real} = 98.74/0.6 = 164.5 \text{ kW} = 220.7 \text{ HP}$$

Los materiales de la bomba se encuentran en la especificación correspondiente en el apéndice VII.2.3.

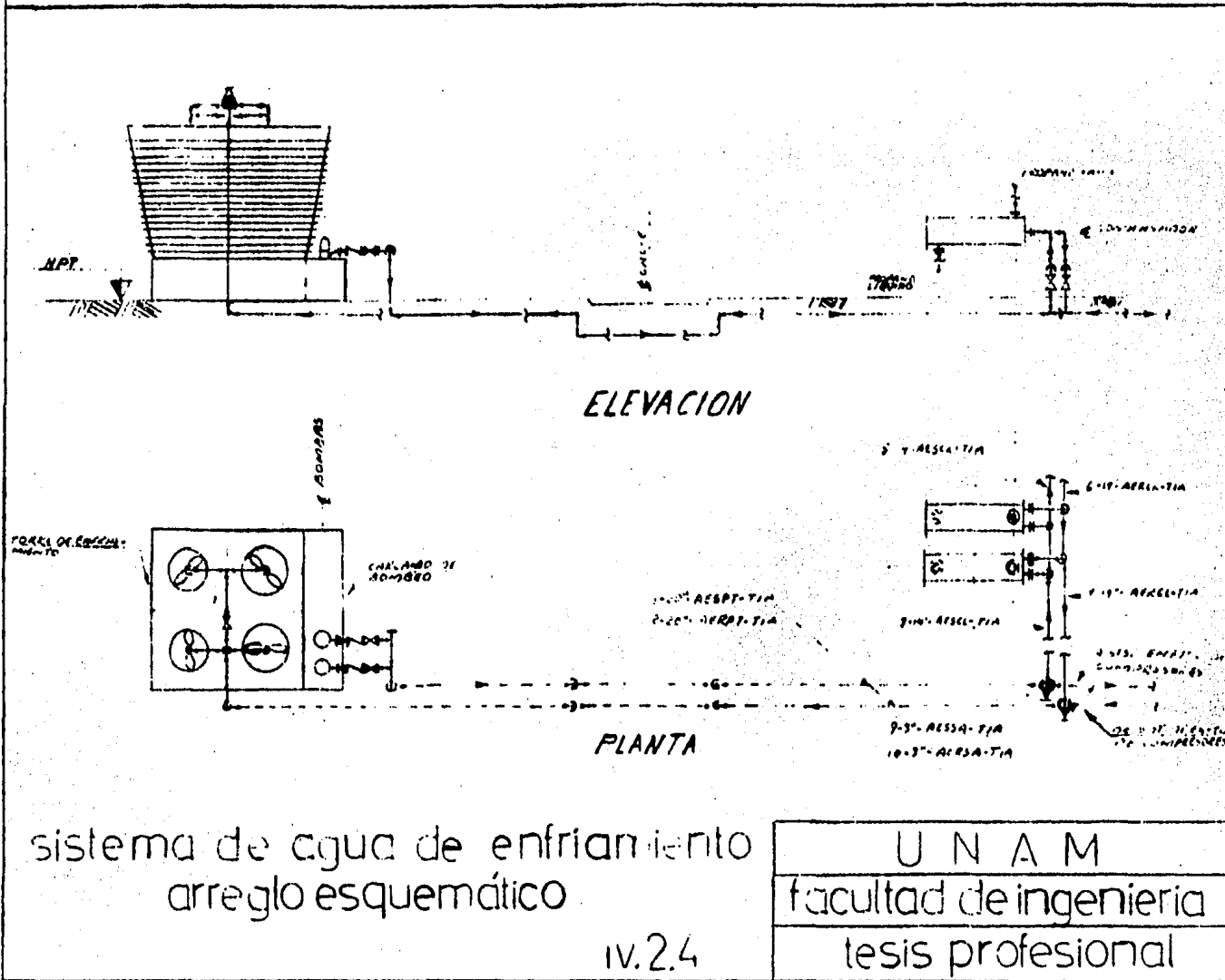
## IV.2.3.3

## TABLA DE RESULTADOS

SERVICIO	$\phi$ /ced	Re	f	hs (m)	Pint (kg/cm <sup>2</sup> man)	Hs (m)	$\Delta H_{fd}$ (m)	hd (m)	P2 (kg/cm <sup>2</sup> man)	Hd (m)	$\Delta H$ (m)
Agua de en friamiento	20"/20	*	*	1	0	1.316	17.17	15	0	32.17	33.5

$\Delta P$ (Kg/cm <sup>2</sup> )	CNPS (m)	pot. hid. HP/KW	BHP HP/KW
3.34	8.63	132.47/ 98.73	220.7/ 164.5

- \* No se determinaron directamente pues ya fueron considerados al calcular los datos de las tablas 1 y 2 del libro "BOMBAS" del Ing. Manuel Viejo Zubicaray, que sirvió de referencia para estos cálculos.



sistema de agua de enfriamiento  
arreglo esquemático

iv.2.4

U N A M
facultad de ingenieria
tesis profesional

#### IV.3 AISLAMIENTO TÉRMICO PARA TUBERÍA DE SERVICIO CRIOGÉNICO.

Definición.- "Aislamiento térmico: Material o combinación de materiales usados para presentar resistencia al flujo de calor".

El diseño de aislamiento térmico para tubería de servicio criogénico, se basa en lo especificado en la norma 2.616.02 (5) de PEMEX que es aplicable por la temperatura que se tiene en el manejo del propano líquido (  $-44^{\circ}\text{C}$  ).

Los aislamientos, en esta norma, se clasifican según su servicio en:

- a) Aislamiento para conservación de baja temperatura.
- b) Aislamiento para evitar la condensación de la humedad atmosférica.

En este caso el aislamiento es para conservar la baja temperatura del propano líquido y evitar al máximo la generación de vapor debida a ganancia de calor del medio ambiente. También es necesario considerar la aplicación de barrera de vapor que evite la condensación de humedad en la pared de la tubería y el consecuente deterioro -

del aislamiento.

En la presente fase del trabajo se determina el tipo, presentación y espesor del aislamiento.

#### IV.3.1 Condiciones de Operación.-

Temperatura del fluido: .....	-44 °C
Temperatura ambiente máxima .....	39.6 °C
Temperatura ambiente mínima .....	22.2 °C
Humedad relativa .....	90 %

Dadas las condiciones antes anotadas, en la referencia (5) se advierte que el aislamiento adecuado es el MA17, designación ASTM-C591-69, con poliuretano celular como material básico, clase I Gr. 1 con límite de temperatura de -73.3 °C a 110 C; asimismo densidad menor a -- 27.2 Kg/m<sup>3</sup>, resistencia (promedio) a la compresión de -- 1.05 kg/cm<sup>2</sup>, con 10% de deformación, y conductividad térmica de 0.021 k-cal-m/hr-m<sup>2</sup> -°C a 23.9°C.

El aislamiento antes determinado viene en presentación comercial como media caña para tubería y bloques -- para recipientes, válvulas, bridas y conexiones.

Su composición está formada por poli-isocianatos reaccionados con compuestos poli-hidróxidos y expandido con fluoruro de carbono como agente gaseoso.

Espesor de aislamiento.-

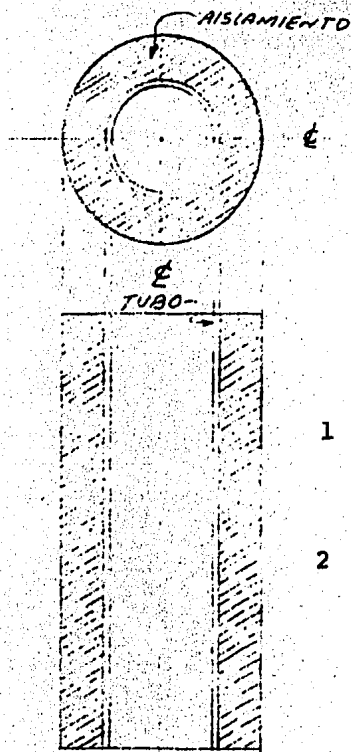
Con las condiciones de operación y el diámetro de tubería se entra en la tabla IV de la referencia (5) y se tiene que:

∅ nom. tubo pulg.	Límites de temperatura. °C	Espesor de aislamiento mm
1 1/2"	Hasta -51	64
4"	" "	76
18"	" "	102

"Los valores anteriores están dados para prevenir condensación del aire ambiente con temperatura de 32 °C y velocidad cero".



## IV.3.2 Cálculo del Espesor del Aislamiento.



Conociendo las temperaturas máxima y mínima ambiente, se determinan las temperaturas de bulbo húmedo y de rocío correspondientes para determinar la condición crítica de operación.

	$T_{bs} \text{ max} = 39.6 \text{ } ^\circ\text{C} = 103.28^\circ\text{F}$	
1	$T_{bh} \text{ max} = 34.9 \text{ } ^\circ\text{C} = 94.82^\circ\text{F}$	$T_r = 84^\circ\text{F}$ $= 28.9^\circ\text{C}$
	$T_{bs} \text{ min} = 22.2 \text{ } ^\circ\text{C} = 71.96 \text{ } ^\circ\text{F}$	
2	$T_{bh} \text{ min} = 20.3 \text{ } ^\circ\text{C} = 63.54 \text{ } ^\circ\text{F}$	$T_r = 67^\circ\text{F}$

$T_{bs}$  = Temperatura de bulbo seco

$t_{bh}$  = Temperatura de bulbo húmedo

$T_r$  = Temperatura de rocío

La condición crítica es la No. 2 que es la que tiene la temperatura de rocío menor; para evitar que haya condensación del vapor de agua ambiente se establece en forma preliminar una temperatura de superficie mayor de  $19.4 \text{ } ^\circ\text{C}$ , en este caso se elige  $21^\circ\text{C}$ .

## AISLAMIENTO PARA TUBERIA

## HOJA DE CALCULO

TUBO			AISLAMIENTO				RESISTENCIA DEL AISLAMIENTO			$\Sigma R$	TEMP. OP.	TEMP. AMB	$\Delta T$	GANANCIA DE CALOR	TEMP. DE SUPERFICIE
$\phi$	$D_2$	$r_2$	ESP.	COND. TERM.	RADIO EXT.	TEMP. DE SUP.	$R_1 = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi Z Ky}$	$R_2 = \frac{1}{A_2 h_2} = \frac{1}{(2\pi r_2) h_2}$	$R_1 + R_2$ $\frac{Hr \text{ } ^\circ C}{Kcal.}$	$T_1$ $^\circ C$	$T_2$ $^\circ C$	$T_1 - T_2$ $^\circ C$	$q = \frac{-\Delta T / \Sigma R}{Kcal/Hr}$	$T_s = \frac{T_1 - q (R_1)}{^\circ C}$	
NOM	Ext.	cm	mm	$\frac{Kcal. cm}{m^2. Hr. \text{ } ^\circ C}$	cm.	$^\circ C$									
38	4.8	2.4	12.7	0.021	3.67	21	3.219	0.679	3.898	-44	39.6	-83.6	-21.45	25.04	
			25.4	"	4.94	"	5.471	"	6.150	"	"	"	"	-13.59	30.35
			38.1	"	6.21	"	7.205	"	7.884	"	"	"	"	-10.60	32.37
			50.8	"	7.48	"	8.615	"	9.294	"	"	"	"	-8.99	33.44
			63.5	"	8.75	"	9.804	"	10.483	"	"	"	"	-7.97	34.13
			76.2	"	10.2	"	10.966	"	11.645	"	"	"	"	"	-7.18
102	11.4	5.7	12.7	0.021	6.97	21	1.524	0.286	1.81	-44	39.6	-83.6	-46.18	26.39	
			25.4	"	8.24	"	2.793	"	3.079	"	"	"	"	-26.95	31.27
			38.1	"	9.51	"	3.879	"	4.165	"	"	"	"	-20.07	33.85
			50.8	"	10.78	"	4.829	"	5.115	"	"	"	"	-16.344	34.92
			63.5	"	12.05	"	5.673	"	5.959	"	"	"	"	-14.03	35.59
			76.2	"	13.32	"	6.433	"	6.719	"	"	"	"	"	-12.44
457	45.7	22.85	12.7	0.021	24.12	21	0.41	0.0714	0.481	-44	39.6	-83.6	-173.8	27.25	
			25.4	"	25.39	"	0.799	"	0.870	"	"	"	"	-96.1	32.78
			38.1	"	26.66	"	1.168	"	1.239	"	"	"	"	-67.47	34.80
			50.8	"	27.93	"	1.521	"	1.592	"	"	"	"	-52.51	35.87
			63.5	"	29.2	"	1.858	"	1.929	"	"	"	"	-43.34	36.52
			76.2	"	30.47	"	2.181	"	2.252	"	"	"	"	"	-37.12
		102	"	33.05	"	2.797	"	2.866	"	"	"	"	-29.14	37.57	

De la hoja de cálculo anterior se nota que las -  
temperaturas más próximas a la de superficie son: 25.04°C,  
26.39°C y 27.25 °C; sin embargo, a estas temperaturas de  
superficies las ganancias de calor son máximas: 21.45 --  
Kcal/Hr, 46.18 Kcal/Hr, 173.8 Kcal/Hr respectivamente, -  
por lo tanto se seleccionan los espesores de aislamiento -  
que permiten la ganancia de calor mínimo como se muestra -  
en la tabla del inciso IV.3.1.

## CAPITULO V

### ALTERNATIVA PROBABLE PARA EL PROCESO

El proceso para la obtención de propano líquido como se mencionó en el capítulo II puede efectuarse mediante más de 2 - expansiones isentálpicas. Como se demostró al incrementar el número de expansiones isentálpicas, la producción de propano líquido en el tanque de almacenamiento final es mayor, sin considerar las extracciones en cada una de ellas.

Sin embargo, al aumentar el número de expansiones el - proceso requerirá de mayor cantidad de equipos para la expansión, compresión y condensación lo cual elevaría su costo.

Además por las condiciones fijadas por el proceso los 2 tipos de cargas térmicas generadas duplicarían el número de -- equipos.

### V.1 RECUPERACION DE PROPANO EN CASCADA

El proceso para la producción de propano líquido idealizado, sugiere operar lo más cercano a la curva de líquido saturado, lo cual incrementaría el número de expansiones.

Para representar un proceso con las condiciones mencionadas se selecciona la curva de calidad constante más próxima a la de líquido saturado, para ajustar a ella el número de expansiones isentálpicas.

Si se escoge la curva del 10% de calidad puede concluirse que el número de expansiones isentálpicas para alcanzar las condiciones de saturación en el tanque de almacenamiento final es de 6, tal y como se representa en el diagrama P-h de la figura V.1

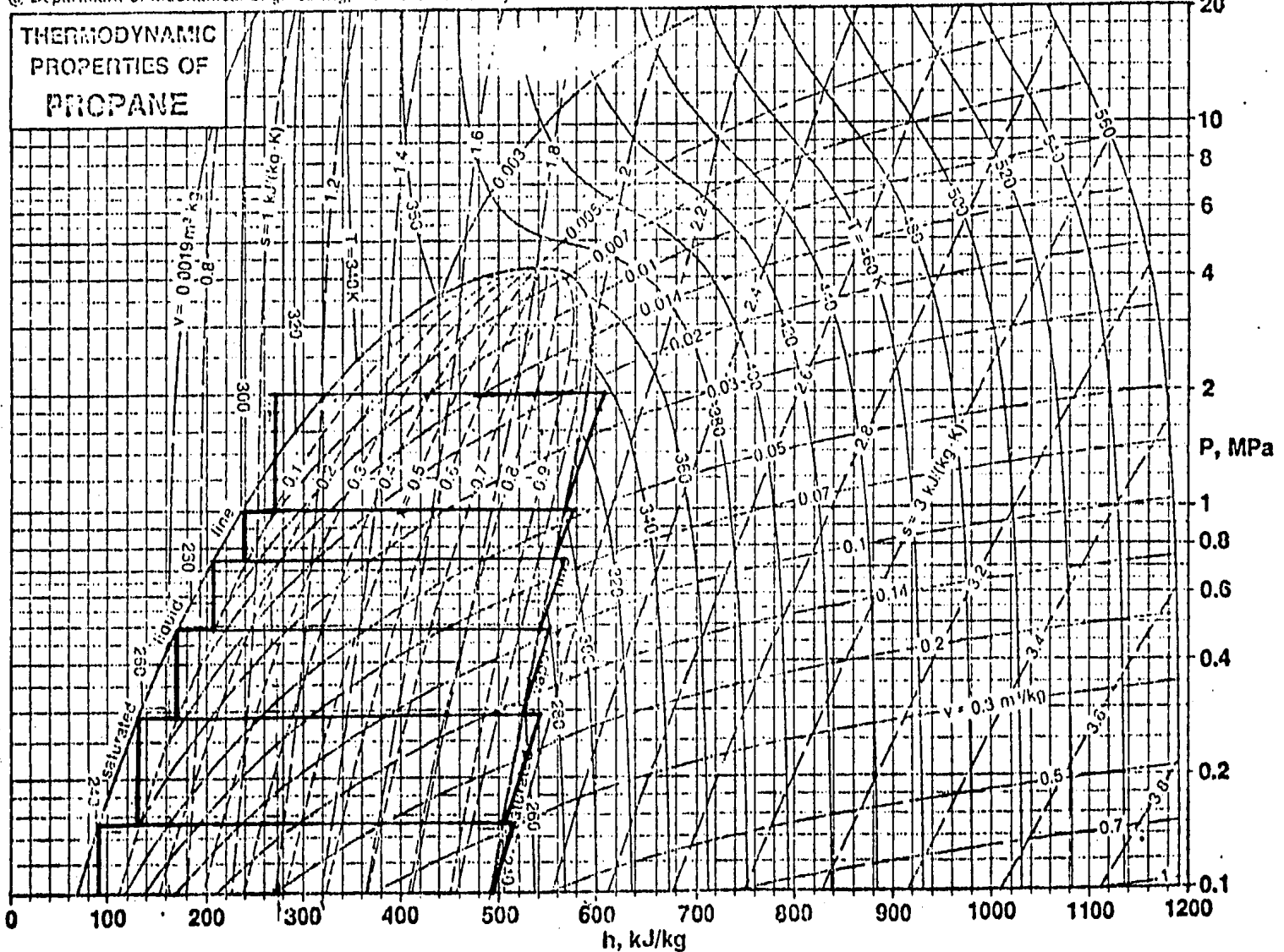


FIGURA No. V.1.

## CAPITULO VI

### CONCLUSIONES

#### VI.1 Justificación del Proceso Empleado

De acuerdo a lo visto en la descripción del proceso - (I.2) y en termodinámica de la sustancia, (II.2); concluimos que el proceso con dos expansiones que se usa actualmente, es el más adecuado en función del equipo con que es posible contar en esta época, como son: compresores, condensadores, recipientes, etc.

Queda como tema para un estudio minucioso, analizar - la factibilidad de implementar un proceso con más de dos expansiones que requeriría más equipo pero que a su vez lo haría más eficiente en virtud de que en cada etapa compresión-expansión - condensación, la recuperación de propano líquido sería mayor.

VII A P E N D I C E

VII.1.- Tablas y Gráficas de Propiedades  
Termodinámicas del Propano.

VII.2.- Códigos, Normas y Especificaciones  
Aplicables al Proyecto.



PROPERTIES OF SATURATED PROPANE

T K	P MPa	volume, m <sup>3</sup> /kg		enthalpy, kJ/kg			entropy, kJ/(kg·K)		
		v <sub>f</sub>	v <sub>g</sub>	h <sub>f</sub>	h <sub>fg</sub>	h <sub>g</sub>	s <sub>f</sub>	s <sub>fg</sub>	s <sub>g</sub>
200	0.21797	0.001561	1.865	0.0	456.24	456.24	0.0	2.2112	2.2112
210	0.21755	0.001579	1.829	21.65	445.46	467.11	0.1055	2.1500	2.2315
220	0.21713	0.001597	0.6721	43.59	435.25	478.84	0.2078	1.9530	2.1908
230	0.21671	0.001615	0.4346	56.12	425.57	491.69	0.3173	1.8532	2.1575
231.25	0.101325	0.001755	0.4127	68.96	424.19	493.15	0.3195	1.8343	2.1538
240	0.1457	0.001784	0.2922	88.90	414.42	503.32	0.4038	1.7268	2.1306
250	0.2161	0.001819	0.2031	111.95	402.82	514.20	0.4975	1.6113	2.1088
260	0.3091	0.001857	0.1452	135.43	391.63	522.06	0.5888	1.5074	2.0912
270	0.4272	0.001897	0.1062	159.37	377.69	537.66	0.6783	1.3979	2.0772
280	0.5779	0.001941	0.07924	183.98	363.74	547.72	0.7668	1.2950	2.0658
290	0.7652	0.001990	0.06006	209.42	349.53	557.95	0.8547	1.2019	2.0566
300	0.9735	0.002044	0.04512	235.79	335.84	567.63	0.9426	1.1051	2.0487
310	1.2129	0.002107	0.03576	263.18	323.43	576.61	1.0305	1.0110	2.0415
320	1.5855	0.002183	0.02750	291.73	292.88	584.61	1.1189	0.9152	2.0341
330	1.993	0.002277	0.02120	321.82	259.42	591.24	1.2058	0.8164	2.0252
340	2.435	0.002403	0.01695	354.44	241.34	595.73	1.3030	0.7093	2.0128
350	2.91	0.002595	0.01297	391.67	205.14	596.81	1.4071	0.5851	1.9932
360	3.516	0.002856	0.009517	438.37	152.37	590.74	1.5339	0.4232	1.9571
369.02	4.235	0.003066	0.005966	539.78	0.0	539.78	1.8042	0.0	1.8042

PROPERTIES OF GASEOUS PROPANE

P, MPa (P <sub>sat</sub> , K)		T, K								
		sat	250	300	350	400	450	500	550	600
0.205 (216.2)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.7558	0.9291	1.123	1.315	1.595	1.695	1.225	2.074	2.263
	h, kJ/kg	475.55	523.67	593.16	593.61	795.32	908.52	1031.22	1154.24	1306.49
	s, kJ/(kg·K)	2.2046	2.4106	2.6939	2.9783	3.2456	3.5148	3.7742	4.0277	4.2751
0.101325 (231.25)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.4127	0.4509	0.5494	0.6455	0.7404	0.8347	0.9255	1.022	1.116
	h, kJ/kg	493.15	521.92	601.52	692.49	794.51	907.40	1030.72	1163.95	1306.17
	s, kJ/(kg·K)	2.1538	2.2897	2.5627	2.8427	3.1149	3.3866	3.6402	3.8936	4.1414
0.21671 (231.25)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.2125	0.2228	0.2735	0.3238	0.3728	0.4211	0.4691	0.5169	0.5645
	h, kJ/kg	512.44	515.76	598.29	690.32	792.93	905.21	1029.78	1163.95	1305.54
	s, kJ/(kg·K)	2.1129	2.1269	2.4267	2.7100	2.9837	3.2503	3.5105	3.7645	4.0123
0.21713 (231.25)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.1132	0.1318	0.1536	0.1840	0.2088	0.2332	0.2574	0.2814	0.2814
	h, kJ/kg	534.30	591.44	625.79	729.70	803.77	907.87	1027.87	1161.55	1304.27
	s, kJ/(kg·K)	2.0758	2.2794	2.5700	2.8472	3.1157	3.3770	3.6317	3.8799	4.1161
0.21671 (231.25)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.06561	0.07064	0.08753	0.1031	0.1178	0.1321	0.1462	0.1601	0.1601
	h, kJ/kg	554.69	550.20	678.70	784.73	900.06	1024.93	1159.23	1302.36	1302.36
	s, kJ/(kg·K)	2.0594	2.1464	2.4498	2.7327	3.0042	3.2672	3.5230	3.7720	4.0128
1.0 (330.3)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.04581		0.05915	0.07065	0.08135	0.09163	0.1017	0.1116	0.1116
	h, kJ/kg	567.88		671.19	779.59	895.28	1022.05	1156.89	1300.45	1300.45
	s, kJ/(kg·K)	2.0485		2.3659	2.6502	2.9308	3.1957	3.4526	3.7023	3.9533
2.0 (330.4)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.02158		0.02534	0.03268	0.03882	0.04444	0.04979	0.05497	0.05497
	h, kJ/kg	591.47		641.60	751.13	883.12	1012.06	1148.99	1294.01	1294.01
	s, kJ/(kg·K)	2.0248		2.1723	2.4916	2.7768	3.0504	3.3113	3.5639	3.8166
4.0 (366.5)	v, m <sup>3</sup> /kg	0.00724		0.01316	0.01745	0.02085	0.02389	0.02673	0.02933	0.02933
	h, kJ/kg	576.24		714.17	853.84	990.91	1132.70	1280.98	1440.98	1440.98
	s, kJ/(kg·K)	1.9072		2.2702	2.5994	2.8882	3.1584	3.4164	3.6533	3.8856
7.0	v, m <sup>3</sup> /kg				0.00418	0.00222	0.01980	0.01283	0.01473	0.01473
	h, kJ/kg				591.69	800.85	956.60	1107.49	1261.33	1261.33
	s, kJ/(kg·K)				1.9084	2.4019	2.7303	3.0179	3.2856	3.5333
10.0	v, m <sup>3</sup> /kg				0.00298	0.00495	0.00697	0.00862	0.01005	0.01005
	h, kJ/kg				544.14	745.56	921.77	1082.57	1242.27	1242.27
	s, kJ/(kg·K)				1.7619	2.2430	2.5088	2.9154	3.1933	3.4533
20.0	v, m <sup>3</sup> /kg				0.00238	0.00287	0.00355	0.00431	0.00506	0.00506
	h, kJ/kg				517.85	678.63	849.71	1021.44	1192.46	1192.46
	s, kJ/(kg·K)				1.6314	2.0098	2.3702	2.6976	2.9952	3.2556

Copyright Department of Mechanical Engineering, Stanford University

TABLA VII.1.1

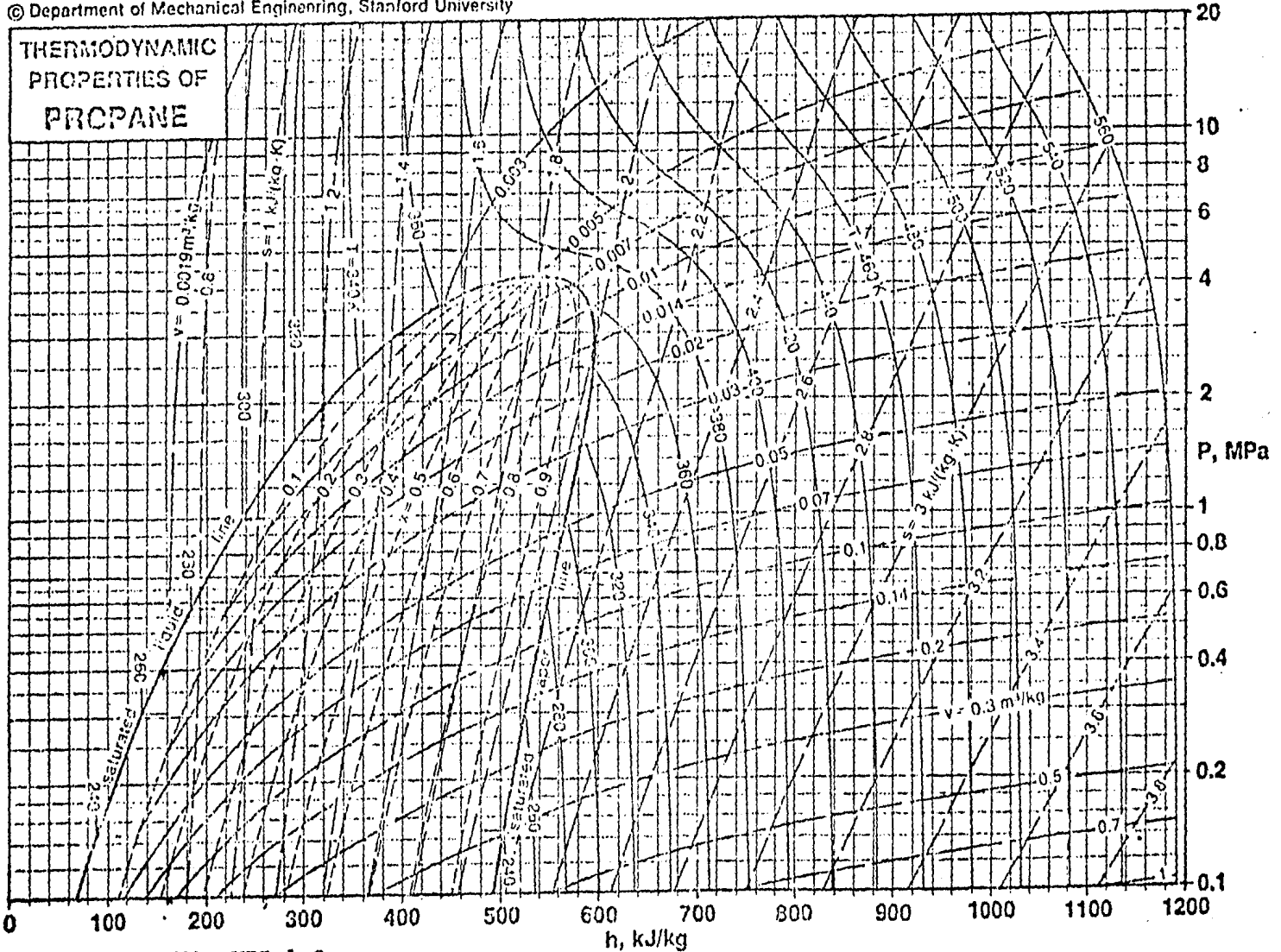


FIGURA VII.1.2

## VII.2 CODIGOS, NORMAS Y ESPECIFICACIONES APLICABLES AL PROYECTO

En esta sección se incluye, en forma general, aquellos tópicos de códigos y especificaciones que se aplican en el diseño y/o materiales de los equipos y tuberías que conforman la planta criogénica de almacenamiento y carga a barcos de propano líquido.

Equipo	Código y/o especificación que regula su diseño y/o materiales
Bombas para propano	API-610 de American Petroleum Institute
Bombas para agua de enfriamiento	" " " " "
Compresores	
Condensadores	TEMA Tubular Exchanger Manufacturers
Recipientes a presión	ASME Secc. VIII Div. 1, sección II para materiales y sección IX para soldadura, American Society of Mechanical Engrs.
Aislamiento térmico	Norma 2.616.02, Aislamiento térmico para baja temperatura de PEMEX.

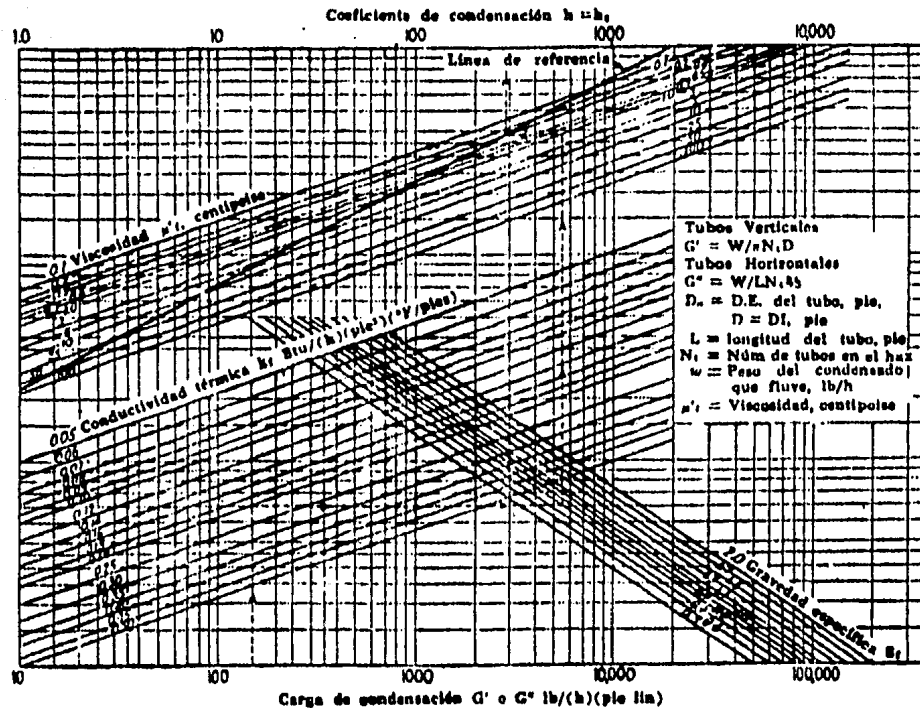


FIGURA No. VII.2.1 Determinación de coeficientes para condensación

VII.2.2 ESPECIFICACIONES DE TUBERIAS, VALVULAS Y CONEXIONES

ESPECIFICACION	MATERIAL	ESPECIFICACION MATERIAL	TIPO DE CONSTR.	RANGO BRIDA	SERVICIO
T1A	Acero al carbón	ASTM-A-53 Gr. B	Soldable a tope	Clase 125 cara plana	Agua de enfriamiento Agua para sanitarios Aire de planta y servicios Aire de instrumentos
T1B	Acero al carbón	ASTM-A 333, Gr.7	Soldable a tope	Clase 150 cara realzada	Propano líquido y vapor Butano líquido y vapor LPG líquido y vapor

## VII.2.2.1 CLASE DE TUBERIA T1A

Servicio	Agua de enfriamiento
	Agua para sanitarios
	Aire de planta
	Aire de instrumentos
Materiales generales	Acero al carbón
	Hierro fundido
	Hierro maleable galvanizado
	Bronce
Construcción general	Clase 125 # ANSI cara plana
	Clase 150 # ANSI (B-16.5) cara realzada.
	1 1/2" $\phi$ y menores, roscado.
	2" $\phi$ y mayores, soldable a tope.
	Empaque: asbesto.
Límites de presión y temperatura	Agua, aire
	12" $\phi$ y menor, 12.3 kg/cm <sup>2</sup> a la temperatura de 65 C °C.
	Agua
	14" - 54" $\phi$ , 10.5 kg/cm <sup>2</sup> a la temperatura de 65 C °C.
Corrosión permisible	1.27 mm (0.05")

CLASE DE TUBERIA  
TIA

Partida y Límites	Descripción	Código	Notas
<u>Compuerta</u>			
1 1/2" y menores	150 ANSI, roscadas, cuerpo vástago e interiores de bronce, vástago ascendente, cuña sólida	02-22-000	13
	Crane 431 o similar		
2" a 48"	125 ANSI, bridadas, cara plana, cuerpo de hierro fundido, ASTM-A-216; partes interiores y vástago de bronce, vástago ascendente	-23-000	13 18 19
	Crane 465 1/2 o similar.		
<u>Globo</u>			
V A L y U	150 ANSI, roscadas, cuerpo de bronce, ASTM-B-62 vástago ascendente, disco suelto.	-30-000	17
	Crane 14 1/2 P o similar		
	125 ANSI, bridadas, cara plana, cuerpo de hierro fundido, ASTM-A-126; partes interiores de bronce, vástago ascendente.	-31-000	17
	Crane 351 o similar		
<u>L Retención</u>			
A S	150 ANSI, roscadas, cuerpo de bronce, tipo de disco.	-41-000	
	Crane 27 o similar		
1 1/2" y menores	150 ANSI, roscadas, cuerpo de bronce, tipo de balancín.	-41-000	
	Crane 34 o similar		

Partida y Límites	Descripción	Código	Notas
2" a 24"	125 ANSI, bridas, cara plana, cuerpo de - hierro fundido, ASTM-a-126; partes interior res de bronce, tipo de balancín. Crane 373 o similar.	-42-000	
<u>Macho</u>			
1/2" a 1 1/2"	200 ANSI, roscadas, cuerpo de semiacero - para servicios de aire). Rockwell Nordstrom 142 o similar.	-44-000	
2" a 4"	200 ANSI, cara plana, cuerpo de semiacero, operadas con maneral, (para servicio de ai- re) Rockwell Nordstrom 115 o similar	" "	
1 1/2" y menores	125 ANSI, roscadas, cuerpo de bronce, (pa- ra servicio de agua) Crane 252 o similar.		
<u>Angulo</u>			
1 1/2" y menores	150 ANSI, roscadas, cuerpo de bronce, vág tago ascendente, de disco suelto. Crane 16 1/2 P o similar		
<u>Tubo</u>			
1 1/2" y menor	Con o sin costura, acero al carbón ASTM-A- 53, Gr. A, extremos planos ced, 40.	01-03-000	5,6,9
1 1/2" y menor	Con o sin costura, acero al carbón ASTM-A- 120, galvanizado, extremos roscados ced.40	01-000	5,7,8,9
2" a 6"	Con o sin costura acero al carbón ASTM-A- 53 Gr. B. extremos biselados, ced. 40	-01-000	5,6,9
8" a 10"	Idem pero ced. 30	" "	" "
12" a 18"	Idem pero 0.25" de espesor de pared	" "	" "



Partida y Límites	Descripción	Código	Notas
20" a 36"	Idem pero espesor de pared 0.312"	-01-000	5,6,9
<u>Bridas</u>			
1 1/2" y menores	Clase 150 ANSI, cara realzada, roscadas, acero forjado, ASTM-A-105.	03-01-000	2,10
2" a 14"	Clase 150 ANSI, cara realzada, cuello - soldable, acero forjado, ASTM-A-105.	" "	1,2
16" y ma- yores	Clase 150 ANSI, cara realzada, tipo des- lizable, (S.O.), acero forjado ASTM-A- 105	" "	2,12
Todas las medidas	Clase 150 ANSI, cara realzada, ciegas, acero forjado, ASTM-A-105	" "	2
<u>Conexiones</u>			
1 1/2" y menor	300 # WOG, roscadas de hierro maleable, ASTM-A-197.	03- -000	4,20
2" y ma- yor	Sin costura, soldable a tope, acero al carbón ASTM-A-234, Gr. WPB.	03- 000	15,20, 3,4,
<u>Tuerca y Unión</u>			
1 1/2" y menor	300 # WOG. roscadas, de hierro maleable ASTM-A-197, con asiento de bronce a hie- rro Stocham No. 795 o similar	03-11-000	11
1 1/2" y menor	2000 # WOG, roscadas, acero forjado, ASTM A-105, con asiento integral de acero. Vogt 2220 o similar	" "	

Partida y Límites	Descripción	Código	Notas
<u>Tapones</u>			
1" y menores	Macho, sólido de acero forjado, ASTM-A-105, roscados, cabeza cuadrada.	03-09-000	
1" y menores	Macho, roscado, sólido de hierro galvanizado cabeza cuadrada.	" "	
1 1/2"	Macho núcleo hueco, de hierro galvanizado, cabeza cuadrada.	"	
<u>Tornillería</u>			
Todas las medidas	Tornillo de maquinaria, cabeza cuadrada, de acero al carbón ASTM-A-307 Gr. B.	30-71-000	
Todas las medidas	Esparrago de acero de aleación ASTM-A-193 Gr. B-7	30-11-000	
Todas las medidas	Tuercas hexagonales de acero al carbón ASTM-A-194 Gr. 2H	30-93-000	
<u>Empaques</u>			
Todas las medidas	Clase 150 ANSI para brida de cara realzada tipo de anillo, de asbesto comprimido de 1/16" de espesor. Garlock 7022 o similar	62-03-000	
Todas las medidas	Clase 125 ANSI para brida de cara plana, tipo de cara llena, con agujeros para tornillos. De asbesto comprimido de 1/16" de espesor. Garlock 7200 o similar	62-04-000	
<u>Niples</u>			
1 1/2" y menores	Sin costura, ac. al carb. ASTM-A-53 gr. B ext. planos o rosca, ced. 160	03-06-000	14

## CLASE DE TUBERIA T1A

## Notas Generales

1.- Las bridas cuello soldable deberán ser con el diámetro interno (Bore), igual al diámetro, de la tubería.

2.- Las bridas de acero deberán ser cara plana cuando se usen para conectar a bridas de fierro fundido en equipo, válvulas o conexiones.

3.- Las conexiones para soldar a tope deberán ser con espesor de pared igual al de la tubería.

4.- Las reducciones tipo botella (swages) deberán usarse con preferencia a las reducciones para soldar a tope, -- cuando el extremo de menor diámetro de la reducción que se requiere es igual o menor a 1 1/2".

5.- La tubería con costura deberá ser soldada por resistencia eléctrica.

6.- Toda tubería y conexión de acero enterradas (excepto la tubería galvanizada), deberán protegerse contra la corrosión, y abuso mecánico.

7.- Para tubería dentro de edificios, deberá usarse la norma correspondiente a instalaciones sanitarias e hi--

dráulicas.

8.- Utilizar esta tubería sólo para servicios de agua potable y sanitarios.

9.- Suministrados en tramos de 12 m.

10.- No usar bridas de  $1\frac{1}{2}$ " y menores para servicio de agua de enfriamiento, agua cruda y de pozo, bajo nivel de piso.

11.- Para agua potable y sanitarios o para otros servicios en que se proyecte tubería de acero galvanizado, -- usar las conexiones descritas galvanizadas.

12.- Se usarán de cuello soldable, cuando conecten directamente a conexiones soldables.

13.- El uso de éstas válvulas será sobre nivel de piso o registros cuando sea bajo nivel de piso.

14.- La longitud no será menor de 3" y no mayor de 6". No deben utilizarse niples de cuerda corrida.

15.- Cuando se proyecten codos o reducciones para instalar sobre o bajo nivel de piso, en medidas de 20" o mayores, éstos deberán hacerse de tubería.

16.- El uso de este tipo de válvulas será en instalaciones bajo nivel de piso y sin registro; la caja para válvulas marca Clow National. (fig. 245 o similar).

17.- No usar válvulas de globo en instalaciones de tubería bajo nivel de piso.

18.- De 14" en adelante con "bypass" (desvío).

19.- De 24" en adelante operadas con engranes.

## VII.2.2.2 CLASE DE TUBERIA TC1B

## TC1B

Servicio	Propano: líquido, vapor.
	Butano: " "
	LPG: " "
Materiales	Acero al carbón.
generales	Acero de baja aleación.
Construcción	Clase 150 ANSI cara realzada.
general	1/2" a 2", embutir para soldar.
	2" y mayores soldado a tope.
	Empaque: semimetálico, acero inox. 304.
Límite de presión y temperatura	19.33 kg/cm <sup>2</sup> a -45.6°C.
Corrosión permisible	1.27 mm (0.05")

## Clase de Tubería TC1B

Partida y Límites	Descripción	Código	Notas
<u>Compuerta</u>			
i 1/2" y menores	Clase 800 ANSI, de embutir para soldar (s.w.), cuerpo de acero forjado ASTM-A-351 Gr CF8 o ASTM-A-182 Gr. F-304;- asiento y vástago de acero de aleación con 12% de cromo. Vástago ascendente, cuña sólida. Vogt SW-12113/17 o similar.	02-16-000	
2" y mayores	Clase 150 ANSI, bridada, cara realzada, cuerpo de acero de aleación ASTM-A-352 Gr. LCB; asiento y vástago de acero de aleación con 12% de cromo, vástago ascendente, cuña sólida.	02-14-000	
	Walworth 5202-F-AA o similar.		
<u>Globo</u>			
1/2" a 2"	Clase 150 ANSI, de embutir para soldar (s.w.) vástago ascendente y yugo (OS&Y), bonete atornillado (BB) con columna de gas 10" mínimo, de disco tipo macho modificado.		
	Crane 18810 o similar	02-27-000	

Partida y Límites	Descripción	Código	Notas
3" a 10"	Clase 150 ANSI, bridadas cara realzada, vástago ascendente y yugo - (OS&Y), bonete atornillado (BB), - con columna de gas de 12" mínimo, - de disco tipo macho modificado, - construida en acero A-351 Gr. CF8, con empaque.		

Retención

1/2" a 2"	Clase 150 ANSI, de embutir para soldar, cuerpo de acero A-351, CF8, de disco renovable, tipo columpio, con empaque de teflón.		
	Aloyco C-474 o similar.	02-39-000	
3" a 12"	Clase 150 ANSI, bridadas, cara realzada, cuerpo de A-351-CF8, de disco renovable, tipo columpio con empaque de teflón.		
	Aloyco C-474 o similar	02-39-000	

Bola

1/2" a 12"	Clase 150 ANSI, de embutir para soldar, cuerpo de acero A-351-CF8, -		
------------	--	--	--



Partida y Límites	Descripción	Código	Notas
	bola de acero A-182-Gr. 316, asiento de teflón, no lubricada.		
	Aloyco 37 o similar	02-50-000	
14" a 16"	Clase 150 ANSI, bridas cara realzada, cuerpo de acero A-351-CF8, bola de acero A-182-316, asientos de teflón, no lubricada.		
	Aloyco 2037 o similar.	02-49-000	
<u>Macho</u>			
1" a 4"	Clase 150 ANSI bridas cara realzada, cuerpo de acero A-351-CF8, tapas con camisa de teflón, operadas con maneral.		
	Rockwell Nordstrom 1925 o sim.	02-45-000	
6" a 16"	Clase 150 ANSI, bridas cara realzada, cuerpo de acero A-351, CF8 tapas con camisa de teflón, operadas con engranes y maneral.		
	Rockwell Nordstrom 4169 o similar.	02-45-000	
18" a 24"	Clase 150 ANSI, bridas cara realzada, cuerpo de acero A-351-Cf8, operadas con engranes y maneral.		
	Cockwel Nordstrom 4169 o similar.		

Partida y Límites	Descripción	Código	Notas
<u>Retención</u>			
14" y mayores	Clase 150 ANSI, bridas cara realzada, cuerpo de acero de aleación ASTM-A-352, Gr. LCB, interiores con 12% de cromo, tipo balancín horizontal. Walworth 5341-F-AA o similar.	02-39-000	
<u>Tubo</u>			
1/2" a 2"	Sin costura, acero de baja aleación - A-333-7, extremos planos, ced. 40s	01-03-000	1
3" a 12"	Sin costura, acero de baja aleación A-333-7, extremos biselados, ced. - 40s.	" " "	"
14" a 26"	Con costura, acero de baja aleación A-333-7 extremos biselados, ced. 40s	" " "	"
30" y mayores	Idem al anterior pero espesor de pared 0.312"	" " "	"
<u>Bridas</u>			
1/2" a 2"	Clase 150 ANSI, cara realzada, de embutir para soldar, en acero A-350 Gr. LF2.	03-01-000	
3" y mayores	Clase 150 ANSI, cara realzada de cuello soldable, en acero A-350 Gr. LF2.	" " "	2

Partida y Límites	Descripción	Código	Notas
Todas las medidas	Clase 150 ANSI, cara realzada, -- ciegas en acero A-350- Gr. LF2.	03-01-000	
<u>Conexiones</u>			
1/2" a 2"	2000 # de embutir para soldar, en acero A-350 Gr. LF2 ced. 40s.	03- -000	5
3" y mayores	Sin costura, soldables de acero A-420 Gr. WFL3 Conforme a MSS- SP43.	" " "	"
Tuerca unión	No es permitida.		
<u>Tapones</u>			
2 1/2" y menores	Tapón cachucha soldable, de ace- ro A-350-LF2, ced. 40	03-09-000	
<u>Tornillería</u>			
Todas las medidas	Espárrago de acero de aleación A- 320-L7. Tuercas hexagonales de acero A-194	30-16-000	
	4	30-93-000	
<u>Empaques</u>			
Todas las medidas	API tipo espiral, de acero inox. relleno de asbesto, en AISI-321- SS.	62-18-000	

Partida y Límites	Descripción	Código	Notas
<u>Niples</u>	Sin costura, un extremo roscado (TOE) en acero A-333-7.	03-06-000	4
<u>Valv. Bola</u>	Clase 300 ANSI, orificio completo, brida cara realzada, operadas con engranes.	02-50-000	
18" a 24"	Cameron 10 ó 14 o similar		

## NOTAS GENERALES

- 1.- En tramos de 12 m.
- 2.- Con espesor de pared igual al de la tubería.
- 3.- Para 3" y mayores usar brida ciega.
- 4.- La longitud no será menor de 3" ni mayor de 6"; no usar niples de cuerda corrida.
- 5.- La codificación se complementa con los siguientes números:
  - Para codo, 03
  - Para reducciones, 07
  - Para sockolets, thredolets y elbolets, 08
  - Para tes y laterales, 10.

VII.2.3 ESPECIFICACION DE BOMBAS DE  
AGUA DE ENFRIAMIENTO

TIPO           Centrífuga Vertical

MATERIAL:     Según API-610, para los servicios de agua dulce, condensados, y torre de enfriamiento, en planta de proceso, a temperaturas abajo de -- 100°C (212°F) y para cualquier rango de presión, la clase de material es I-1 ó I-2.

A continuación se lista cada una de ellas.

PARTE	CLASE I-1	CLASE I-2
CARCAZA	(CI) HIERRO FUNDIDO	(CI) HIERRO FUNDIDO
Partes internas de la carcaza (tazones difusores diafragmas)	(CI) Hierro fundido	Bronce
Impulsores	(CI) Hierro Fundido	Bronce
Anillos de - desgaste de la carcaza	(CI) Hierro fundido	Bronce
Anillos de desgaste del impulsor	CI	Bronce
Flecha (8)	Acero al carbón	Acero al carbón
Camisa de flecha p/bomba c/empaque	12% cromo endurecido	Bronce duro

PARTE	CLASE I-1	CLASE I-2
Camisa de - flecha p/bom- ba c/sello - mecánico	18-8 AC. inox. o cromo 12%	18-8 AC. inox. o cromo 12%
Manguitos de garganta (bu- jes)	CI	Bronce
Camisas de in- ter etapa	CI	Bronce
Bujes de inter- tapa	CI	Bronce
Anillo de lin- terna (si la - bomba es empa- cada)	CI	CI o bronce
Collarín del - prensa estopas o placa reten- de sello mecá- nico	Acero al carbón	Acero al carbón
Espárragos o tornillos	Acero al carbón	Acero al carbón
Tornillos de carcaza	Acero al carbón	Acero al carbón
Empaque de - carcaza	Compuestos de asbesto	Compuestos de as- besto

## ESPECIFICACION DE MATERIALES

(CI) Hierro fundido :	ASTM A 48
Acero al Carbón :	(Forjado) ASTM A 105 o - A576; barra A-107 ó - A-108
Cromo 12% :	(Forjado) ASTM A-182 Gr. F6; (barra) ASTM A-276 - tipo 416 ó 410.
Bronce:	ASTM B 143 Alro y 2A
Ac. Inox. 18-8 (2)(5) :	(Forjado) ASTM A-182, (ba- rra) ASTM A-276

## NOTAS

- 2.- Si partes hechas de 18-Cr-8Ni son expuestas al líquido bombeado y ellas tienen superficies fabricadas o endurecidas por soldadura, se requieren aceros al bajo o extra-bajo carbón estabilizados. Por ejemplo, para tipo 304, use tipo 304L ó 347; para tipo 316 use tipo 316 L ó 318.
- 5.- 18 Cr - 8 Ni incluye tipos 302, 303, 304, 316, 321 y 347. Si un tipo particular es deseado, el comprador -

debe especificarlo.

8.- Si la bomba es vertical con su flecha expuesta al líquido bombeado y girando en un buje, la flecha será - 12% cromo (excepto para A-7, A-8, donde Ac. inox. 18-8 y 316 deberá usarse).

9.- El collarín para bombas empacadas será de bronce revestido o forrado excepto en amoníaco y temperatura alta (arriba de 60°C) o servicio caústico concentrado. La placa de sello tendrá un buje no ferroso de acuerdo a los requerimientos del código API-610 párrafo 24 (g).

Para materiales clase A-7 y A-8, el buje de la placa de sello será carbón o fluorocarbón.



## VII.2.5 ESPECIFICACION DE BOMBAS PARA MANEJO DE PROPANO

TIPO: CENTRIFUGA VERTICAL DE FLUJO AXIAL (LATA)

## MATERIALES:

Según API-610 Apéndice E: servicio propano, en plantas de proceso y de carga, a temperaturas inferiores a 232.2°C (450°F) y para toda presión, el material recomendado es - clase S-1.

PARTE	MATERIALES CLASE S-1
Carcaza externa	Acero al carbón
Partes internas de la carcaza, (tazones, difusores diafragmas)	Hierro fundido
Impulsor	Hierro fundido
Anillos de desgaste de la carcaza	Hierro fundido
Anillos de desgaste del impulsor	Hierro fundido
Flecha (nota 8)	Acero al carbón
Camisa de flecha p/ bomba con empaque	Cromo 12% endurecido
Camisa de flecha p/bomba c/sello mecánico	Acero inox. 18.8 ó cromo 12%
Manguitos de garganta (Bujes)	Hierro fundido

PARTE	MATERIALES CLASE S1
Camisas de inter- etapa	Hierro fundido
Bujes de inter- etapas	Hierro fundido
Anillo de linterna (si la bomba es empa- cada)	Hierro fundido
Collarin del prensa estopas o placa reten del sello mecánico.	Acero al carbón (nota 9)
Espárragos o tornillos	AISI 4140
Tornillos de la car- caza	AISI 4140
Empaque de la carcaza	Compuestos de asbesto

#### ESPECIFICACION DE MATERIALES

(CI) Hierro fundido:	ASTM A-48
Acero al carbón :	(Fundición) ASTM A-216 Gr. WCA o WCB (Forjado) ASTM A-105 ó A576  (Barra) ASTM A-107 ó A-108
AISI 4140	(Espárragos y tornillos) --  ASTM A-193 Gr. B7

Para materiales no incluidos, ver especificaciones corres-  
pondientes a bombas de agua de enfriamiento.

## BIBLIOGRAFIA

- 1.- DONALD Q. KERN "PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR"  
CECSA 1979.
- 2.- "ELLIOT MUSTISTAGE COMPRESSORS" BULLETIN P-25A
- 3.- CRANE. "FLUIDS FLOW".
- 4.- "CENTRIFUGAL PUMPS FOR GENERAL REFINERY SERVICE"  
API-610.  
American Petroleum Institute. Fifth Edition March.  
1971.
- 5.- "NORMAS PARA AISLAMIENTO TERMICO DE PEMEX"  
Norma 2. 616.02 Aislamiento térmico para baja tem-  
peratura.
- 6.- "ESPECIFICACIONES PARA TUBERIAS"  
PEMEX Ultima Edición.
- 7.- "PRESSURE VESSEL HANDBOOK" Eugene F. Megyesy  
Pressure Vessel Handbook Publishing Inc.  
Fourth Edition October, 1977.
- 8.- "DISEÑO DE UN REACTOR DESULFORIZADOR DE NAFTAS"  
Tesis Profesional.
- 9.- "ESTUDIO DE SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO PARA PLANTAS  
TERMOELECTRICAS"  
Sección de Ingeniería de Fluidos y Térmico  
Facultad de Ingeniería 1972.  
C.F.E.
- 10.- COMPRESOR AIR AND GAS DATA
- 11.- TRANSMISION DE CALOR W.H. Mc Adams  
Mc Graw Hill Tercera Edición 1978.