

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

---

FACULTAD DE INGENIERIA

CALCULO Y DISEÑO MECANICO DE LA TORRE  
DE DESTILACION AL VACIO PARA LA REFINERIA  
DE SALINA CRUZ, OAX.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A

SERGIO ESPINOSA HUERTA.

DIRECTOR: DR. JAIME CERVANTES DE GORTARI.

MEXICO, D.F.

1984.



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



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

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

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

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

## I N D I C E

CAPITULO 1.	INTRODUCCION .....	5
1.1.	GENERALIDADES .....	5
1.2.	DESCRIPCION GENERAL DEL PROCESO DE LA REFI- NERIA .....	6
1.3.	DESCRIPCION DEL PROCESO DE LA TORRE DE DES- TILACION AL VACIO .....	10
CAPITULO 2.	BASES PARA EL DISEÑO DE LA TORRE .....	27
2.1.	DATOS DE OPERACION .....	27
2.2.	CARGAS .....	28
2.3.	DATOS DE DISEÑO .....	29
2.4.	CODIGOS Y NORMAS .....	33
2.5.	MATERIALES .....	35
2.6.	RECUBRIMIENTO .....	38
CAPITULO 3.	CALCULOS DE LOS ESPESORES DE LA TORRE Y DEL FALDON .....	39
3.1.	CARGA POR PRESION INTERNA .....	39
3.2.	CARGA POR PRESION EXTERNA .....	57
3.3.	CARGA POR SISMO .....	78
3.4.	CARGA POR VIENTO .....	82
3.5.	ESPESORES NOMINALES .....	87
3.6.	FALDON, ANILLO BASE Y ANCLAS .....	88
3.7.	PLACAS DE REFUERZO EN BOQUILLAS .....	97
CAPITULO 4.	ACCESORIOS EXTERNOS .....	100
4.1.	ARREGLO DE LA ORIENTACION DE BOQUILLAS DE LA TORRE .....	100
4.2.	SELECCION Y LOCALIZACION DE PLATAFORMAS Y ESCALERAS .....	107
CAPITULO 5.	RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES .....	115
	BIBLIOGRAFIA .....	119
	APENDICE "A" .....	120

## CAPITULO 1 INTRODUCCION

### 1.1. GENERALIDADES

El desarrollo que en la actualidad ha alcanzado nuestro país, se debe en gran parte a la explotación de nuestros recursos naturales.

En particular, la industrialización de los hidrocarburos ha repercutido favorablemente en nuestra economía nacional; razón por la cual, se continúa impulsando esta actividad mediante la creación de nuevas plantas petroquímicas y/o sus ampliaciones.

Sin embargo, la creación de este tipo de plantas industriales, en algunos casos no puede prescindir del asesoramiento técnico de otros países que cuentan con un mayor desarrollo tecnológico en comparación con el nuestro.

La finalidad del presente trabajo es, establecer las bases de diseño y el desarrollo de los cálculos para obtener los espesores requeridos de la torre de destilación, al vacío, cuya capacidad de procesamiento es de 75,000 barriles diarios y está ubicada dentro de la refinería de Salina Cruz, Oax.

En el primer capítulo se presenta el diagrama general de flujo de la refinería de Salina Cruz, Oax., en el cual se encuentra la torre de destilación al vacío, además también se describen los procesos de las partes externas e internas de la misma. La finalidad de este capítulo es indicar la localización de la torre dentro de la refinería y su función.



En el segundo capítulo se presentan los criterios que se consideran en los datos de operación para obtener los datos de diseño, los cuales se utilizan en los procedimientos de cálculo para obtener los espesores de la torre.

En el tercer capítulo se describen los procedimientos de cálculo para obtener los espesores requeridos de las secciones de la torre de destilación al vacío. Como se señala en este capítulo, en algunos casos se debe trabajar con valores propuestos por el diseñador de recipientes, por lo cual es necesario tener un criterio bien definido en los procedimientos, además de la experiencia necesaria en los cálculos y en el diseño.

En el capítulo cuarto se indica el número y los diámetros de las boquillas que se requieren para el buen funcionamiento de la torre, además las grapas para escaleras y plataformas.

En el quinto capítulo, se dan las recomendaciones para el diseño de la torre.

En el apéndice "A", se indican las especificaciones generales de los materiales seleccionados en la sección 2.5, dichas especificaciones están de acuerdo con la institución de la A.S.T.M.

La nomenclatura se indica al inicio de cada sección para mayor facilidad e interpretación en el desarrollo de los cálculos

1.2.

#### DESCRIPCION GENERAL DEL PROCESO DE LA REFINERIA

La descripción general del proceso de la refinería de Salina Cruz, Oax., se presenta en forma simplificada en el diagrama general de flujo en la fig. 1 (dividido en zonas para una mejor descripción) debido a que sería muy complejo y extenso hacer la descripción con más detalle.

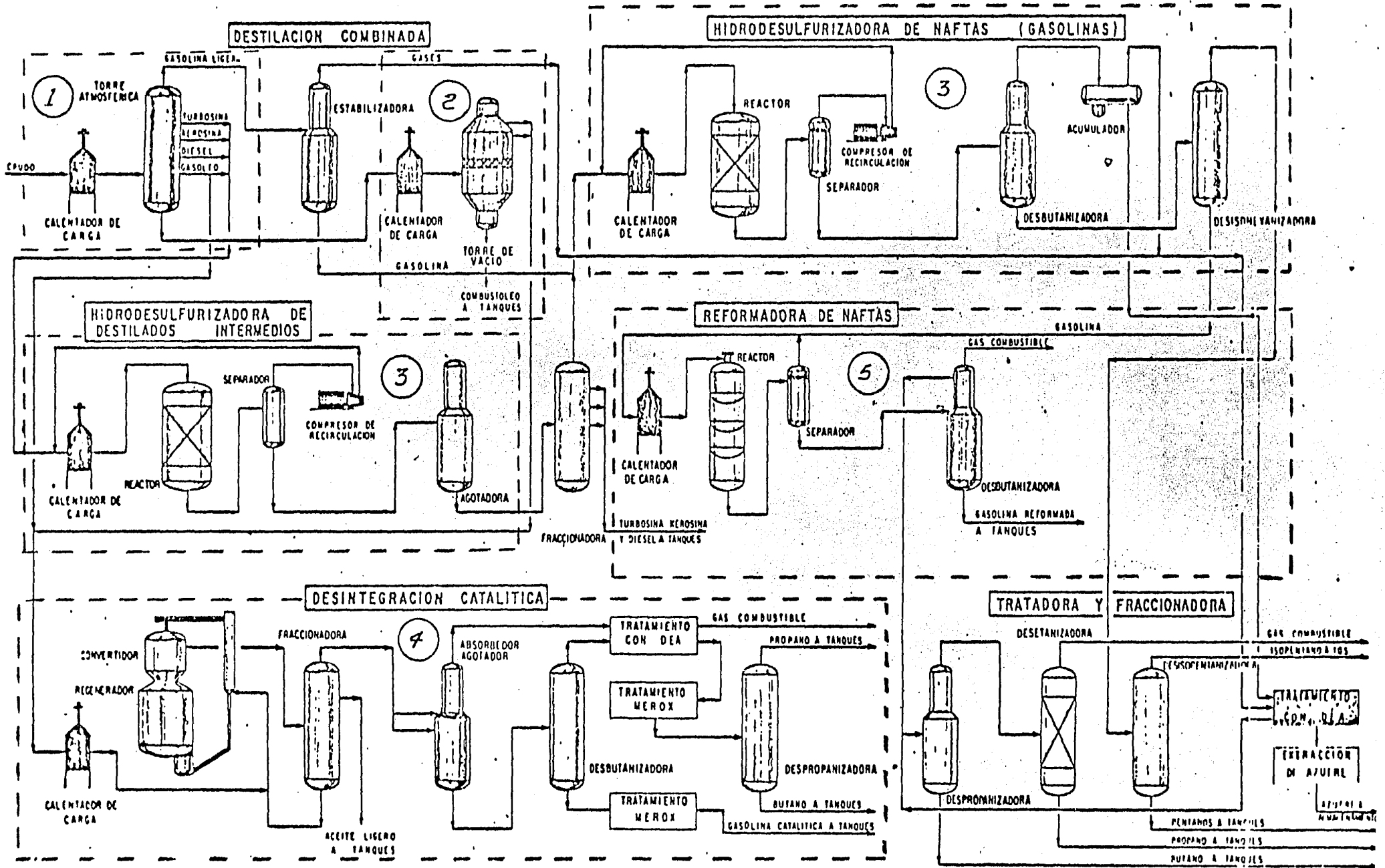


DIAGRAMA GENERAL DE FLUJO

Fig. 1

La refinación del petróleo consiste en un conjunto de operaciones y procesos para eliminarle impurezas y separar sus constituyentes con objeto de transformar el petróleo bruto o natural en productos industriales, como son: gasolina, combustibles, lubricantes y otros derivados.

Parte del crudo que se obtiene de los yacimientos de Tabasco, Chiapas y Campeche, se manda a Nuevo Teapa, Ver., de ahí se envía a través de un oleoducto de 30 pulgadas de diámetro a la refinería de Salina Cruz, Oax., la cual garantiza el suministro adecuado para la realización de sus diferentes etapas de operación.

Haciendo referencia a las zonas numeradas de la fig. 1 se puede señalar que el crudo llega a la planta de destilación atmosférica (No. 1) para la obtención de las fracciones básicas como son: gasolinas, turbosinas, kerosinas, diesel, gasóleo y residuo. Estos productos a su vez son enviados a otras plantas para su proceso complementario. El residuo de la torre de destilación atmosférica se envía a la planta de destilación al vacío (No.2), obteniéndose gasóleo ligero, gasóleo pesado y residuo de vacío. Los gasóleos ligero y pesado son enviados a la planta de desintegración catalítica (No.4) y el residuo se envía a tanques para la preparación de combustóleo.

En las plantas hidrodesulfurizadoras (No.3) se eliminan los compuestos de azufre de los combustibles, evitando de esta manera la contaminación atmosférica. En la planta reformadora de naftas (No. 5) se mejoran las características de las gasolinas. En la planta de desintegración catalítica (No. 4) se obtienen a partir de gasóleos, productos de mayor valor comercial, como son: gasolina, diesel y gas licuado.

Para el almacenamiento tanto de productos intermedios como finales, se cuenta con una capacidad de 6 millones de barriles, distribuída en tanques de diferentes capacidades. La distribución final de los productos de la refinería se realiza a través de la terminal de ventas para abastecer su zona local de influencia y mediante la terminal marítima y boya de carga de buques-tanques, se cubrirá en forma eficiente y segura el abastecimiento de combustibles a toda la costa de nuestro país, en el litoral del pacífico.

1.3.

### DESCRIPCION DEL PROCESO DE LA TORRE DE DESTILACION AL VACIO

El objetivo de una torre de destilación para la refinación del petróleo, es obtener varios productos a distintas alturas convenientemente calculadas, para que en cada una de ellas se obtenga una fracción o producto diferente. Para una torre de destilación al vacío, la destilación se efectúa a presiones inferiores a la atmosférica y se aplica a sustancias poco volátiles.

A partir del residuo proveniente de la torre de destilación atmosférica se obtiene en la torre de destilación al vacío, el gasóleo ligero, pesado y el residuo de la misma y posteriormente se procesan para obtener gasolina, diesel, gas licuado y combustóleo.

Las dimensiones de la torre de destilación al vacío se muestran en la fig. 2 y estan en base a las condiciones de operación (temperatura, presión, densidad, velocidad, gasto, etc.) y a la capacidad de los 75,000 barriles diarios requeridos para procesar el residuo de la torre de destilación atmosférica. (Fig. 1 No. 1)

La configuración de la torre que se presenta en la fig. 2 está dada en base a los gastos y los volúmenes que se manejan en el interior de la torre, razón por la cual se reduce en los extremos del cuerpo de la misma.

A continuación se describe el diagrama de flujo externo de la torre que se muestra en la fig. 3.

El residuo de la torre de destilación atmosférica pasa a través de los cambiadores de calor y el calentador de fuego directo con objeto de elevar su temperatura para entrar a la torre de destilación al vacío. Por la parte media de la torre se obtiene el gasóleo pesado cuya línea de salida

DIMENSIONAMIENTO DE LA TORRE PARA PROCESAR 75,000 BARRILES DIARIOS

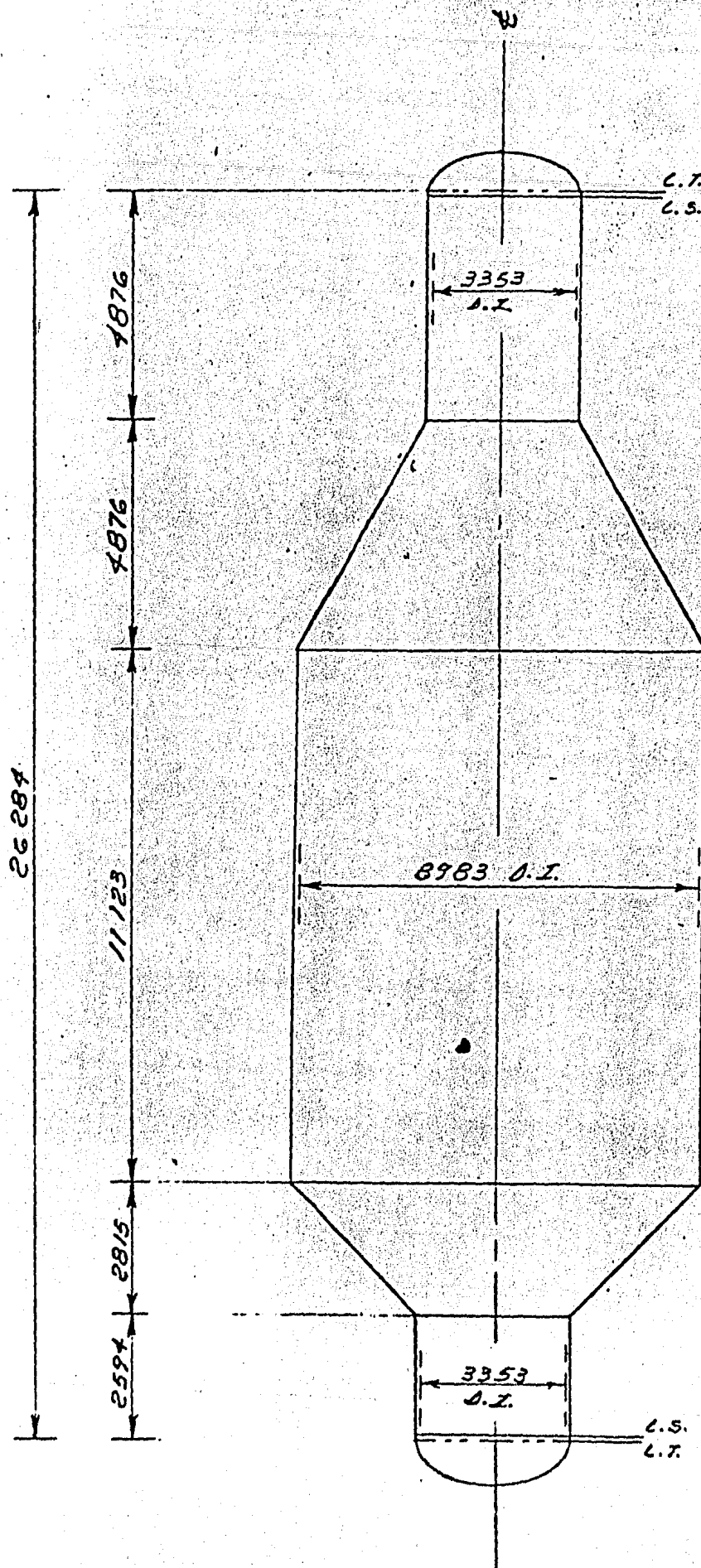


FIG. 2

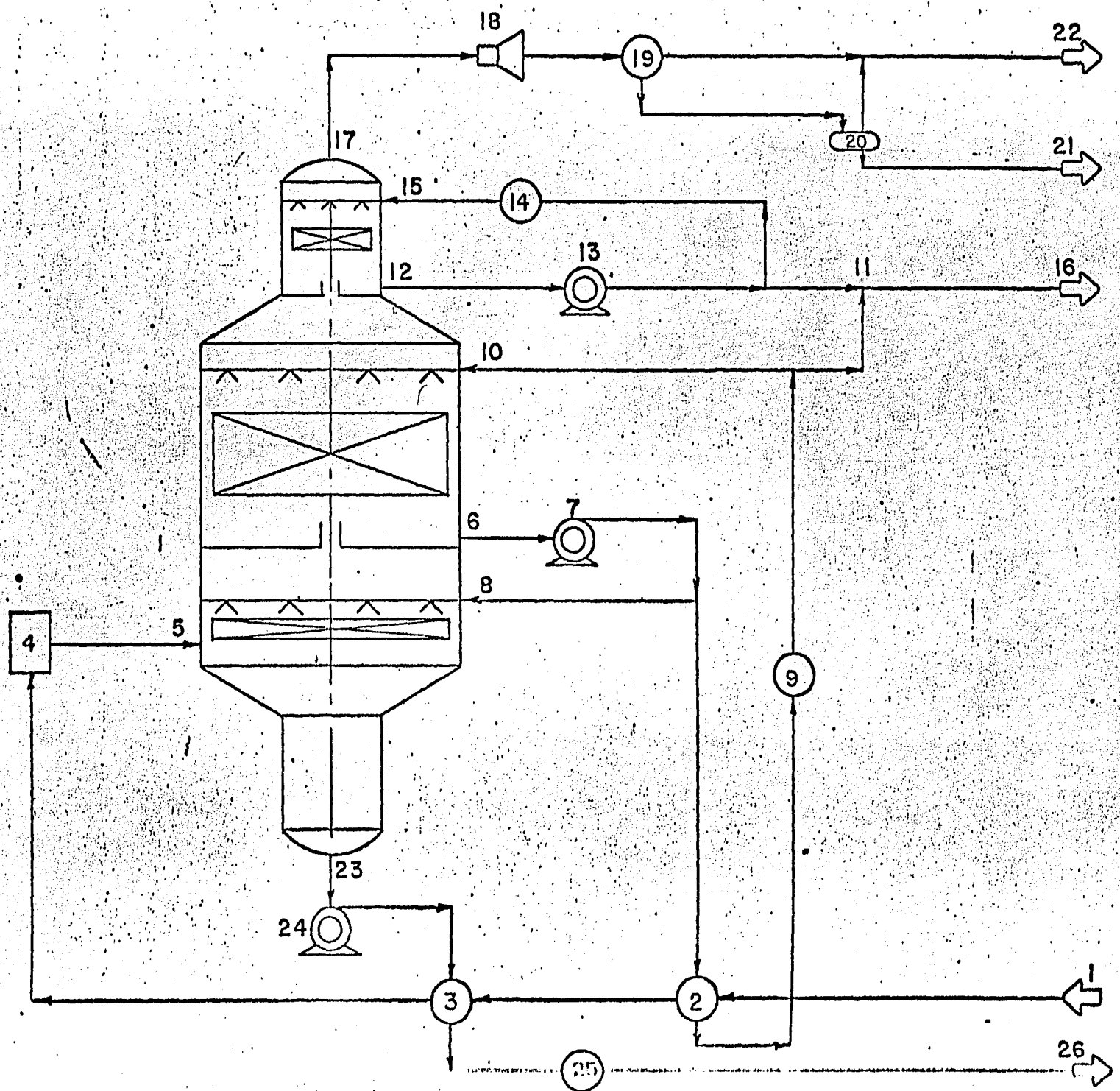


FIG. 3 DIAGRAMA DE FLUJO EXTERNO DE LA TORRE



tiene dos derivaciones: La primera retorna a la torre y la segunda va a un cambiador de calor, luego a un enfriador y por último se une a la línea de gasóleo ligero. Por la parte cilíndrica superior se obtiene el gasóleo ligero cuya línea de salida tiene dos derivaciones: Una que retorna a la torre pasando por un enfriador y la otra se une a la línea de gasóleo pesado. Por la parte superior sale el vapor cuya línea pasa a través de los siguientes equipos: Eyector, condensador y tanque separador; y finalmente por la parte inferior sale el residuo cuya línea pasa por un cambiador de calor y un enfriador.

Una descripción más detallada de lo anterior se presenta en la tabla 1 en la cual se indican los siguientes datos: 1o. el número que se relaciona con la fig. 3; 2o. nombre del equipo o línea; 3o. las condiciones de operación; 4o. la descripción y/o su función.

TABLA 1

<u>No.</u>	<u>NOMBRE</u>	<u>CONDICIONES</u>	<u>FUNCION Y/O DESCRIPCION</u>
1	Alimentación	200°C	Es el residuo de la torre de destilación atmosférica
2	Cambiador de calor	Alimentación 200°C a 255°C Gasóleo pesado 270°C a 238°C	Intercambia calor la alimentación con el gasóleo pesado
3	Cambiador de calor	Alimentación 255°C a 300°C Residuo 375°C a 330°C	Intercambia calor la alimentación con el residuo de la torre
4	Calentador de fuego directo	300°C a 383°C	Aumenta la temperatura de la alimentación para entrar a la torre
5	Entrada de la alimentación a la torre	383°C	
6	Salida de gasóleo pesado	270°C	
7	Bomba	La presión de descarga es 7 kg./cm.2	La línea de descarga tiene dos derivaciones que son: la 1a. retorna a la torre (No. 8) y la 2a. constituye la producción de gasóleo pesado que va al cambiador (No. 2)
8	Retorno de gasóleo pesado a la torre		Sirve para lavar y mantener húmeda la malla de lavado de metales

TABLA I (cont.)

No.	NOMBRE	CONDICIONES	FUNCION Y/O DESCRIPCION
9	Enfriador	177°C	Baja la temperatura del gasóleo pesado
10	Reflujo de gasóleo pesado		Retorna a la torre
11	Unión de las líneas de gasóleo ligero y pesado		
12	Salida de gasóleo ligero	227°C	
13	Bomba	La presión de descarga es 7 kg./cm.2	La línea de descarga tiene dos derivaciones que son: La 1a. va al enfriador (No. 14) y la 2a. constituye la producción de gasóleo ligero que posteriormente se une a la de gasóleo pesado (No. 11)
14	Enfriador	38°C	Baja la temperatura del gasóleo ligero
15	Reflujo de gasóleo ligero		Retorna a la torre.
16	Línea a tanques de almacenamiento		Es la mezcla de gasóleo ligero y pesado que constituye la carga para la planta de desintegración catalítica.
17	Salida de vapor	200°C	
18	Eyector		Es el equipo que hace el vacío en la torre.
19	Condensador	38°C	La finalidad es condensar el vapor y tiene dos líneas.

.... /

TABLA 1 (cont.)

No.	NOMBRE	CONDICIONES	FUNCION Y/O DESCRIPCION
20	Tanque separador		<p>a la salida que son: la 1a. constituye el condensado que va al tanque separador (No. 20) y la 2a. es el vapor que no se condensó y cuya línea va al calentador (No.22)</p> <p>La finalidad es recuperar el condensado de aciete y y tiene dos líneas de salida: una de venteo que va a los calentadores (No. 22) y la otra va a los tanques de almacenamiento (No. 21)</p>
21	Línea a tanques de almacenamiento		
22	Línea a calentadores		<p>Son los vapores incondensables que se utilizan como combustible en los calentadores ya que son gases tóxicos y no se pueden ventear directamente a la atmósfera</p>
23	Salida de residuo	375°C	
24	Bomba	<p>La presión de descarga es 15 kg./cm.2</p>	<p>La línea de descarga va al cambiador (No. 3)</p>
25	Enfriador	70°C	<p>Baja la temperatura del residuo de la torre</p>
26	Línea a tanques de almacenamiento		

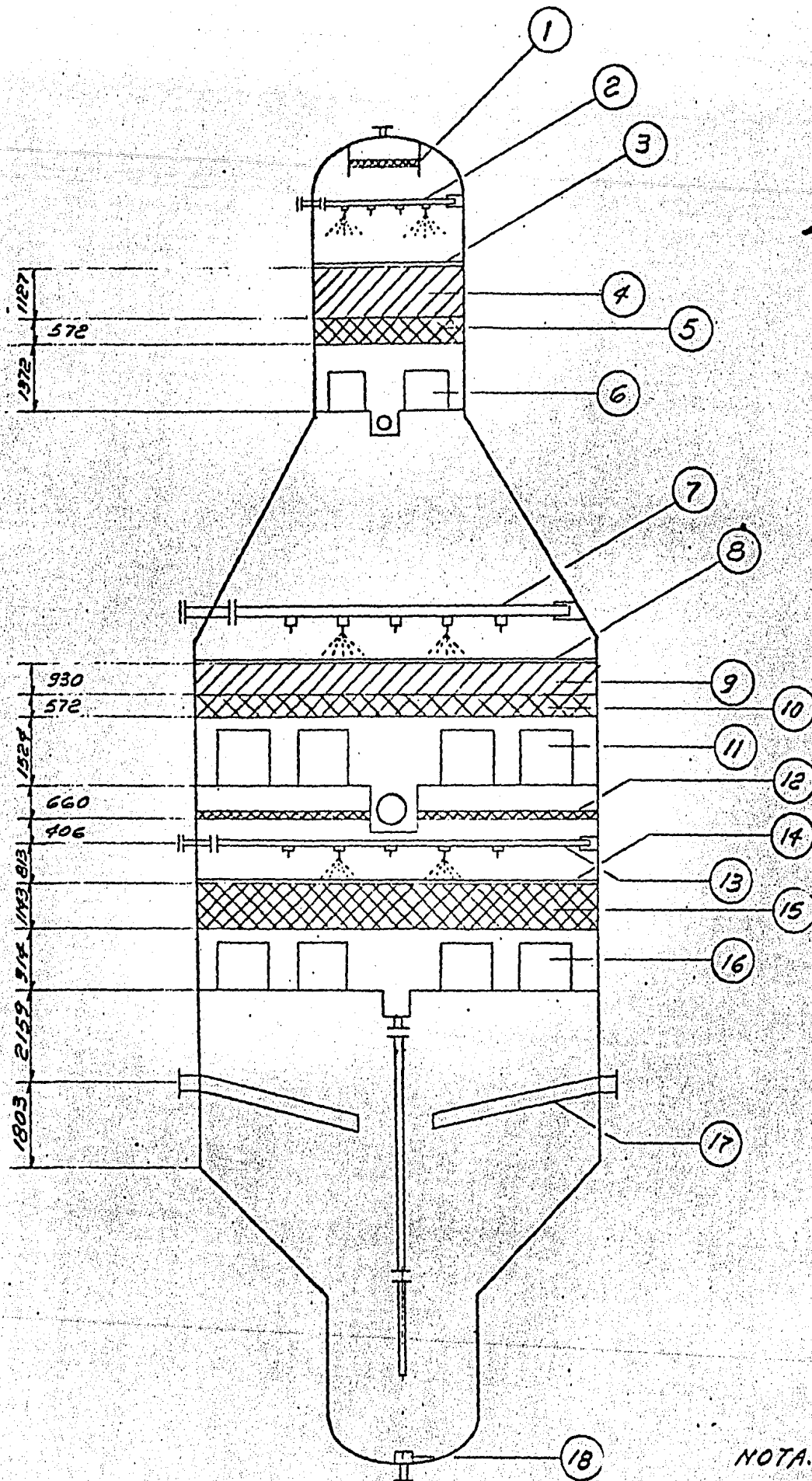
Es conveniente aclarar que en el diagrama de flujo externo de la torre de la fig. 3 está en forma simplificada y únicamente se indica un equipo o una línea y en realidad son dos o tres; por ejemplo, podemos mencionar que la alimentación (No. 1) en el diagrama se indica con una sola línea y en realidad, son dos, cada una con sus equipos (cambiadores Nos. 2 y 3, calentador No. 4) hasta llegar a la torre.

En la fig. 4 se muestran las partes internas de la torre de destilación al vacío y el proceso interno de la misma es el siguiente:

La alimentación es una mezcla de líquido-vapor que entra por la parte media inferior de la torre. El líquido se va al fondo y el vapor pasa a través del plato acumulador de residuo y por el empaque tipo rejilla goteadora, donde hace contacto con el líquido que entra a la torre por el cabezal de espreado y luego pasa por el eliminador de niebla cuya función es dejar pasar el vapor para las condiciones requeridas (densidad, viscosidad, etc.), el vapor que se logra condensar hasta esta etapa constituye el residuo. El proceso se repite para acumular el gasóleo pesado y ligero para poder extraerse de la torre para las condiciones requeridas en cada etapa.

Una descripción más detallada de lo anterior se presenta en la tabla 2, en la cual se indican los siguientes datos: 1o. el número que se relaciona con la fig. 4; 2o. nombre del accesorio; 3o. el número de la figura en detalle; 4o. el peso, nos será útil posteriormente para los cálculos; 5o. la descripción y/o su función.

PARTES INTERNAS DE LA TORRE DE VACIO



NOTA: LAS ACOTACIONES ESTAN EN MILIMETROS.

FIG. 4



TABLA 2

No.	NOMBRE	FIG. EN DETALLE	PESO (kg)	DESCRIPCION Y/O FUNCION
1	Eliminador de niebla	5	170	Retener el condensado que se encuentra en el vapor del fluido, para las condiciones de diseño que se requieran (gasto, velocidad, viscosidad, temperatura, etc.)
2	Cabezal de espreado	6	185	Es la entrada del reflujo de gasóleo ligero al interior de la torre.
3	Rejilla Irving	7		Se utiliza para colocar el cabezal de espreado y el empaque, además para darles mantenimiento.
4	Empaque tipo Pall	8	270	La finalidad es tener un contacto continuo entre el líquido y el gas, tiene dos pulgadas de diámetro.
5	Empaque tipo rejilla goteadora	9,12	5730	Tiene baja eficiencia de área de contacto entre el líquido y el gas, el arreglo es de flujo transversal y es utilizada como soporte del empaque tipo Pall.
6	Plato acumulador de gasóleo ligero	10	900	Es del tipo chimenea, es una bandeja en la cual se acumula el condensado para que se pueda extraer del interior de la torre y además dejar pasar el



TABLA 2 (cont.)

No.	NOMBRE	FIG. EN DETALLE	PESO (kg)	DESCRIPCION Y/O FUNCION
1				gas a través de las chimeneas.
7	Cabezal de espreado	6	2 100	Es la entrada de reflujó de combustóleo pesado al interior de la torre.
8	Rejilla Irving	7		Tiene la misma función de la No. 3
9	Empaque tipo Pall	8	2 460	Tiene las mismas características de la No. 4
10	Empaque tipo rejilla goteadora	9	43 280	Tiene las mismas características de la No. 5
11	Plato acumulador de gasóleo pesado	10	3 275	Tiene las mismas características de la No. 6
12	Eliminador de niebla	5	2 450	Tiene las mismas características que la No. 1
13	Cabezal de espreado	6	660	Retorno de gasóleo pesado a la torre.
14	Malla			Sirve para el lavado de metales.
15	Empaque tipo rejilla goteadora	9,13	19 350	Es de las mismas características de la No. 5, pero de arreglo cuadrangular.
16	Plato acumulador de residuo	10	3 275	Tiene las mismas características de la No. 6
17	Ducto de alimentación	14	1 070	La finalidad es guiar la alimentación y reducir la velocidad a la entrada de la torre.
18	Eliminador de remolinos	11	170	Su finalidad es eliminar el remolino que se forma a la salida.

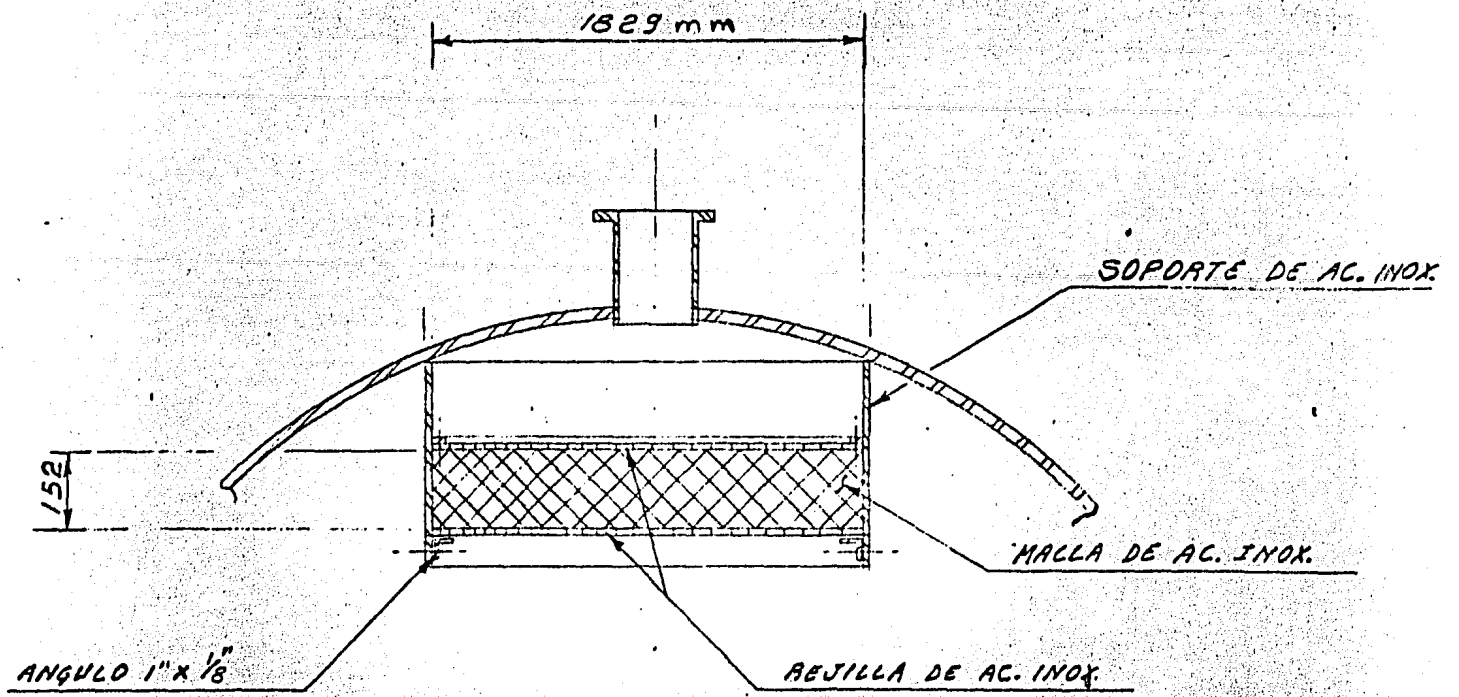


FIG. 5 ELIMINADOR DE NIEBLA DE LA PARTE SUPERIOR DE LA TORRE

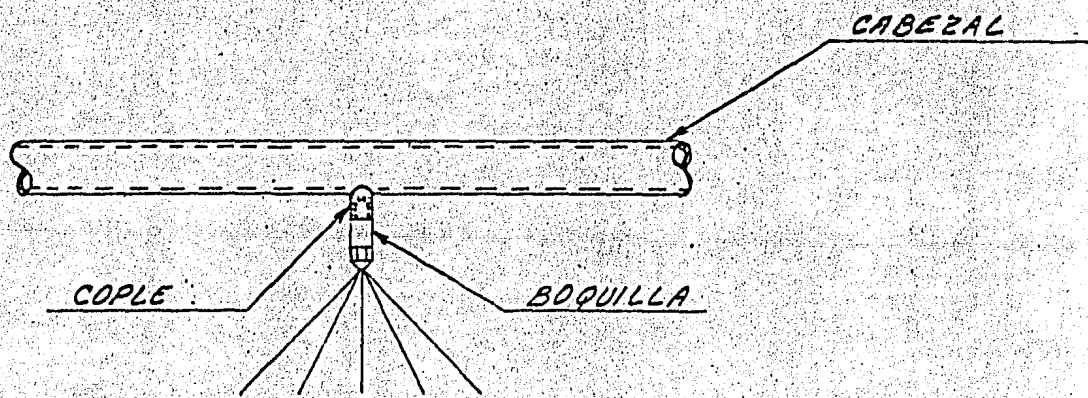


FIG. 6 CABEZAL DE ESPREADO

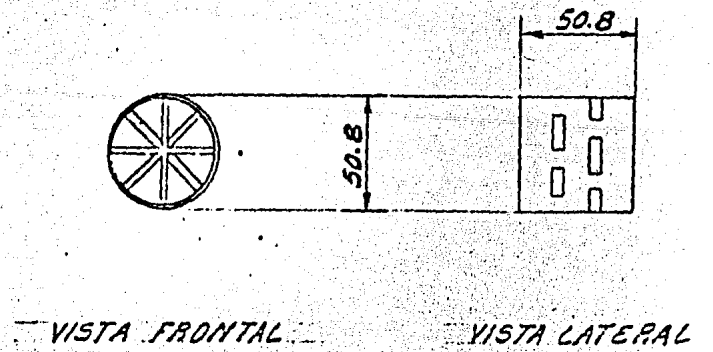
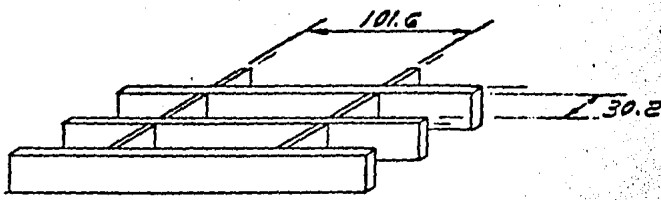
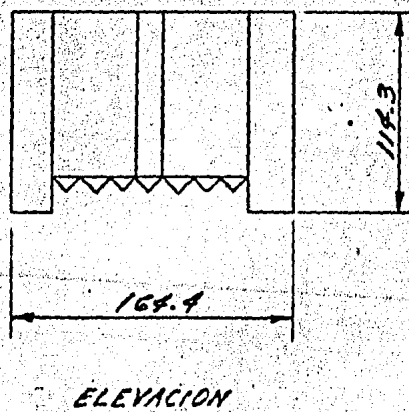
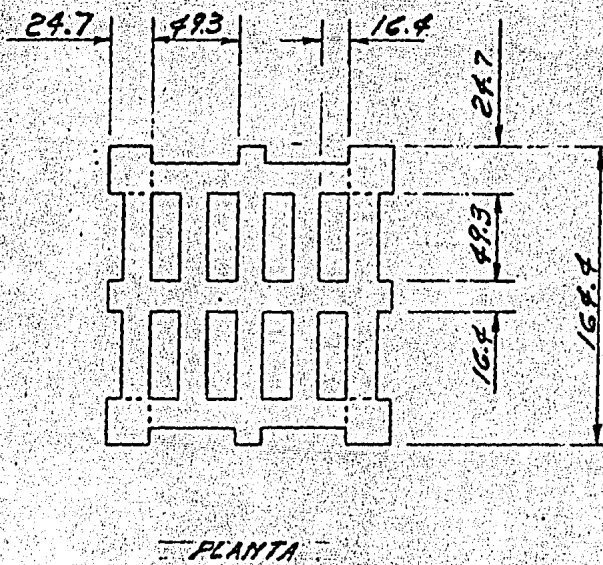


FIG. 7 REJILLA TIPO IRVING

FIG. 8 EMPAQUE TIPO PALL



NOTA: LAS ACOTACIONES  
ESTAN EN MILIMETROS

FIG. 9 EMPAQUE TIPO REJILLA GOTEADORA

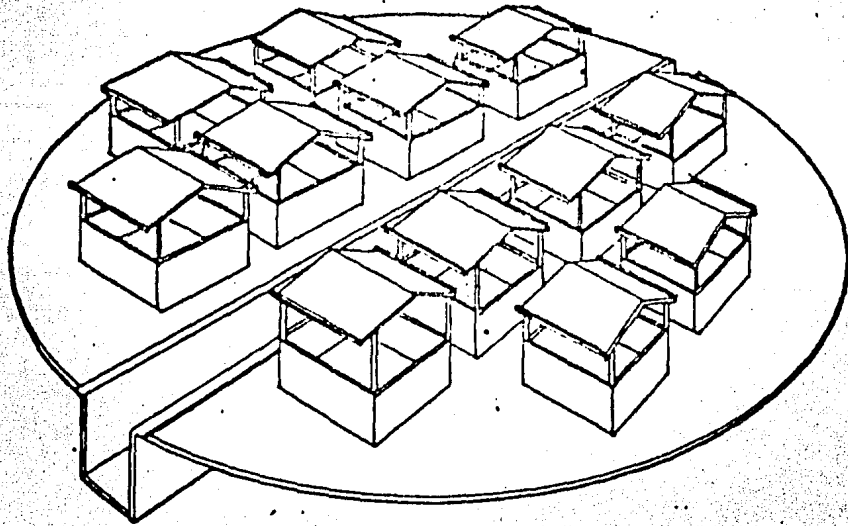


FIG. 10 PLATO ACUMULADOR

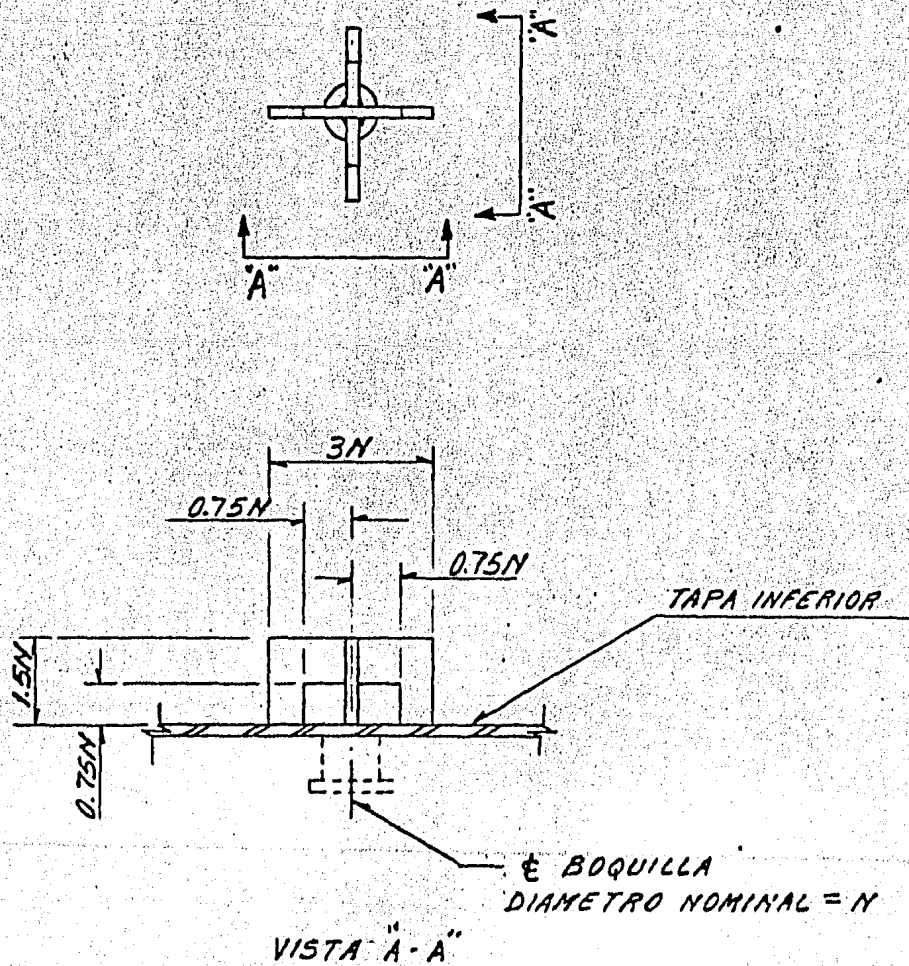


FIG. 11 ELIMINADOR DE REMÓLINOS

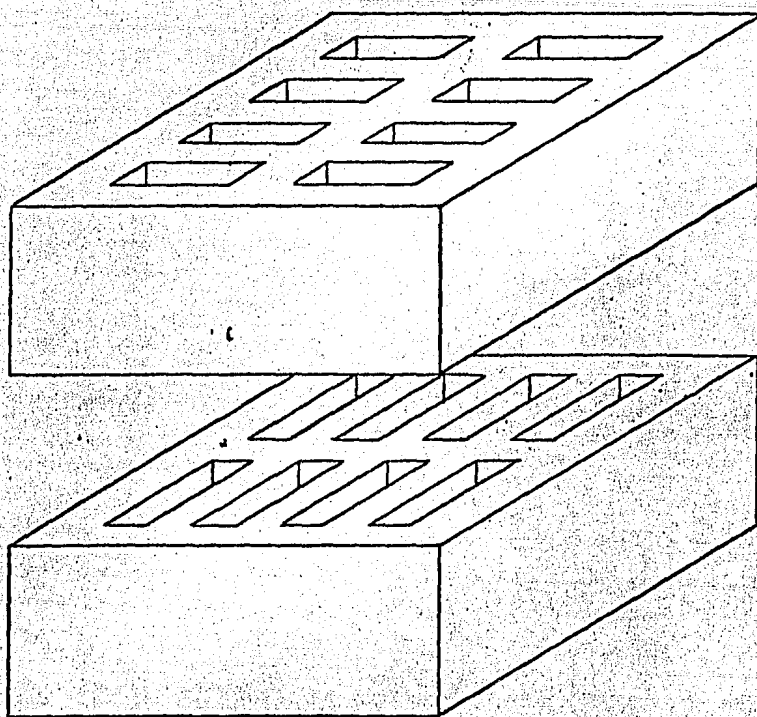
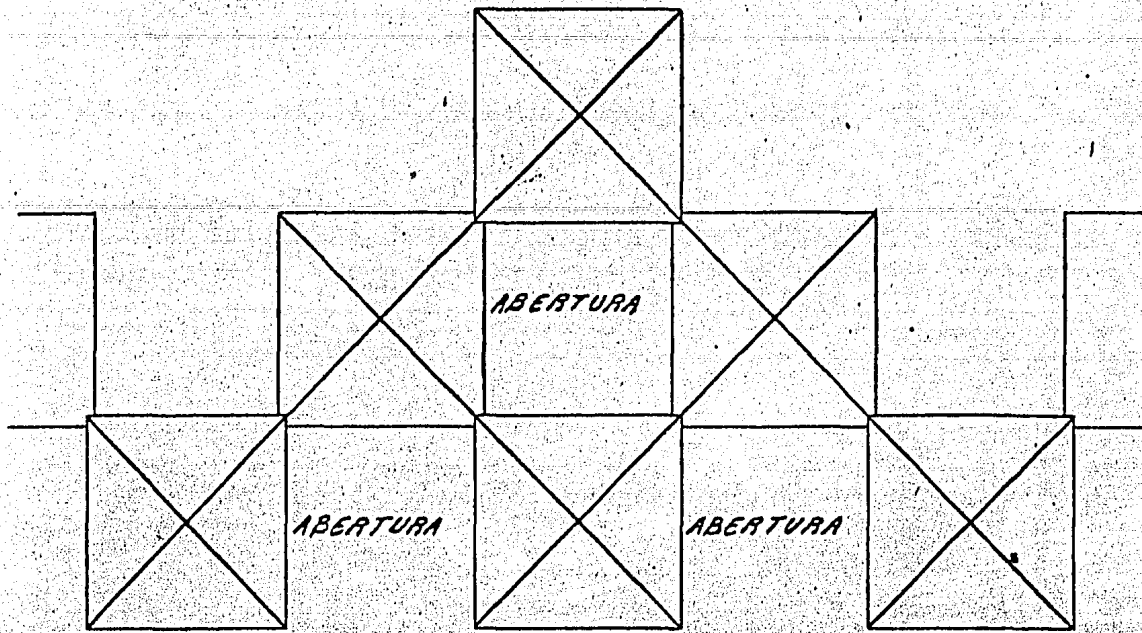
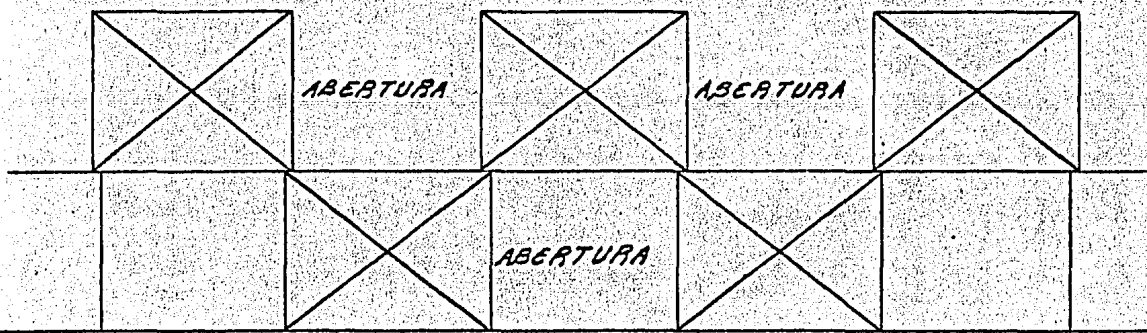


FIG. 12 ARREGLO - FLUJO TRANSVERSAL



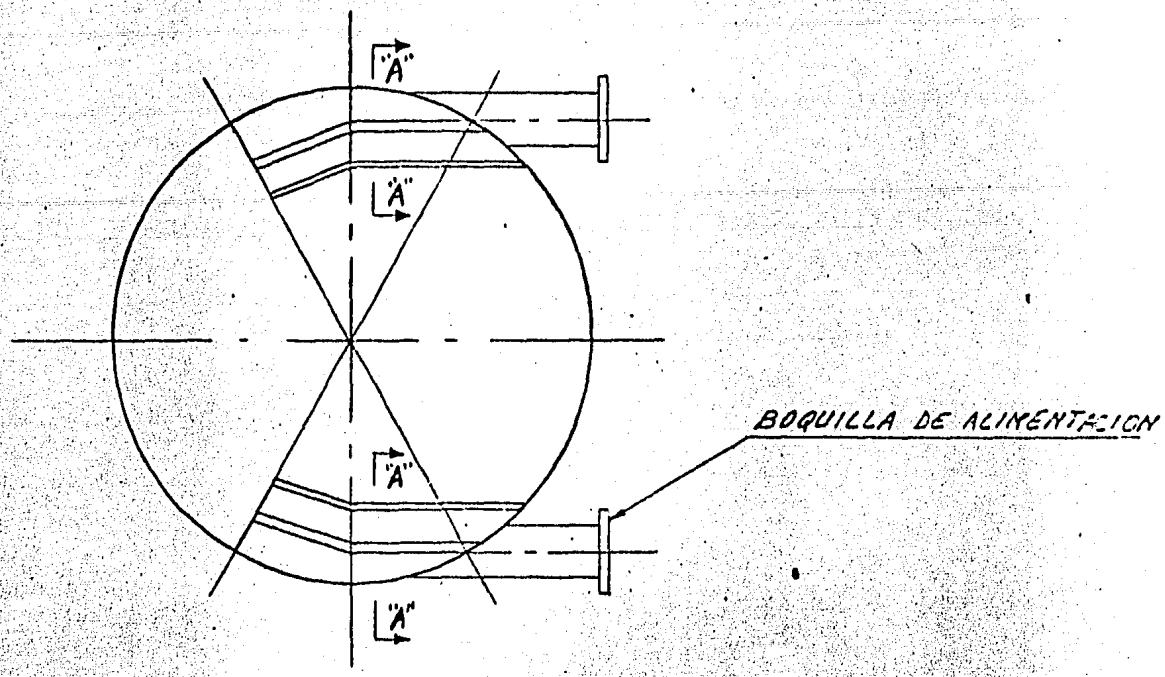
PLANTA



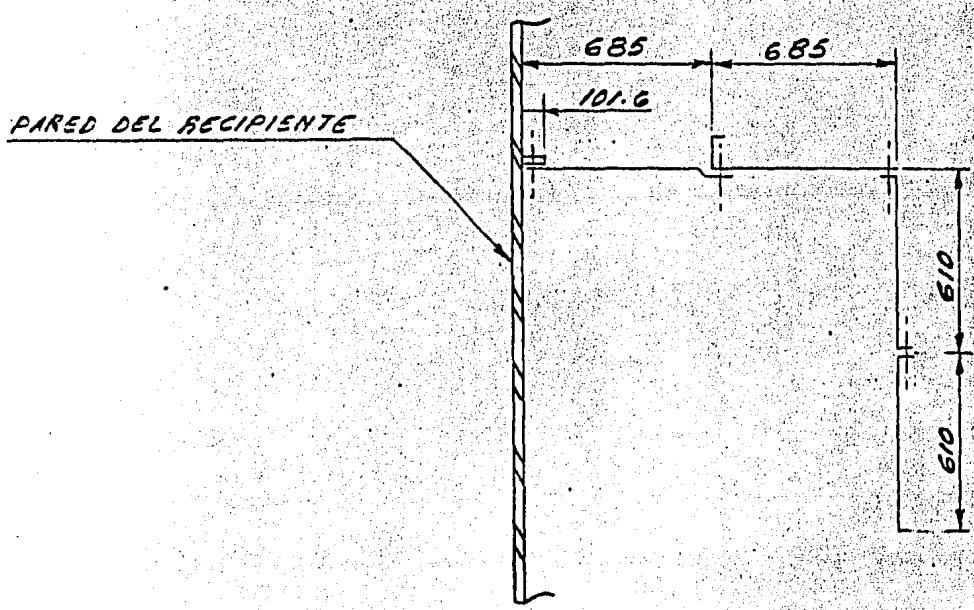
ELEVACION

FIG. 13 ARREGLO - FLUJO CUADRANGULAR





PLANTA



SECCION "A-A"

NOTA: TODAS LAS PLACAS DEL  
 DUCTO SON DE 6.35 - m.  
 DE ESPESOR.  
 LAS ACOTACIONES ESTAN  
 EN MILIMETROS

FIG. 14 DUCTOS DE ALIMENTACION



## CAPITULO 2

### BASES PARA EL DISEÑO DE LA TORRE

#### 2.1 DATOS DE OPERACION

Usualmente el primer paso en el diseño de un recipiente a presión es la clasificación apropiada para el servicio requerido y a la vez que lo realice de la manera más satisfactoria. Los recipientes a presión pueden ser clasificados conforme a su servicio, de acuerdo a su presión, temperatura, la geometría o la manera en que vayan a ser instalados.

Los tipos más comunes de recipientes a presión se pueden clasificar en horizontales, verticales y esféricos.

Los recipientes horizontales son aquellos que descansan sobre dos soportes; un ejemplo típico es el denominado "salchicha".

Existe una gran variedad de recipientes verticales, entre los cuales podemos mencionar los reactores y las torres, éstos se soportan por medio de patas o faldones.

Los recipientes esféricos generalmente se usan para almacenar grandes volúmenes de fluidos bajo presiones moderadas, principalmente gases a temperaturas y presiones normales, tales como el gas natural, butano, etc.

Nuestro caso es un recipiente vertical soportado por faldón. De acuerdo al estudio y diseño de ingeniería del proyecto de la refinería, la torre de destilación a vacío opera con las siguientes condiciones:

1era. La temperatura de operación en la tapa y el cuerpo cilíndrico superior es de  $216^{\circ}\text{C}$ ; en la parte cónica superior es de  $286^{\circ}\text{C}$  y las partes restantes de  $383^{\circ}\text{C}$ .

2da. La presión de operación en la parte superior de la torre es de  $0.06\text{ kg/cm}^2$  absoluta y en la parte media e inferior de  $0.34\text{ kg/cm}^2$  absoluta.

## 2.2 CARGAS

En general las cargas que se deben considerar para el diseño de recipientes a presión son:

1. Presión de diseño interna o externa.
2. Cargas de impacto, incluyendo fluctuaciones rápidas de presión.
3. Peso del recipiente y contenido normal en operación o condiciones de prueba.
4. Cargas impuestas por otros recipientes, equipo de operación, aislamiento, resistencia a la corrosión o erosión y tubería.
5. Cargas debido al viento o sismo; cuando se tenga la probabilidad de que se presenten.
6. Reacciones de los soportes, anillos, silletas u otros tipos de soportes.
7. El efecto de los gradientes de temperatura en el esfuerzo máximo.

Para nuestro caso de la torre de alto vacío y de acuerdo con las cargas antes mencionadas, se diseñará como sigue:

- a) Por presión interna o externa, la que resulte más crítica.
- b) Peso total del recipiente en operación.
- c) Con aislamiento, tubería y por corrosión.
- d) Por viento o sismo, la que resulte más crítica.
- e) Cargas de reacciones en los anillos y en el soporte.
- f) Efecto del gradiente de temperatura en el esfuerzo máximo.

En nuestro caso no hay cargas de impacto ni fluctuaciones de presión, ya que son muy pequeñas, debido a que el proceso de la planta es uniforme y se consideran despreciables. También de acuerdo al diseño no hay cargas impuestas por otros recipientes ni equipos.

2.3.

#### DATOS DE DISEÑO

En el diseño de recipientes a presión, se deben tomar en cuenta las siguientes condiciones de diseño:

- a) Los recipientes sujetos a presión interna deben diseñarse al menos para la más severa condición de presión esperada en operación normal, más un incremento del valor del 10% o 2.11 kg/cm.2 (30 psi.) lo que resulte mayor. Cuando los recipientes están sujetos a presión externa deben diseñarse al menos para la más severa condición de presión externa esperada en operación normal, más un incremento del valor de 25% ó 1 kg/cm.2 (14.22 psi) lo que resulte menor. Para nuestro caso debido a la configuración y a las condiciones que va a operar la torre, la presión de diseño se considera de 3.52 kg/cm.2 por presión interna y de 1 kg/cm.2 por presión externa.
- b) En cuanto a la temperatura esperada bajo condiciones de operación que se encuentre entre 0°C (32°F) y 400°C (752°F); se

hace un incremento de  $30^{\circ}\text{C}$  ( $86^{\circ}\text{F}$ ) para determinar la temperatura de diseño; este criterio es el que se considera, además en ningún caso la temperatura en la superficie del metal debe exceder la máxima temperatura permisible enlistada en las tablas de esfuerzos del código A.S.M.E.

- c) La presión de prueba hidrostática se recomienda una vez y media la presión de diseño; para nuestro caso es de  $4.5 \text{ kg/cm}^2$ .
- d) Con respecto a la velocidad de viento y al coeficiente sísmico existen estudios de toda la república elaborados por diferentes instituciones (por ejemplo, Comisión Federal de Electricidad) que dependiendo de la zona se determina la velocidad del viento y el coeficiente sísmico de diseño; para Salina Cruz, Oax., son de  $200 \text{ km/hr.}$  y  $0.2$  respectivamente.
- e) El código que normalmente se ha adoptado en México, es el elaborado por la American Society of Mechanical Engineers, sección VIII, división 1, dado que los materiales y las técnicas especificadas son las que se usan en la industria nacional, motivo por el cual el diseño y el cálculo de la torre de destilación a vacío está basado en este código.
- f) La eficiencia de juntas de soldadura depende del tipo y del grado de examinación de las mismas, para nuestro caso y de acuerdo con el código A.S.M.E. los tipos permisibles de juntas soldadas con arco y gas son:

TIPO DE JUNTA:	VALOR DE LA EFICIENCIA DE JUNTA:
Juntas a tope obtenidas con doble soldadura o con otros medios por los cuales se obtenga la misma calidad del metal de soldadura depositada en el interior y exterior de la superficie por soldar.	a) Radiografiado total, $E=1.00$ b) Examinado por puntos $E=0.85$ c) Sin examinación $E=0.70$

Para nuestro caso la eficiencia de las juntas es de  $1.0$  y el

radiografiado es total.

g) La corrosión es otro factor que se debe considerar, ya que para los recipientes que estén sujetos a adelgazamiento por sustancias corrosivas se les deberá incrementar el espesor de acuerdo al factor de corrosión con siderado. Para nuestro caso la corrosión permisible es de 6.35 mm. en la parte cónica superior.

Resumiendo lo anterior, los datos de diseño para los cálculos de la torre se indican en la tabla 3.

TABLA 3

Presión de diseño:	
Presión interna:	3.52 kg/cm <sup>2</sup> man. (50 psig)
Presión externa:	1 kg/cm <sup>2</sup> man. (14.22 psig)
Temperatura de diseño:	
Tapa y cuerpo cilíndrico superior:	246°C (475°F)
Parte cónica superior:	316°C (600°F)
Partes restantes:	413°C (775°F)
Presión de prueba	
Hidrostática:	4.5 kg/cm <sup>2</sup> man. (64 psig)
Velocidad de viento:	200 km/hr.
Coefficiente sísmico:	0.2
Código:	A.S.M.E. Sección VIII división 1
Eficiencia de Juntas:	1.0
Radiografiado:	Total
Corrosión permisible:	6.35 mm. en la parte cónica superior



## 2.4. CODIGOS Y NORMAS

Para el diseño, la fabricación, las pruebas y la inspección de los recipientes a presión se rigen bajo un código y/o normas establecidas que indican los requerimientos mínimos necesarios para cualquiera de las fases mencionadas.

Los países más industrializados cuentan con sus propios códigos, de los cuales mencionaremos los que se consideren de mayor importancia:

- a) Código A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers), el cual rige en los Estados Unidos.
- b) Código B.S.I. (British Standards Institute), que rige en Inglaterra.
- c) Código J.I.S. (Japanese Industrial Standard), que rige en Japón.
- d) Código D.I.N. (German Industrial Standards), que rige en Alemania y en los países bajos.

Cabe mencionar que cada código tiene un factor de seguridad diferente para el esfuerzo permisible de los materiales; así por ejemplo daremos el criterio adoptado por los códigos A.S.M.E. sección VIII división 1 y el británico BSI.- 1515.

El criterio del Código A.S.M.E. Sección VIII División 1 es:

El esfuerzo máximo permisible para los materiales ferrosos, es el menor valor dado por las siguientes expresiones:



$$Sa = \frac{Su}{4} \quad \text{o} \quad Sa = \frac{Sc}{1.6}$$

Donde:

Sa = Esfuerzo máximo permisible

Su = Esfuerzo último a la tensión

Sc = Esfuerzo en el punto de cedencia

4 y 1.6 = Factor de seguridad

El criterio del código británico BSI - 1515 es:

El esfuerzo máximo permisible para los materiales ferrosos, es el menor valor dado por las siguientes expresiones:

$$Sa = \frac{Su}{2.35} \quad \text{o} \quad Sa = \frac{Sc}{1.5}$$

Donde:

Sa = Esfuerzo máximo permisible

Su = Esfuerzo último a la tensión

Sc = Esfuerzo en el punto de cedencia

2.35 y 1.5 = Factor de seguridad

En el diseño de la torre además del Código A.S.M.E. Sección VIII División 1, debe estar basado en las siguientes normas:

- a) Normas A.S.T.M. (American Society for Testing and Materials) rige el desarrollo de normas, características y funcionamiento de materiales en productos, sistemas y servicios.
- b) Normas A.N.S.I. (American National Standards Institute) para especificaciones de dimensiones, rangos de temperatura, presión en bridas y tuberías.
- c) Normas A.W.S. (American Welding Society) para procedimientos de soldadura.
- d) Reglamento para la inspección de recipientes a presión por parte de la Secretaría del Trabajo y Previsión Social, Códigos y Leyes estatales o similares que debe cumplir el fabricante.

## 2.5 MATERIALES

La selección de los materiales para la fabricación de los recipientes a presión debe hacerse en base a la resistencia de los efectos de corrosión y/o erosión, además deben resistir la temperatura y presión de diseño requeridos.

La sección VIII del código A.S.M.E., proporciona una lista de todos los materiales que se emplean en el diseño y construcción de recipientes a presión, así como sus esfuerzos máximos permisibles a diferentes temperaturas.

Existen tablas en las cuales se selecciona el material para resistir la corrosión en base al fluido a manejar. Para nuestro caso los materiales a utilizar en el diseño de la torre los proporciona el departamento de proceso. A continuación en las tablas 4 y 5 se indican los materiales y los esfuerzos máximos permisibles que se utilizan para el diseño de la torre y en el Apéndice "A" se indican las especificaciones generales de dichos materiales.

TABLA 4

Cuerpo y tapas:	SA-515 gr.70 (Material base)
Recubrimiento:	Tapa y cuerpo cilíndrico superior: SB-127 (3.2 mm. espesor) Partes restantes del cuerpo: SA-240 T 405 (4.8 mm. espesor) Cuello de boquillas: De igual material de recubrimiento del cuerpo donde va colocada.
Aislamiento:	Lana Mineral (63.5 mm. espesor)
Bridas:	SA-181-1 - SA-181-2
Cuello de Boquillas:	SA-106-B y SA-515 gr.70
Refuerzo en Boquillas:	SA-515-gr.70
Pernos:	Exteriores: SA-193-B7 Interiores: SA-193-B6
Tuercas:	Exteriores: SA-194-2H Interiores: SA-194-6
Partes internas:	De igual material del recubrimiento del cuer- po donde van colocadas.
Faldón:	SA-283-C
Anillos atezadores:	SA-283-C
Acero estructural:	SA-36
Empaques:	Exteriores: Flexitallic "CG" Interiores: Gar- lock 7022
Soldadura:	De acuerdo al Código A.W.S.

TABLA 5

MATERIAL	TEMPERATURA EN °C	ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE EN kg/cm2
SA - 515 gr.70	343	1 230
SA - 515 gr.70	413	938
SB - 127	246	1 315
SA - 240 - T - 405	413	791
SA - 283 gr. C	Para fines estructurales	1 055
SA - 36	Para fines estructurales	1 055
SA - 193 B - 7	Para 63.5 mm. (2 1/2") de diámetro y menores	1 265
	Arriba de 63.5 mm. (2 1/2") de diámetro hasta 101.6 mm. (4 pulg.)	1 125

## 2.6 RECUBRIMIENTO

La finalidad del recubrimiento es proteger al material de acero al carbón de la corrosión, por lo que se adhiere una lámina o placa de metal de alta aleación que tenga buenas propiedades de resistencia a la corrosión. Este recubrimiento se lleva a cabo por razones económicas, ya que sale muy caro fabricar el recipiente del material del recubrimiento. Normalmente al material de acero al carbón se le conoce como metal base.

El recubrimiento de metal se lleva a cabo mediante tres métodos, los cuales son los siguientes:

- a) Lining.- Se realiza colocando la placa o lámina del recubrimiento sobre el metal base por medio de tapones de soldadura colocados triangularmente y soldando por medio de cordones de soldadura en los extremos de la placa. Cabe mencionar que este método está siendo eliminado debido a que no es muy práctica su fabricación.
- b) Clad.- La unión del recubrimiento al metal base se lleva a cabo por medio de calor y presión con rodillos para que se adhieran las dos placas. Este es el método que se lleva a cabo para el recubrimiento de la torre.
- c) Overlay.- Este método consiste en aplicar soldadura en el metal base hasta cubrir el espesor requerido del recubrimiento. Este método es el más caro de los tres.

### CAPITULO 3

#### CALCULOS DE LOS ESPESORES DE LA TORRE Y DEL FALDON.

Las cargas que se consideran para la obtención de los espesores de la torre están especificadas en la sección 2.3, además en la sección 2.5 se indican los materiales y los esfuerzos permisibles que se utilizan en este capítulo. Para obtener los espesores de la torre debido a las cargas por presión interna y externa, los cálculos se elaboran por separado para cada sección de la misma, como se indica posteriormente.

El código A.S.M.E. y el manual para recipientes a presión (Referencia 3) trabajan con unidades del sistema inglés y nosotros trabajaremos en unidades del sistema métrico decimal, unicamente cuando se necesite entrar a alguna gráfica o tabla que se requiera en el sistema inglés se harán las conversiones necesarias.

#### 3.1 CARGA POR PRESION INTERNA

Los espesores requeridos de las diferentes secciones de la torre debido a la carga por presión interna se obtienen de acuerdo con las fórmulas indicadas en el código A.S.M.E. sección VIII, División 1.

La nomenclatura para esta sección es la siguiente:

A = Area requerida de la sección transversal

Ae = Area en exceso de la sección transversal

c = Corrosión permisible del material

cos = Coseno

D, Di, D<sub>i</sub> = Diámetro interior

Do = Diámetro exterior

E = Eficiencia de juntas de soldadura

E<sub>r</sub> = Módulo de elasticidad del material del reforzamiento

E<sub>s</sub> = Módulo de elasticidad del material del cuerpo

K = Constante

L = Radio de la corona



M = Factor  
P = Presión de diseño  
R = Radio interior  
Rn= Radio del nudillo  
S = Esfuerzo permisible del material  
Sr= Esfuerzo permisible del material de reforzamiento  
Ss= Esfuerzo permisible del material del cuerpo  
t = espesor  
t'= espesor de diseño  
tan= tangente  
tc= espesor nominal de la sección cónica  
ts= espesor nominal del cilindro mayor  
tn= espesor del nudillo  
 $\alpha$  = ángulo de inclinación  
 $\Delta$  = valor obtenido de tablas

### TAPA SUPERIOR TIPO ELIPTICA

En la fig. 15 se indican las dimensiones de la tapa superior tipo elíptica; utilizando la siguiente fórmula, el espesor requerido por presión interna es:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \text{-----(1)}$$

De los datos de diseño:

$$P = 3.52 \text{ kg/cm}^2$$

$$D = 3353 \text{ mm.}$$

$$S = 1230 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

$$c = 3.2 \text{ mm.}$$

Sustituyendo datos:

$$t = \frac{(3.52)(3353)}{(2)(1230)(1) - (0.2)(3.52)}$$

$$t = 4.8 \text{ mm.}$$

El espesor de diseño de la tapa es:

$$t' = t + c \text{-----(2)}$$

$$t' = 4.8 + 3.2$$

$$t' = 8 \text{ mm.}$$

### CUERPO CILINDRICO SUPERIOR

Las dimensiones del cuerpo cilindrico superior se indican en la fig. 16; el espesor requerido por presión interna debido al esfuerzo circunferencial (en la junta longitudinal), está dado por la siguiente fórmula:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \text{-----(3)}$$

De los datos de diseño:

$$P = 3.52 \text{ kg/cm}^2$$

$$R = 1676.5 \text{ mm.}$$

$$S = 1230 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

$$c = 3.2 \text{ mm.}$$

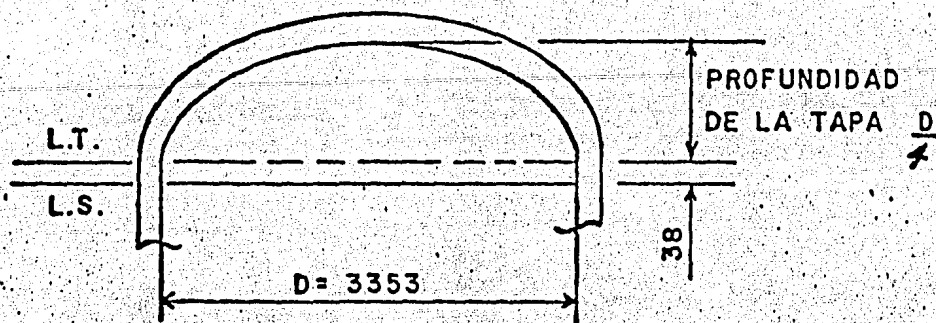


FIG.15 TAPA SUPERIOR TIPO ELIPTICA

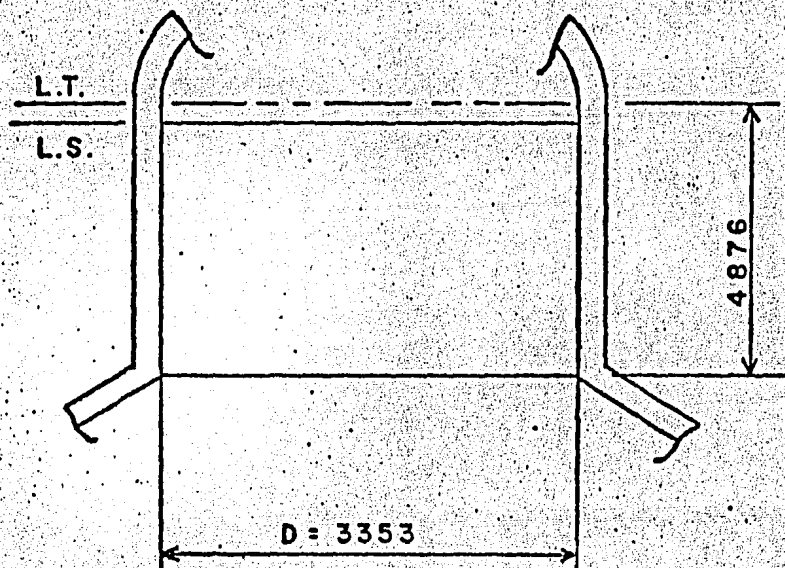


FIG.16 CUERPO CILINDRICO SUPERIOR

NOTAS PARA LAS DIFERENTES SECCIONES DEL CUERPO DE LA TORRE

- + ACOTACIONES EN MILIMETROS
- + D,  $\phi$ , l, l = DIAMETROS
- + L, Rn, = RADIOS
- + L.S. = LINEA DE SOLDADURA
- + L.T. = LINEA DE TANGENCIA
- + Tn. = ESPESORES
- + d = ANGULO

Sustituyendo datos:

$$t = \frac{(3.52)(1676.5)}{(1230)(1) - (0.6)(3.52)}$$

$$t = 4.8 \text{ mm.}$$

El espesor de diseño del cilindro es:

$$t' = t + c \text{ -----(2)}$$

$$t' = 4.8 + 3.2$$

$$t' = 8 \text{ mm.}$$

#### CUERPO CONICO SUPERIOR

En la fig. 17 se indican las dimensiones del cuerpo cónico; el espesor requerido por presión interna se calcula con la siguiente fórmula, pero debe cumplir con  $\alpha \leq 30^\circ$  :

$$t = \frac{PD}{2 \cos (\text{SE}-0.6P)} \text{ -----(4)}$$

De los datos de diseño:

$$P = 3.52 \text{ kg/cm}^2$$

$$D = 8983 \text{ mm}$$

$$\alpha = 30^\circ$$

$$S = 1230 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

$$c = 6.35 \text{ mm}$$

Sustituyendo datos

$$t = \frac{(3.52)(8983)}{(2)(\cos 30^\circ)(1230(1) - (0.6)3.52)}$$

$$t = 14.9 \text{ mm.}$$

El espesor de diseño es:

$$t' = t + c \text{ -----(2)}$$

$$t' = 14.9 + 6.35$$

$$t' = 21.25 \text{ mm.}$$

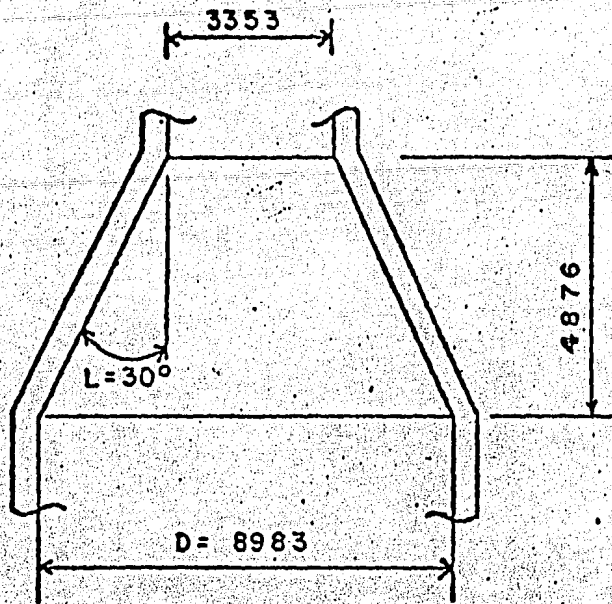


FIG. 17 CUERPO CILINDRICO MEDIO

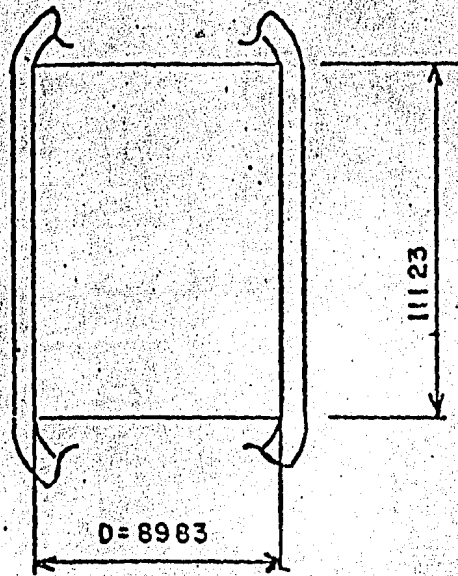


FIG. 18 CUERPO CONICO SUPERIOR

El reforzamiento en las juntas de la sección cónica se debe considerar cuando sea necesario. El procedimiento para conocer si es necesario el reforzamiento para secciones cónicas con  $\alpha \leq 30^\circ$  es el siguiente:

JUNTA EN EL CILINDRO MAYOR

El área de la sección transversal del anillo de reforzamiento debe ser al menos igual a lo que se obtenga por la siguiente fórmula:

$$A = \frac{PR^2 K}{2SE} \left(1 - \frac{\Delta}{\alpha}\right) \tan. \alpha \quad \text{-----}(5)$$

Donde:

$$\text{La constante } K = \frac{S_s \cdot E_s}{S_R \cdot E_R} \quad \text{-----}(6)$$

$S_s$  = esfuerzo permisible del material del cuerpo, en kg/cm<sup>2</sup>

$E_s$  = módulo de elasticidad del material del cuerpo, en kg/cm<sup>2</sup>

$S_R$  = esfuerzo permisible del material del reforzamiento, en kg/cm<sup>2</sup>

$E_R$  = módulo de elasticidad del material del reforzamiento, en kg/cm<sup>2</sup>

El material del reforzamiento es igual al del cuerpo por lo tanto  $K = 1$

$\Delta$  = valor necesario del reforzamiento en la intersección cónica-cilíndrica, en grados.

El valor  $\Delta$  se obtiene de la tabla 6, con el radio apropiado

$$\frac{P}{SE} \quad \text{-----}(7)$$

De los datos de diseño:

$P = 3.52$  kg/cm<sup>2</sup>

$S = 1230$  kg/cm<sup>2</sup>

$E = 1$



TABLA 6

VALORES DE  $\Delta$  PARA JUNTAS EN EL CILINDRO MAYOR PARA  $\alpha \leq 30$  GRADOS

$\frac{P}{SE}$	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005
$\Delta$	11	15	18	21	23
$\frac{P}{SE}$	0.006	0.007	0.008	0.009*	...
$\Delta$	25	27	28.5	30	

\*  $\Delta = 30$  GRADOS, PARA VALORES MAYORES DE  $\frac{P}{SE}$

TABLA 7

VALORES DE  $\Delta$  PARA JUNTAS EN EL CILINDRO MENOR PARA  $\alpha \leq 30$  GRADOS

$\frac{P}{SE}$	0.002	0.005	0.01	0.02	0.04
$\Delta$	4	6	9	12.5	17.5
$\frac{P}{SE}$	0.08	0.1	0.125*		
$\Delta$	24	27	30		

\*  $\Delta = 30$  GRADOS, PARA VALORES MAYORES DE  $\frac{P}{SE}$

Sustituyendo datos:

$$\frac{3.52}{(1230)(1)} = 0.00286$$

Tabulando se obtiene  $\Delta = 17.58$  grados

Los datos de diseño para obtener el área requerida del reforzamiento son:

$$P = 3.52 \text{ kg/cm}^2$$

$$R = 4491.5 \text{ mm (radio interior del cilindro mayor)}$$

$$K = 1$$

$$S = 1230 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

$$\Delta = 17.58 \text{ grados}$$

$$\alpha = 30 \text{ grados}$$

Sustituyendo datos:

$$A = \frac{(3.52)(4491.5)^2(1)}{(2)(1230)(1)} \left( 1 - \frac{17.58}{30} \right) \tan. 30$$

$$A = 6900 \text{ mm}^2$$

El área efectiva de reforzamiento debido al exceso del espesor es:

$$A_e = 4 t_e \sqrt{R t_s} \text{ -----(8)}$$

Donde:

$t_s$  = espesor nominal del cilindro mayor en la junta cónica, sin incluir la corrosión.

$$t_s = 25.4 \text{ mm}$$

$$R = 4491.5 \text{ mm}$$

$t_e$  = el valor más pequeño que se obtenga de:

$$a) (t_s - t) \text{ -----(9) } \delta$$

$$b) \left( t_c - \frac{t}{\cos \alpha} \right) \text{ -----(10)}$$

Donde:

t = espesor mínimo requerido del cilindro mayor en la junta cónica

$$t = 16.9 \text{ mm}$$

t<sub>c</sub> = espesor nominal de la sección cónica en la junta con el cilindro mayor, sin incluir la corrosión

$$t_c = 25.4 \text{ mm}$$

Sustituyendo datos:

$$a) (25.4 - 16.9) \quad \text{ó} \quad b) (25.4 - \frac{16.9}{\cos 30})$$

$$a) \quad 8.5 \text{ mm} \quad \text{ó} \quad b) \quad 5.9 \text{ mm}$$

Por lo tanto:

$$t_e = 5.9 \text{ mm}$$

Sustituyendo los datos para obtener el área efectiva del reforzamiento por exceso de espesor:

$$A_e = (4) (5.9) \sqrt{(4491.5) (25.4)}$$

$$A_e = 7971.2 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto:

$$A_e > A$$

Por consiguiente, no se requiere reforzamiento en la junta en el cilindro mayor

#### JUNTA EN EL CILINDRO MENOR

El área de la sección transversal del anillo de reforzamiento debe ser al menos igual a lo que se obtenga por la siguiente fórmula:

$$A = \frac{P(R)^2 K}{2 SE} \left(1 - \frac{\Delta}{\alpha}\right) \tan. \alpha \quad \text{-----(5)}$$

Donde:

K = 1 (Material del reforzamiento igual al del cuerpo)

$\Delta$  = valor que se obtiene de la tabla 7 entrando con  $\frac{P}{SE} = 0.00286$

(de los cálculos anteriores) y tabulando

$$\Delta = 4.57 \text{ grados}$$

$$P = 3.52 \text{ kg/cm}^2$$

$$R = 1676.5 \text{ mm (radio interior del cilindro menor)}$$

$$S = 1230 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

$$\alpha = 30^\circ$$

Sustituyendo datos:

$$A = \frac{(3.52)(1676.5)^2(1)}{(2)(1230)(1)} \left(1 - \frac{4.57}{30}\right) \tan. 30^\circ$$

$$A = 1968 \text{ mm}^2$$

El área efectiva de reforzamiento debido al exceso del espesor es:

$$A_e = m \sqrt{Rt} \left[ \left( t_c - \frac{t}{\cos \alpha} \right) + (t_s - t) \right] \quad (11)$$

Donde:

t = espesor mínimo requerido del cilindro menor en la junta cónica

$$t = 4.8 \text{ mm}$$

t<sub>c</sub> = espesor nominal de la sección cónica en la junta con el cilindro menor, sin incluir la corrosión

$$t_c = 25.4 \text{ mm}$$

t<sub>s</sub> = espesor nominal del cilindro menor en la junta cónica, sin incluir la corrosión.

$$t_s = 25.4 \text{ mm.}$$

m = el valor más pequeño que se obtenga de:

$$a) \frac{t_s}{t} \cos (\alpha - \Delta) \quad (12)$$

$$b) \frac{t_c \cos \alpha \cos (\alpha - \Delta)}{t} \quad (13)$$

$$\Delta = 4.57 \text{ grados}$$

sustituyendo datos:

$$a) \frac{25.4}{4.8} \cos (30 - 4.57) = 4.78$$

$$b) \frac{(25.4)(\cos 30) \cos (30 - 4.57)}{4.8} = 4.14$$

Por lo tanto:

$$m = 4.14$$

Sustituyendo los datos para obtener el área efectiva del reforzamiento por exceso de metal:

$$A_e = 4.14 \sqrt{(1676.5)(4.8)} \left[ (25.4 - \frac{4.8}{\cos 30}) + (25.4 - 4.8) \right]$$

$$A_e = 15\ 025\ \text{mm}^2$$

Por lo tanto

$$A_e > A$$

Por consiguiente, no se requiere reforzamiento en la junta en el cilindro menor.

#### CUERPO CILINDRICO MEDIO

Las dimensiones del cuerpo cilindrico medio se indican en la fig. 18 y el espesor requerido por presión interna debido al esfuerzo circunferencial (en la junta longitudinal) está dado por la siguiente fórmula:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \text{-----}(3)$$

De los datos de diseño:

$$P = 3.52\ \text{kg/cm}^2$$

$$R = 4491.5\ \text{mm}$$

$$S = 938\ \text{kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

$$c = 4.8\ \text{mm}$$

Sustituyendo datos:

$$t = \frac{(3.52)(4491.5)}{(938)(1) - (0.6)(3.52)}$$

$$t = 16.9\ \text{mm}$$

El espesor de diseño del cilindro es:

$$t' = t + c \text{-----}(2)$$

$$t' = 16.9 + 4.8$$

$$t' = 21.7\ \text{mm}$$



## CUERPO TORICONICO INFERIOR

De acuerdo con los datos de diseño que se tienen del cuerpo toricónico inferior, cuyas dimensiones están en la fig. 19, son los siguientes:

$$D = 8983 \text{ mm}$$

$$D_i = 3353 \text{ mm}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

Para el cálculo del espesor requerido por presión interna en el cuerpo toricónico, se debe cumplir con las siguientes condiciones requeridas y seguir el procedimiento de cálculo que se da a continuación.

### CONDICIONES REQUERIDAS

- 1.- El ángulo  $\alpha$  debe ser mayor de  $30^\circ$ . Este requisito se cumple.
- 2.- El radio mínimo del nudillo ( $R_n$ ) debe ser mayor e igual al 6% del diámetro exterior ( $D_o$ ) de la abertura mayor, pero no debe ser menor de tres veces el espesor del nudillo ( $t_n$ )

### PROCEDIMIENTO DE CALCULO:

Suponiendo que el espesor del cilindro cónico superior es igual a 36.51 mm, el diámetro exterior es:

$$D_o = 2(36.51) + D$$

$$D_o = 2(36.51) + 8983$$

$$D_o = 9056 \text{ mm}$$

El radio del nudillo  $R_n$  debe ser igual o mayor a:

$$R_n \geq (D_o)(0.06)$$

Sustituyendo  $D_o$ :

$$R_n \geq (9056)(0.06)$$

$$R_n \geq 543.36$$

Por lo tanto, seleccionando  $R_n = 544 \text{ mm}$

El diámetro interior  $D_i$  del cono en el punto de tangencia al nudillo es:



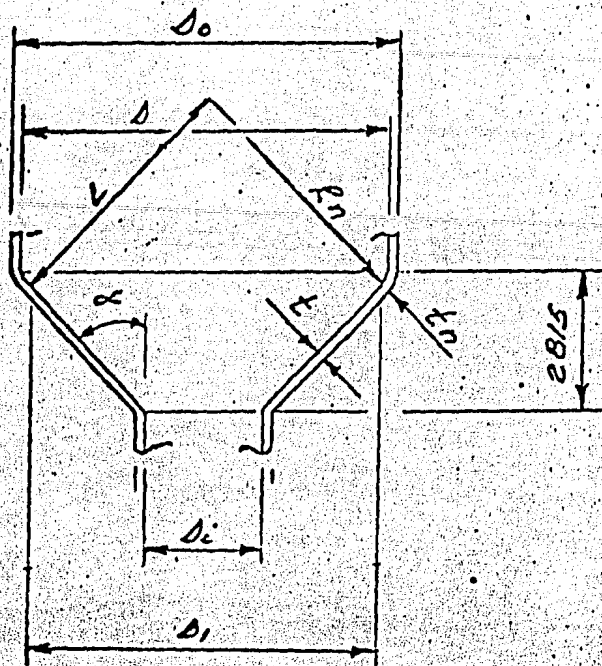


FIG.19 CUERPO TORICONICO INFERIOR

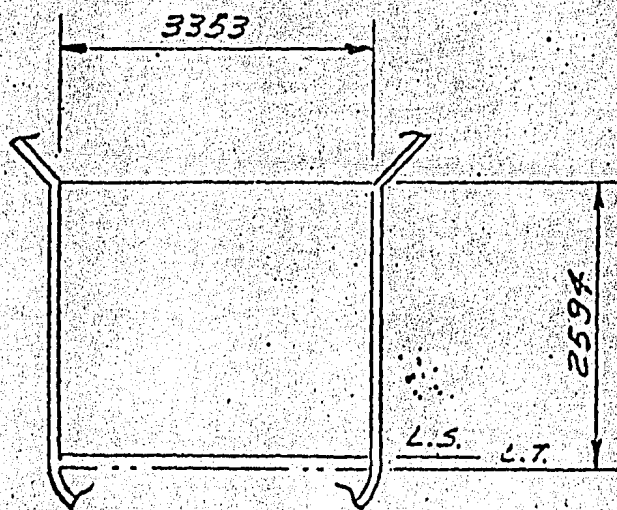


FIG.20 CUERPO CILINDRICO INFERIOR

$$D_i = D_o - 2 R_n (1 - \cos \alpha) \text{ -----(14)}$$

De los datos de diseño:

$$D_o = 9056 \text{ mm}$$

$$R_n = 544 \text{ mm}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

Sustituyendo datos:

$$D_i = 9056 - (2) 544 (1 - \cos 45^\circ)$$

$$D_i = 8737 \text{ mm}$$

El radio de la corona L es igual a:

$$L = \frac{D_i}{2 \cos \alpha} \text{ -----(15)}$$

Sustituyendo datos:

$$L = \frac{8737}{2(\cos 45^\circ)}$$

$$L = 6178 \text{ mm}$$

Obteniendo el factor M:

$$M = \frac{1}{4} (3 + \sqrt{\frac{L}{R_n}}) \text{ -----(16)}$$

Sustituyendo datos:

$$M = \frac{1}{4} (3 + \sqrt{\frac{6178}{544}})$$

$$M = 1.59$$

El espesor requerido por presión interna del nudo es igual a:

$$t_n = \frac{P L M}{2 S E - 0.2 P} \text{ -----(17)}$$

De los datos de diseño:

$$P = 3.52 \text{ kg/cm}^2$$

$$L = 6178 \text{ mm}$$

$$M = 1.59$$

$$S = 938 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

Sustituyendo datos:

$$t_n = \frac{(3.52)(6178)(1.59)}{(2)(938)(1) - 0.2(3.52)}$$

$$t_n = 18.44 \text{ mm}$$

Verificando la segunda condición requerida, tenemos que:

$$3 t_n < R_n$$

Sustituyendo datos:

$$3(18.44) < 54.4$$

$$55.32 < 54.4$$

Por consiguiente cumple.

El espesor requerido de la parte toricónica por presión interna es:

$$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)} \text{ ----- (4)}$$

De los datos de diseño:

$$P = 3.52 \text{ kg/cm}^2$$

$$D_1 = 8740 \text{ mm}$$

$$\alpha = 45^\circ$$

$$S = 938 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

Sustituyendo datos:

$$t = \frac{(3.52)(8740)}{(2)(\cos 45)(938(1) - (0.6)3.52)}$$

$$t = 23.24$$

La fabricación de la parte toricónica y el nudillo es de una sola pieza, por consiguiente se selecciona el mayor espesor requerido  $t$ , por lo tanto, el espesor de diseño del cuerpo toricónico considerando el recubrimiento  $c = 4.8 \text{ mm}$  es igual a:

$$t' = t + c \text{ ----- (2)}$$

$$t' = 23.24 + 4.8$$

$$t' = 28 \text{ mm}$$

### CUERPO CILINDRICO INFERIOR

Las dimensiones del cuerpo cilíndrico inferior se indican en la fig. 20; el espesor requerido por presión interna debido al esfuerzo circunferencial (en la junta longitudinal), está dado por la siguiente fórmula:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6 P} \text{-----}(3)$$

De los datos de diseño:

$$P = 3.52 \text{ kg/cm}^2$$

$$R = 1676.5 \text{ mm}$$

$$S = 938 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

$$c = 4.8$$

Sustituyendo datos:

$$t = \frac{(3.52)(1676.5)}{(938)(1) - (0.6)(3.52)}$$

$$t = 6.3 \text{ mm}$$

El espesor de diseño del cilindro es:

$$t' = t + c \text{-----}(2)$$

$$t' = 6.3 + 4.8$$

$$t' = 11.1 \text{ mm}$$

### TAPA INFERIOR TIPO ELIPTICA

En la fig. 21 se indican las dimensiones de la tapa inferior tipo elíptica y utilizando la siguiente fórmula, el espesor requerido por presión interna es:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2 P} \text{-----}(1)$$

De los datos de diseño:

$$P = 3.52 \text{ kg/cm}^2$$

$$D = 3353 \text{ mm}$$

$$S = 938 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

$$c = 4.8 \text{ mm}$$

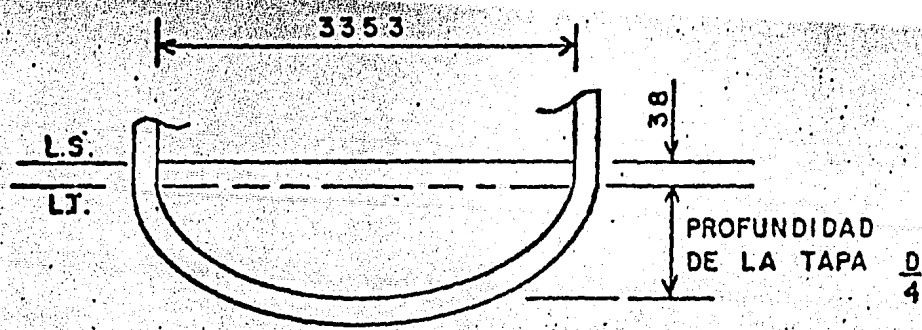


FIG.21 TAPA INFERIOR TIPO ELIPTICA



Sustituyendo datos:

$$t = \frac{(3.52)(3353)}{2(938)(1) - (0.2)(3.52)}$$

$$t = 6.3 \text{ mm}$$

El espesor de diseño de la tapa es:

$$t' = t + c \text{ -----}(2)$$

$$t' = 6.3 + 4.8$$

$$t' = 11.1 \text{ mm}$$

### 3.2 CARGA POR PRESION EXTERNA

Los cálculos de los espesores de las secciones de la torre debido a la presión externa, están de acuerdo al procedimiento de cálculo indicado en el código A.S.M.E., sección VIII, división 1. En el procedimiento de cálculo, hay que proponer un espesor y una distancia L entre anillos atiezadores de la sección en estudio; con estos valores propuestos y con los datos de diseño especificados en la sección 2.3, se obtiene la máxima presión de trabajo permisible Pa, ésta presión se compara con la presión de diseño P = 1 kg/cm<sup>2</sup>, la presión Pa debe ser mayor que la presión P; en caso de ser mayor P que Pa, se debe proponer un espesor mayor y/o una distancia L menor entre anillos atiezadores y hacer nuevamente los cálculos hasta que Pa sea mayor que P.

Para los anillos atiezadores se debe proponer el tipo de anillo a utilizar y determinar su momento de inercia I. Con los datos de diseño especificados en la sección 2.3 y con la distancia Is (ver nomenclatura) se obtiene el momento de inercia requerido Is, este momento se compara con el momento de inercia del anillo atiezador I; el momento I debe ser mayor que el momento Is, en caso de que sea mayor Is que I, se debe seleccionar otro anillo con mayor momento de inercia y hacer nuevamente los cálculos hasta que I sea mayor que Is.



La nomenclatura para esta sección es la siguiente:

A= Factor obtenido de gráfica o fórmula

A<sub>s</sub>= Area de la sección transversal

B= Factor obtenido de gráfica o fórmula

b= Espesor

c= corrosión permisible del material

D= diámetro interior

D<sub>o</sub>= diámetro exterior

E= Módulo de elasticidad

n= ancho

I= momento de inercia del anillo atezador

I<sub>s</sub>= momento de inercia requerido del anillo atezador

K= constante

L<sub>1,2</sub>= Distancia entre anillos atezadores

L<sub>s</sub>= La mitad de la suma de las distancias medidas de un anillo atezador a los anillos colocados en ambos lados, En las tapas, la distancia es de 1/3 de la profundidad de la tapa al anillo.

P= Presión de diseño

P<sub>a</sub>= Presión máxima de trabajo permisible

R= Radio equivalente

T= Temperatura

t= espesor

t'= espesor de diseño

t<sub>c</sub>= espesor de la parte cónica

t<sub>h</sub>= espesor de la tapa

t<sub>n</sub>= espesor nominal

t<sub>s</sub>= espesor del cilindro

<sup>o</sup>C= grados centígrados

<sup>o</sup>F= grados fahrenheit

## TAPA SUPERIOR TIPO ELIPTICA

En la fig. 15 se indican las dimensiones de la tapa y los datos de diseño son los siguientes:

$$P = 1 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 246^\circ \text{C} (475^\circ \text{F})$$

$$D = 3353 \text{ mm.}$$

$$c = 3.2 \text{ mm.}$$

Haciendo la consideración de que el espesor requerido debido a la presión externa de la tapa es de  $t_h = 16 \text{ mm.}$ , obtenemos el diámetro exterior ( $D_o$ )

$$D_o = D + 2 t_h$$

$$D_o = 3353 + 2 (16)$$

$$D_o = 3385 \text{ mm.}$$

Obteniendo el radio equivalente con

$$R = K D_o \text{ ----- (18)}$$

Donde:

$K = 0.9$ , para tapas tipo elípticas

Sustituyendo datos:

$$R = (0.9)(3385)$$

$$R = 3046.5 \text{ mm}$$

Obteniendo el valor del factor A, con la siguiente fórmula:

$$A = \frac{0.125}{R/t_h} \text{ ----- (19)}$$

Sustituyendo datos:

$$A = \frac{0.125}{(3046.5/16)}$$

$$A = 0.00066$$

Con la temperatura de diseño de  $475^{\circ}\text{F}$  y el valor del factor A, de la gráfica 2 se obtiene el factor  $B = 9100$ .

Obteniendo la presión máxima de trabajo permisible en libras por pulgada cuadrada, con la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{B}{R/t_h} \text{-----}(20)$$

Sustituyendo datos:

$$P_a = \frac{9100}{3046.5/16}$$

$$P_a = 47.8 \text{ psi}$$

$$P_a = 3.36 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto, la presión máxima de trabajo permisible ( $P_a$ ), es mayor que la presión de diseño ( $P$ ), por consiguiente el espesor supuesto  $t_h=16$  mm, es suficiente.

El espesor de diseño de la tapa debido a la presión externa, es el siguiente:

$$t' = t_h + c \text{-----}(2)$$

$$t' = 16 + 3.2$$

$$t' = 19.2 \text{ mm.}$$

#### CUERPO CILINDRICO SUPERIOR

Las dimensiones del cilindro superior se indican en la fig. 16; los datos de diseño son los siguientes:

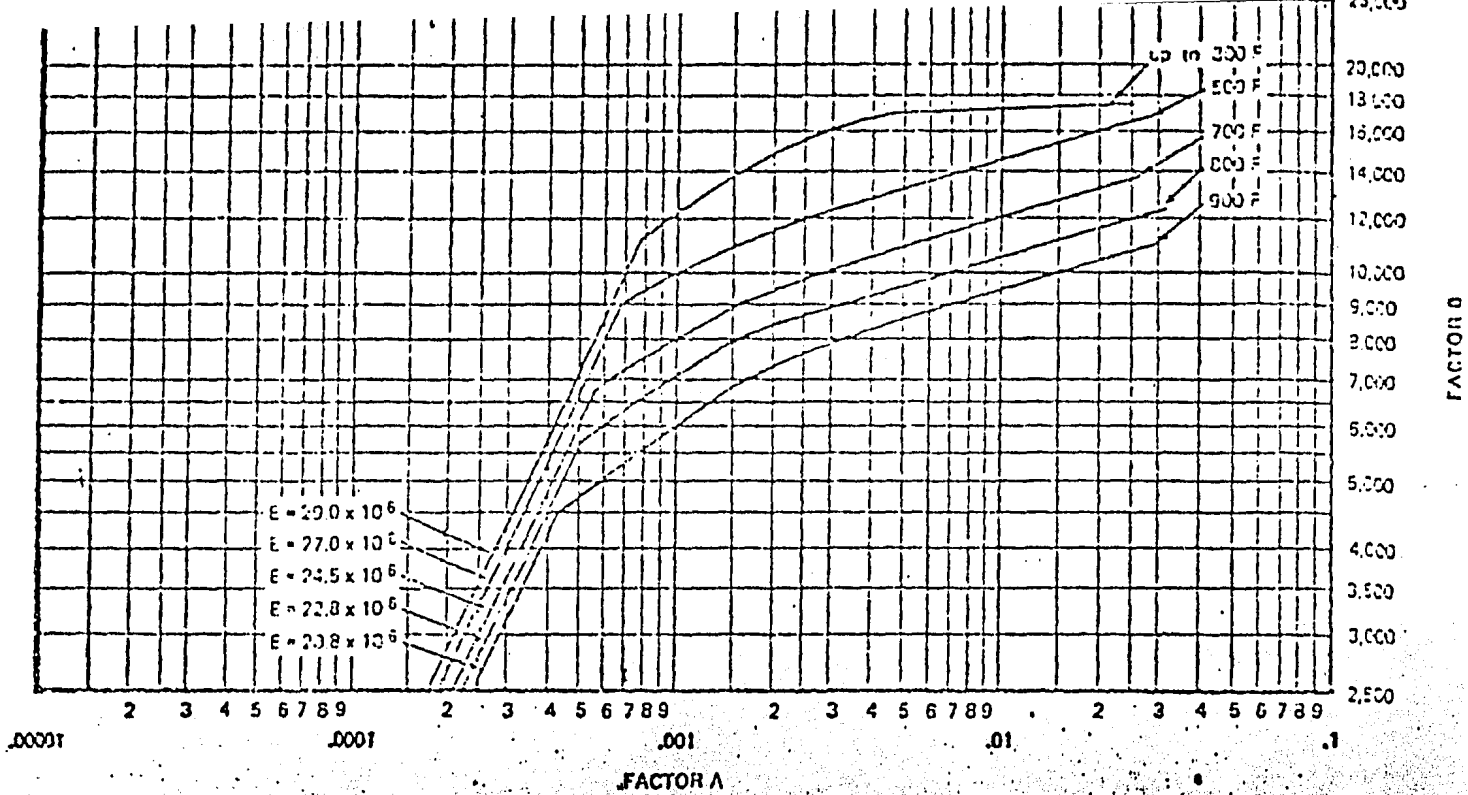
$$P = 1 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 246^{\circ}\text{C} (475^{\circ}\text{F})$$

$$D = 3353 \text{ mm}$$

$$c = 3.2 \text{ mm}$$

Considerando que el espesor requerido debido a la presión externa del cilindro es de  $t_s = 13$  mm; y considerando una distancia  $L = 1300$  mm. entre los anillos atezadores.



Gráfica 2. Carta para determinar el espesor del cuerpo bajo presión externa para recipientes construidos de acero al carbón o bajas aleaciones (esfuerzo de cedencia de 38,000 psi, inclusive) y tipos 405, 410 de acero inoxidable.

Nota: Copia obtenida del código A.S.M.E., sección VIII, div. 1

Obteniendo el diámetro exterior:

$$D_o = D + 2 t_s$$

$$D_o = 3353 + 2 (13)$$

$$D_o = 3379 \text{ mm}$$

Determinando los radios  $\frac{L}{D_o}$  -----(21) y  $\frac{D_o}{t_s}$  -----(22)

$$\frac{L}{D_o} = \frac{1300}{3379} = 0.385$$

$$\frac{D_o}{t_s} = \frac{3379}{13} = 260$$

Con los valores obtenidos y con la gráfica 1, se obtiene el factor A = 0.00088.

Con la temperatura de diseño de 475°F y el valor del factor A, de la gráfica 2, se obtiene el factor B = 9900.

Obteniendo la presión máxima de trabajo permisible en libras por pulgada cuadrada, con la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{4 B}{3(D_o/t_s)} \text{ -----(23)}$$

Sustituyendo datos:

$$P_a = \frac{(4)(9900)}{(3)(260)}$$

$$P_a = 50.77 \text{ psi}$$

$$P_a = 3.57 \text{ kg/cm}^2$$

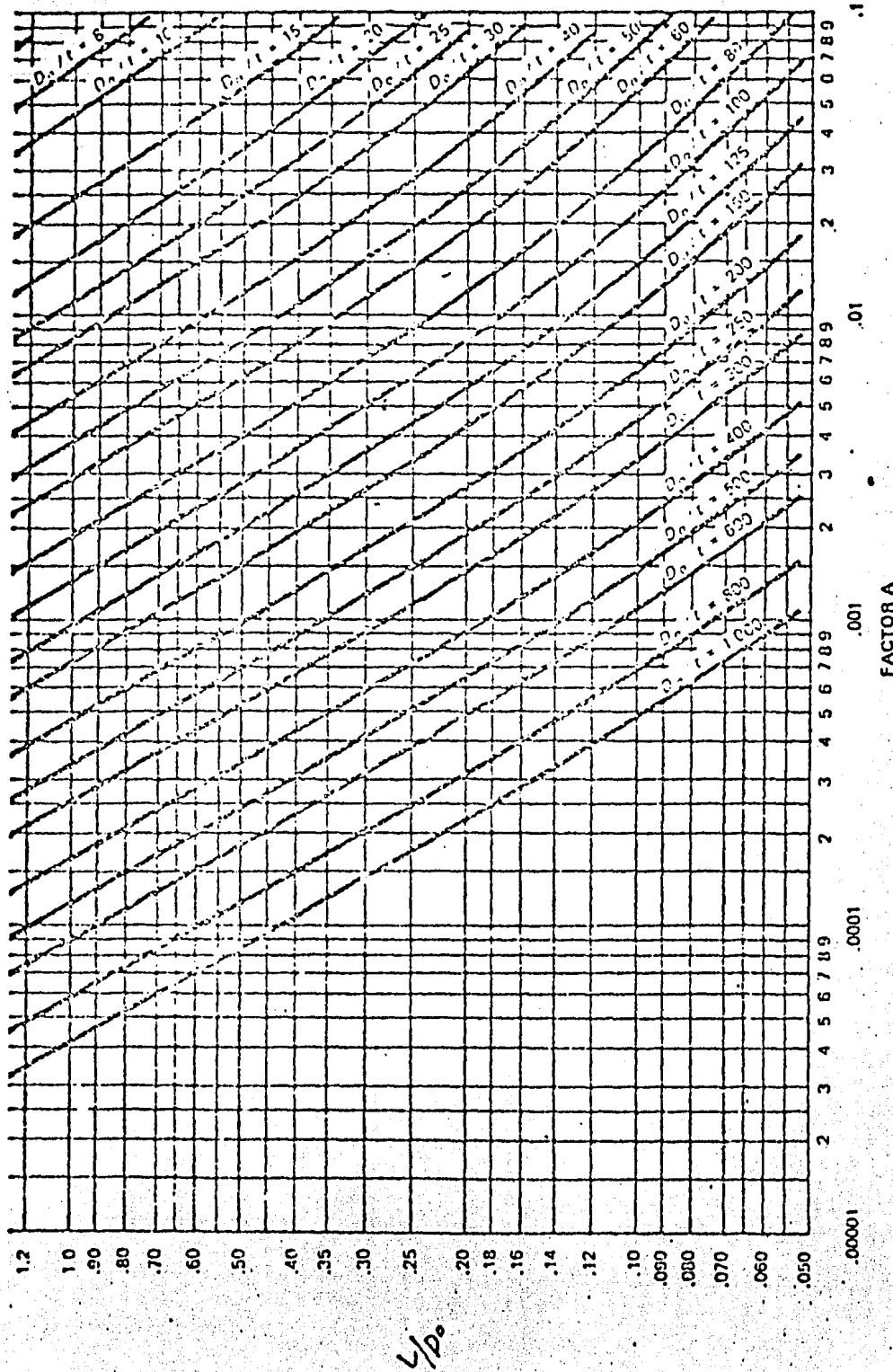
Por lo tanto, la presión máxima de trabajo permisible (P<sub>a</sub>), es mayor que la presión de diseño (P), por consiguiente el espesor supuesto t<sub>s</sub> = 13 mm. es suficiente.

El espesor de diseño del cilindro debido a la presión externa es el siguiente:

$$t' = t_s + c \text{ -----(2)}$$

$$t' = 13 + 3.2$$

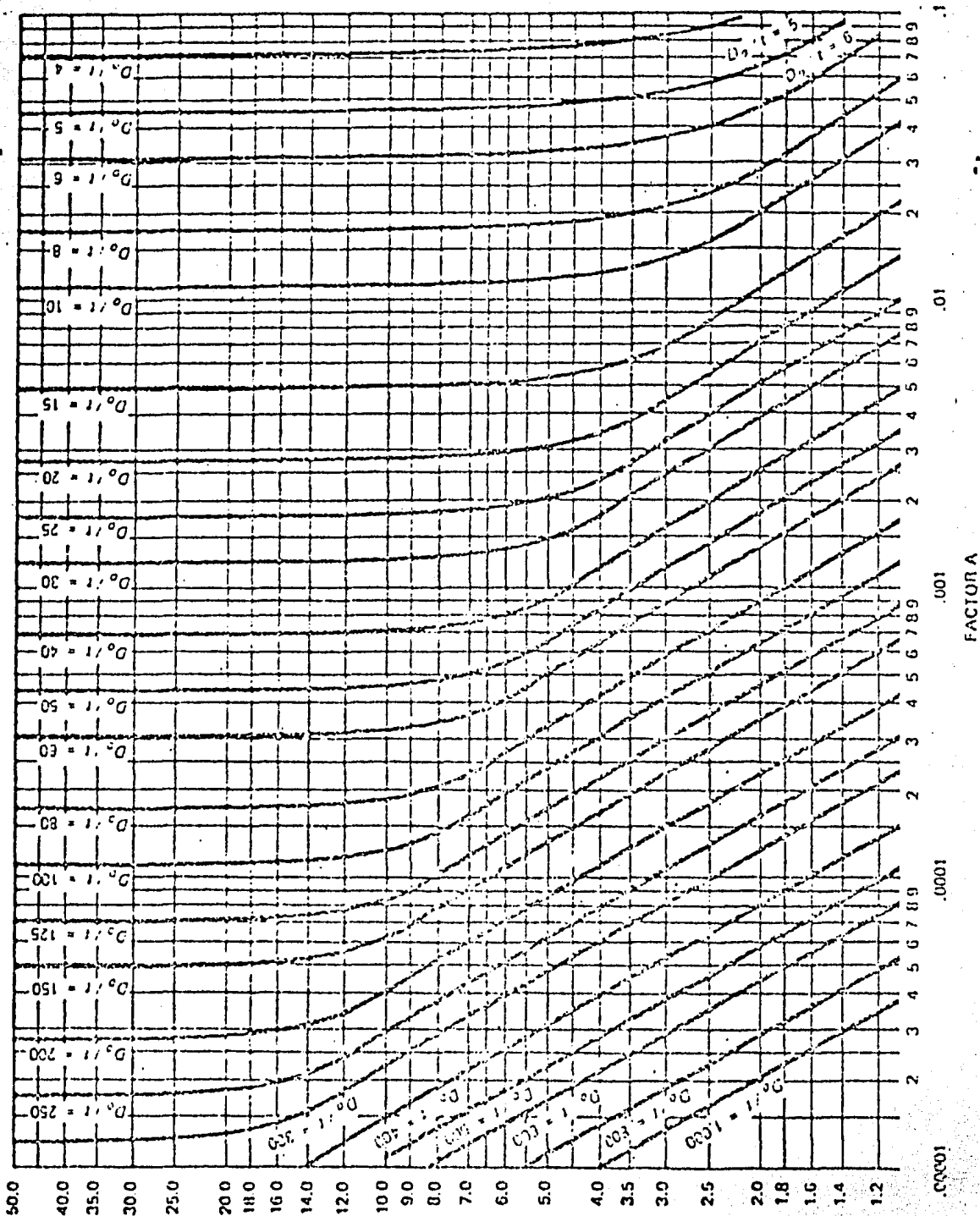
$$t' = 16.2 \text{ mm}$$



Gráfica 1. Carta geométrica para recipientes cilíndricos bajo presión externa o carga de compresión. (para todos los materiales).

Nota: Copia obtenida del código A.S.M.E., sección VIII, div. 1





Gráfica 1 (cont.)

Nota: Copia obtenida del código A.S.M.E., sección VIII, div. 1

## CUERPO CONICO SUPERIOR

En la fig. 17 se indican las dimensiones del cuerpo cónico superior; los datos de diseño son los siguientes:

$$P = 1 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 316^\circ\text{C} (600^\circ\text{F})$$

$$D = 8983 \text{ mm. ( diámetro interior en la junta mayor)}$$

$$c = 6.35 \text{ mm.}$$

Considerando que el espesor requerido debido a la presión externa en la parte cónica es  $t_c = 25 \text{ mm}$ ; y considerando una distancia  $L = 5700 \text{ mm}$  entre los anillos atezadores.

Obteniendo el diámetro exterior:

$$D_o = D + 2 t_c$$

$$D_o = 8983 + 2 (25)$$

$$D_o = 9033 \text{ mm.}$$

Determinando los radios  $\frac{L}{D_o}$  ----- (21) y  $\frac{D_o}{t_c}$  ----- (22)

$$\frac{L}{D_o} = \frac{5700}{9033} = 0.631$$

$$\frac{D_o}{t_c} = \frac{9033}{25} = 361.32$$

Con los valores obtenidos y con la gráfica 1 se obtiene el factor  $A = 0.00033$ .

Con la temperatura de diseño de  $600^\circ\text{F}$  y el valor del factor  $A$ , de la gráfica 2 se obtiene el factor  $B = .4200$ .

Obteniendo la presión máxima de trabajo permisible en libras por pulgada cuadrada, con la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{4 B}{3(D_o/t_c)} \text{ ----- (23)}$$

Sustituyendo datos:

$$Pa = \frac{(4)(4200)}{(3)(361.32)}$$

$$Pa = 15.5 \text{ psi}$$

$$Pa = 1.09 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto, la presión máxima de trabajo permisible ( $P_a$ ), es mayor que la presión de diseño ( $P$ ), por consiguiente el espesor supuesto  $t_c = 25 \text{ mm.}$  es suficiente.

El espesor de diseño de la parte cónica debido a la presión externa es el siguiente:

$$t' = t_c + c \text{ -----(2)}$$

$$t' = 25 + 6.35$$

$$t' = 31.35 \text{ mm.}$$

#### CUERPO CILINDRICO MEDIO

Las dimensiones del cuerpo cilíndrico medio se indican en la fig. 18; los datos de diseño son los siguientes:

$$P = 1 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 413^\circ\text{C} (775^\circ\text{F})$$

$$D = 8983 \text{ mm.}$$

$$e = 4.8 \text{ mm}$$

Considerando que el espesor requerido debido a la presión externa del cilindro es de  $t_s = 25 \text{ mm.}$ ; y considerando una distancia  $L = 2460 \text{ mm.}$  entre los anillos atezadores.

Obteniendo el diámetro exterior:

$$D_o = D + 2 t_s$$

$$D_o = 8983 + (2)(25)$$

$$D_o = 9033 \text{ mm.}$$

Determinando los radios  $\frac{L}{D_o}$  ----- (21) y  $\frac{D_o}{t_s}$  ----- (22)

$$\frac{L}{D_o} = \frac{2460}{9033} = 0.272$$

$$\frac{D_o}{t_s} = \frac{9033}{25} = 361.32$$

Con los valores obtenidos y con la gráfica 1 se obtiene el factor  $A = 0.0008$ .

Con la temperatura de diseño de  $775^{\circ}\text{F}$  y el valor del factor  $A$ , de la gráfica 2 se obtiene el factor  $B = 6800$

Obteniendo la presión máxima de trabajo permisible en libras por pulgada cuadrada, con la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{4 B}{3 (D_o/t_s)} \text{-----} (23)$$

Sustituyendo datos:

$$P_a = \frac{(4)(6800)}{(3)(361.32)}$$

$$P_a = 25 \text{ psi}$$

$$P_a = 1.76 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto, la presión máxima de trabajo permisible ( $P_a$ ), es mayor que la presión de diseño ( $P$ ), por consiguiente el espesor supuesto  $t_s = 25 \text{ mm}$ . es suficiente.

El espesor de diseño del cilindro debido a la presión externa es el siguiente:

$$t' = t_s + c \text{-----} (2)$$

$$t' = 25 + 4.8$$

$$t' = 29.8 \text{ mm.}$$

#### CUERPO TORICONICO INFERIOR

En la fig. 19 se indican las dimensiones del cuerpo toricónico inferior; los datos de diseño son los siguientes:

$$P = 1 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 413^{\circ}\text{C} (775^{\circ}\text{F})$$

$$D = 8983 \text{ mm (Diámetro interior en la junta mayor)}$$

$$c = 4.8 \text{ mm.}$$

Considerando que el espesor requerido debido a la presión externa del cuerpo toricónico es de  $t_c = 28$  mm.; y considerando una distancia  $L = 3560$  mm. entre los anillos atizadores.

Obteniendo el diámetro exterior:

$$D_o = D + 2 t_c$$

$$D_o = 8983 + (2)(28)$$

$$D_o = 9039 \text{ mm.}$$

Determinando los radios  $\frac{L}{D_o}$  -----(21) y

$$\frac{D_o}{t_s} \text{ -----(22)}$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{3560}{9039} = 0.394$$

$$\frac{D_o}{t_c} = \frac{9039}{28} = 322.82$$

Con los valores obtenidos y con la gráfica 1 se obtiene el factor  $A = 0.00062$

Con la temperatura de diseño de  $775^{\circ}\text{F}$  y el valor del factor A, de la gráfica 2 se obtiene el factor  $B = 6300$

Obteniendo la presión máxima de trabajo permisible en libras por pulgada cuadrada, con la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{3 B}{4(D_o/t_c)} \text{ -----(23)}$$

Sustituyendo datos:

$$P_a = \frac{(3)(6300)}{4(322.82)}$$

$$P_a = 14.64 \text{ psi}$$

$$P_a = 1.03 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto, la presión máxima de trabajo permisible ( $P_a$ ), es mayor que la presión de diseño ( $P$ ), por consiguiente el espesor supuesto  $t_c = 28$  mm. es suficiente.

El espesor de diseño del cuerpo toricónico debido a la presión externa es el siguiente:

$$t' = t_c + c \text{ -----(2)}$$

$$t' = 28 + 4.8$$

$$t' = 32.8 \text{ mm.}$$

## CUERPO CILINDRICO INFERIOR

Las dimensiones del cuerpo cilíndrico inferior se indican en la fig. 20; los datos de diseño son los siguientes:

$$P = 1 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 413^\circ \text{ (775}^\circ\text{F)}$$

$$D = 3353 \text{ mm.}$$

$$c = 4.8 \text{ mm.}$$

Considerando que el espesor requerido debido a la presión externa del cuerpo cilíndrico es de  $t_s = 13 \text{ mm.}$ ; y considerando una distancia  $L = 1500 \text{ mm.}$  entre los anillos atizadores.

Obteniendo el diámetro exterior:

$$D_o = D + 2 t_s$$

$$D_o = 3353 + (2)(13)$$

$$D_o = 3379 \text{ mm.}$$

Determinando los radios  $\frac{L}{D_o}$  y  $\frac{D_o}{t_s}$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{1500}{3379} = 0.444$$

$$\frac{D_o}{t_s} = \frac{3379}{13} = 260$$

Con los valores obtenidos y con la gráfica 1 se obtiene el factor  $A = 0.00074$ .

Con la temperatura de diseño de  $775^\circ\text{F}$  y el valor del factor  $A$  de la gráfica 2, se obtiene el factor  $B = 6600$ .

Obteniendo la presión máxima de trabajo permisible en libras por pulgada cuadrada, con la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{4 B}{3(D_o/t_s)} \text{ -----(23)}$$

Sustituyendo datos:

$$P_a = \frac{(4)(6600)}{(3)(260)}$$

$$P_a = 33.85 \text{ psi}$$

$$P_a = 2.38 \text{ kg/cm}^2$$



Por lo tanto, la presión máxima de trabajo permisible ( $P_a$ ), es mayor que la presión de diseño ( $P$ ), por consiguiente el espesor supuesto  $t_s = 13$  mm. es suficiente.

El espesor de diseño del cuerpo cilíndrico debido a la presión externa es el siguiente:

$$t' = t_s + c \text{ -----(2)}$$

$$t' = 13 + 4.8$$

$$t' = 17.8 \text{ mm.}$$

#### TAPA INFERIOR TIPO ELIPTICA

En la fig. 21 se indican las dimensiones de la tapa y los datos de diseño son los siguientes:

$$P = 1 \text{ kg/cm}^2$$

$$T = 413^\circ \text{C} (775^\circ \text{F})$$

$$D = 3353 \text{ mm.}$$

$$c = 4.8 \text{ mm.}$$

Haciendo la consideración de que el espesor requerido debido a la presión externa de la tapa es de  $t_h = 16$  mm., obtenemos el diámetro exterior ( $D_o$ ).

$$D_o = D + 2 t_h$$

$$D_o = 3353 + (2)(16)$$

$$D_o = 3385 \text{ mm.}$$

Obteniendo el radio equivalente con:

$$R = K D_o$$

Donde:  $K = 0.9$ , para tapas tipo elípticas

Sustituyendo datos:

$$R = (0.9)(3385)$$

$$R = 3046.5 \text{ mm.}$$

Obteniendo el valor del factor  $A$ , con la siguiente fórmula:

$$A = \frac{0.125}{(R/t_h)} \text{ -----(19)}$$

Sustituyendo datos:

$$A = \frac{0.125}{(3046.5/16)}$$

$$A = 0.00066$$

Con la temperatura de diseño de  $775^{\circ}\text{F}$  y el valor del factor A, de la gráfica 2 se obtiene el factor  $B = 6300$ .

Obteniendo la presión máxima de trabajo permisible en libras por pulgada cuadrada, con la siguiente fórmula:

$$P_a = \frac{B}{(R/th)} \text{-----} (20)$$

Sustituyendo datos:

$$P_a = \frac{6300}{(3046.5/16)}$$

$$P_a = 33 \text{ psi}$$

$$P_a = 2.32 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto, la presión máxima de trabajo permisible ( $P_a$ ), es mayor que la presión de diseño ( $P$ ), por consiguiente el espesor supuesto  $t_h = 16 \text{ mm}$ . es suficiente.

El espesor de diseño de la tapa debido a la presión externa es el siguiente:

$$t' = t_h + c \text{-----} (2)$$

$$t' = 16 + 4.8$$

$$t' = 20.8 \text{ mm.}$$

#### ANILLOS ATIEZADORES PARA EL CUERPO DEBIDO A LA PRESION EXTERNA

#### ANILLOS PARA EL CILINDRO SUPERIOR

De los datos de diseño tenemos:

$$P = 1 \text{ kg/cm}^2 (14.22 \text{ psi})$$

$$T = 246^{\circ}\text{C} (475^{\circ}\text{F})$$

$$D_o = 3379 \text{ mm.}$$

$$t = 13 \text{ mm.}$$

$$L_1 = 5700 \text{ mm.}$$

$$L_2 = 1300 \text{ mm.}$$

La distancia equivalente entre los anillos atezadores es:

$$L_s = \frac{L_1}{2} + \frac{L_2}{2} \text{ -----(24)}$$

Sustituyendo datos:

$$L_s = \frac{5700}{2} + \frac{1300}{2}$$

$$L_s = 3500 \text{ mm.}$$

Seleccionando el anillo de 38 mm. de espesor por 203 mm. de ancho, de material A-283 gr.c, obtenemos el área de la sección transversal:

$$A_s = bh \text{ -----(25)}$$

$$A_s = (38)(203)$$

$$A_s = 7714 \text{ mm}^2$$

El momento de inercia del anillo es:

$$I = \frac{bh^3}{12} \text{ -----(26)}$$

$$I = \frac{(38)(203)^3}{12}$$

$$I = 2.65 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

Obteniendo el factor B, con la siguiente fórmula:

$$B = \frac{3 P D_o}{4(t + A_s/L_s)} \text{ -----(27)}$$

Sustituyendo datos:

$$B = \frac{(3)(14.22)(3379)}{(4)(13 + 7714/3500)}$$

$$B = 2370.23$$

Obteniendo el factor A, con la siguiente fórmula:

$$A = \frac{2B}{E} \text{ -----(28)}$$

Donde  $E = 27 \times 10^6$  psi, para el material A-283 gr.c A 475°F

Sustituyendo datos:

$$A = \frac{(2)(2370.23)}{27 \times 10^6}$$

$$A = 0.000176$$

El momento de inercia requerido del anillo es:

$$I_s = \frac{D_o^2 L_s (t + A_s/L_s) A}{14} \text{-----(29)}$$

Sustituyendo datos:

$$I_s = \frac{(3379)^2 (3500) (13 + 7714/3500) 0.000176}{14}$$

$$I_s = 1.1 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

El momento de inercia I del anillo atezador es mayor que el momento de inercia requerido  $I_s$ , por lo tanto el anillo propuesto es suficiente.

#### ANILLOS PARA EL CUERPO CONICO SUPERIOR

De los datos de diseño tenemos:

$$P = 1 \text{ kg/cm}^2 (14.22 \text{ psi})$$

$$T = 413^\circ\text{C} (775^\circ\text{F})$$

$$D_o = 9033 \text{ mm.}$$

$$t = 25 \text{ mm.}$$

$$L_1 = 5700 \text{ mm.}$$

$$L_2 = 1350 \text{ mm.}$$

La distancia equivalente entre los anillos atezadores es:

$$L_s = \frac{L_1}{2} + \frac{L_2}{2} \text{-----(24)}$$

Sustituyendo datos:

$$L_s = \frac{5700}{2} + \frac{1350}{2}$$

$$L_s = 3525 \text{ mm.}$$

Seleccionando el anillo de 38 mm. de espesor por 390 mm. de ancho, de material A-283 gr. c, obtenemos el área de la sección transversal:

$$As = bh \text{ -----(25)}$$

$$As = (38)(390)$$

$$As = 14\ 820 \text{ mm}^2$$

El momento de inercia del anillo es:

$$I = \frac{bh^3}{12} \text{ -----(26)}$$

$$I = \frac{(38)(390)^3}{12}$$

$$I = 1.878 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

Obteniendo el factor B, con la siguiente fórmula:

$$B = \frac{3 P Do}{4 (t + As/Ls)} \text{ -----(27)}$$

Sustituyendo datos:

$$B = \frac{(3)(14.22)(9033)}{(4)(25 + 14\ 820/3525)}$$

$$B = 3298.7$$

Con la temperatura de diseño de 775°F y el valor del factor B, de la gráfica 2 se obtiene el valor del factor A = 0.0003.

El momento de inercia requerido del anillo es:

$$Is = \frac{Do^2 Ls (t + As/Ls) A}{14} \text{ -----(29)}$$

Sustituyendo datos:

$$Is = \frac{(9033)^2 (3525) (25 + 14820/3525) (0.0003)}{14}$$

$$Is = 1.8 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

El momento de inercia I del anillo atezador es mayor que el momento de inercia requerido Is, por lo tanto es anillo propuesto es suficiente.

## ANILLOS PARA EL CILINDRO MEDIO

De los datos de diseño tenemos:

$$P = 1 \text{ kg/cm}^2 \text{ (14.22 psi)}$$

$$T = 413^\circ\text{C} \text{ (775}^\circ\text{F)}$$

$$D_o = 9033 \text{ mm.}$$

$$t = 25 \text{ mm.}$$

$$L_1 = 3560 \text{ mm,}$$

$$L_2 = 2460 \text{ mm.}$$

La distancia equivalente entre los anillos atezadores es:

$$L_s = \frac{L_1}{2} + \frac{L_2}{2} \text{ -----(24)}$$

Sustituyendo datos:

$$L_s = \frac{3560}{2} + \frac{2460}{2}$$

$$L_s = 3010 \text{ mm}$$

Seleccionando el anillo de 38 mm. de espesor por 356 mm. de ancho, de material A-283 gr. c, obtenemos el área de la sección transversal:

$$A_s = bh \text{ -----(25)}$$

$$A_s = (38)(356)$$

$$A_s = 13528 \text{ mm}^2$$

El momento de inercia del anillo es:

$$I = \frac{bh^3}{12} \text{ -----(26)}$$

$$I = \frac{(38)(356)^3}{12}$$

$$I = 1.428 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

Obteniendo el factor B, con la siguiente fórmula:

$$B = \frac{3 P D_o}{4(t + A_s/L_s)} \text{ -----(27)}$$



Sustituyendo datos:

$$B = \frac{(3)(14.22)(9033)}{4(25+13528/3010)}$$

$$B = 3266.3$$

Con la temperatura de diseño de 775°F y el valor del factor B, de la gráfica 2, se obtiene el valor del factor A = 0.00027.

$$I_s = \frac{D_o^2 L_s (t + A_s/L_s) A}{14} \text{-----}(29)$$

Sustituyendo datos:

$$I_s = \frac{(9033)^2 (3010)(25+13528/3010)(0.00027)}{14}$$

$$I_s = 1.397 \times 10^8 \text{ mm}^4$$

El momento de inercia I del anillo atezador es mayor que el momento de inercia requerido  $I_s$ , por lo tanto el anillo propuesto es suficiente.

#### ANILLOS PARA EL CILINDRO INFERIOR

De los datos de diseño tenemos:

$$P = 1 \text{ kg/cm}^2 (14.22 \text{ psi})$$

$$T = 413^\circ\text{C} (775^\circ\text{F})$$

$$D_o = 3379 \text{ mm.}$$

$$t = 13 \text{ mm.}$$

$$L_1 = 3560 \text{ mm.}$$

$$L_2 = 1500 \text{ mm.}$$

La distancia equivalente entre los anillos atezadores es:

$$L_s = \frac{L_1}{2} + \frac{L_2}{2} \text{-----}(24)$$

Sustituyendo datos:

$$L_s = \frac{3560}{2} + \frac{1500}{2}$$

$$L_s = 2530 \text{ mm.}$$

Seleccionando el anillo de 38 mm. de espesor por 203 mm. de ancho, de material A-283 gr. c, obtenemos el área de la sección transversal:

$$As = bh \text{ -----(25)}$$

$$As = (38)(203)$$

$$As = 7714 \text{ mm}^2$$

El momento de inercia del anillo es:

$$I = \frac{bh^3}{12} \text{ -----(26)}$$

$$I = \frac{(38)(203)^3}{12}$$

$$I = 2.65 \times 10^7 \text{ mm}^4$$

Obteniendo el factor B, con la siguiente fórmula:

$$B = \frac{3 P D_o}{4 (t + As/Ls)} \text{ -----(27)}$$

Sustituyendo datos:

$$B = \frac{(3)(14.22)(3379)}{4 (13 + 7714/2530)}$$

$$B = 2245.44$$

Obteniendo el factor A, con la siguiente fórmula:

$$A = \frac{2B}{E} \text{ -----(28)}$$

Donde  $E = 23.2 \times 10^6$  psi, para el material A-283 gr.c a  $775^\circ\text{F}$

Sustituyendo datos:

$$A = \frac{(2)(2245.44)}{23.2 \times 10^6}$$

$$A = 0.000194$$

El momento de inercia requerido del anillo es:

$$I_s = \frac{D_o^2 L_s (t + As/Ls) A}{14} \text{ -----(29)}$$

Sustituyendo datos:

$$I_s = \frac{(3379)^2 (2530) (13 + 7714/2530) 0.000194}{14}$$

$$I_s = 6.42 \times 10^6 \text{ mm}^4$$

El momento de inercia I del anillo atezador es mayor que el momento de inercia requerido  $I_s$ , por lo tanto el anillo propuesto es suficiente.

### 3.3 CARGA POR SISMO

Para obtener el espesor requerido debido al sismo se necesita calcular el peso en operación de la torre; a continuación se dan en forma resumida los pesos:

1o. Cuerpo y tapas:	161,000 kg.
2o. Anillos atezadores:	25,500 kg.
3o. Boquillas:	3,000 kg.
4o. Faldón, anillo base y anclas:	35,900 kg.
5o. Miscelaneos:	<u>10,000 kg.</u>
Suma	235,400 kg.
6o. Más el 6% de la suma por soldadura:	14,124 kg.
7o. Aislamiento:	5,870 kg.
8o. Plataformas y escaleras:	13,500 kg.
9o. Partes internas:	85,345 kg.
10o. Líquido en operación:	<u>90,000 kg.</u>
Peso total en operación:	444,239 kg.

El espesor requerido debido al sismo, está de acuerdo al procedimiento de cálculo especificado en el manual para recipientes a presión (Referencia no. 3); además en dicho manual nos basaremos para obtener los espesores requeridos por viento, para el faldón, anillo base y anclas. En el manual trabajan en el sistema inglés, nosotros trabajaremos en el sistema métrico decimal y únicamente cuando se requiera trabajar en el sistema inglés se harán las conversiones necesarias. En la sección 2.3 se especifican los datos de diseño y en la fig. 22 se indican las acotaciones.

La nomenclatura para esta sección es la siguiente:

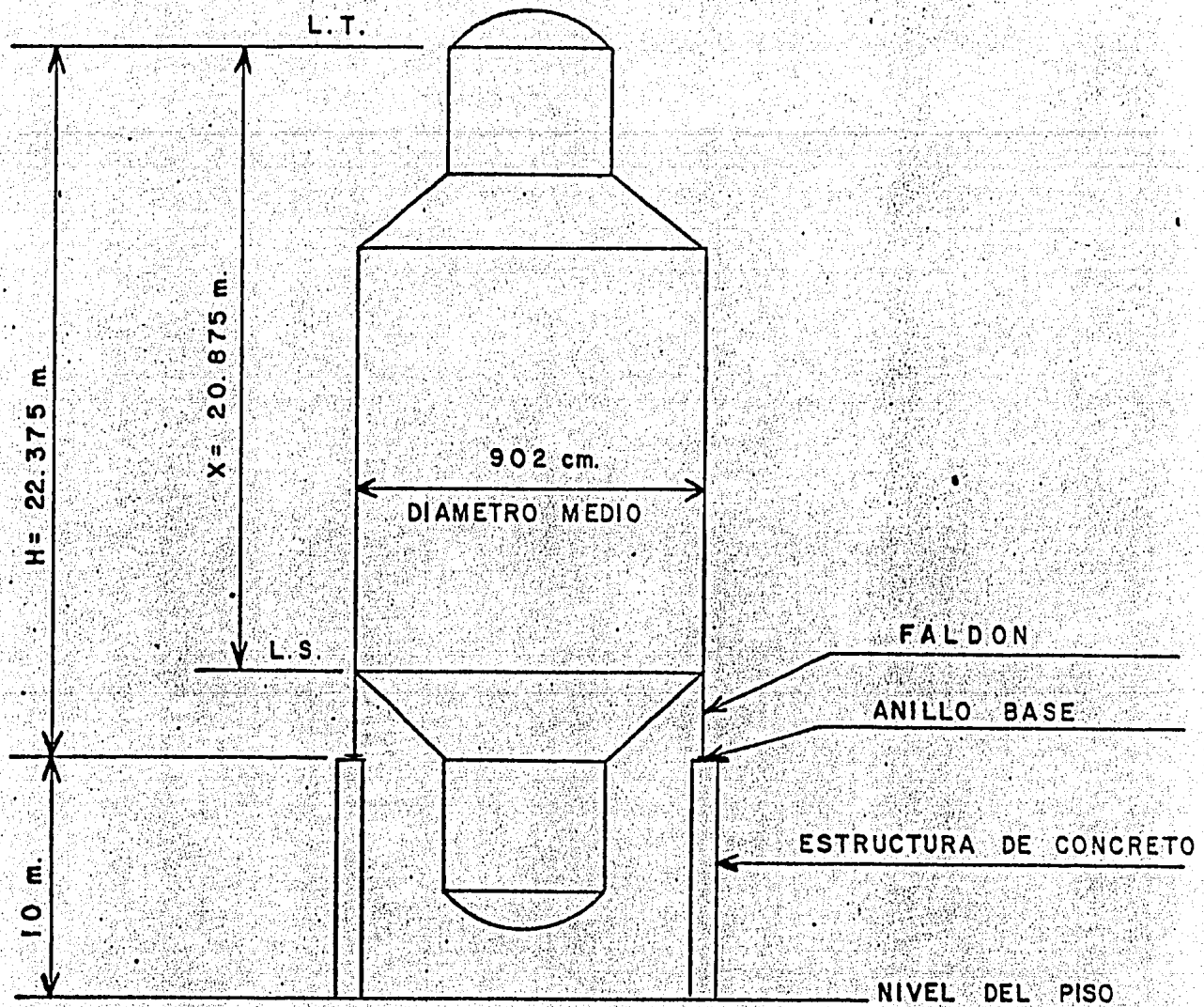


FIG.22 DIMENSIONES DE LA TORRE PARA EL CALCULO DEL ESPESOR DEBIDO AL SISMO.

NOTAS :

+ L.S. = LINEA DE SOLDADURA

+ L.T. = LINEA DE TANGENCIA

c = coeficiente sísmico  
 cm = centímetro  
 E = eficiencia de juntas de soldadura  
 H = distancia del anillo base a la línea de tangencia  
 kg. = kilogramo masa  
 Ls = línea de soldadura  
 Lt = línea de tangencia  
 M = momento máximo en la base del faldón  
 m = metro  
 mm = milímetro  
 Mx = momento en el punto de unión del faldón con el cuerpo  
 R = radio medio del cuerpo cilíndrico medio  
 S = esfuerzo permisible del material  
 t = espesor requerido  
 w = peso total de la torre en operación  
 x = distancia de la unión del faldón con el cuerpo a la línea de tangencia.  
 $\pi = 3.1416$

Obteniendo el momento máximo en la base del faldón con la siguiente fórmula:

$$M = \frac{2cwH}{3} \text{ ----- (30)}$$

Donde:

c = 0.2  
 w = 444,239 kg.  
 H = 22.375 m.

Sustituyendo datos:

$$M = \frac{(2)(0.2)(444,239)(22.375)}{3}$$

$$M = 1\ 325\ 313 \text{ kg-m}$$

Obteniendo el momento en la unión del faldón con el cuerpo con la siguiente fórmula:

$$M_x = \frac{cwx^2(3H-x)}{3H^2} \text{-----(31)}$$

Donde:

$$c = 0.2$$

$$w = 444\,239 \text{ kg.}$$

$$x = 20.875 \text{ m.}$$

$$H = 23.675 \text{ m.}$$

Sustituyendo datos:

$$M_x = \frac{(0.2)(444239)(20.875)^2(3(23.675)-20.875)}{3(23.675)^2}$$

$$M_x = 1\,154\,700.5 \text{ kg-m}$$

El espesor requerido debido al sismo, es el obtenido por la siguiente fórmula:

$$t = \frac{1000 M_x}{R^2 \sqrt{SE}} \text{-----(32)}$$

Donde:

$$M_x = 1154\,700.5 \text{ kg-m}$$

$$R = 451 \text{ cm}^2$$

$$\sqrt{\quad} = 3.1416$$

$$S = 938 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

Sustituyendo datos:

$$t = \frac{(1000)(1154700.5)}{(451)^2(3.1416)(938)(1)}$$

$$t = 1.93 \text{ mm.}$$



### 3.4 CARGA POR VIENTO

La nomenclatura para esta sección es la siguiente:

- E = eficiencia de juntas de soldadura
- H, h = acotaciones indicadas en la fig. 23
- kg = kilogramo-fuerza
- km = kilómetro
- lb = libras
- M = momento máximo
- m = metro
- mm = milímetro
- Mf = momento en la base del faldón
- Mi = millas
- Mt = momento en el punto de unión del faldón con el cuerpo
- P = plataforma
- Pw = presión del viento
- R = radio medio del cuerpo cilíndrico medio
- S = esfuerzo permisible del material
- t = espesor requerido
- v = esfuerzo cortante
- vw = velocidad del viento
- $\pi = 3.1416$

Con los datos de diseño especificados en la sección 2.3 y con la fig. 23, el procedimiento de cálculo es el siguiente:

Con la velocidad del viento en millas por hora, la presión del viento se obtiene en libras por pie cuadrado con la siguiente fórmula:

$$P_w = 0.0025(v_w)^2 \text{ ----- (33)}$$

Donde:

$$v_w = 200 \text{ km/hr}$$

$$v_w = 124.3 \text{ Mi/hr}$$

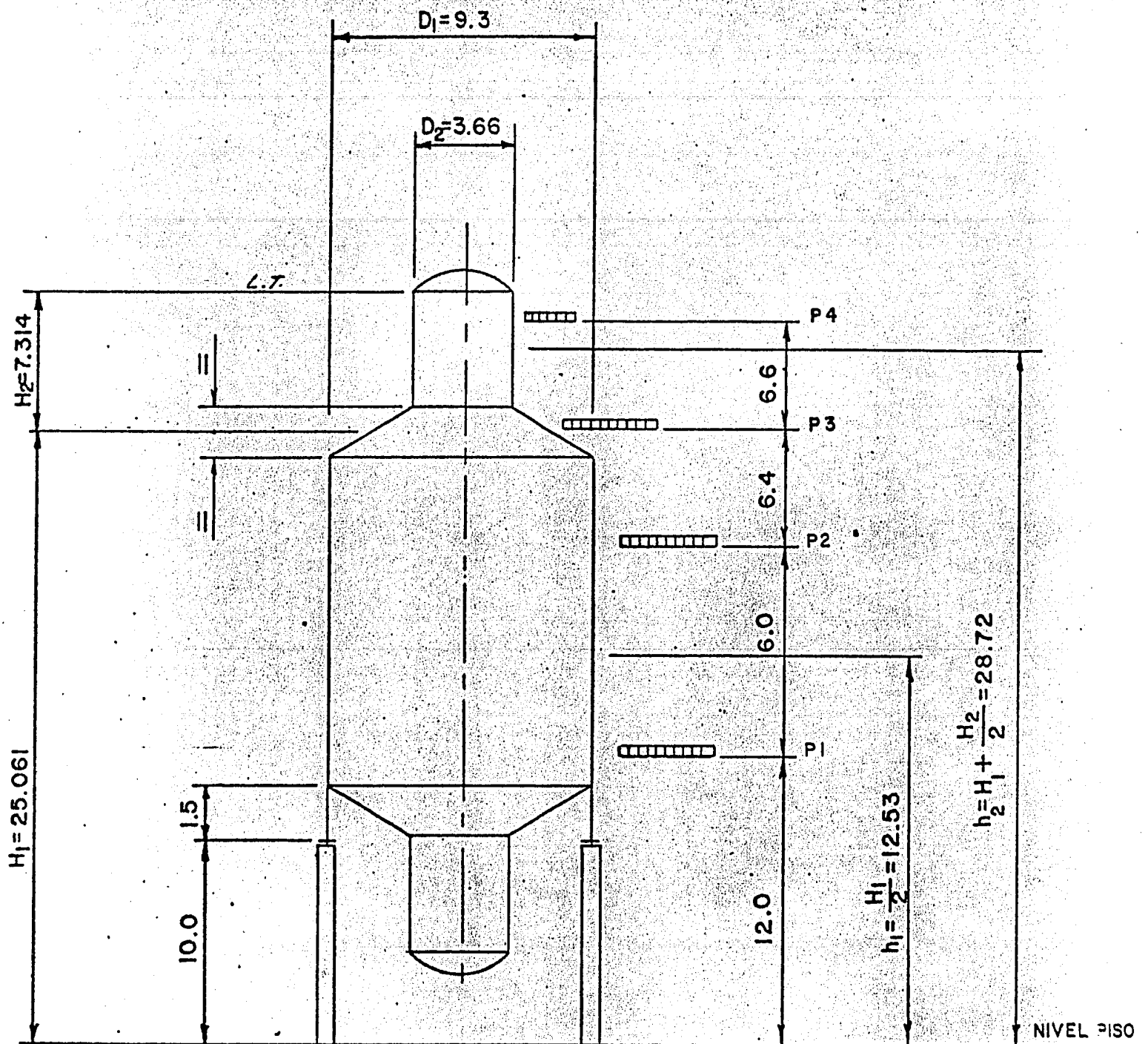


FIG. 23 DIMENSIONES DE LA TORRE PARA EL CALCULO DEL ESPESOR DEBIDO AL VIENTO

NOTAS:

- + ACOTACIONES EN METROS
- +  $D_{1,2}$  = DIAMETROS
- +  $H_{1,2}$ ,  $h_{1,2}$  = ALTURAS
- +  $P_{1,2,3,4}$  = PLATAFORMAS
- +  $L.T.$  = LINEA DE TANGENCIA

Sustituyendo datos:

$$P_w = 0.0025(124.3)^2$$

$$P_w = 38.63 \text{ lb/pie}^2$$

La presión del viento en kilogramos por metro cuadrado es igual a:

$$P_w = 188.9 \text{ kg/m}^2$$

Obteniendo el momento máximo  $M$ , en kilogramos-metro y el cortante  $v$  en kilogramos, como se indica a continuación:

$$\text{Sección inferior de la envolvente} \quad P_w D_1 H_1 = v h_1 = M \text{ ----- (34)}$$

$$\text{Sección superior} \quad P_w D_2 H_2 = v h_2 = M$$

$$\text{Plataformas} \quad (P_w) \text{ metros-lineales} = v h_p = M$$

$$\text{Escalera} \quad (P_w) \text{ metros-lineales} = v h_e = M$$

Donde:

$$P_w = 188.9 \text{ kg/m}^2$$

$$D_1 = 9.3 \text{ m}$$

$$D_2 = 3.66 \text{ m}$$

$$H_1 = 25.061 \text{ m}$$

$$H_2 = 7.314 \text{ m}$$

$$h_1 = 12.53 \text{ m}$$

$$h_2 = 28.72 \text{ m}$$

$$h_{p1} = 12 \text{ m}$$

$$h_{p2} = 18 \text{ m}$$

$$h_{p3} = 24.4 \text{ m}$$

$$h_{p4} = 31 \text{ m}$$

$$h_e = \frac{31}{2} = 15.5 \text{ m}$$

Metros lineales de la plataforma = 4 m.

metros lineales de la escalera = 31 m.

Sustituyendo datos:

(188.9) (9.3) (25.061)	= 44 026.41	(12.53)	= 551 650.95
(188.9) (3.66) (7.314)	= 5056.71	(28.72)	= 145 228.7
(188.9) (4)	= 755.6	(12)	= 9067.2
(188.9) (4)	= 755.6	(18)	= 13 600.8
(188.9) (4)	= 755.6	(24.4)	= 18 436.64
(188.9) (4)	= 755.6	(31)	= 23423.6
(188.9) (31)	= 5855.9	(15.5)	= 90766.45
SUMA	v = 57961.42 kg.	M = 852174.34	kg-m

Obteniendo el momento  $M_f$  en la base del faldón, con la siguiente fórmula:

$$M_f = M - h_f (v - 0.5 P_w D_i h_f) \text{ -----(35)}$$

Donde:

$$M = 852 174.34 \text{ kg-m}$$

$$h_f = 10 \text{ m}$$

$$v = 57 961.42 \text{ kg}$$

$$P_w = 188.9 \text{ kg/m}^2$$

$$D_i = 9.3 \text{ m}$$

Sustituyendo datos:

$$M_f = 852174.34 - 10 (57961.42 - 0.5(188.9)(9.3)10)$$

$$M_f = 360 398.64 \text{ kg-m}$$

Obteniendo el momento  $M_t$  en el punto de unión del cuerpo y el faldón con la siguiente fórmula:

$$M_t = M - h_t (v - 0.5 P_w D_i h_t) \text{ -----(36)}$$

Donde:

$$M = 852174.34 \text{ kg-m}$$

$$ht = 11.5 \text{ m}$$

$$v = 57961.42 \text{ kg}$$

$$Pw = 188.9 \text{ kg/m}^2$$

$$D1 = 9.3 \text{ m}$$

Sustituyendo datos:

$$Mt = 852174.34 - 11.5(57961.42 - 0.5(188.9)(9.3)11.5)$$

$$Mt = 301784.43 \text{ kg-m}$$

El espesor requerido debido al viento, es el obtenido por la siguiente fórmula:

$$t = \frac{1000 Mt}{R^2 \overline{\overline{}} SE} \text{-----(37)}$$

Donde:

$$Mt = 301784.43 \text{ kg-m}$$

$$R = 451 \text{ cm}$$

$$\overline{\overline{}} = 3.1416$$

$$S = 938 \text{ kg/cm}^2$$

$$E = 1$$

Sustituyendo datos:

$$t = \frac{(1000)(301784.43)}{(451)^2 (3.1416)(938)(1)}$$

$$t = 0.5 \text{ mm.}$$

### 3.5 ESPESORES NOMINALES

El espesor nominal, es el espesor comercial de la placa que se utiliza para la fabricación de la torre. Para la obtención de éstos se deben tomar las siguientes consideraciones:

- 1o. Se compara el espesor de diseño debido a la presión interna y a la presión externa; el que resulte mayor es el que se debe considerar. Para este caso es por presión externa.
- 2o. Se compara el espesor requerido debido al sismo y al viento; el que resulte mayor es el que se debe considerar. Para este caso es por sismo.
- 3o. Se suma la mitad del espesor de diseño debido a la presión externa y el espesor requerido por sismo. Si la suma es mayor que el espesor de diseño por presión externa, entonces el espesor obtenido es el que se considera para el diseño de la torre. Si la suma es menor que el espesor de diseño por presión externa, entonces el espesor de diseño por presión externa es el que se considera para el diseño de la torre, ya que el espesor es satisfactorio para resistir la fuerza debido al sismo.

Obteniendo la suma de la mitad del espesor de diseño por presión externa y el requerido por sismo para el cuerpo cilíndrico medio, tenemos que:

$$\frac{t'}{2} + t \text{ -----(38)}$$

Donde:

$$t' = 29.8 \text{ mm}$$

$$t = 1.93 \text{ mm}$$



Sustituyendo datos:

$$\begin{aligned} &= \frac{29.8}{2} + 1.93 \\ &= 16.83 \text{ mm} \end{aligned}$$

Por lo tanto la suma es menor. En este caso, unicamente el espesor de diseño debido a la presión externa obtenido en la sección 3.2, es el que se considera para el diseño de la torre.

En base a los espesores de diseño debido a la presión externa se seleccionan los espesores nominales para cada sección de la torre, los cuales se indican en la tabla 8.

### 3.6 FALDON, ANILLO BASE Y ANCLAS

El soporte de la torre se compone del faldón, anillo o placa base y pernos de anclaje; la placa base se apoya en un anillo de concreto sujeto por los pernos.

La nomenclatura para esta sección es la siguiente:

AB = área dentro del círculo de los pernos

AR = área del anillo base

AS = área dentro del faldón

BA = área requerida por un perno

CB = circunferencia del círculo de pernos

CS = circunferencia del faldón

D = diámetro exterior del faldón

Di = diámetro interior del anillo base

Do = diámetro exterior del anillo base

E = eficiencia de junta de soldadura en la unión del cuerpo con el faldón

l = ancho del anillo base

l1, l2, l3 = dimensiones que se indican en la fig. 24

M = momento en la base del faldón debido al sismo

TABLA 8

<u>SECCION DE LA TORRE</u>	<u>ESPESOR REQUERIDO DEL CLAD</u>	<u>ESPESOR DE DISEÑO DEBIDO A LA PRESION EXTERNA</u>	<u>ESPESOR NOMINAL</u>
Tapa superior	3.2 mm	19.2 mm	22.2 mm (7/8 pulg.)
Cuerpo cilíndrico superior	3.2 mm	16.2 mm	19 mm (3/4 pulg.)
Cuerpo cónico superior		31.35 mm	31.75 mm (1 1/4 pulg.)
Cuerpo cilíndrico medio	4.8 mm	29.8 mm	31.75 mm (1 1/4 pulg.)
Cuerpo toricónico inferior	4.8 mm	32.8 mm	35 mm (1 3/8 pulg.)
Cuerpo cilíndrico inferior	4.8 mm	17.8 mm	20.8 mm (7/8 pulg.)
Tapa inferior	4.8 mm	20.8 mm	22.2 mm (7/8 pulg.)

Nota.- Para la fabricación de las tapas deberá considerarse la reducción del espesor de la placa al formar la tapa.

MT = momento en la unión del cuerpo con el faldón debido al sismo.

N = número de pernos de anclaje

Pc = compresión máxima en el anillo base

R = radio exterior del faldón

S, SB = esfuerzo permisible del material

S1 = esfuerzo de apoyo

S2 = esfuerzo de flexión

T = tensión máxima del anillo base

t = espesor requerido del faldón

tB = espesor del anillo base

w = peso en operación

w1 = peso en erección

#### FALDON

El espesor requerido para el faldón, es el obtenido por la siguiente fórmula:

$$t = \frac{(100) MT}{R^2 \pi SE} + \frac{w}{D \pi SE} \text{-----(39)}$$

Donde:

MT = 1154700.5 kg-m

R = 452.35 cm

$\pi$  = 3.1416

S = 1265.8 kg/cm<sup>2</sup>

E = 0.6

w = 444 239 kg

D = 904.7 cm

Sustituyendo datos:

$$t = \frac{(100) (1154700.5)}{(452.35)^2 (3.1416) (1265.8) (0.6)} + \frac{444\ 239}{(904.7) (3.1416) (1265.8) (0.6)}$$

$$t = 0.44 \text{ cm}$$

Debido a que el espesor obtenido del faldón es pequeño con relación a los espesores obtenidos de la torre, se selecciona el espesor nominal de 2.54 cm. (1 pulg.)

#### PERNOS DE ANCLAJE

De acuerdo con los datos propuestos en la fig. 24, el diámetro del círculo de los pernos de anclaje es de 917.4 cm.

El área en el círculo de pernos es:

$$AB = 661\ 009 \text{ cm}^2$$

La circunferencia del círculo de pernos es:

$$CB = 2882 \text{ cm}$$

Calculando la tensión máxima sobre el círculo de los pernos debido al sismo, con la siguiente fórmula:

$$T = \frac{(100) M}{AB} - \frac{w_1}{CB} \text{-----(40)}$$

Donde:

$$M = 1325313 \text{ kg-m}$$

$$AB = 661009 \text{ cm}^2$$

$$w_1 = 249524 \text{ kg}$$

$$CB = 2882 \text{ cm}$$

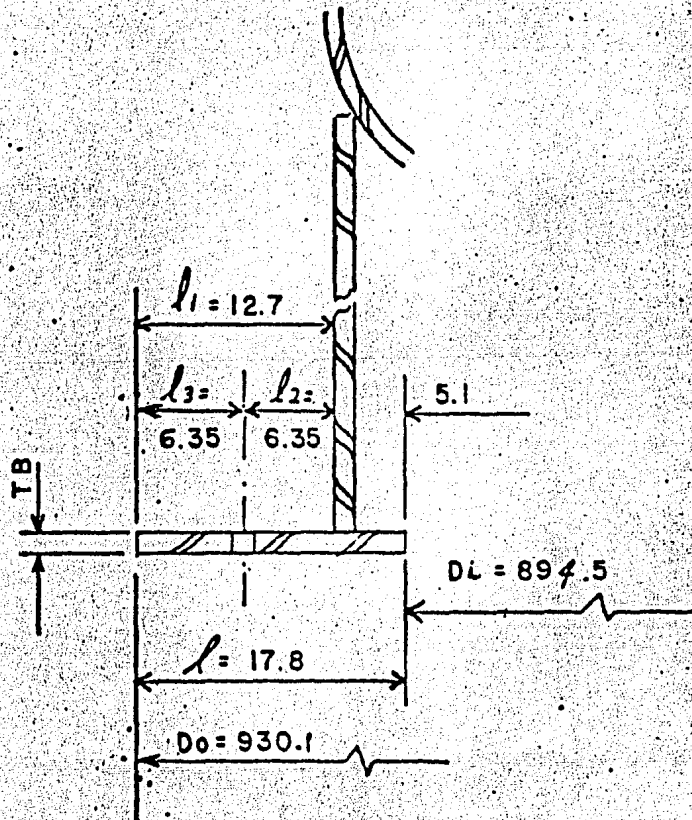


FIG. 24 DIMENSIONES DEL ANILLO BASE

NOTAS:

- + ACOTACIONES EN CENTIMETROS
- +  $l_1, l_2, l_3$  = DIMENSIONES
- +  $Do, dl$  = DIAMETROS
- +  $TB$  = ESPESOR

Sustituyendo datos:

$$T = \frac{(100)(1325\ 313)}{661009} = \frac{249524}{2882}$$

$$T = 113.92 \text{ kg/cm lineales}$$

Considerando 36 pernos para el anclaje, el área requerida de un perno se obtiene con la siguiente fórmula:

$$BA = \frac{T \cdot CB}{SB \cdot N} \text{ -----(41)}$$

Donde:

$$T = 113.92 \text{ kg/cm}$$

$$CB = 2882 \text{ cm}$$

$$SB = 1265.8 \text{ kg/cm}^2$$

$$N = 36$$

Sustituyendo datos:

$$BA = \frac{(113.92)(2882)}{(1265.8)(36)}$$

$$BA = 7.2 \text{ cm}^2$$

$$BA = 1.12 \text{ pulg.}^2$$

De la tabla 9 y de acuerdo con el área requerida de 1.12 pulgadas cuadradas para un perno, el tamaño a seleccionar es de 1 1/2 pulgadas de diámetro; considerando la corrosión permisible (generalmente de 0.125 pulgadas) seleccionaremos los pernos de 1 3/4 pulgadas de diámetro, por lo tanto el área del perno es de 1.744 pulgadas cuadradas. Verificando los esfuerzos en los pernos con la siguiente fórmula:

$$SB = \frac{T \cdot CB}{BA \cdot N} \text{ -----(42)}$$

Donde:

$$T = 113.92 \text{ kg/cm}$$

$$CB = 2882 \text{ cm}$$

$$BA = 1.744 \text{ pulg.}^2 = 11.25 \text{ cm}^2$$

$$N = 36$$



TABLA 9

TAMAÑO DEL PERNO EN PULG.	AREA DEL PERNO EN PULG. <sup>2</sup>
1/2	0.126
5/8	0.202
3/4	0.302
7/8	0.419
1	0.551
1 1/8	0.693
1 1/4	0.89
1 3/8	1.054
1 1/2	1.294
1 5/8	1.515
1 3/4	1.744
1 7/8	2.049
2	2.3

Sustituyendo datos:

$$SB = \frac{(113.92)(2882)}{(11.25)(36)}$$

$$SB = 810.66 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto, el esfuerzo obtenido de  $810.66 \text{ kg/cm}^2$  es menor que el esfuerzo máximo permisible de  $1265.8 \text{ kg/cm}^2$ , por consiguiente el diámetro y el número de pernos seleccionados son correctos.

#### ANILLO BASE

De acuerdo con los datos propuestos en la fig. 24, el área dentro del faldón es de  $642\ 834.33 \text{ cm}^2$  y la circunferencia del faldón es  $CS = 2842.2 \text{ cm}$ .

La compresión máxima sobre el fondo debido al peso y al sismo se obtiene con la siguiente fórmula:

$$Pc = \frac{(100) M}{AS} + \frac{w}{CS} \text{ -----(43)}$$

Donde:

$$M = 1325\ 313 \text{ kg-m}$$

$$AS = 642\ 834.33 \text{ cm}^2$$

$$w = 444\ 239 \text{ kg}$$

$$CS = 2\ 842.2 \text{ cm}$$

Sustituyendo datos:

$$Pc = \frac{(100)(1325\ 313)}{642\ 834.33} + \frac{444\ 239}{2842.2}$$

$$Pc = 362.47 \text{ kg/cm- lineales}$$

El espesor del anillo base es igual a:

$$tB = 0.32 l_1 \text{ -----(44)}$$

$$\text{Donde } l_1 = 12.7 \text{ cm}$$

Por lo tanto:

$$tB = 0.32 (12.7)$$

$$tB = 4.06 \text{ cm}$$

El área del anillo base es igual a:

$$AR = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \text{ ----- (45)}$$

Donde:

$$D_o = 930.1 \text{ cm}$$

$$D_i = 894.5 \text{ cm}$$

Sustituyendo datos:

$$AR = \frac{\pi}{4} ((930.1)^2 - (894.5)^2)$$

$$AR = 51\ 016.25 \text{ cm}^2$$

El esfuerzo de apoyo se verifica con la siguiente fórmula:

$$S_1 = \frac{P_c \text{ CS}}{AR} \text{ ----- (46)}$$

Donde:

$$P_c = 362.47 \text{ kg/cm}$$

$$CS = 2842.2 \text{ cm}$$

$$AR = 51016.25 \text{ cm}^2$$

Sustituyendo datos:

$$S_1 = \frac{(362.47)(2842.2)}{51016.25}$$

$$S_1 = 20.2 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo de flexión se verifica con la siguiente fórmula

$$S_2 = \frac{3 S_1 (l_1)^2}{(tE)^2} \text{ ----- (47)}$$

Donde:

$$S_1 = 20.2 \text{ kg/cm}^2$$

$$l_1 = 12.7 \text{ cm}$$

$$t_B = 4.06 \text{ cm}$$

Sustituyendo datos:

$$S_2 = \frac{(3)(20.2)(12.7)^2}{(4.06)^2}$$

$$S_2 = 592.96 \text{ kg/cm}^2$$

Los esfuerzos obtenidos anteriormente son menores que el esfuerzo permisible del material  $1265.8 \text{ kg/cm}^2$ , por consiguiente el espesor obtenido del anillo base es correcto.

Para reforzar el faldón usaremos cartabones como se indica en la fig. 25 de acuerdo a las dimensiones indicadas.

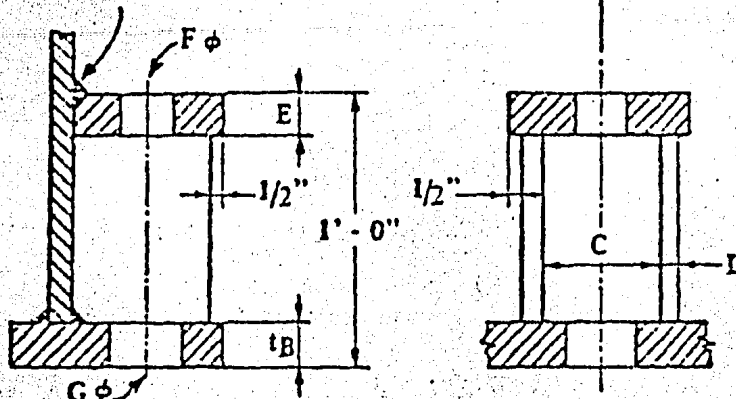
### 3.7 PLACAS DE REFUERZO EN BOQUILLAS

El criterio general para refuerzos en aberturas (para las boquillas), es que alrededor de la abertura del recipiente se refuerce con una cantidad igual de metal a la que ha sido eliminada por la abertura.

En general, para los recipientes no sujetos a fluctuaciones rápidas en la presión, las aberturas en los diámetros de 7.6 cm (3 pulgadas) y mayores requieren placa de refuerzo. Las compañías que se dedican al diseño y a la fabricación de recipientes a presión tienen tablas en las que se indica el diámetro de la placa de refuerzo, en base a la presión y al diámetro de la abertura.

El código A.S.M.E sección VIII división 1, indica los criterios que deben seguirse para calcular el diámetro de la placa de refuerzo para las aberturas. Para nuestro caso la tabla 10 indica los diámetros de las placas de refuerzo.

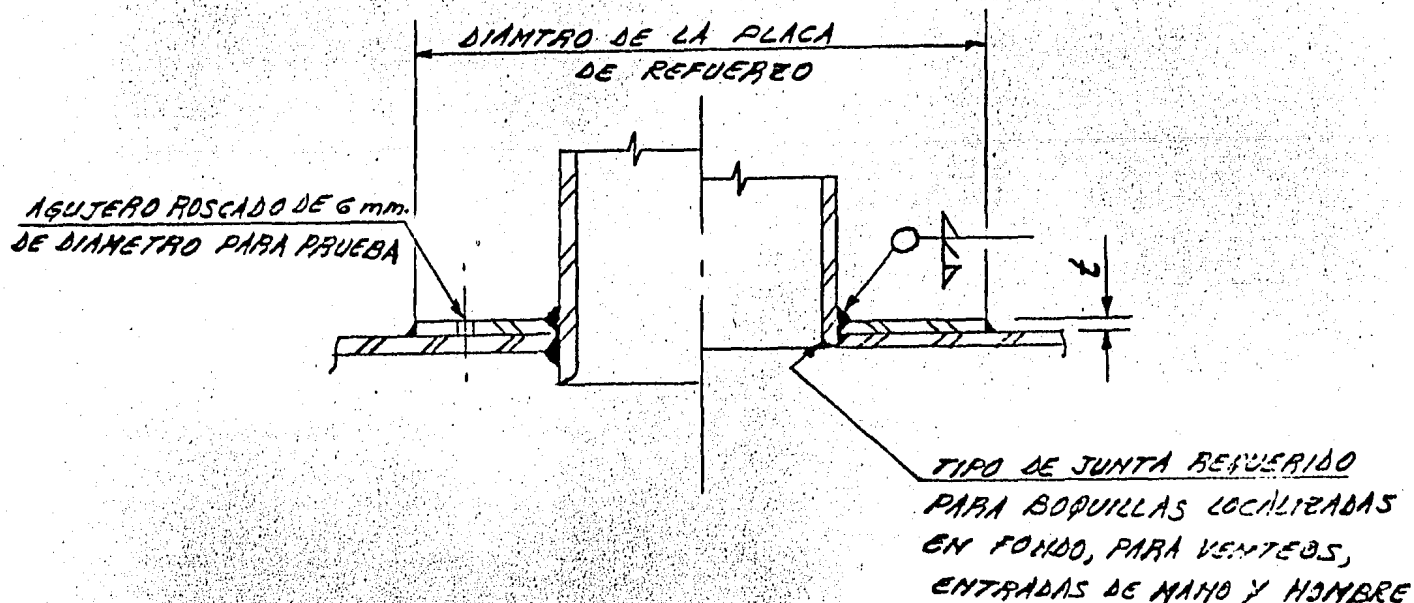
SOLDURA DE FILETE



DIMENSIONES EN PULGS.

DIAM. ANCLA	A	B	C	D	E	F	G
1	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1/2	3/4	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
1 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	3	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1/2	3/4	1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>
1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2	3	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1/2	1	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>
1 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	4	3	5/8	1	1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>
1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	4	3	5/8	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	2
1 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	4	3	5/8	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>
1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	5	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3/4	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>
1 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	5	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3/4	1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>
2	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	5	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3/4	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
2 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3	6	4	1	1 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>
2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	6	4	1	2	2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3
2 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	7	5	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3	3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>
3	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	7	5	1 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>

FIG. 25. DIMENSIONES DE LOS CARTABONES



DIAMETRO NOMINAL DE LA BOQUILLA	DIAMETRO DE LA PLACA DE REFUERZO	
	E= EFICIENCIA DE JUNTAS	
	85%	100%
76	130	152
102	172	200
152	257	302
203	337	397
254	422	499
305	502	594
356	514	600
406	597	694
457	680	791
508	762	889
559	845	984
610	927	1080
762	1143	1346
1016	1524	1798
1067	1626	1905

NOTAS:

- 1.- EL MATERIAL DEL REFUERZO ES DE A-515 GR. 70
- 2.- LOS REFUERZOS ESTAN CALCULADOS PARA 10.5 kg/cm<sup>2</sup> DE PRESION MAXIMA EN EL INTERIOR DEL RECIPIENTE
- 3.- EL ESPESOR DEL REFUERZO  $t$  ES EL MISMO QUE EL CUERPO O TAPA
- 4.- TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN EN MILIMETROS

TABLA 10



## CAPITULO 4

### ACCESORIOS EXTERNOS

#### 4.1 ARREGLO DE LA ELEVACION Y ORIENTACION DE LAS BOQUILLAS DE LA TORRE.

Todos los recipientes de un proceso utilizan toberas o boquillas para la entrada de los fluidos y desagües en las salidas del recipiente; para su inspección necesitan accesos de hombre y registros de mano. Los cuellos de las boquillas se fabrican de tubo o placa y las conexiones generalmente son bridadas, aún cuando los códigos permiten el uso de conexiones soldadas y roscadas que por lo general se evitan por no ser prácticas para el mantenimiento o las posibles fugas.

La elevación de las boquillas depende del diseño general y las condiciones de operación de la torre; en cuanto a la orientación de las boquillas depende del arreglo general de los equipos que tengan conexiones con las mismas.

A continuación se indican las siguientes tablas y figuras de los dibujos para las boquillas de la torre:

- a) Tabla 11, en la cual se indica el número y las características de las boquillas. El tipo de brida a utilizar es de cuello soldable, con cara realzada (welding neck, raised face) y el rango está especificado en libras.
- b) Figuras 26 y 27, de los dibujos de la elevación y orientación de las boquillas de acuerdo con la marca especificada en la tabla de boquillas.
- c) Tabla 12, de los símbolos de soldadura de la sociedad americana de soldadura (A.W.S.)

## TABLA DE BOQUILLAS

MCA	CANT	DIAM	PROY. A EXT	BRIDA			CUELLO		SERVICIO	OBSERVACIONES
				TIPO	RANGO	MAT.	CED.	MAT.		
1	1	152	200	W.H.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	ENTRADA DE REFLUJO DE GASOLINO CIGRFO	
1A	1	152	200	W.H.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	BOQUILLA INTERNA N=1	
2	1	406	300	W.H.R.F.	150#	A-181-II	30	A-106-B	ENTRADA DE REFLUJO DE GASOLINO PASADO	
2A	1	406	300	W.H.R.F.	150#	A-181-II	30	A-106-B	BOQUILLA INTERNA N=2	
3A,B	2	1067	400	W.H.R.F.	175#	A-181-II	10 mm	A-515-70	ALIMENTACION DE RESIDUO PRIMARIO	MARCA TAYLOR FORCE
4	1	102	200	W.H.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	RETORNO DE ACEITE LAVADO	
4A	1	102	200	W.H.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	BOQUILLA INTERNA N=4	
5A, B,C	3	76	150	W.H.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	ENTRADA DE VAPOR	
6A,B	2	406	400	W.H.R.F.	150#	A-181-II	30	A-106-B	SALIDA A SISTEMA DE VACIO	
7A,B	2	357	300	W.H.R.F.	150#	A-181-II	40	A-106-B	SALIDA INFERIOR A B-300 AIR	
8	1	254	300	W.H.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	DESCARGA A B-100	
9	1	762	400	W.H.R.F.	175#	A-181-II	10 mm	A-515-70	DESCARGA A B-200	MARCA TAYLOR FORCE
10	1	51	150	W.H.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	VENTEO	
11A, B,C	3	51	150	W.H.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	LIMPA COMPENSADORA	
12	1	76	150	W.H.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	DRENATE	

TABLA II

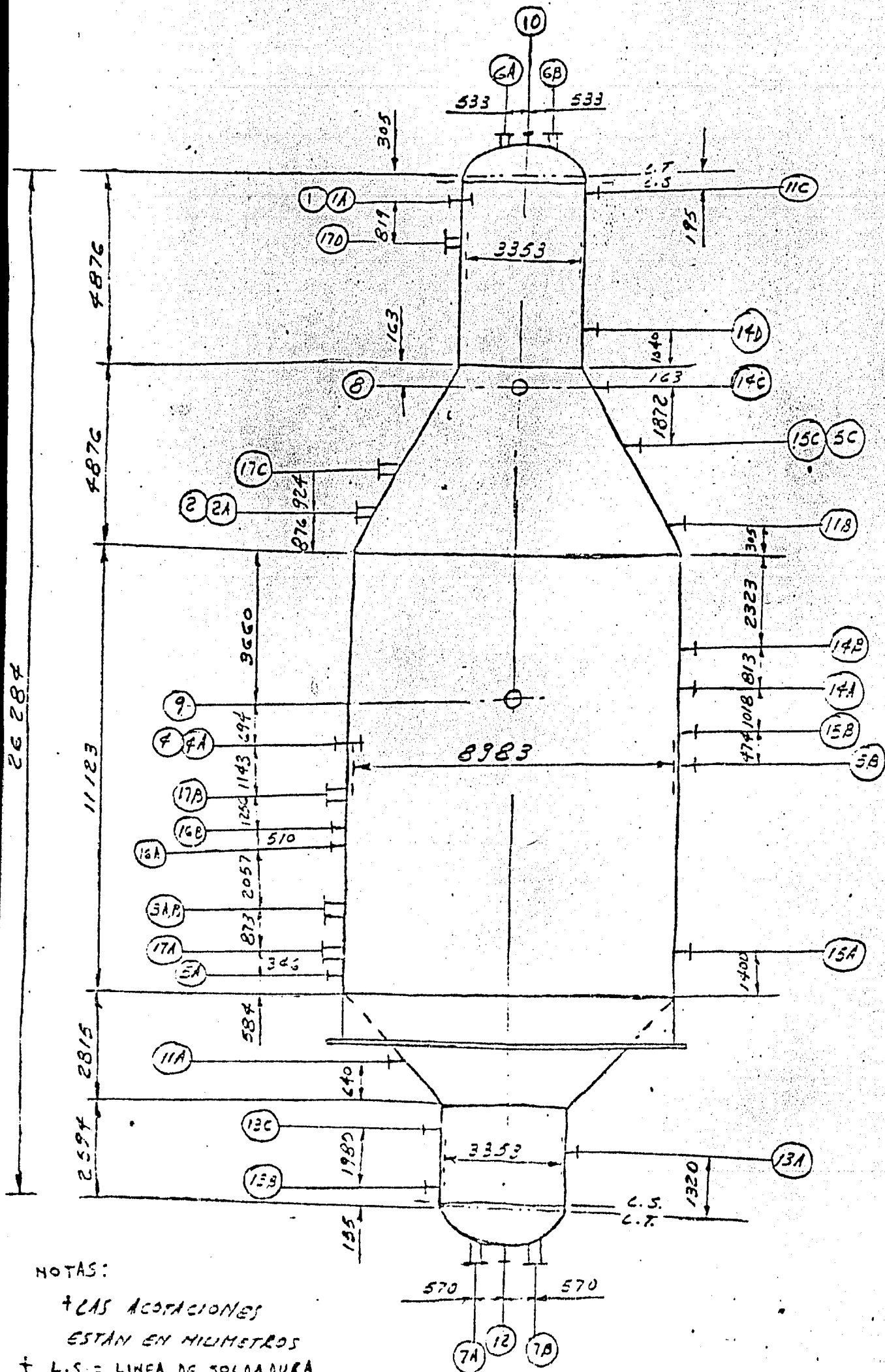
TABLA DE BOQUILLAS (CONT.)

MCA	CANT	DIAM	PROY. A EXT	BRIDA			CUELLO		SERVICIO	OBSERVACIONES
				TIPO	RANGO	MAT.	CED.	MAT.		
13A R.C	3	76	150	W.N.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	CONTROL DE NIVEL	
14 AND	4	38	150	W.N.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	CONTROL DE NIVEL	
15A R.C	3	38	150	W.N.R.F.	150#	A-181-III	80	A-106-B	TERMINOPOZO	
16A AND	2	38	150	W.N.R.F.	150#	A-181-II	80	A-106-B	INDICADOR DE NIVEL	
17 AND	4	762	400	W.N.R.F.	150#	A-181-II	20	A-106-B	ACCESO HOMBRE	

NOTAS:

- + LAS DIMENSIONES ESTAN DADAS EN MILIMETROS
- + LOS CUELLOS Y LAS BRIDAS DEBERAN LLEVAR RECUBRIMIENTO DE IGUAL MATERIAL DEL CUERPO DONDE VAN COLOCADAS

TABLA II (CONT.)



NOTAS:

+ LAS ACOTACIONES

ESTAN EN MILIMETROS

+ L.S. = LINEA DE SOLDADURA

+ L.T. = LINEA DE TANGENCIA

FIG. 26 ELEVACION DE BOQUILLAS

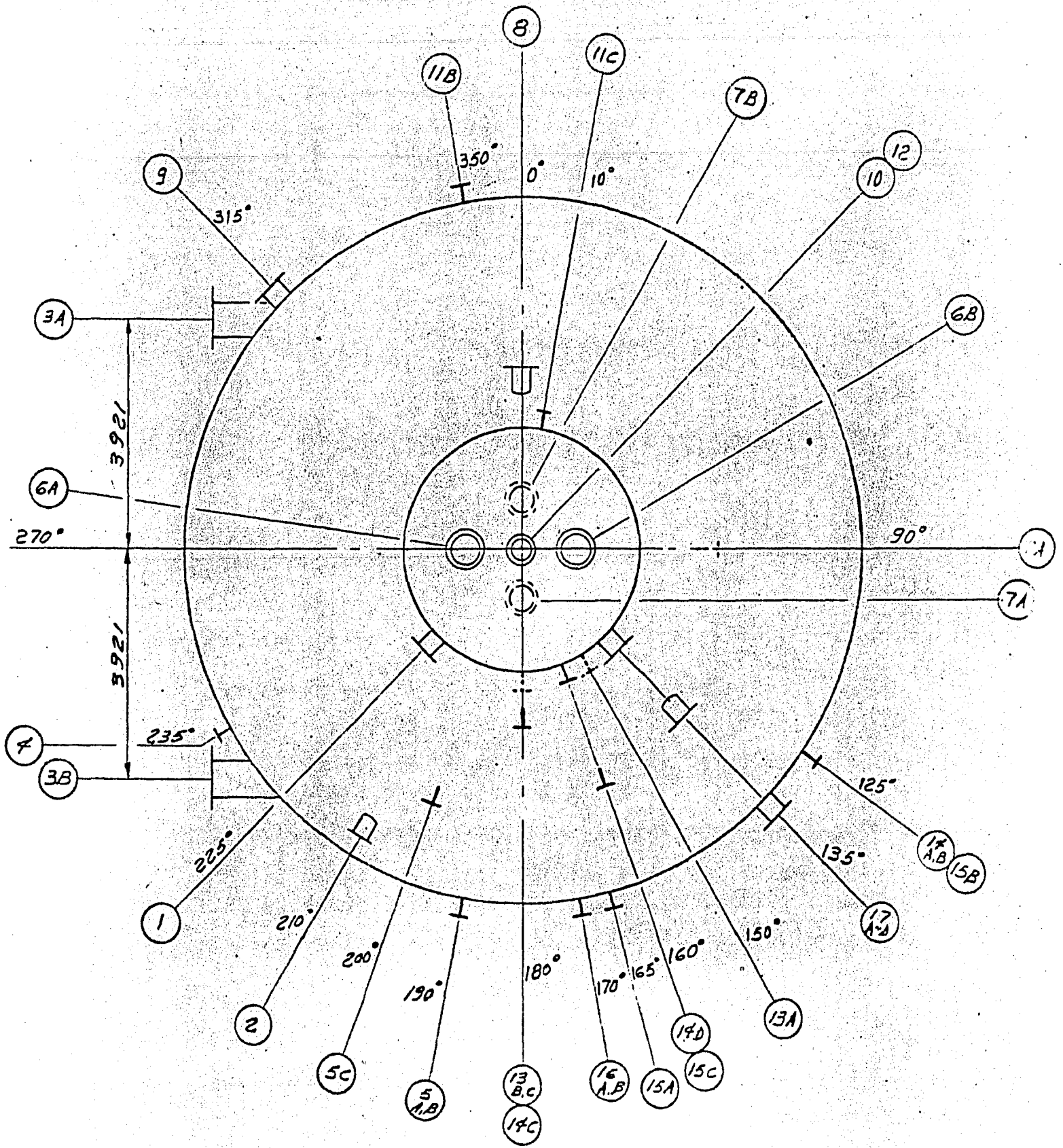


FIG. 27 ORIENTACION DE BOQUILLAS

SÍMBOLOS PARA LA SOLDADURA

Símbolos normalizados de soldadura autógena y al arco - 8

	<p>La profundidad total de soldaduras en V y en bisel se supone igual al grueso de la parte soldada cuando no se indica la dimensión de profundidad. Se da la profundidad cuando la de la soldadura es menor que el grueso de las piezas que se soldan. Primer diagrama: soldadura en V de <math>\frac{3}{8}</math>" de profundidad. Segundo diagrama: soldadura en ranura a bisel de <math>\frac{3}{8}</math>" de profundidad por ambas caras.</p>
	<p>La indicación de la abertura o separación en el vértice de la V o de la ranura en bisel se hace en el interior del símbolo cuando es necesario. Si el ángulo incluido de la ranura no es el normalizado y debe especificarse, colóquese como se indica. Primer diagrama: soldadura en V con separación en el vértice de <math>\frac{1}{16}</math>". Segundo diagrama: soldadura en ranura de bisel a <math>40^\circ</math>, sin separación en el vértice.</p>
	<p>Para mostrar el tamaño de la soldadura endentada, se da la abertura de la ranura y su longitud. (Estas dimensiones son iguales para soldaduras endentadas que son de forma cónica.) Diagrama primero: soldadura de saliente de <math>\frac{1}{8}</math>". Diagrama segundo: soldadura de hueco de <math>\frac{1}{8}</math>" y 4" de longitud. (La soldadura de hueco es cuadrilonga con costados inclinados y extremos redondeados.)</p>
	<p>La distancia de centro a centro de la soldadura endentada se representa por la última cantidad de la derecha. Diagrama primero: soldadura de saliente de <math>\frac{1}{8}</math>" con distancia de 4" de centro a centro. Segundo diagrama: soldadura endentada de <math>\frac{1}{8}</math>" de largo y distancia de 10".</p>
	<p>Para las soldaduras en U y en J que tienen las proporciones normales pero penetración incompleta, indíquese el tamaño o profundidad de la ranura simple antes de soldar. Primer diagrama: soldadura en U de <math>\frac{1}{2}</math>". Segundo diagrama: soldaduras en J de <math>\frac{1}{4}</math>" en ambos lados.</p>
	<p>Si la forma de la sección recta de la soldadura se indica en el plano, el tamaño de la soldadura puede darse sin el símbolo básico de soldadura. Primer diagrama: soldadura a filete de <math>\frac{1}{2}</math>". Segundo diagrama: soldadura en U de <math>\frac{1}{4}</math>".</p>

SÍMBOLOS PARA LA SOLDADURA

Normas más importantes para el dibujo de soldaduras  
DIN 1911 y 1912 abreviadas

Definición	Representación a escala	Símbolo
Soldadura de rebordes		
Soldaduras en V	Soldadura en I	
	Soldadura en V	
	Soldadura en X	
Soldaduras de salpado	Soldadura continua convexa	
	Soldadura continua plana	
	Soldadura continua cóncava	
Soldaduras de salpado	Soldadura discontinua convexa	
	Soldadura discontinua plana	
	Soldadura convexa, en zig-zag	

TABLA 12



**SÍMBOLOS PARA LA SOLDADURA**

*Símbolos normalizados de soldadura autógena y al arco - 1*

Los símbolos de soldadura siguientes son una normalización de la American Welding Society. La unión de la soldadura es la base de la referencia. Un símbolo completo de soldadura consiste en una flecha unida a una línea de referencia, en uno o ambos lados de la cual se pondrá el símbolo o símbolos básicos y las cifras dimensionales, indicando el tipo y el tamaño de la soldadura. La colocación de todos los símbolos y cifras, con relación a la línea de referencia, está normalizada como se muestra por los ejemplos siguientes. La flecha señala la unión o el elemento que ha de tenerse en cuenta cuando la ranura es o lo es en una parte. Hay siempre un lado de la flecha o acerca de la unión, donde la flecha señala, y otro opuesto o lejano.

Símbolos que indican el tipo de soldadura

Recubrimiento	Fillete	Ranura cuadrada	Ranura en V	Ranura de bisel	Ranura en U	Ranura en J	Soldadura en dentada	Soldadura perpendicular	Soldadura alrededor	Al ras (a nivel)

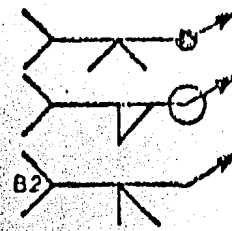
**COLOCACIÓN DEL SÍMBOLO INDICANDO EL TIPO DE SOLDADURA**

	El símbolo que muestra el tipo de soldadura se coloca siempre a lo largo de la línea de referencia, en el área indicada por líneas de trazos.
	Si el símbolo de soldadura tiene un lado o línea que es perpendicular a la línea de referencia, dibújese siempre el símbolo con esta línea a mano izquierda como para soldadura de fillete (diagrama primero), para soldadura en ranura de bisel (diagrama segundo) y para soldadura en J (diagrama tercero).
	Cuando la soldadura tiene la unión por el lado cercano del observador, se coloca el símbolo en el lado cercano de la línea de referencia, o sea, debajo en una línea de referencia horizontal (diagrama primero). Para el lado lejano se coloca sobre la línea de referencia horizontal (diagrama segundo). Para soldadura en los dos lados, el símbolo también en los dos lados (diagrama tercero).
	Si las uniones tienen más de un tipo de soldadura, indíquese el símbolo de cada tipo. El primer diagrama indica una soldadura en V en un lado y de recubrimiento en el otro. Muéstrase el lado donde se suelda por ranura cuadrada colocando los símbolos de recubrimiento o en ras. Segundo diagrama: Ranura cuadrada con recubrimiento por el lado cercano. Tercer diagrama: Ranura cuadrada con soldadura al ras por ambos lados.

**SÍMBOLOS PARA LA SOLDADURA**

*Símbolos normalizados de soldadura autógena y al arco - 2*

**COLOCACIÓN DE SÍMBOLOS PARA INSTRUCCIONES GENERALES**



Un círculo negro es el símbolo que indica usualmente trabajo hecho perpendicularmente. El diagrama señala la colocación normalizada del símbolo negro. Una circunferencia significa soldadura toda alrededor. El diagrama indica la colocación normalizada de la circunferencia. El símbolo de referencia de la representación se coloca dentro de la cola de la flecha para identificar el metal de aportación, etc., o cualquier especificación que pueda usarse en el plano. La cola de la flecha puede omitirse de no haber símbolo de referencia.

**MÉTODOS PARA INDICAR LAS DIMENSIONES DE LA SOLDADURA**

Para lectura por la derecha del plano

	El tamaño se indica a la izquierda del símbolo. Primer diagrama: soldadura a filete de 1/4". El tamaño se iguala a la longitud del lado, y la cara de la soldadura se supone de 45° a no ser que se especifique otro ángulo. Segundo diagrama: soldadura de recubrimiento de 1/4" cuando se reconstruye o refuerza superficies (el tamaño es la altura mínima del recubrimiento). Tercer diagrama: la marca O indica que la altura mínima no se especifica.
	Cuando se suelda igual por los dos caras de la unión, se indica el tamaño de la soldadura en un lado solamente. Primer diagrama: soldadura de fillete de 1/8" en las dos caras. Segundo diagrama: soldadura en V de 1/2" por las dos caras.
	Si la soldadura no es igual por los dos caras, se indica el tamaño de cada cara. Diagrama: soldadura en V de 1/8" en el lado cercano del observador, y en 3/8" en el lado lejano.
	La longitud de la soldadura se indica a la derecha del símbolo. El diagrama muestra una soldadura a filete de 1/4" y de 2" de longitud.
	Para soldadura discontinua, la última cifra de la derecha indica las distancias entre centros de los toques de soldadura. Primer diagrama: soldadura a filete de 1/8", toques de 2" a 5" entre centros de los toques. Segundo diagrama (los símbolos de soldadura están alternativamente opuestos para demostrar que los toques de soldadura no son opuestos uno a otro, sino que se alternan a uno y otro lado del trabajo): dos soldaduras a filete de 1/8", alternativamente se opusieron, con toques de 2" y 5" al toque a la que.

d) Figuras 26 y 27, de los detalles de soldadura para las boquillas y las juntas longitudinal y circunferencial, respectivamente.

#### 4.2 SELECCION Y LOCALIZACION DE ESCALERAS Y PLATAFORMAS PARA LA TORRE.

Para la instalación de las partes internas, lectura de los instrumentos locales y el mantenimiento general de la torre se requiere de escaleras y plataformas; en cuanto a las dimensiones y los requerimientos de las mismas (tipo de rejilla, soportes, barandal, escalones, etc.) los proporciona el departamento de ingeniería civil, además dicho departamento proporciona las dimensiones y el número de grapas requeridas que se solicita al fabricante de la torre para la instalación.

A continuación se encuentran los siguientes dibujos:

- a) Figura 30, dimensiones de las grapas para las escaleras.
- b) Figura 31, dimensiones de las grapas para las plataformas.
- c) Figura 32, elevación de las grapas para escaleras y plataformas en el cuerpo de la torre.
- d) Orientación de las grapas para escaleras y plataformas de acuerdo con la sección indicada en la elevación de las mismas. Ver figuras de la 33 a la 36.

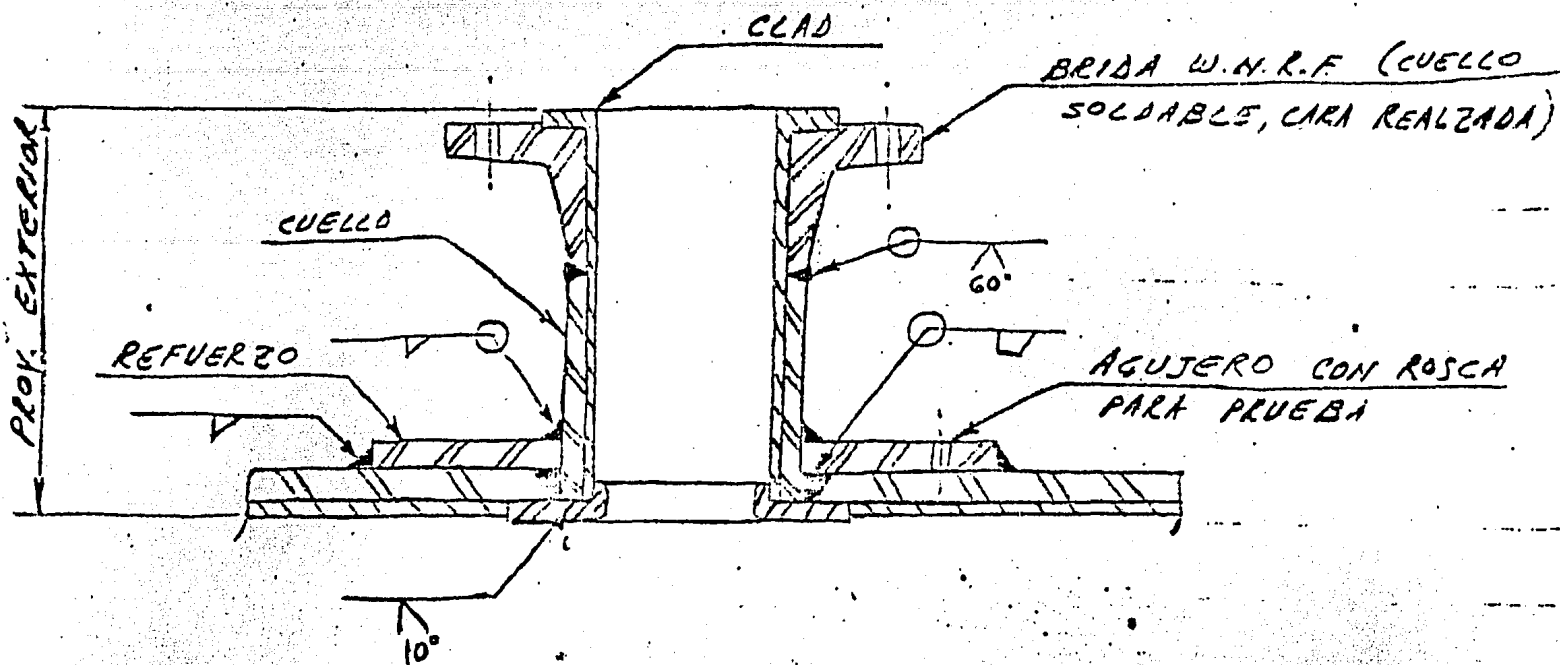


FIG.28 DETALLE DE SOLDADURA PARA BOQUILLAS

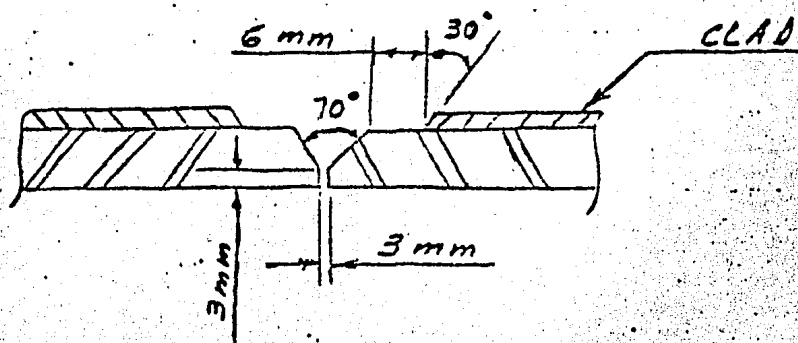
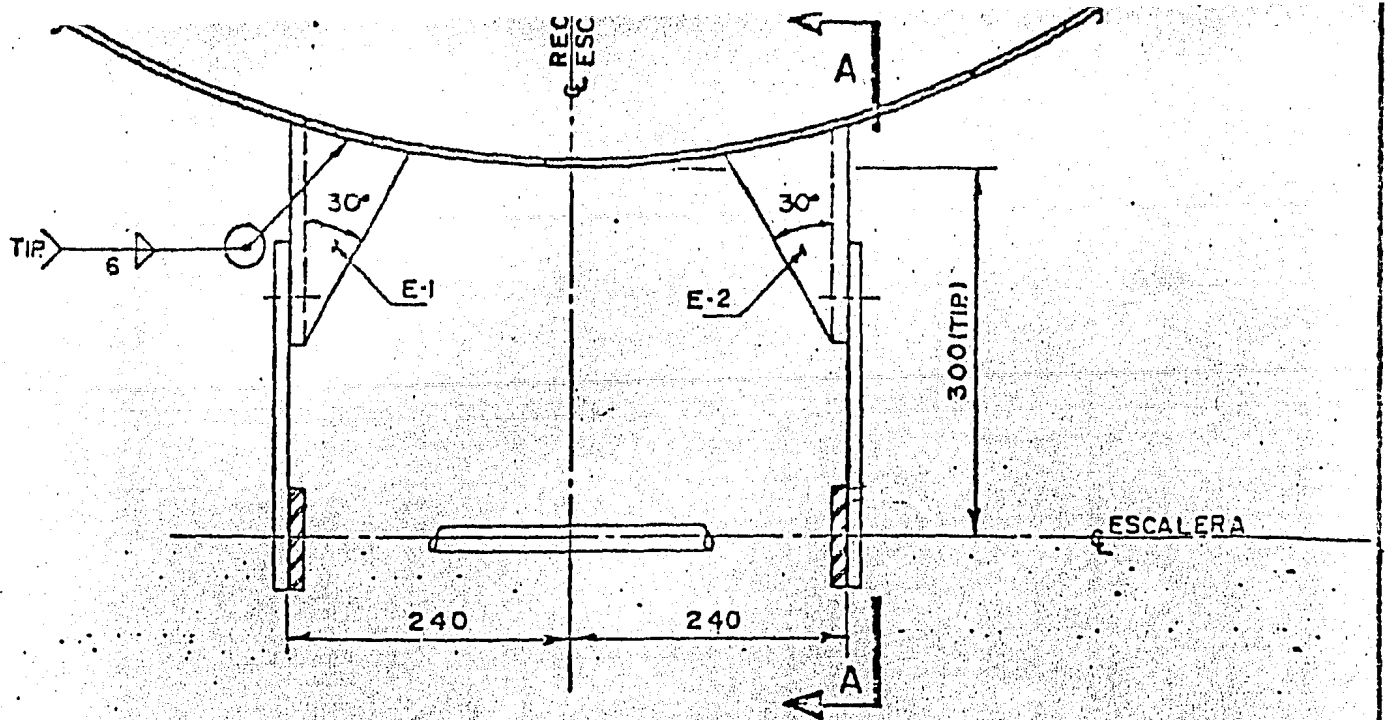
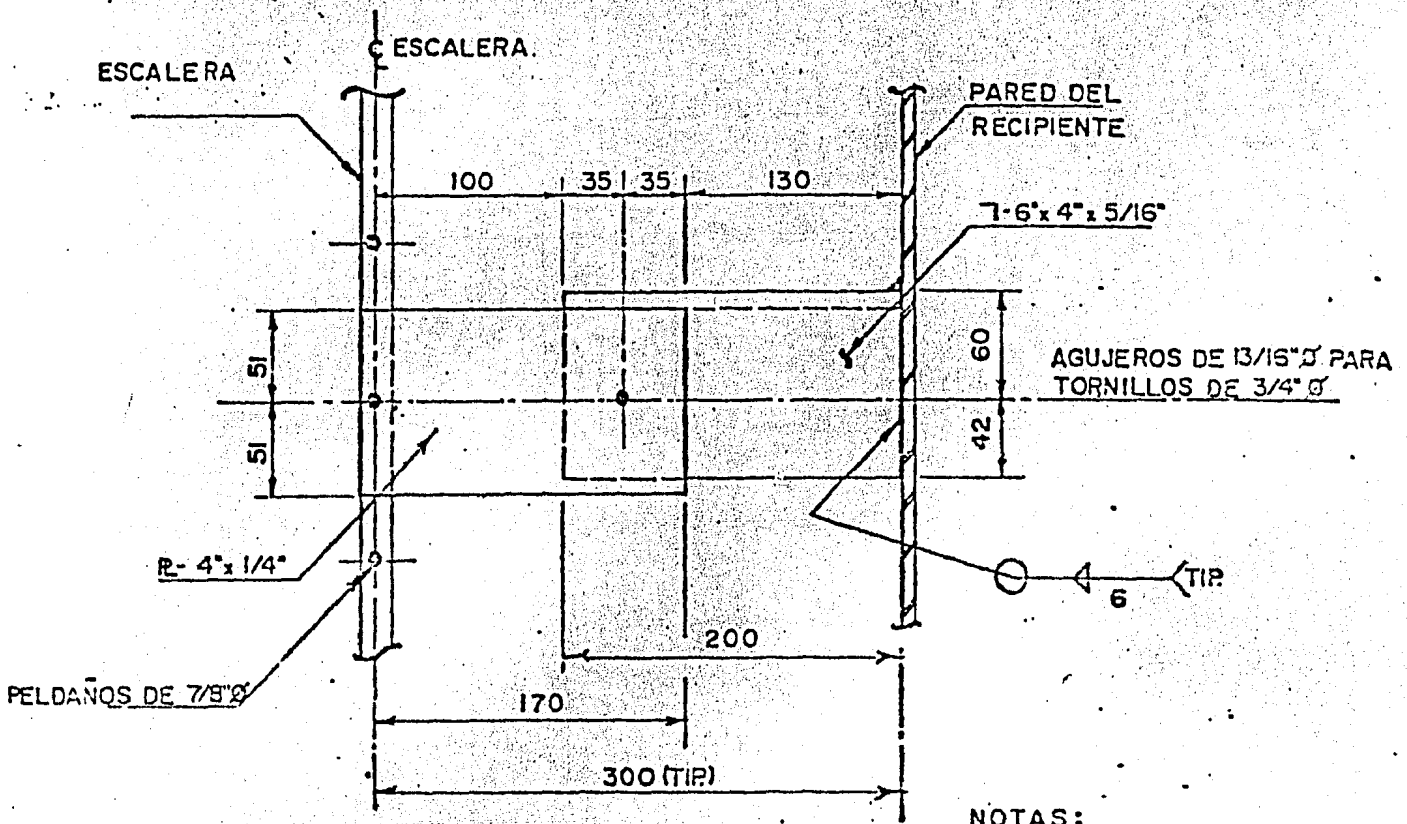


FIG.29 DETALLE DE JUNTAS LONGITUDINAL  
Y CIRCUNFERENCIAL



PLANTA

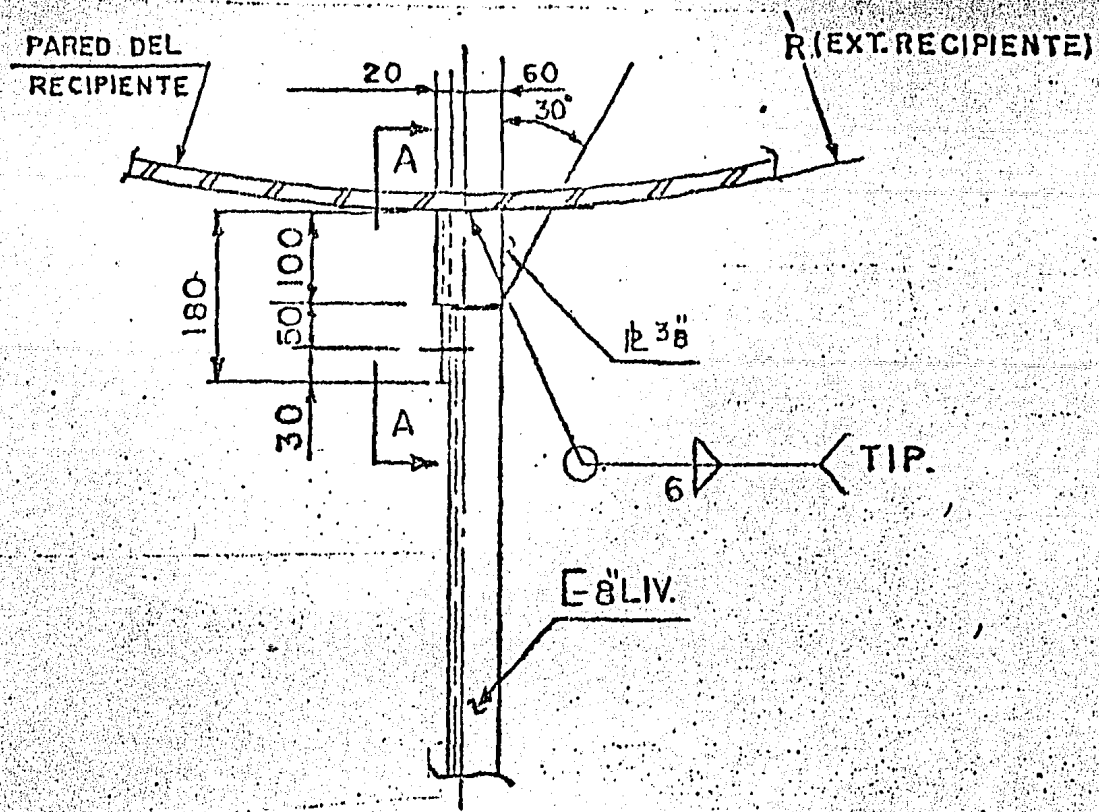


SECCION A-A

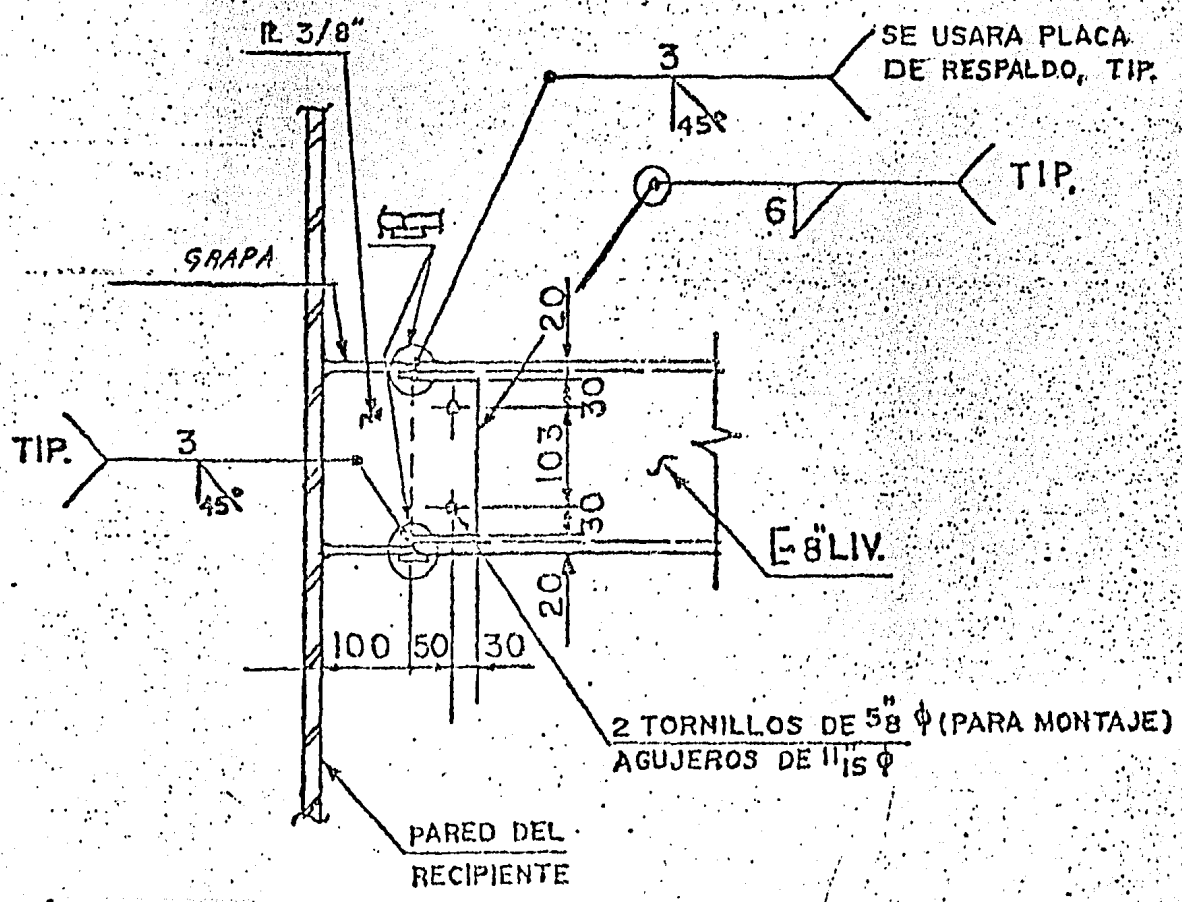
NOTAS:

- + TODAS LAS ACOTACIONES ESTAN DADAS EN MILIMETROS.
- + LOS ANGULOS, PLACAS Y BARRAS ESTAN DADOS EN PULGADAS.

FIG. 30 GRAPAS PARA ESCALERAS



PLANTA DETALLE - I



SECCION A-A

Fig. 31 GRAPA PARA PLATAFORMAS

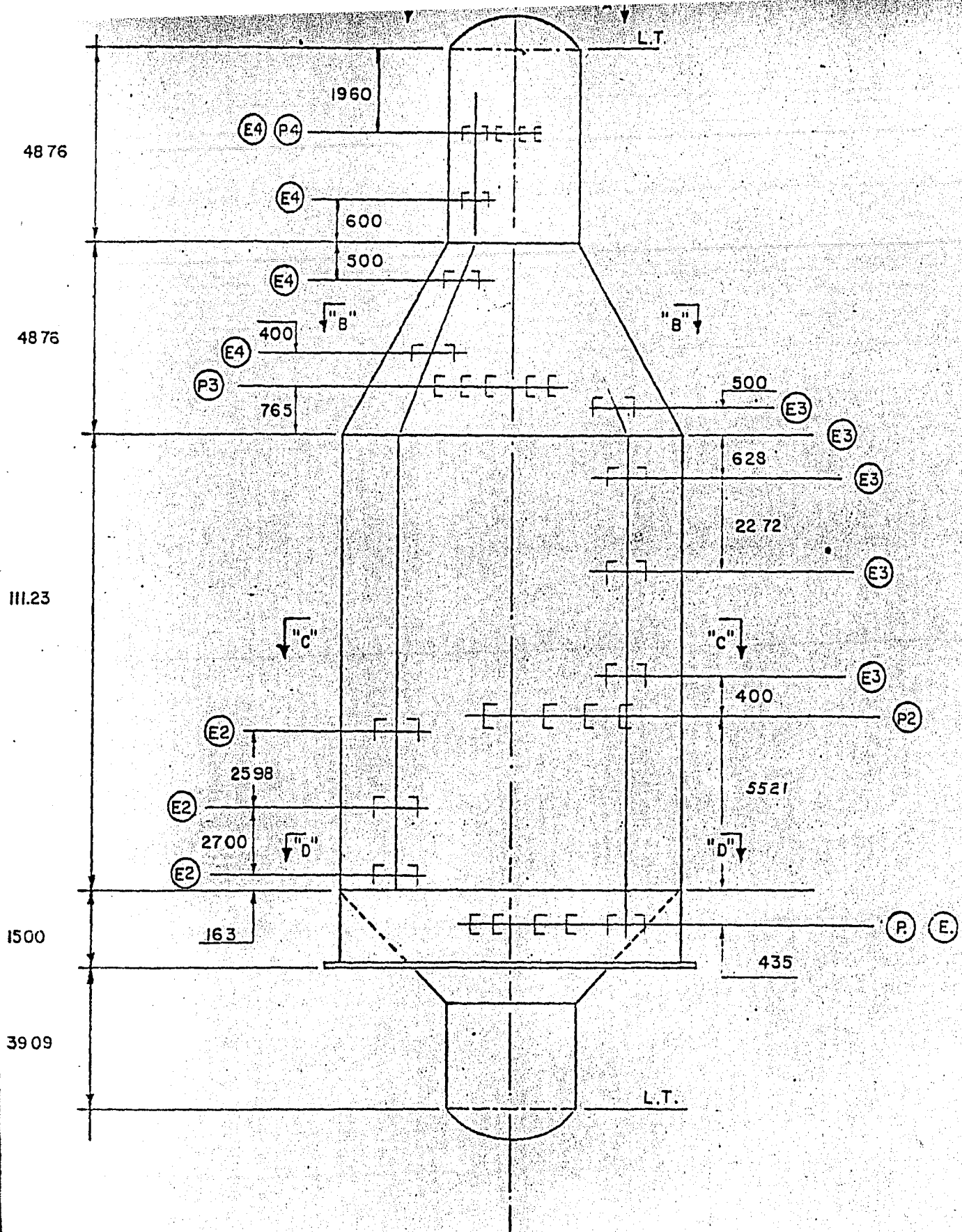
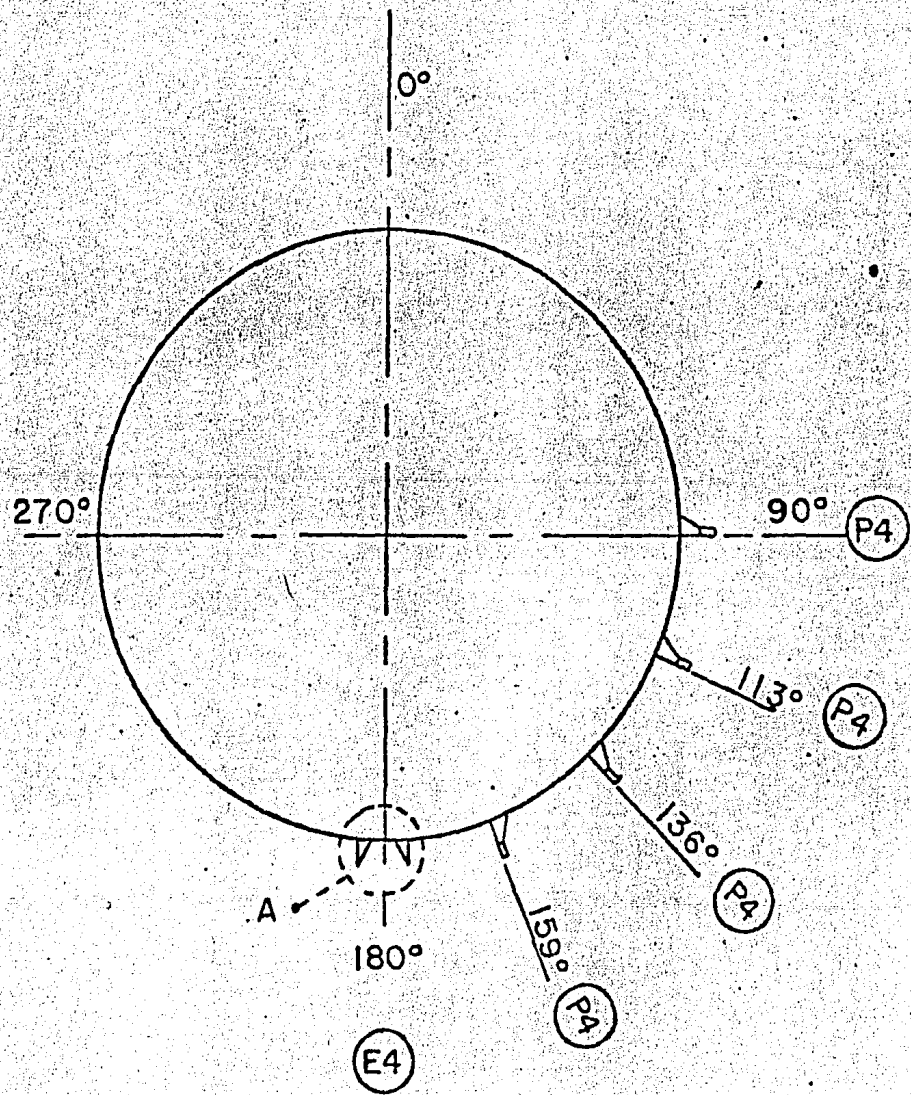


Fig. 32 ELEVACION DE GRAPAS PARA ESCALERAS Y PLATAFORMAS

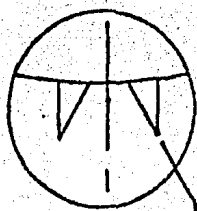
OTA:

- + ACOTACIONES EN MILIMETROS
- + E, 2, 3, 4, = GRAPAS PARA ESCALERAS
- + P, 2, 3, 4 = GRAPAS PARA PLATAFORMAS
- + L.T. = LINEA DE TANGENCIA





DET. "A"



ESCALERA

(2) 30°

FIG.33 SECCION "A-A"

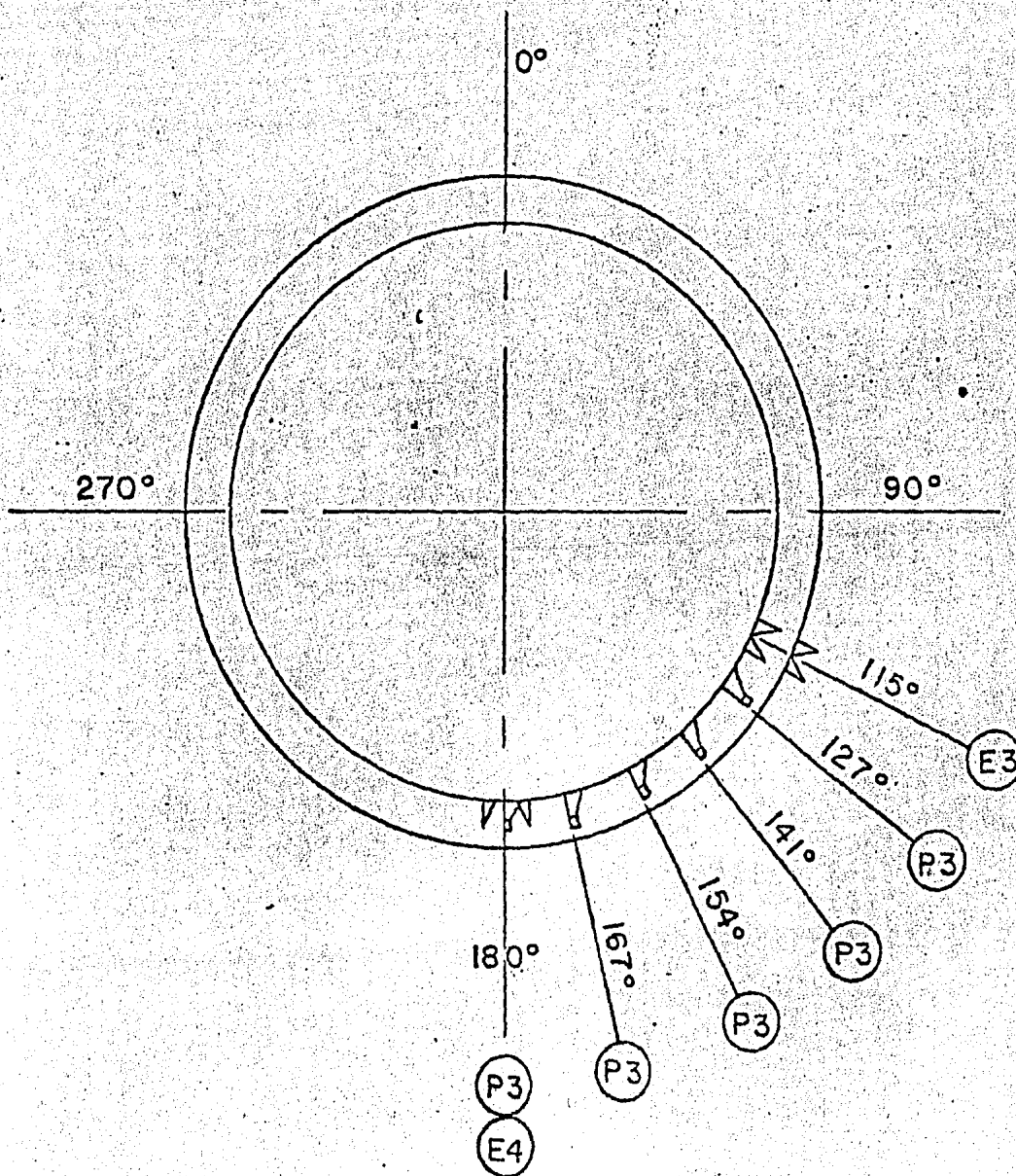


FIG. 3A SECCION "B-B"

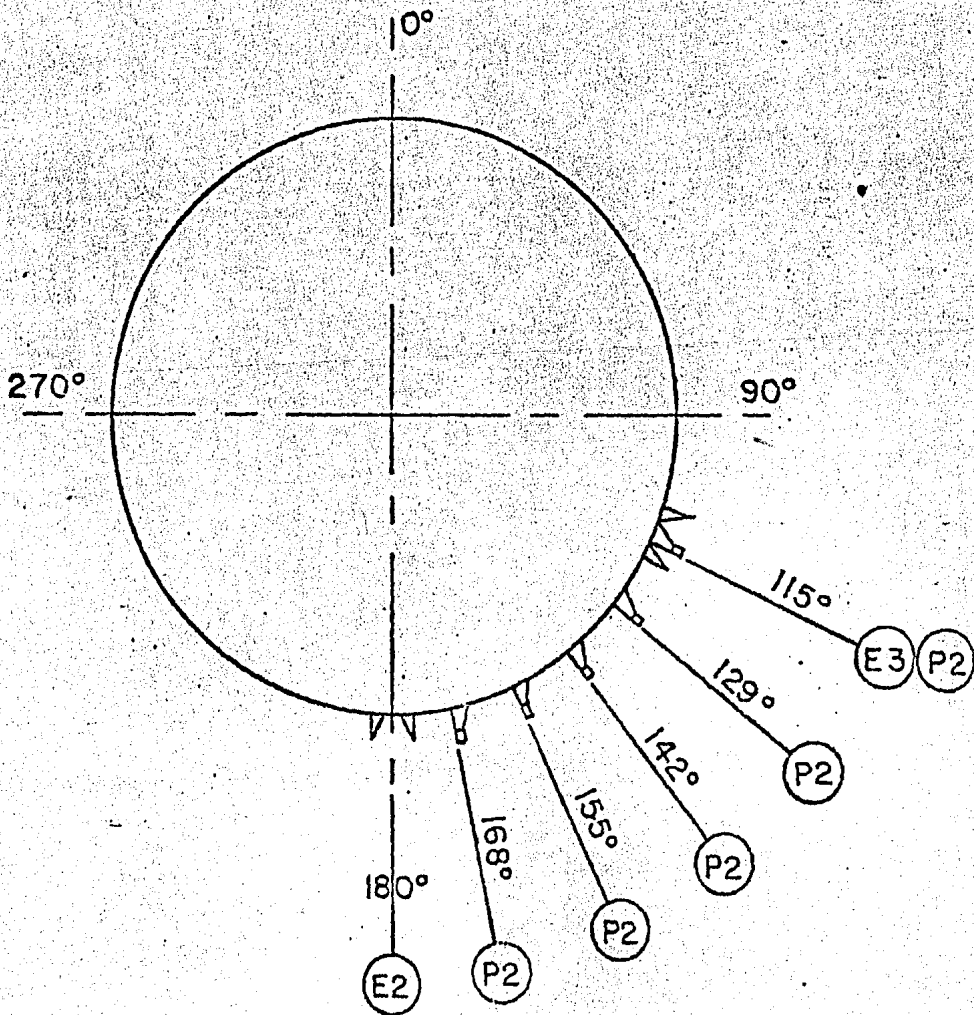


FIG. 35 SECCION "C-C"

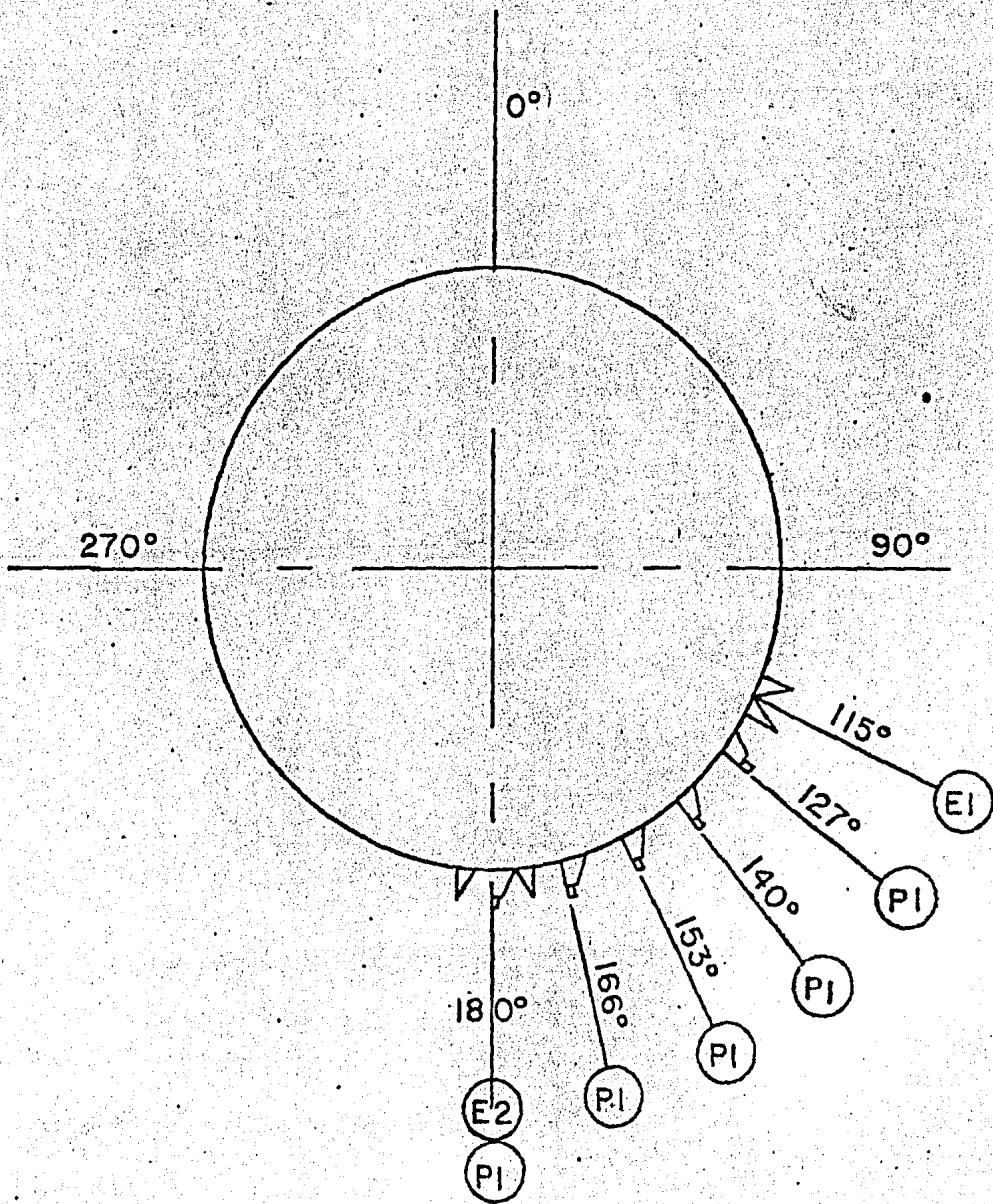


FIG. 36 SECCION "D-D"

## CAPITULO 5

### RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES

El diseño de los recipientes a presión comienza por el análisis de la hoja de datos que recibe el departamento de recipientes, ya que en algunas ocasiones, la persona que elabora dicha hoja no tiene la suficiente experiencia y hay errores al elaborarla; además, el diseñador de recipientes debe pedir una explicación del funcionamiento del recipiente en estudio, con el fin de poder detectar si hay cargas que deban intervenir en los cálculos, ya que algunas veces llevan un equipo sujeto al recipiente (generalmente un cambiador de calor en el cuerpo de las torres) que no se especifica en la hoja de datos.

Las cargas que intervienen en los cálculos para la selección de los espesores de la torre son las siguientes: presiones externa e interna, sismo y viento. De acuerdo con los procedimientos de cálculo efectuados en el capítulo 3, los esfuerzos originados debido a la presión externa son los que determinan la selección de los espesores nominales para las secciones de la torre; por consiguiente, el espesor seleccionado además de resistir los esfuerzos por la presión externa, resiste los esfuerzos que puedan originarse debido al viento o al sismo.

En la fig. 37 se indica el diagrama simplificado para la obtención de los espesores nominales de las secciones del cuerpo de la torre y en la fig. 38 se indica el procedimiento de cálculo simplificado, para obtener los espesores nominales debido a la carga por presión externa, de acuerdo con lo que especifica el código A.S.M.E., sección VIII, div. 1.

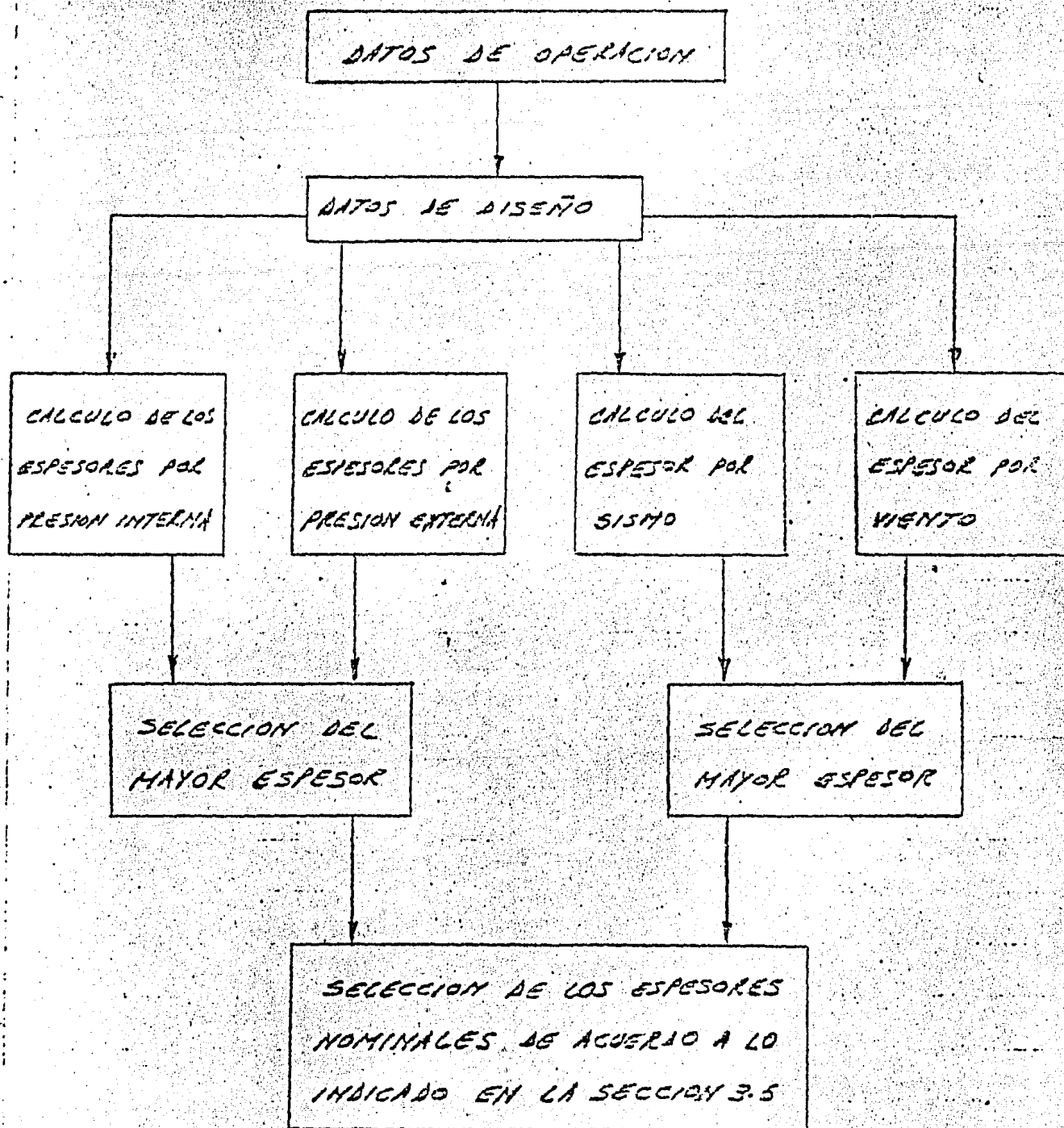


FIG.37 DIAGRAMA SIMPLIFICADO PARA LA OBTENCION DE LOS ESPESORES DE LA TORRE.



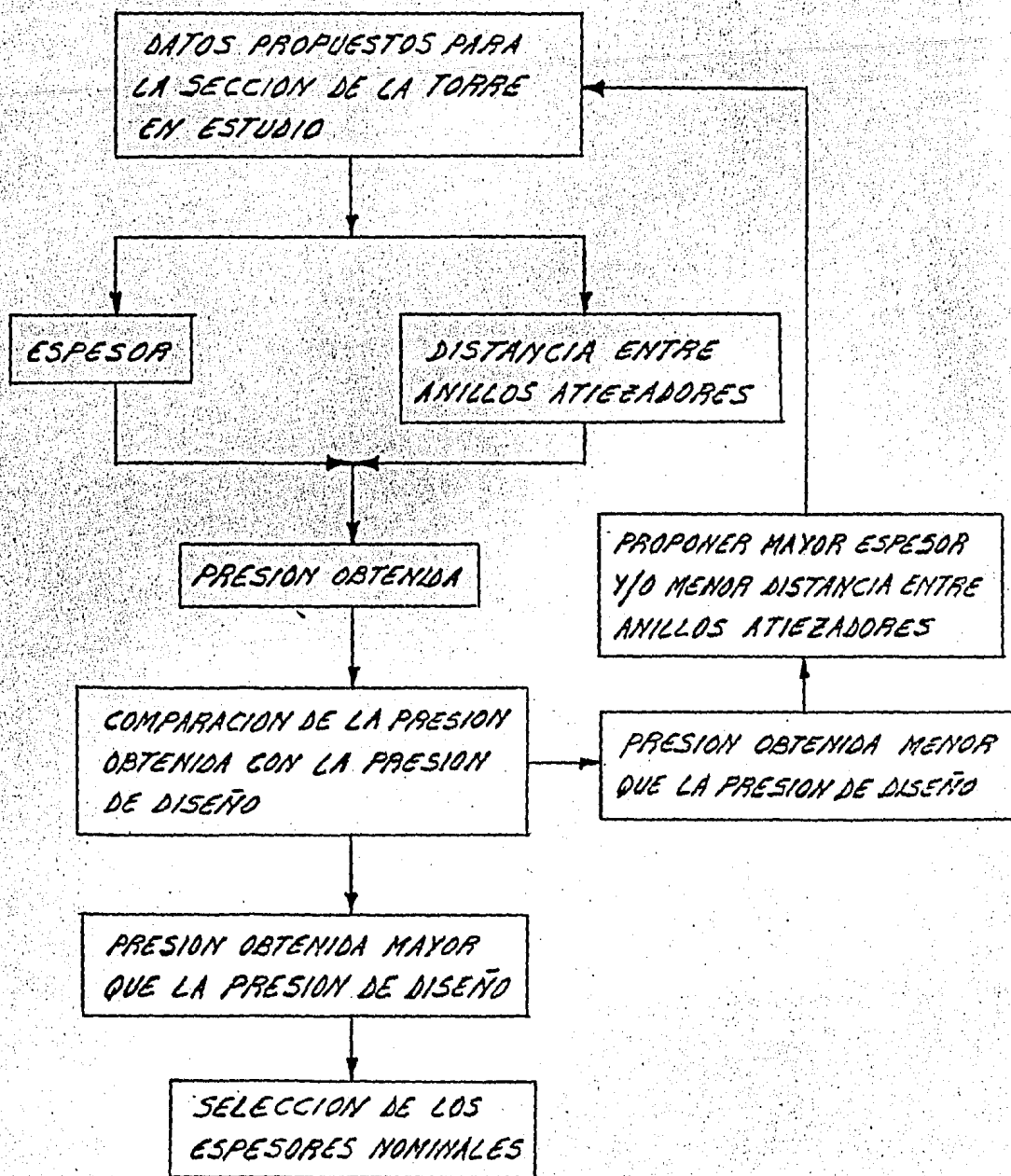


FIG.38 DIAGRAMA SIMPLIFICADO PARA OBTENER LOS ESPESORES NOMINALES DEBIDO A LA CARGA POR PRESION EXTERNA.

Por lo descrito en los capítulos segundo y tercero, se puede concluir que, se deben tener los conceptos claros además de un criterio bien definido para establecer las bases de diseño y poder desarrollar las secuencias de cálculo indicadas en estos capítulos; esto se logra mediante la práctica en el desarrollo de los cálculos para diferentes configuraciones y condiciones de operación en recipientes a presión. Para las personas que se inician en el diseño de recipientes a presión, es recomendable que se auxilien de una persona que tenga experiencia.

El código A.S.M.E. permite que algún accesorio ( Por ejemplo, boquillas, grapas para las plataformas y las escaleras) quede sobre un cordón de soldadura con que se forma el cuerpo de la torre en la fabricación; por lo general se recomienda que se evite; además se debe de tener cuidado de que dichos accesorios no se traslapen entre sí o con los anillos atezadores.

De acuerdo con lo que se ha planteado a través de este trabajo, la presentación ordenada de diversos conceptos, fórmulas y secuencias de cálculo permite establecer las bases para el diseño de torres de destilación al vacío y otros recipientes a presión de características similares.

## BIBLIOGRAFIA

10. Código A.S.M.E., sección VIII, división, 1, New York, N. Y., 1980
20. Normas A.S.T.M., Philadelphia, 1977
30. Buthod P., Megyesy E. F., Pressure Vessel Handbook, 5a. Publishing Inc., Tulsa, Ok., 1981
40. Brownell LL. E., Young E. H., Process Equipment Design, John Wiley & Son, Inc., New York, N. Y., 1959
50. Ludwig E. E., Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants, Gulf Publishing Company, Houston, Texas, 1964
60. Schubert P. B., Moltrecht K. H., Riffel H. H., Machinery's Handbook, 21a., Industrial Press Inc., New York, N. Y., 1980
70. Manual de la Técnica Mecánica, Labor, España, 1975

## APENDICE "A"

Las especificaciones de los materiales mencionados a continuación están de acuerdo con la sección II del código A.S.M.E.. Como una nota aclaratoria mencionaremos que las especificaciones, requerimientos y pruebas de los materiales que se indican en el código A.S.M.E., están de acuerdo con las normas del A.S.T.M., de común acuerdo entre las dos instituciones, únicamente a la especificación del material en el código A.S.M.E., se le antepone una "S"; así por ejemplo:

Especificación A.S.T.M.; A-515

Especificación A.S.M.E.: SA-515

La composición y la elongación de los materiales se indica en porcentaje y la nomenclatura para esta sección es la siguiente:

Ksi: Miles de libras por pulgada cuadrada

MPa: Miles de kilopascales

Min: mínimo

Max: máximo

Diam: diámetro

" : Pulgadas

### SA-36

La especificación es, material de acero al carbón de calidad estructural; se fabrica en placas, perfiles y barras estructurales para uso en pernos, tuercas, remaches, etc., para construcciones soldadas en puentes y edificios.

REQUERIMIENTOS QUIMICOS PARA PLACAS

ELEMENTO	COMPOSICION									
	Hasta 3"/4 inclusive		Arriba de 3"/4 a 1 1/2 inclusive		Arriba de 1 1/2" a 2 1/2" inclusive		Arriba de 2 1/2" a 4" inclusive		Arriba de 4" inclusive	
ANALISIS	Horneada	Comprobación	Horneada	Comprobación	Horneada	Comprobación	Horneada	Comprobación	Horneada	Comprobación
Carbón, Max.	0.25	0.29	0.25	0.29	0.26	0.30	0.27	0.31	0.29	0.33
Manganeso	-	-	0.80-1.20	0.75-1.25	0.80-1.20	0.75-1.25	0.85-1.20	0.80-1.25	0.85-1.25	0.80-1.25
Fósforo Max.	0.04	0.05	0.04	0.05	0.04	0.05	0.04	0.05	0.04	0.05
Azufre, Max.	0.05	0.063	0.05	0.063	0.05	0.063	0.05	0.063	0.05	0.063
Silicio	-	-	-	-	0.15-0.30	0.13-0.33	0.15-0.30	0.15-0.33	0.15-0.30	0.15-0.33
Cobre, Min.										
Cuando se especifica acero al cobre	0.20	0.18	0.20	0.18	0.20	0.18	0.20	0.18	0.20	0.18

PROPIEDADES MECANICAS  
PARA PLACAS, PERFILES Y BARRAS

Resistencia a la tensión, en Ksi 58-80  
Resistencia al punto de cedencia, en Ksi 36

PARA PLACAS Y BARRAS:

Elongación en 8", Min. 20%  
Elongación en 2", Min. 23%

SA-106

La especificación normal del material es para tubería sin costura de acero al carbón para alta temperatura de servicio.

REQUERIMIENTOS QUIMICOS DEL GRADO B.

ELEMENTO	COMPOSICION
Carbón, Max.	0.30
Manganeso	0.29-1.06
Fósforo, Max.	0.048
Azufre, Max.	0.058
Silicio, Min.	0:10

PROPIEDADES MECANICAS DEL GRADO B

Resistencia a la tensión, Min., Ksi (MPa) 60(414)  
Resistencia a la cedencia, Min., Ksi (MPa) 35(241)  
Elongación en 2"                      Longitudinal      Transversal  
Elongación mínima para espesores. 30%      16.5%  
de pared de 7.9 mm (5"/16.) y mayores



SB-127

La especificación de este material es no ferroso, aleación de níquel-cobre, se fabrica en placas, laminas y hojas.

REQUERIMIENTOS QUIMICOS

ELEMENTO	COMPOSICION
Níquel	63.0-70.0
Cobre	Resto
Hierro, Max.	2.5
Manganeso, Max.	1.25
Carbón, Max.	0.30
Silicio, Max.	0.50
Azufre, Max.	0.024

PROPIEDADES MECANICAS

Resistencia a la tensión, Min., en Ksi	70-85
Resistencia a la cedencia, Min., en Ksi	28
Elongación en 2", Min.	35%

SA-181

La especificación normal es, material forjado y rolado de acero para: bridas en conexiones de tubo, conexiones forjadas, válvulas y partes para servicio en general; se fabrica en : lingotes, placas, barras y bloques.

REQUERIMIENTOS QUIMICOS DEL GRADO II

ELEMENTO	COMPOSICION
Carbón, Max.	0.35
Manganeso, Max.	0.90
Fósforo, Max.	0.05
Silicio, Max.	0.35
Azufre, Max.	0.05

PROPIEDADES MECANICAS DEL GRADO II

Resistencia a la tensión, Min., Ksi (MPa)	70 (483)
Resistencia a la cedencia, Min., Ksi (MPa)	36 (248)
Elongación en 2", Min.	18%

SA-193

La especificación normal de este material es para pernos de aleaciones de acero y acero inoxidable para alta temperatura de servicio.

REQUERIMIENTOS QUIMICOS

ELEMENTO	COMPOSICION	
	GRADO B6	GRADO B7
Carbón	0.15 Max.	0.38-0.48
Manganeso	1.00 Max.	0.75-1.0
Fósforo	0.04 Max.	0.04 Max.
Azufre	0.03 Max.	0.04 Max.
Silicio	1.0 Max.	0.15-0.35
Cromo	11.50-13.50	0.80-1.10
Molibdeno	-	0.15-0.25

PROPIEDADES MECANICAS

	Resistencia a la tensión, Min., Ksi (MPa)	Resistencia a la cedencia, Min., Ksi (MPa)	Elongación en 2", Min.
Clase B6			
hasta 4" de Diam.	110(758)	85(586)	15%
Clase B7			
hasta 2 1/2" de Diam.	125(862)	105(724)	16%
Arriba de 2 1/2" de Diam. hasta 4"	115(793)	95(655)	16%
Arriba de 4" de Diam. hasta 7"	100(689)	75(517)	18%

## SA-194

La especificación normal del material es para tuercas para pernos de acero al carbón y aleaciones de acero para alta presión y temperatura de servicio.

## REQUERIMIENTOS QUIMICOS

ELEMENTO	COMPOSICION	
	GRADO 2H	GRADO 6
Carbón	0.40 Min.	0.15 Max.
Manganeso	—	1.0 Max.
Fósforo	0.04 Max.	0.04 Max.
Azufre	0.05 Max.	0.030 Max.
Silicio	—	1.0 Max
Cromo	—	11.50-13.50

## SA-240

La especificación normal de este material es: tiene alta resistencia al calor; es acero inoxidable al cromo, cromo-niquel, cromo-manganeso; se fabrica en placa, hoja y lamina para recipientes a presión no sujetos a fuego directos.

## REQUERIMIENTOS QUIMICOS DEL TIPO 405

## (ACERO AL CROMO)

ELEMENTO	COMPOSICION
Carbón, Max.	0.08
Manganeso, Max.	1.0
Fósforo, Max.	0.04
Azufre, Max.	0.03
Silicio, Max.	1.0
Cromo	11.50-14.5
Niquel, Max.	0.60
Aluminio	0.10-0.30

#### PROPIEDADES MECANICAS DEL TIPO 405

Resistencia a la tensión, Ksi (MPa)	60 (415)
Resistencia a la cedencia, Ksi (MPa)	25 (170)
Elongación en 2", Min.,	20%

#### SA-283

La especificación normal de este material es: Tiene baja e intermedia resistencia a la tensión; es de acero al carbón; se fabrica en placas; su aplicación es estructural.

#### REQUERIMIENTOS QUIMICOS DEL GRADO C

ELEMENTO	ANALISIS TERMICO
Fósforo, Max.	0.04
Azufre, Max.	0.05
Cobre	0.02

#### PROPIEDADES MECANICAS DEL GRADO C

Resistencia a la tensión, Ksi (MPa)	55-65 (380-450)
Resistencia a la cedencia, Min., Ksi (MPa)	33.0 (205)
Elongación en 8", Min.	22%
Elongación en 2", Min.	25%

#### SA-515

La especificación normal de este material es: Tiene resistencia para intermedia y alta temperatura de servicio; es de acero al carbón; se fabrica en placas; su aplicación es para la fabricación de recipientes a presión no sujetos a fuego directo.

## REQUERIMIENTOS QUIMICOS DEL GRADO 70

ELEMENTO	COMPOSICION
Carbón, Máximo:	
Hasta 1" de espesor	0.31
1" a 2" de espesor, inclusive	0.33
Manganeso	0.90
Fósforo	0.035
Azufre, máximo	0.04
Silicio:	
Análisis térmico	0.15-0.30
Análisis del producto	0.13-0.33

## PROPIEDADES MECANICAS DEL GRADO 70

Resistencia a la tensión, en Ksi (MPa)-70-90 (485-620)	
Resistencia a la cedencia Min., en Ksi (MPa) 38.0 (260)	
Elongación en 8", Min.	17%
Elongación en 2", Min.	21%