



# Reporte final de Residencia Profesional

*Diseño del sistema de suministro de aire adicional para operar los condensadores síncronos de la segunda etapa en la C.H.M.M.T.*

**Alumno:** Armando León Gómez

**N° de control:** 08270682

**Carrera:** Ingeniería Mecánica

**Período:** Agosto- Diciembre 2012

**Empresa:** Comisión Federal de Electricidad

Tuxtla Gutiérrez, Chiapas.  
18 de diciembre de 2012



**INDICE**

1.- Introducción..... 3

2.- Justificación..... 5

3.- Objetivos ..... 6

    3.1.- Objetivo General..... 6

    3.2.- Objetivo Específico ..... 6

4.- Caracterización del área de participación ..... 6

    4.1.- Características de la presa ..... 6

    4.2.- Casa de máquinas ..... 8

5.- Problemas a resolver..... 10

6.- Alcances..... 10

7.- Limitaciones ..... 11

8.- Fundamento Teórico..... 11

    8.1.- Gases ideales ..... 11

        8.1.1.- Ecuaciones de estado ..... 11

        8.1.2.- Ley de Boyle ..... 12

        8.1.3.- Ley de Gay-Lussac..... 13

        8.1.4.- Ley de Charles..... 13

        8.1.5.- Ley de Dalton..... 14

        8.1.6.- Relaciones  $P - V - T$  para gases ideales..... 14

    8.2.- Recipientes a presión ..... 16

        8.2.1.- Recipiente a presión ..... 16

        8.2.2.- Presión de operación..... 16

        8.2.3.- Presión de diseño ..... 16

        8.2.4.- Presión de trabajo máxima permisible..... 16

        8.2.5.- Esfuerzo de diseño a la tensión..... 17

        8.2.6.- Tipos de recipientes..... 18

        8.2.7.- Tipos de tapas ..... 19

            8.2.8.- Soldadura en recipientes a presión..... 24

        8.2.9.- Eficiencia de la soldadura..... 24



# Reporte final de Residencia Profesional

Ingeniería Mecánica

Armando León Gómez

8.2.10.- Materiales en los recipientes a presión .....	26
8.2.11.- Soldabilidad .....	29
8.2.12.- Boquillas en recipientes a presión.....	29
8.2.13.- Códigos aplicables.....	30
8.2.14.- Breve historia del código A.S.M.E.....	30
8.2.15.- Clasificación del código A.S.M.E.....	31
8.2.16.- Código A.S.M.E. Sección VIII División 1 .....	32
8.2.17.- Diseño de recipientes verticales.....	33
9.- Condiciones de diseño .....	34
9.1.- Volumen a desanegar bajo el rodete .....	34
9.2.- Presión de desanegado.....	36
9.3.- Volumen del acumulador.....	37
10.- Diseño y cálculo del recipiente a presión .....	40
10.1.- Conversión de unidades .....	40
10.2.- Cilindro y tapas del recipiente a presión.....	41
10.3.- Cálculo de las fuerzas de sismo .....	44
10.4.- Faldones .....	47
10-5.- Pernos de anclaje .....	49
10.6.- Anillo base.....	52
10.7.- Boquillas .....	56
10.8.- Orejas de izaje.....	58
11.- Conexión del sistema adicional de aire.....	63
12.- Conclusiones y recomendaciones .....	64
13.- Bibliografía .....	79

## 1.- Introducción

Las centrales hidroeléctricas utilizan la energía cinética que contiene un volumen de agua en movimiento. El aprovechamiento energético depende de los cauces y los desniveles de altura que existen y para su funcionamiento se requiere la construcción de presas, canales de derivación, la instalación de grandes turbinas y equipamiento para generar electricidad. El agua, una vez empleada, se devuelve río abajo. Este tipo de producción eléctrica empezó a tener importancia a partir del siglo XIX cuando aparecieron las ruedas hidráulicas. Posteriormente, con el desarrollo del generador eléctrico y el perfeccionamiento de la turbina hidráulica se produjo la gran evolución de esta energía.

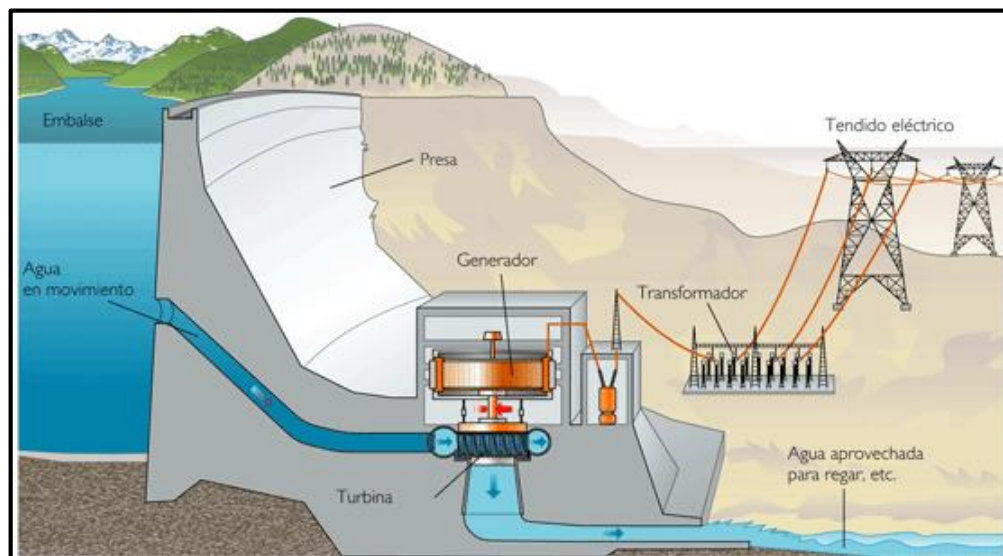
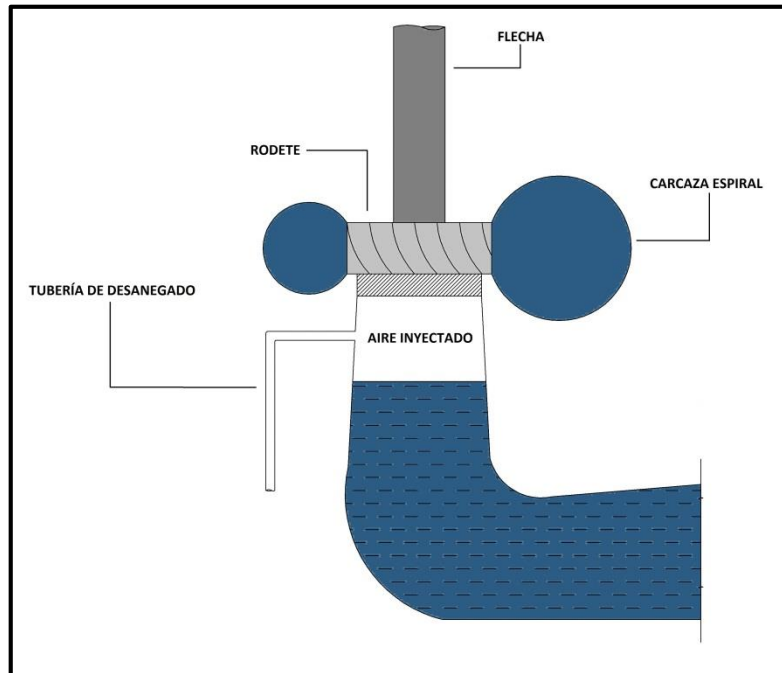


Figura 1-1. Esquema de una central hidroeléctrica.

Los generadores utilizados en las centrales hidroeléctricas son *máquinas síncronas* que pueden operar tanto en régimen generador como en régimen motor. Las centrales hidroeléctricas constituyen un ejemplo singular del funcionamiento de las máquinas síncronas en sus dos formas básicas, ya que en determinadas horas, estas operan en régimen motor o también llamado *Condensador síncrono*, regulando así el factor de potencia de la red eléctrica al absorber reactivos excedentes de la misma.

Para realizar el cambio de modo generador a condensador síncrono es necesario que la turbina hidráulica se encuentre girando en vacío para evitar el torque innecesario que se generaría al arrastrar la masa de líquido que inunda el rodete. Para lograr esto, se inyecta a través de las tuberías de *desanegado* una determinada cantidad de aire dentro del tubo de aspiración para abatir el agua existente desde el rodete hasta 2 metros por debajo del mismo (Figura 1-2).



**Figura 1-2. Esquema de funcionamiento del sistema de desanegado.**

En la Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres existe un sistema de suministro de aire para el desanegado de las unidades generadoras 6, 7 y 8 que componen la segunda etapa de la central, dicho sistema está conformado por un recipiente acumulador de aire comprimido a 8 MPa y un volumen de 11,000 litros, alimentado por dos compresores de alta presión de tres etapas con capacidad unitaria de 80 Nm<sup>3</sup>/h, el acumulador está conectado a un sistema de tuberías que inyecta el aire a cada conjunto generador.

El sistema de suministro de aire tiene la capacidad para abatir el agua del tubo de aspiración de 2 unidades, en un tiempo de aproximadamente 16 minutos. Para abatir el agua de una tercer unidad es necesaria la recarga del acumulador de aire a través de los compresores, para esto, el tiempo que se requiere es de aproximadamente 1.5 horas, considerando que



cada 45 minutos se realizan inyecciones de aire extra debido a las fugas existentes en cada unidad. Debido a esto, la falta de disponibilidad de aire se hace crítica.

### 2.- Justificación

El modo *condensador síncrono* de una central hidroeléctrica, es de suma importancia para el sistema interconectado nacional, ya que en las horas de menor demanda los excesos de reactivos se hacen presentes debido a 2 causas principales:

1. El efecto capacitivo en las líneas de transmisión.
2. Generación continua de las centrales termoeléctricas y nucleares.

Estos excesos provocan un incremento de voltaje que debe ser controlado, de lo contrario, se generaría el calentamiento y deterioro de las líneas de transmisión, por otro lado las protecciones del sistema son activadas, generando deficiencias en el suministro de energía.

Es de gran interés para la *Comisión Federal de Electricidad* mantener las tensiones en las líneas de transmisión dentro de los rangos requeridos y así evitar altos costos en la transmisión de energía eléctrica.

Con la implementación de un sistema de suministro de aire adicional se asegurará la disponibilidad en tiempo óptimo de los condensadores síncronos de la segunda etapa de la Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres.

## 3.- Objetivos

### 3.1.- Objetivo General

Reducir en un 75% el tiempo en que entran en operación los condensadores síncronos de la segunda etapa en la Central Hidroeléctrica Manuel Moreno Torres.

### 3.2.- Objetivo Específico

Diseñar un sistema de suministro de aire adicional al ya existente, compuesto por un tanque acumulador que asegure la disponibilidad de aire comprimido para operar los condensadores síncronos en un tiempo óptimo y un costo mínimo.

## 4.- Caracterización del área de participación

### 4.1.- Características de la presa

La central hidroeléctrica Manuel Moreno Torres (Chicoasén) está sobre el río Grijalva, a la salida del Cañón del Sumidero, y forma parte del sistema de aprovechamiento hidroeléctrico del propio río. Es la segunda presa aguas arriba desde la desembocadura.



**Figura 4-1. Central hidroeléctrica Manuel Moreno Torres.**

Consta de una cortina de enrocamiento con una altura de 255 m y una longitud sobre la corona de 515 m.



**Figura 4-2. Cortina de la C.H.M.M.T. vista frontal.**

Se eligió este tipo de cortina tomando en cuenta costo y riesgo sísmico. La obra de toma consiste en un canal de llamada para 8 bocatomas en rampa. Las conducciones a presión, de 6.20 m de diámetro, están revestidas con concreto y encamisadas en acero.

La obra de excedencia, sobre la margen izquierda, está formada por un canal de llamada que conduce hasta 15,000 m<sup>3</sup> de agua a través de 3 túneles de 15 m de diámetro y 1,300 m de longitud.





**Figura 4-3. Túneles del canal de desfogue.**

Un punto a resaltar es que ICA (Ingenieros Civiles Asociados) llevó a cabo el proyecto, el diseño y la construcción del camino de acceso a la obra. La solución propuesta y realizada por ICA economizó 8 km de recorrido y 400 m de desnivel, comparada con la alternativa que le seguía. El proyecto incluyó la perforación y estabilización del primer túnel carretero construido en el país con casi 900 m de longitud.

## **4.2.- Casa de máquinas**

De tipo subterráneo, la casa de máquinas se construyó en el interior de la roca montañosa de la margen derecha de la central y su acceso es a través de un túnel de 760 m de longitud.

Las dimensiones son las siguientes:

Longitud	199 m
Ancho	20.35 m
Altura	44.13 m

**Tabla 4-1. Dimensiones de la casa de máquinas Manuel Moreno Torres.**



## Reporte final de Residencia Profesional

Ingeniería Mecánica

Armando León Gómez

Las principales elevaciones de los diferentes pisos y obras que conforman la casa de máquinas se indican enseguida donde m.s.n.m. significa metros sobre el nivel del mar:

Bóveda	228.38 m.s.n.m.
Piso de generadores y tableros	211.00 m.s.n.m.
Piso de barras	206.30 m.s.n.m.
Piso de turbinas	202.70 m.s.n.m.
Galería de cables	199.60 m.s.n.m.
Eje del distribuidor	199.00 m.s.n.m.
Galería de inspección	192.50 m.s.n.m.
Galería de drenaje	184.25 m.s.n.m.

**Tabla 4-2. Principales elevaciones y pisos de la casa de máquinas.**

Su construcción se efectuó en 2 etapas, alojando en la primera de ellas las unidades generadoras 1, 2, 3, 4 y 5 marca *MITSUBISHI* de 300 MW cada una y en la segunda las unidades 6, 7, y 8 marca *ALSTOM* DE 300 MW cada una para hacer un total de 2,400 MW de capacidad instalada. En este lugar es donde se encuentran los equipos que hacen posible la generación de energía eléctrica.



## 5.- Problemas a resolver

El objetivo del proyecto se basa en la implementación de un tanque acumulador de aire comprimido que satisfaga las condiciones de abatimiento de agua dentro del tubo de aspiración, que al ser conectado mediante un sistema de tuberías proporcionará al sistema aire adicional, por lo tanto los problemas a resolver se priorizan de la siguiente manera:

- a) Condiciones de diseño.
  - a. Determinar el volumen bajo el rodete a desanegar.
  - b. Determinar la presión de desanegado.
  - c. Determinar el volumen del acumulador.
- b) Diseño y cálculo del recipiente a presión.
  - a. Cálculo del cilindro.
  - b. Cálculo de las tapas.
  - c. Cálculo de los faldones.
  - d. Cálculo de pernos de anclaje.
  - e. Cálculo de anillo de placa base
  - f. Determinar cantidad y tipo de boquillas.
  - g. Cálculo de las orejas de izaje.
- c) Conexión del sistema adicional de aire.
- d) Realización de planos y simulación.

## 6.- Alcances

- Se cuenta con información técnica proporcionada por la empresa sobre medidas y características de los componentes. Esta información contiene condiciones de diseño de *ALSTOM*, mismas que serán tomadas en cuenta para los cálculos en el proyecto.
- Los materiales necesarios para la construcción del tanque acumulador se encuentran disponibles en el país y dentro de un área relativamente cercana a Chicaoasén.
- Se cuenta con compresores recíprocos y tuberías de conexión que actualmente están en servicio, mismas que reducirán el costo del proyecto puesto que se utilizarán para el nuevo sistema.



## 7.- Limitaciones

- Debido a la imposibilidad para hacer paradas imprevistas de los equipos, algunas mediciones en campo no pudieron ser tomadas.
- En México, el diseño industrial de recipientes sometidos a presión está basado en las normas del código *ASME Sección VIII división 1*, esta es una información técnica especializada que tiene un elevado costo, por lo tanto todas las características para el diseño del recipiente a presión fueron obtenidas de fuentes alternativas previamente estudiadas, como son manuales de materiales de diseño, manuales de eficiencias de soldadura, manuales de empresas encargadas a la comercialización de recipientes a presión y algunos libros, todos ellos basados en el código antes mencionado.
- Debido a que el recipiente se encuentra dentro de un área cerrada, no se analizarán factores de viento o impacto.
- Se limitará el análisis a cargas por presión interna, debido a que el recipiente nunca alcanzará el vacío.
- El análisis tendrá consideraciones provistas de *ALSTOM*.

## 8.- Fundamento Teórico

### 8.1.- Gases ideales

#### 8.1.1.- Ecuaciones de estado

En cada estado de equilibrio, un sistema cerrado posee ciertos valores de sus variables, volumen  $V$ , presión  $P$  y temperatura  $T$  constantes en todo el sistema.

Sin embargo para determinar el estado del sistema bastaría con dar dos de esas tres variables, pues la tercera es función de las otras dos. Esta función recibe el nombre de ecuación de estado termodinámica y es del tipo:

$$F(P, V, T) = 0 \quad (8-1)$$



Si se representa en el espacio, utilizando como ejes P, V y T, la ecuación de estado termodinámica, obtenemos una superficie denominada superficie de estado cuyos puntos representan cualquier estado estable del sistema.

Cada sustancia posee su ecuación de estado térmica que, en general, es muy difícil de obtener. No obstante, en algunos casos particulares, presenta formas relativamente sencillas. El conocimiento de la ecuación de estado es fundamental para el estudio termodinámico de cualquier sistema.

Existen bastantes ecuaciones de estado que se han recomendado para tener en cuenta el comportamiento no ideal de un gas. Este comportamiento aparece cuando la presión es relativamente alta ( $>4$  MPa para la mayoría de los gases) o cuando la temperatura es próxima a la de saturación. No existen criterios aceptables que puedan utilizarse para determinar si puede usarse la ecuación del gas ideal o si han de usarse las ecuaciones de gas no ideal.

Las ecuaciones de estado son útiles para describir las propiedades de los gases que se encuentran incluso en el interior de las estrellas. Cada sustancia o sistema hidrostático tiene una ecuación de estado característica dependiente de los niveles de energía moleculares y sus energías relativas, tal como se deduce de la mecánica estadística.

El uso más importante de una ecuación de estado es para predecir el estado de gases y líquidos. Una de las ecuaciones de estado más simples para este propósito es la ecuación de estado del gas ideal, que es aproximable al comportamiento de los gases a bajas presiones y temperaturas mayores a la temperatura crítica.

### **8.1.2.- Ley de Boyle**

La Ley de Boyle-Mariotte (o Ley de Boyle), formulada por Robert Boyle y Edme Mariotte, es una de las leyes de los gases ideales que relaciona el volumen y la presión de una cierta cantidad de gas mantenida a temperatura constante.

La ley de Boyle establece que, a temperatura constante, la presión de un gas en un recipiente cerrado es inversamente proporcional al volumen del recipiente. Esto quiere decir



que si el volumen del contenedor aumenta, la presión en su interior disminuye y viceversa, si el volumen del contenedor disminuye, la presión en su interior aumenta. Matemáticamente:

$$P_1V_1 = P_2V_2 \quad (8-2)$$

La ley de Boyle permite explicar la ventilación pulmonar, proceso por el que se intercambian gases entre la atmósfera y los alvéolos pulmonares. El aire entra en los pulmones porque la presión interna de estos es inferior a la atmosférica y por lo tanto existe un gradiente de presión. Inversamente, el aire es expulsado de los pulmones cuando estos ejercen sobre el aire contenido una presión superior a la atmosférica.

### 8.1.3.- Ley de Gay-Lussac

En 1802, Joseph Gay Lussac publicó los resultados de sus experimentos que, ahora conocemos como Ley de Gay Lussac. Esta ley establece, que, a volumen constante, la presión de una masa fija de un gas dado es directamente proporcional a la temperatura kelvin.

Supongamos que tenemos un gas que se encuentra a una presión  $P_1$  y a una temperatura  $T_1$  al comienzo del experimento. Si variamos la temperatura hasta un nuevo valor  $T_2$ , entonces la presión cambiará a  $P_2$ , y se cumplirá:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} \quad (8-3)$$

Que es otra manera de expresar la ley de Gay-Lussac.

### 8.1.4.- Ley de Charles

Por otro lado, La Ley de Charles y Gay-Lussac (también llamada Ley de Charles) establece que el volumen de un gas es directamente proporcional a su temperatura absoluta, asumiendo que la presión se mantiene constante. Esto quiere decir que en un recipiente flexible que se mantiene a presión constante, el aumento de temperatura conlleva un aumento del volumen.



Esta ley puede expresarse como:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad (8-4)$$

La ley fue publicada primero por Louis Joseph Gay-Lussac en 1802, pero hacía referencia al trabajo no publicado de Jacques Charles, de alrededor de 1787, lo que condujo a que la ley sea usualmente atribuida a Charles. La relación había sido anticipada anteriormente en los trabajos de Guillaume Amontons en 1702.

### 8.1.5.- Ley de Dalton

La Ley de Dalton establece que en una mezcla de gases cada gas ejerce su presión como si los restantes gases no estuvieran presentes. La presión específica de un determinado gas en una mezcla se llama presión parcial,  $p$ . La presión total de la mezcla se calcula simplemente sumando las presiones parciales de todos los gases que la componen.

### 8.1.6.- Relaciones $P - V - T$ para gases ideales

En las leyes de los gases, la de Boyle, la de Charles y la Gay Lussac, la masa del gas es fija y una de las tres variables, la temperatura, presión o el volumen, también es constante. Utilizando una nueva ecuación, no solo podemos variar la masa, sino también la temperatura, la presión y el volumen. La ecuación:

$$PV = mRT \quad (8-5)$$

Se conoce como ecuación general de los gases, o más comúnmente como ecuación del gas ideal. Empleando el concepto de volumen específico esta ecuación se puede reescribir como:

$$Pv = RT \quad (8-6)$$



## Reporte final de Residencia Profesional

Ingeniería Mecánica

Armando León Gómez

Donde la constante R puede encontrarse a partir de la Tabla 8-1.

Gas	Fórmula química	Masa molecular	R kJ/kg K	$C_{po}$ kJ/kg K	$C_{vo}$ kJ/kg K	k
Acetileno	$C_2H_2$	26.038	0.3193	1.6986	1.3793	1.231
Aire		28.97	0.2870	1.0035	0.7165	1.400
Amoniaco	$NH_3$	17.031	0.48819	2.1300	1.6418	1.297
Argón	Ar	39.948	0.20813	0.5203	0.3122	1.667
Butano	$C_4H_{10}$	58.124	0.14304	1.7164	1.5734	1.091
Dióxido de carbono	$CO_2$	44.01	0.18892	0.8418	0.6529	1.289
Monóxido de carbono	CO	28.01	0.29683	1.0413	0.7445	1.400

**Tabla 8-1. Propiedades de algunos gases ideales a 300 K.**

La ecuación de los gases ideales realiza las siguientes aproximaciones:

1. Considera que las moléculas del gas son puntuales, es decir que no ocupan volumen.
2. Considera despreciables a las fuerzas de atracción-repulsión entre las moléculas.

La ecuación de los gases ideales no tiene buena correlación con el comportamiento de los gases reales. Al considerar el volumen molecular y las fuerzas de atracción-repulsión despreciables, no es fiable cuando el volumen es pequeño o la temperatura es baja, ya que los factores que se despreciaron influyen más. Es por eso que se la utiliza a altas temperaturas (la energía cinética de las moléculas es alta comparada con las fuerzas de atracción-repulsión) y bajas presiones (el volumen es muy grande comparado con el volumen de las moléculas del gas).

En general el criterio utilizado es que se puede utilizar dicha ecuación cuando la temperatura a la que se está trabajando (o el rango de temperaturas) es superior a dos veces la temperatura crítica del compuesto.





## 8.2.- Recipientes a presión

### 8.2.1.- Recipiente a presión

Se considera como un recipiente a presión cualquier contenedor cerrado que sea capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, ya sea presión interna o vacío, independientemente de su forma y dimensiones. Los recipientes cilíndricos a que nos referimos en este trabajo, son calculados como cilindros de pared delgada.

### 8.2.2.- Presión de operación

Es identificada como la presión de trabajo y es la presión manométrica a la cual estará sometido un equipo en condiciones de operación normal.

### 8.2.3.- Presión de diseño

Es el valor que debe utilizarse en las ecuaciones para el cálculo de las partes constitutivas de los recipientes sometidos a presión, dicho valor será el siguiente:

$$\text{Si } P_o > 300 \text{ lb/pul}^2$$

$$P = 1.1 P_o$$

$$\text{Si } P_o \leq 300 \text{ lb/pul}^2$$

$$P = P_o + 30 \text{ lb/pul}^2$$

Donde  $P$  es la presión de diseño y  $P_o$  es la presión de operación.

### 8.2.4.- Presión de trabajo máxima permisible

Es la presión máxima a la que se puede someter un recipiente, en condiciones de operación, suponiendo que él está:

- En condiciones después de haber sido corroído.
- Bajo los efectos de la temperatura de diseño.
- En la posición normal de operación.
- Bajo los efectos de otras cargas, tales como fuerza debida al viento, presión hidrostática, etc., cuyos efectos deben agregarse a las ocasionadas por la presión interna.



Es una práctica común, seguida por los usuarios, diseñadores y fabricantes de recipientes a presión, limitar la presión de trabajo máxima permisible por la resistencia del cuerpo o las tapas, y no por elementos componentes pequeños tales como bridas, boquillas, etc.

El término “Máxima presión de trabajo permisible nuevo y frío” es usado frecuentemente. Esto significa: La presión máxima permisible, cuando se encuentra en las siguientes condiciones:

- a) El recipiente no está corroído (nuevo).
- b) La temperatura no afecta a la resistencia a la tensión del material (temperatura ambiente) (frío).
- c) Tampoco se consideran los efectos producidos por la acción del viento, presión hidrostática, etc.

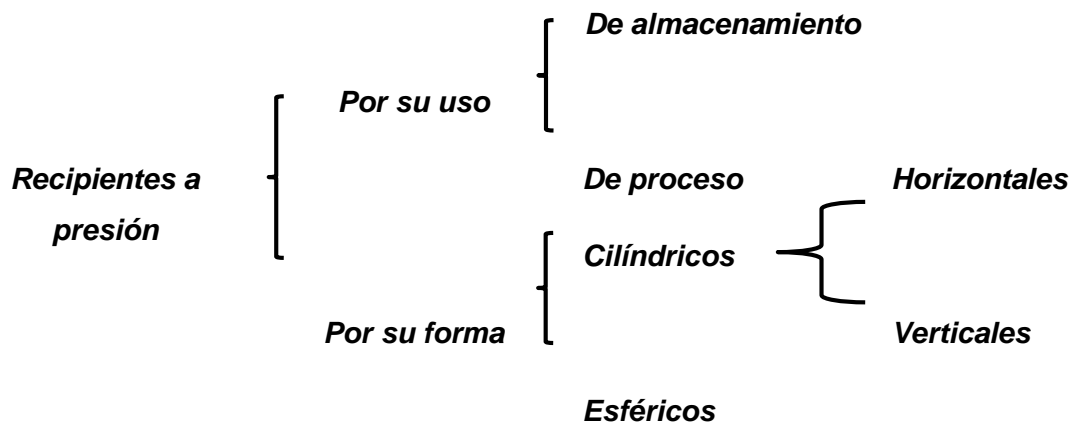
El valor de la presión de trabajo máxima permisible, se obtiene despejando  $P$  de las ecuaciones que determinan los espesores del cuerpo y las tapas, y usando como  $t$  el espesor real del equipo y su valor será el que resulte menor.

### **8.2.5.- Esfuerzo de diseño a la tensión**

Es el valor máximo al que podemos someter un material, que forma parte de un recipiente a presión, en condiciones normales de operación. Su valor es aproximadamente el 25% del esfuerzo último a la tensión del material en cuestión. En pocas palabras, la A.S.M.E. considera para este, un *factor de seguridad* de 4 aproximadamente.

## 8.2.6.- Tipos de recipientes

Los diferentes tipos de recipientes a presión que existen, se clasifican de la siguiente manera:



### a) Por su uso

Por su uso los podemos dividir en recipientes de almacenamiento y en recipientes de proceso.

Los primeros nos sirven únicamente para almacenar fluidos a presión, y de acuerdo con su servicio son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques de día, tanques acumuladores, etc.

Los recipientes a presión de proceso tienen múltiples y muy variados usos, entre ellos podemos citar los cambiadores de calor, reactores, torres fraccionadoras, torres de destilación, etc.



### **b) Por su forma**

Por su forma, los recipientes a presión, pueden ser cilíndricos o esféricos.

Los primeros pueden ser horizontales o verticales, y pueden tener, en algunos casos, chaquetas para incrementar o decrecer la temperatura de los fluidos según el caso.

Los recipientes esféricos se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento, y se recomiendan para almacenar grandes volúmenes a altas presiones.

Puesto que la forma esférica es la forma “natural” que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna, ésta sería la forma más económica para almacenar fluidos a presión, sin embargo, la fabricación de este tipo de recipientes es mucho más cara en comparación con los recipientes cilíndricos.

### **8.2.7.- Tipos de tapas**

Para *cerrar* recipientes cilíndricos, existen varios tipos de tapas, entre otras tenemos las siguientes: Tapas planas, planas con ceja, únicamente abombadas, abombadas con ceja invertida, toriesféricas, semielípticas, semiesféricas, tapas 80-10, tapas cónicas, toricónicas, etc.

Las características principales y usos de estas tapas son:

#### **a) Tapas planas**

Se utilizan para *cerrar* recipientes sujetos a presión atmosférica generalmente, aunque en algunos casos se usan también en recipientes sujetos a presión. Su costo entre las tapas es el más bajo, se utilizan también como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones.



### **b) Tapas planas con ceja**

Al igual que las anteriores, se utilizan generalmente para presiones atmosféricas, su costo también es relativamente bajo, y tienen un límite dimensional de 6 metros de diámetro máximo.

### **c) Tapas únicamente abombadas**

Son empleadas en recipientes a presión manométrica relativamente baja, su costo puede considerarse bajo, sin embargo, si se usan para soportar presiones relativamente altas, será necesario analizar la concentración de esfuerzos generada al efectuar un cambio brusco de dirección.

### **d) Tapas abombadas con ceja invertida**

Su uso es limitado debido a su difícil fabricación, por lo que su costo es alto, siendo empleadas solamente en casos especiales.

### **e) Tapas toriesféricas**

Son las que mayor aceptación tienen en la industria, debido a su bajo costo y a que soportan altas presiones manométricas, su característica principal es que el radio de abombado es aproximadamente igual al diámetro. Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 metros.

### **f) Tapas semielípticas**

Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesférica es relativamente alto, ya que las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesféricas. El proceso de fabricación de estas tapas es el troquelado, su silueta describe una elipse relación 2:1, su costo es alto y en México se fabrican hasta un diámetro máximo de 3 metros.



### **g) Tapas semiesféricas**

Utilizadas exclusivamente para soportar presiones críticas. Como su nombre lo indica, su silueta describe una media circunferencia perfecta, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.

### **h) Tapas 80:10**

Ya que en México no se cuenta con prensas lo suficientemente grandes para troquelar tapas semielípticas 2:1 de dimensiones relativamente grandes, hemos optado por fabricar este tipo de tapas, cuyas características principales son: El radio de abombado es el 80% del diámetro; y el radio de esquina o radio de nudillos es igual al 10% del diámetro. Estas tapas las usamos como equivalentes a la semielíptica relación 2:1.

### **i) Tapas cónicas**

Se utilizan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos.

Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación, no hay límite en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo del vértice no deberá ser mayor de  $60^\circ$ . Las tapas cónicas con ángulo mayor de  $60^\circ$  en el vértice, deberán ser calculadas como tapas planas. Deberá tenerse la precaución de reforzar las uniones cono-cilindro de acuerdo al procedimiento.

### **j) Tapas toricónicas**

A diferencia de las tapas cónicas, este tipo de tapas tienen en su diámetro mayor un radio de transición que no deberá ser menor al 6% del diámetro mayor ó 3 veces el espesor. Tienen las mismas restricciones que la tapa cónica a excepción de que en México no se pueden fabricar con un diámetro mayor de 6 metros.

A continuación se ilustran estos tipos de tapas:

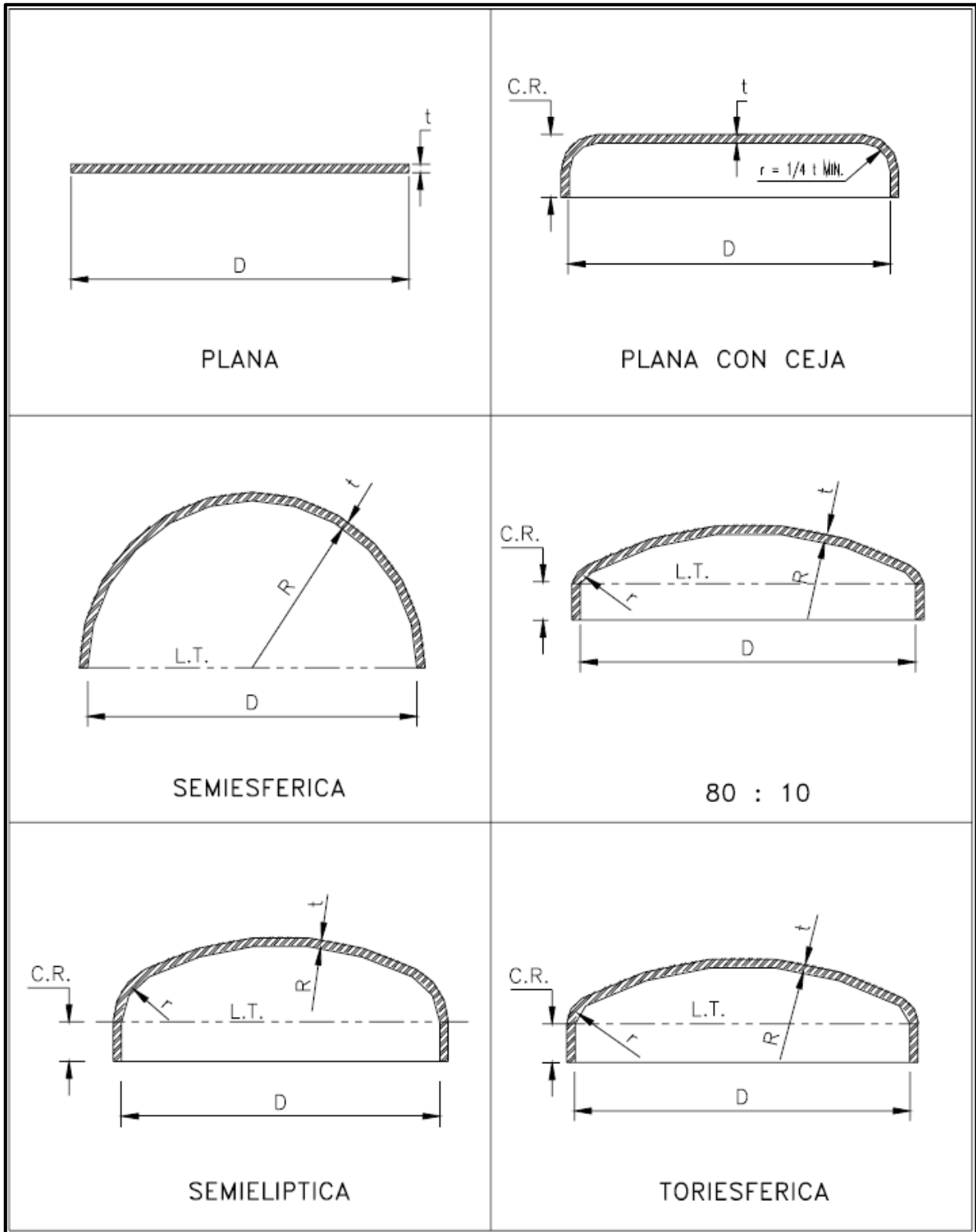


Figura 8-1. Tipos de tapas para recipientes a presión.

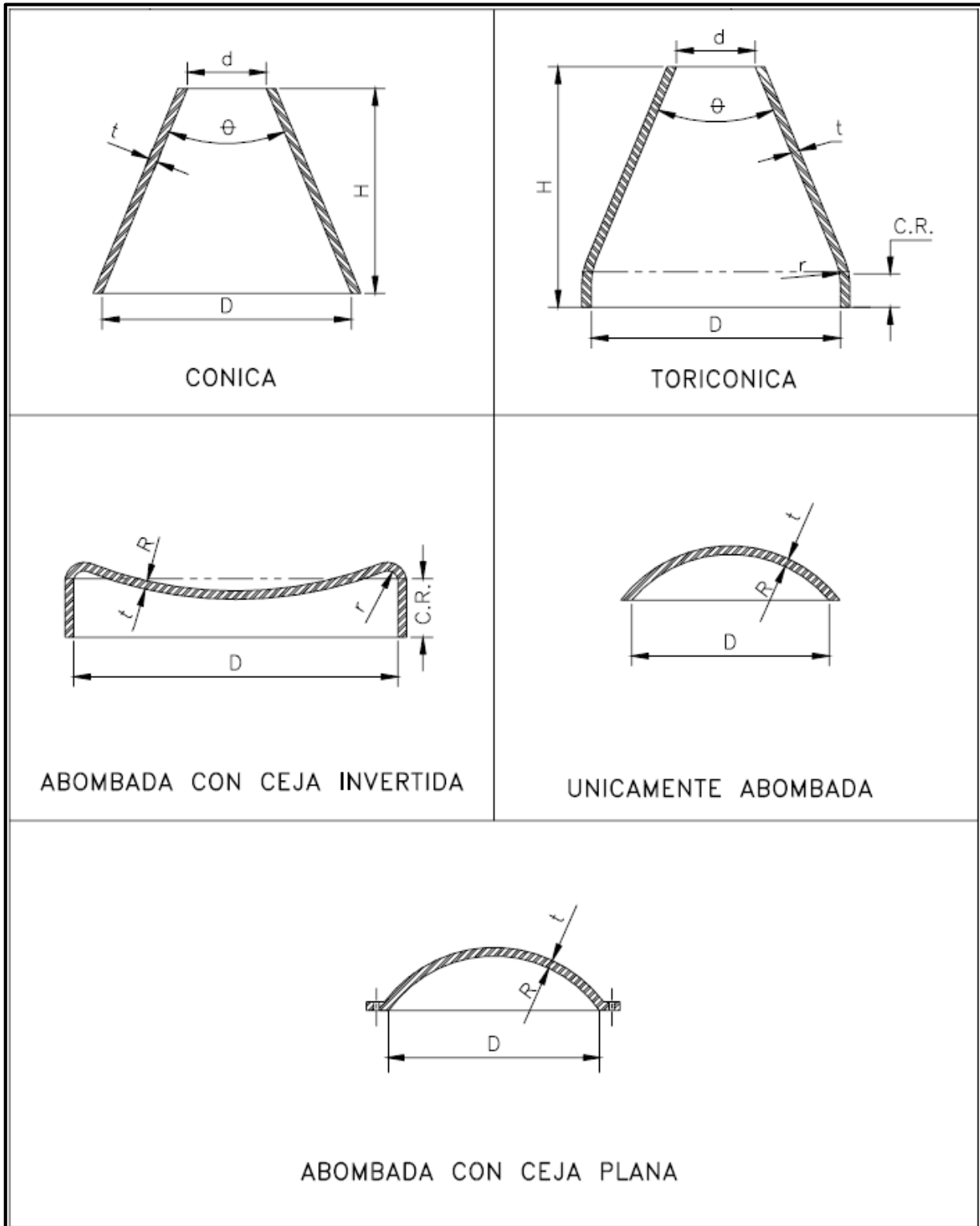


Figura 8-1 (Continuación). Tipos de tapas para recipientes a presión.





### 8.2.8.- Soldadura en recipientes a presión

El procedimiento más utilizado actualmente en la fabricación de recipientes a presión es el de soldadura, el cual eliminó el sistema de remachado que se usó hasta hace algunos años.

Todas las soldaduras serán aplicadas mediante el proceso de arco eléctrico sumergido, el cual puede ser manual o automático, En cualquiera de los dos casos, deberá tener penetración completa y se deberá eliminar la escoria dejada por un cordón de soldadura, antes de aplicar el siguiente.


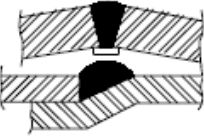




Con el fin de verificar si una soldadura ha sido bien aplicada se utilizan varias formas de inspección, entre ellas está el de radiografiado, la prueba de líquidos penetrantes y algunas veces se utiliza el ultrasonido.

La prueba más comúnmente utilizada es el radiografiado, éste puede ser total o por puntos. Cuando practicamos el radiografiado por puntos en recipientes a presión, debemos tomar por lo menos, una radiografía por cada 15 metros de soldadura y la longitud de cada radiografía será de 15 centímetros como mínimo.

### 8.2.9.- Eficiencia de la soldadura

Se puede definir la eficiencia de las soldaduras, como el grado de confiabilidad que se puede tener de ellas. Sus valores están dados en la *Figura 8-2*, en la cual se muestran los tipos de unión más comúnmente usados en la fabricación de recipientes a presión.

***Con base en la experiencia de los fabricantes de recipientes a presión, se recomienda usar eficiencias de  $E = 1.00$  para el cuerpo y  $E = 0.85$  para las tapas.***

TIPOS DE UNIONES NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA UNION CUANDO LA JUNTA ESTA RADIOGRAFIADA		
		AL 100 %	POR PUNTOS	SIN
	SOLDADURA A TOPE UNIDA CON SOLDADURA POR AMBOS LADOS, O BIEN POR OTRO METODO CON LO CUAL SE OBTENGA LA MISMA CALIDAD DEL METAL DE APORTE EN AMBOS LADOS DE LA SUPERFICIE SOLDADA. SI SE USA LA SOLERA DE RESPALDO, DEBERA QUITARSE DESPUES DE APLICAR LA SOLDADURA Y ANTES DE RADIOGRAFIAR.	1.00	0.85	0.70
	SOLDADURA SIMPLE A TOPE CON SOLERA DE RESPALDO LA CUAL PERMANECERA EN EL INTERIOR DEL RECIPIENTE.	0.90	0.80	0.65
	UNION SIMPLE POR UN SOLO LADO SIN SOLERA DE RESPALDO	---	---	0.60
	UNION TRASLAPADA CON DOBLE FILETE	---	---	0.55
	UNION TRASLAPADA CON FILETE SENCILLO Y TAPON DE SOLDADURA	---	---	0.50
	UNION TRASLAPADA CON FILETE SENCILLO SIN TAPON DE SOLDADURA	---	---	0.45

**Figura 8-2. Tipos de soldadura en recipientes a presión y sus eficiencias.**



Antes de aplicar cualquier soldadura, en recipientes a presión, debemos preparar un Procedimiento de Soldadura para cada caso en particular, el cual nos indica la preparación, diámetro del electrodo, etc., para cada tipo y espesor de material. Debemos también hacer pruebas a los soldadores para asegurarnos que la soldadura será aplicada por personal debidamente calificado. Estas pruebas y procedimientos deberán apegarse estrictamente a las recomendaciones hechas por el Código A.S.M.E. Sección IX "Welding and Brazing Qualifications."

El material de aporte, de la soldadura, deberá ser compatible con el material base a soldar. Los electrodos más comúnmente utilizados para soldar recipientes a presión de acero al carbón, son el 6010 y el 7018.

Cuando aplicamos soldadura en recipientes a presión de acero inoxidable, es necesario utilizar gas inerte y se recomienda pasivar las soldaduras con una solución a base de ácido nítrico y ácido clorhídrico.

Debemos tratar de evitar los cruces de dos o más cordones de soldadura. La distancia mínima entre dos cordones paralelos será de 5 veces el espesor de la placa, sin embargo, cuando sea inevitable el cruce de dos cordones, el Código

*A.S.M.E. Sección VIII División 1*, nos recomienda radiografiar una distancia mínima de 102 milímetros a cada lado de la intersección.

Se recomienda no aplicar soldadura a un recipiente a presión después de haber sido relevado de esfuerzos.

### **8.2.10.- Materiales en los recipientes a presión**

En la etapa de diseño de recipientes a presión, la selección de los materiales de construcción es de relevante importancia, para lo cual, necesitamos definir una secuencia lógica en la selección de éstos. Cabe hacer la aclaración que éste es un tema muy amplio y complejo, por lo cual, será difícil llegar a dar recetas para la selección adecuada de los materiales a usar, en recipientes a presión.



## Reporte final de Residencia Profesional

---

Ingeniería Mecánica

Armando León Gómez

El Código *A.S.M.E.* indica la forma de suministro de los materiales más utilizados, la cual va implícita en su especificación. A continuación se dan algunos ejemplos de materiales, su especificación y esfuerzos máximos permisibles de diseño.



## Reporte final de Residencia Profesional

Ingeniería Mecánica

Armando León Gómez

ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE DE DISEÑO A LA TENSION EN 1,000 PSI									
ESPECIFICACION DEL MATERIAL		CUANDO LA TEMPERATURA DE DISEÑO NO EXCEDE DE: °F							
NUMERO	GRADO	-20 A 650	700	750	800	850	900	950	1050
SA-283	C	12.7	---	---	---	---	---	---	---
SA-285	C	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5		
SA-515	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5
SA-515	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5
SA-515	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5
SA-515	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5
SA-516	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5
SA-516	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5
SA-516	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5
SA-516	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5
SA-105		17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5
SA-181	I	15.00	14.3	12.9	10.8	8.6	6.5	4.5	2.5
SA-350	LF1	15.0	---	---	---	---	---	---	---
	LF2	17.5	---	---	---	---	---	---	---
SA-53	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	---	---
SA-106	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5
SA-193	$87 \leq 2-1/2"$	25.0	25.0	23.6	21.0	17.0	12.5	8.5	4.5
SA-194	2H	---	---	---	---	---	---	---	---
SA-307	B	---	---	---	---	---	---	---	---

**Tabla 8-2. Esfuerzos permisibles de diseño para recipientes a presión.**



### 8.2.11.- Soldabilidad

Los materiales usados para fabricar recipientes a presión, deben tener buenas propiedades de soldabilidad, dado que la mayoría de sus componentes son de construcción soldada. Para el caso en que se tengan que soldar materiales diferentes entre sí, estos deberán ser compatibles en lo que a soldabilidad se refiere. Un material, cuantos más elementos de aleación contenga, mayores precauciones deberán tomarse durante los procedimientos de soldadura, de tal manera que se conserven las características que proporcionan los elementos de aleación.

### 8.2.12.- Boquillas en recipientes a presión

Todos los recipientes a presión deberán estar provistos de boquillas y conexiones de entrada y salida del producto, válvula de seguridad, entrada de hombre, venteo, etc. A continuación se enlistan algunas de las boquillas que se deben instalar en los recipientes a presión:

1. Entrada de producto.
2. Salida de producto.
3. Drene.
4. Venteo.
5. Entrada de hombre.
6. Conexión para válvula de seguridad.
7. Conexión para manómetro.
8. Conexión para termómetro (termopozo).
9. Conexiones para indicadores de nivel.
10. Conexiones para control de nivel, etc.

De acuerdo con el tipo de recipiente a presión que vayamos a diseñar, éste puede tener una o varias boquillas de las antes mencionadas. Los diagramas de tubería e instrumentación nos indican cuantas boquillas, de que diámetro y para qué servicio debemos instalar en dichos recipientes.

En concordancia con el Código *A.S.M.E. Sección VIII División 1*, todas las boquillas mayores de 3 pulgadas de diámetro, instaladas en recipientes a presión, deberán tener una placa de



## Reporte final de Residencia Profesional

Ingeniería Mecánica

Armando León Gómez

refuerzo en la unión del cuello de la boquilla con el recipiente. En México, se ha hecho una costumbre reforzar también las boquillas de 3 pulgadas, lo cual es aconsejable.

Todas las placas de refuerzo de boquillas de 12 pulgadas de diámetro y menores, deberán llevar un barreno de prueba de  $\frac{1}{4}$  de pulgada de diámetro con cuerda NPT, las placas de refuerzo de boquillas de 14 pulgadas de diámetro y mayores, deberán tener dos barrenos de prueba.

Para instalar una boquilla, en un recipiente a presión, es necesario hacer un agujero en el cuerpo o tapa en que se vaya a instalar. Al efectuar este agujero estamos “quitando área” y las líneas de esfuerzos que pasaban por el área que quitamos pasarán tangentes al agujero practicado. Para evitar fallas en la periferia de donde practicamos el agujero, es necesario reponer el material que quitamos.

### 8.2.13.- Códigos aplicables

El principal Código utilizado en México, Estados Unidos de Norteamérica y en muchos otros países del mundo, es el “**Código A.S.M.E. Sección VIII, División 1**”.

Este Código es publicado por la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos, su edición es trianual; 1965, 1968, 1971, 1974, 1977, 1980, 1983, 1986, 1989, 1992, 1995, etc., sin embargo, la asociación antes mencionada emite adendas trimestrales, las cuales modifican constantemente el Código, manteniéndolo siempre actualizado.

Como una alternativa del Código A.S.M.E, Sección VIII, División 1, existe la División 2. La diferencia fundamental entre las dos divisiones radica en los factores de seguridad, los cuales son mayores en la División 1.

### 8.2.14.- Breve historia del código A.S.M.E.

A fin de 1700, sobresale el uso de calderas y la necesidad de proteger al personal de fallas catastróficas. Las calderas para generación de vapor con presiones mayores a la atmosférica. El descuido y la negligencia de los operadores, las fallas de diseño en las válvulas de seguridad, inspecciones inadecuadas producen muchas fallas y explosiones de calderas en los Estados Unidos y Europa.



En junio de 1817, el comité del consejo de Filadelfia expone las explosiones de calderas de barcos. Este comité recomienda que se establezca un Instituto Legislador y se reglamenten las capacidades de presión, Instalación adecuada a la válvula de alivio e inspección mensual.

En 1911, debido a la falta de uniformidad para la fabricación de calderas, los fabricantes y usuarios de calderas y recipientes a presión recurrieron al consejo de la A.S.M.E., para corregir esta situación.

En respuesta a las necesidades obvias de diseño y estandarización, numerosas sociedades fueron formadas entre 1911 y 1921, tales como la A.S.A. (Asociación Americana de Estándares) ahora ANSI (Instituto Americano de Estándares Nacionales) el A.I.S.C. (Instituto Americano del Acero de Construcción) y la A.W.S. (Sociedad Americana de Soldadura).

Los códigos estándares fueron establecidos para proporcionar métodos de fabricación, registros y reportar datos de diseño.

### 8.2.15.- Clasificación del código A.S.M.E.

<b>Sección I</b>	Calderas de Potencia.
<b>Sección II</b>	Especificación de Materiales.
<b>Sección III</b>	Requisitos generales para División 1 y División 2.
<b>Sección IV</b>	Calderas para Calefacción.
<b>Sección V</b>	Pruebas no Destructivas.
<b>Sección VI</b>	Reglas y Recomendaciones para el cuidado y operación de Las Calderas de calefacción.
<b>Sección VII</b>	Guía y recomendaciones para el cuidado de Calderas de Potencia.
<b>Sección VIII</b>	Recipientes a Presión.





**Sección IX** Calificación de Soldadura.

**Sección X** Recipientes a Presión de Plástico reforzado en fibra de Vidrio.

**Sección XI** Reglas para Inspección en servicio de Plantas Nucleares.

### 8.2.16.- Código A.S.M.E. Sección VIII División 1

En esta parte del código se establecen los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección y para obtener la certificación autorizada de la ASME para los recipientes a presión.

En base a esto se ha dividido en:

**Subsección A:** Parte UG que cubre los requerimientos generales.

**Subsección B:** Requerimientos de fabricación.

Parte UW: Para recipientes que serán fabricados por soldadura.

Parte UF: Para recipientes que serán fabricados por forjado.

Parte UB: Para recipientes que serán fabricados utilizando un material de relleno no ferroso a este proceso se le denomina "brazing".

**Subsección C:** Requerimientos de materiales

Parte UCS: Para recipientes construidos con acero al carbón y de baja aleación.

Parte UNF: Para los construidos con materiales no ferrosos.

Parte UCI: Para los construidos con fierro fundido.

Parte UCL: Para los construidos con una placa "clad" integral o con recubrimiento tipo "lining".



Parte UCD: Para los construidos con fierro fundido dúctil.

Parte UNT: Para los construidos con aceros ferríticos con propiedades de tensión mejoradas por tratamiento térmico.

Parte ULW: Para los fabricados por el método de multicapas.

Parte ULT: Para los construidos con materiales con esfuerzos permisibles mas altos a bajas temperaturas.

### **8.2.17.- Diseño de recipientes verticales**

La elección entre un recipiente horizontal y uno vertical está dada principalmente por las limitaciones espaciales.

Los recipientes verticales ofrecen un aprovechamiento del espacio pero se ven fuertemente influenciados por fuerzas externas tales como vientos, impactos o sismos, lo que implica consideraciones en el cálculo.



Un recipiente vertical deberá estar provisto de faldones o soportes en que apoyarse, así mismo deberá contar con un anillo base y pernos de anclaje que den soporte a su instalación.

Los cálculos correspondientes, así como las tablas que se utilizan para el diseño de estos recipientes están incluidos en el Código *A.S.M.E. Sección VIII División 1*.

## 9.- Condiciones de diseño

### 9.1.- Volumen a desanegar bajo el rodete

Se determinará el volumen que se necesita abatir para poder diseñar el recipiente acumulador del sistema de aire adicional.

<p>Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez</p> 	<p><b>MEMORIA DE CÁLCULOS</b></p>	<p>COMPANÍA: Comisión Federal de Electricidad</p> 
<p>UNIDADES: Sistema Ingles</p>	<p>TITULO:</p> <p><b>Cálculo del volumen a desanegar bajo el rodete.</b></p>	<p>PRODUCTO:</p> <p>Recipiente acumulador de aire comprimido</p>
<p>REALIZÓ: Armando León Gómez</p>		
<p>APROBÓ:</p>		
<p>FECHA:</p>		
<p>El desanegado se llevará a cabo desde el rodete hasta la boquilla inferior del medidor de nivel. En la <i>Figura A-3</i> se visualiza el sistema medidor de nivel.</p> <p>El dato del diámetro de salida del rodete se obtuvo de la <i>Figura A-1</i>.</p> <p>Los datos de radio menor (<math>r</math>), radio mayor (<math>R</math>) y altura (<math>h</math>) del tronco-cónico del tubo de aspiración se obtuvieron de la <i>Figura A-2</i>.</p> <p>El volumen de un tronco-cónico está dado por la siguiente ecuación:</p> $V = \frac{\pi(r^2 + rR + R^2)h}{3} \tag{9-1}$		



Donde:

$r$  = Radio menor del tronco cónico del tubo de aspiración, en m.

$R$  = Radio Mayor del tronco cónico del tubo de aspiración, en m.

$h$  = Altura de desanegado, desde el rodete hasta la boquilla inferior del medidor de nivel, en m.

**Datos:**

$r = 2.270 \text{ m}$

$R = 2.5605 \text{ m}$

$h = 3.1735 \text{ m}$

**Operaciones:**

Sustituyendo en la ecuación (9-1) obtenemos:

$$V = \frac{\pi((2.270\text{m})^2 + (2.27\text{m})(2.5605\text{m}) + (2.5605\text{m})^2)(3.1735\text{m})}{3}$$

$$V = 58.23 \text{ m}^3$$

Deberá considerarse el volumen existente dentro del rodete así como otros intersticios existentes en la maquinaria, datos que no se pueden obtener sino con métodos experimentales.



ALSTOM considera dichos faltantes considerando un volumen de desanegado de:



$$V = 70m^3$$

## 9.2.- Presión de desanegado

Para obtener la presión dentro del tubo de aspiración se consultaron, en la sala de operación, datos medidos en campo mediante los sensores de presión que se observan en el *Plano 9-2*. Esta presión es la generada por la condición más desfavorable (Nivel de aguas abajo máxima) y equivale a:

$$P = 0.3 MPa$$

## 9.3.- Volumen del acumulador

<p>Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez</p> 	<p><b>MEMORIA DE CÁLCULOS</b></p>	<p>COMPANÍA: Comisión Federal de Electricidad</p> 
<p>UNIDADES: Sistema Ingles</p>	<p>TITULO:</p> <p><b>Volumen del acumulador.</b></p>	<p>PRODUCTO:</p> <p>Recipiente acumulador de aire comprimido</p>
<p>REALIZÓ: Armando León Gómez</p>		
<p>APROBÓ:</p>		
<p>FECHA:</p>		
<p>Se describirán las condiciones de operación del sistema:</p> <p><i>Temperatura del agua: 23°C (296 K).</i></p> <p><i>Temperatura ambiente interior: 43,5°C (316,5 K).</i></p> <p><i>Volumen bajo el rodete a desanegar: 70 m³.</i></p> <p>Para la presión, se tiene la siguiente consideración de <i>ALSTOM</i>. La presión final de descarga de aire no deberá ser menor de 0.4 MPa sobre la presión existente en el tubo de aspiración. Y considerando que:</p> <p><i>Presión absoluta en el tubo de aspiración= 0.3 MPa + 0.1 MPa = 0.4 MPa</i></p> <p>La presión mínima final de descarga será:</p> <p><i><math>P_f &gt; 0.4 \text{ MPa} + 0.4 \text{ MPa} = 0.8 \text{ MPa}</math>.</i></p> <p>Se cuenta con 2 compresores marca <i>Girodin Sauer</i> con una capacidad de 80 Nm³/h. Su presión de operación oscila entre 7.5 y 8 MPa, estos alimentaran el nuevo acumulador.</p> <p>Considerando el aire a 23°C como un gas ideal, obtenemos la masa requerida en el tubo de aspiración en una operación de desanegado mediante la ecuación de los gases ideales:</p>		



(9-2)

$$m = \frac{PV}{RT}$$

Donde  $R = 287 \frac{J}{Kg \cdot K}$

$$m = \frac{(4 \times 10^5 Pa)(70m^3)}{(287 \frac{J}{Kg \cdot K})(296 K)}$$

$$m = 329.6 Kg$$

Por lo tanto la masa de aire inicial dentro del acumulador será:

$$m_i = \frac{m}{1 - \left(\frac{P_f}{P_o}\right)^{\frac{1}{k}}} \quad (9-3)$$

$$m_i = \frac{329.6 Kg}{1 - \left(\frac{0.8 MPa}{7.5 MPa}\right)^{\frac{1}{1.4}}}$$

Donde:

$P_f$ = Presión final de operación = 0.8 MPa.

$P_o$ = Presión inicial mínima de operación = 7.5 MPa.

$K$ = Constante de expansión politrópica = 1.4 (adimensional).

$$m_i = 413.1 Kg$$

Con esta masa inicial calculamos el volumen necesario en el acumulador mediante la ecuación:



$$V = \frac{m_i R T_0}{P_0} \quad (9-4)$$

$$V = \frac{(413.1 \text{ Kg})(287 \frac{\text{J}}{\text{Kg}\cdot\text{K}})(316.5 \text{ K})}{75 \times 10^5 \text{ Pa}}$$

$$V = 5.0 \text{ m}^3$$

ALSTOM considera el volumen de diseño 1.1 veces mayor al volumen de operación por lo tanto el volumen a considerar será:

$$V = 5.5 \text{ m}^3$$





### 10.- Diseño y cálculo del recipiente a presión

#### 10.1.- Conversión de unidades

Las tablas y datos para el diseño de recipientes a presión bajo la norma ASME que se tienen, están en unidades del sistema inglés por lo tanto se realiza la conversión de unidades de los datos.

$$\text{Volumen (V)} = \mathbf{194.2 \text{ pies}^3} \text{ (} 5.5 \text{ m}^3 \text{)}.$$

$$\text{Presión de operación (P}_o\text{)} = \mathbf{1160.3 \text{ lb/pulg}^2} \text{ (} 8 \text{ MPa)}.$$

$$\text{Presión de diseño (P)} = \mathbf{1276.3 \text{ lb/pulg}^2} \text{ (} 8.8 \text{ MPa)}.$$

Las dimensiones del recipiente están limitadas al recinto donde estará ubicado, una longitud de 2.5 metros es adecuada, por lo tanto:

$$\text{Longitud del recipiente tangente a tangente (L)} = \mathbf{98.425 \text{ pul.}} \text{ (} 2.5 \text{ m)}.$$

Obtenemos el radio mediante la ecuación:

$$R = \sqrt{\frac{V}{\pi L}} \tag{10-1}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (10-1) obtenemos:

$$R = \sqrt{\frac{194.2 \text{ pies}^3}{\pi(8.202 \text{ pies})}} = 2.74 \text{ pies}$$



$$\text{Radio del recipiente (R)} = \mathbf{2.74 \text{ pies (33 pul.)}} \text{ (} 0.838 \text{ m)}.$$



10.2.- Cilindro y tapas del recipiente a presión

A continuación se realizarán los cálculos del cilindro y tapas del recipiente. Las fórmulas aquí presentadas son obtenidas del código A.S.M.E. Sección VIII División 1. Este recipiente se encontrará dentro de un recinto cerrado y como antes se mencionó, su presión interna siempre se mantendrá por arriba de la presión atmosférica por lo tanto, no estará sometido a fuerzas externas de viento o impacto ni a presión de vacío, únicamente a las fuerzas sísmicas.

AHMSA es el único fabricante de placa en México por lo tanto, nos limitaremos a usar los materiales con especificación A.S.M.E. que nos provee esta empresa, Estos materiales se pueden consultar en la Tabla A-6.

<p>Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez</p> 	<p><b>MEMORIA DE CÁLCULOS</b></p>	<p>COMPANÍA: Comisión Federal de Electricidad</p> 
<p>UNIDADES: Sistema Ingles</p> <p>REALIZÓ: Armando León Gómez</p> <p>APROBÓ:</p> <p>FECHA:</p>	<p>TITULO:</p> <p><b>Cálculo cilindro y tapas del recipiente a presión.</b></p>	<p>PRODUCTO:</p> <p>Recipiente acumulador de aire comprimido</p>
<p>Por medio de la siguiente ecuación se obtiene el espesor del cuerpo:</p> $t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \tag{10-2}$ <p>El espesor de la cabeza se obtiene mediante la ecuación:</p> $t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \tag{10-3}$		



Donde:

$P$  = Presión de diseño, en  $lb/pul^2$ .

$D$  = Diámetro interno del cilindro, en  $pul$ .

$R$  = Radio interno del cilindro, en  $pul$ .

$S$  = Esfuerzo máximo permisible a la tensión, del material a utilizar, en  $lb/pul^2$ .

$E_c$  = Eficiencia de la soldadura en el cilindro.

$E_t$  = Eficiencia de la soldadura en la tapa.

**Datos:**

Material acero *ASME SA – 612*

$P = 1276.3 \text{ lb/pul}^2 \text{ (} 8.8 \text{ MPa.)}$ .

$C$  (*margen de corrosión*) =  $0.125 \text{ pul (} 0.0031 \text{ m)}$

$R = 33 \text{ pul (.838 m)}$ .

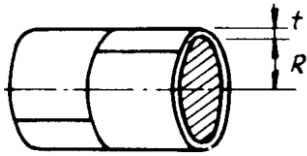
$D = 66 \text{ pul (} 1.676 \text{ m)}$ .

$S = 20\,000 \text{ lb/pul}^2 \text{ (} 137.895 \text{ MPa.)}$ .

$E_c = 1.00$

$E_t = 0.85$

**Operaciones:**



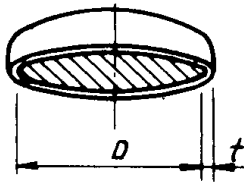
$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} = \frac{(1276.3 \text{ lb/pul}^2)(33 \text{ pul})}{(20\,000 \text{ lb/pul}^2)(1.00) - 0.6(1276.3 \text{ lb/pul}^2)}$$

**Figura 10-1. Cilindro del recipiente.**

$$t = 2.189 \text{ pul.}$$

Mas el margen de corrosión

$$t = 2.314 \text{ pul. Por lo tanto se elige: } t = 2\frac{1}{2} \text{ pul. (0.0635 m)}$$



$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} = \frac{(1276.3 \text{ lb/pul}^2)(66 \text{ pul})}{2(20\,000 \text{ lb/pul}^2)(0.85) - 0.2(1276.3 \text{ lb/pul}^2)}$$

**Figura 10-2. Tapa del recipiente.**

$$t = 2.496 \text{ pul.}$$

Mas el margen por corrosión



$$t = 2.621 \text{ pul. Por lo tanto se elige: } t = 2\frac{3}{4} \text{ pul. (0.0698 m)}$$

Para el diseño del recipiente se utilizará el espesor más grande con el fin de ensamblar de manera correcta las tapas y el cilindro.



10.3.- Cálculo de las fuerzas de sismo

Las únicas fuerzas externas actuantes, son las fuerzas sísmicas que lo único que generan en el recipiente son momentos en las juntas de los faldones y placa base. Para este diseño se analizará el momento máximo, este se encuentra en la junta de la placa base.

<p>Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez</p> 	<p><b>MEMORIA DE CÁLCULOS</b></p>	<p>COMPañIA: Comisión Federal de Electricidad</p>  <p>Comisión Federal de Electricidad</p>
<p>UNIDADES: Sistema Ingles</p>	<p>TITULO:</p> <p><b>Cálculo de las fuerzas de sismo</b></p>	<p>PRODUCTO:</p> <p>Recipiente acumulador de aire comprimido</p>
<p>REALIZÓ: Armando León Gómez</p>		
<p>APROBÓ:</p>		
<p>FECHA:</p>		
<p>El momento por sismo se obtiene por la ecuación:</p> $M = \frac{2 C W H}{3} \tag{10-4}$ <p>Donde:</p> <p><i>C</i> = Coeficiente sísmico.</p> <p><i>H</i> = Altura desde placa base hasta la tapa superior, en <i>pies</i>. Esta altura está limitada a 3 metros (9.84 pies) debido al recinto donde estará ubicado.</p> <p><i>W</i> = Peso total del recipiente, en <i>lb</i>.</p> <p>El peso total del recipiente está dado por:</p> $W = W_{cilindro} + W_{Tapas} \tag{10-5}$		



El peso del cilindro está dado por la ecuación:

$$W_{Cilindro} = \frac{\pi(D_e^2 - D_i^2)}{4} \cdot h \cdot \gamma_{Acero} \quad (10-6)$$

Donde:

$D_e$  = Diámetro exterior del cilindro, en *pul.*

$D_i$  = Diámetro interior del cilindro, en *pul.*

El peso de las tapas es obtenido de la *Tabla A-2* sumando el peso de una tapa de espesor 2 *pul.* con otra tapa de espesor  $\frac{3}{4}$  *pul.*, las dos bajo un diámetro de 66 *pul.* Mediante la siguiente ecuación se calcula el peso de las 2 tapas:

$$W_{Tapas} = 2(W_2 + W_{3/4}) \quad (10-7)$$

**Datos:**

Material acero ASME SA- 285 C

$$\gamma_{Acero} \approx 0.2833 \text{ lb/pul}^3 \quad (76\ 897.44 \text{ N/m}^3).$$

$$W_2 = 3526 \text{ lb} \quad (15\ 683.4 \text{ N}).$$

$$W_{3/4} = 1220 \text{ lb} \quad (5\ 426.4 \text{ N}).$$

$$D_e = 71.5 \text{ pul} \quad (1.816 \text{ m}).$$

$$D_i = 66 \text{ pul} \quad (1.676 \text{ m}).$$

$$h = 98.425 \text{ pul} \quad (2.5 \text{ m}).$$

$$H = 9.84 \text{ pies} \quad (3.0 \text{ m}).$$



## Operaciones:

Sustituyendo las ecuaciones (10-6) y (10-7) en (10-5) y sustituyendo queda:

$$W = \frac{\pi((71.5 \text{ pul})^2 - (66 \text{ pul})^2)}{4} (98.425 \text{ pul})(0.2833 \text{ lb/pul}^3) + 2(3526 \text{ lb} + 1220 \text{ lb})$$

$$W = 26\,053.8 \text{ lb}$$

Los esfuerzos generados dependerán de la intensidad de los sismos y estos variarán de acuerdo a la zona geográfica donde vayamos a instalar el recipiente, el manual de la *Comisión Federal de Electricidad* edición 2008, nos muestra un mapa de las diferentes zonas sísmicas de la república mexicana (Figura A-4), así como una tabla donde podemos obtener el coeficiente sísmico. De la *Tabla A-1* obtenemos el coeficiente sísmico:

$$C = 0.64$$



Por lo tanto, sustituyendo valores en la ecuación (10-4) obtenemos el momento sísmico máximo sobre el recipiente:

$$M = \frac{2(0.64)(26\,053.8 \text{ lb})(9.84 \text{ pies})}{3}$$

$$M = 109\,384.2 \text{ pies} - \text{lb} \quad (148\,297.6 \text{ N} - \text{m})$$

## 10.4.- Faldones

Un faldón es el soporte de uso mas frecuente y el mas satisfactorio para recipientes verticales. Se une por soldadura continua a la cabeza y por lo general, el tamaño requerido de esta soldadura determina el espesor del faldón.

<p>Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez</p> 	<p><b>MEMORIA DE CÁLCULOS</b></p>	<p>COMPañIA: Comisión Federal de Electricidad</p> 
<p>UNIDADES: Sistema Ingles</p>	<p>TITULO:</p> <p><b>Cálculo de los faldones del recipiente a presión.</b></p>	<p>PRODUCTO:</p> <p>Recipiente acumulador de aire comprimido</p>
<p>REALIZÓ: Armando León Gómez</p>		
<p>APROBÓ:</p>		
<p>FECHA:</p>		
<p>El espesor de los faldones está dado mediante la siguiente ecuación:</p> $t = \frac{12 M_T}{R^2 \pi S E} + \frac{W}{D_e \pi S E} \tag{10-8}$ <p>Donde:</p> <p><math>M_T</math> = Momento en la junta del faldón a la cabeza, en <i>pies- libra</i>. Este es el momento máximo por fuerzas de sismo.</p> <p><math>R</math> = Radio exterior del faldón, en <i>pul</i></p> <p><math>S</math> = Esfuerzo máximo permisible a la tensión del material, en <i>lb/pul<sup>2</sup></i></p> <p><b>Datos:</b></p> <p>Material acero ASME SA- 285 C</p> <p><math>M_T = M = 109\ 384.2 \text{ pies} - \text{lb} \text{ (} 148\ 297.7 \text{ N-m)}.</math></p>		



$$D_e = 71.5 \text{ pul (1.816 m)}.$$

$$R = 35.75 \text{ pul (90.805 m)}.$$

$$S = 13\,800 \text{ lb/pul}^2 \text{ (95.147 MPa.)}.$$

$$W = 26\,053.8 \text{ lb (115\,885.4 N)}.$$

$$E = 0.6$$

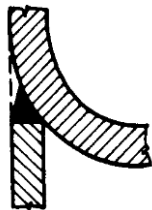
$$h = 98.425 \text{ pul (2.5 m)}.$$

$$C(\text{Margen por corrosión}) = 0.125 \text{ pul (0.0031 m)}.$$

### Operaciones:

Sustituyendo valores en la ecuación **(10-8)** obtenemos:

$$t = \frac{12(109\,384.2 \text{ pie} - \text{lb})}{(35.75 \text{ pul})^2(\pi)(13\,800 \text{ lb/pul}^2)(0.6)} + \frac{26\,053.8 \text{ lb}}{(71.5 \text{ pul})(\pi)(13\,800 \text{ lb/pul}^2)(0.6)}$$



$$t = 0.053 \text{ pul}$$

**Figura 10-3. Esquema del faldón.**

Mas el margen por corrosión:



$$t = .178 \text{ pul}$$

Por lo tanto elegimos una placa de espesor:

$$t = \frac{1}{4} \text{ pul (0.00635 m)}$$

## 10-5.- Pernos de anclaje

Los recipientes verticales, las chimeneas y las torres, deben anclarse a la cimentación de concreto, a patines o a otra armazón estructural por medio de pernos de anclaje y anillos de base, mismos que se calcularán de la manera siguiente:

<p>Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez</p> 	<p><b>MEMORIA DE CÁLCULOS</b></p>	<p>COMPAÑIA: Comisión Federal de Electricidad</p> 
<p>UNIDADES: Sistema Ingles</p>	<p>TITULO:</p> <p><b>Cálculo de los pernos de anclaje.</b></p>	<p>PRODUCTO:</p> <p>Recipiente acumulador de aire comprimido</p>
<p>REALIZÓ: Armando León Gómez</p>		
<p>APROBÓ:</p>		
<p>FECHA:</p>		
<p>Para el cálculo de los pernos de anclaje, se tendrá que suponer un diámetro de círculo de barrenos, por lo tanto este será mayor que el diámetro exterior del faldón.</p> <p>La tensión máxima en el perno, por pulgada lineal se obtiene mediante la siguiente ecuación:</p> $T = \frac{12 M}{A_B} - \frac{W}{C_B} \tag{10-9}$ <p>Para el área de perno requerida:</p> $B_A = \frac{T C_B}{S N} \tag{10-10}$ <p>Para calcular el esfuerzo en el perno ancla:</p> $S_B = \frac{T C_B}{B_A N} \tag{10-11}$		



Donde:

$A_B$  = Área dentro del círculo de pernos, en  $pu^2$ .

$C_B$  = Circunferencia del círculo de pernos, en  $pu$ .

$M$  = Momento en la base debido al viento, en  $pie-lb$ .

$N$  = Número de pernos de anclaje.

$S_B$  = Máximo esfuerzo permitido por el material de los tornillos, en  $lb/pu^2$ .

$W$  = Peso del recipiente durante la instalación, en  $lb$ .

**Datos:**

Perno SA 193 B7

Círculo de pernos propuesto: 81.5  $pu$  (2.07m).

$A_B = 5216.8 pu^2$  (3.365  $m^2$ ).

$C_B = 256 pu$  (6.502 m).

$M = 109\,384.2 pie-lb$  (148 297.7 N-m).

$W = 26\,053.8 lb$  (115 885.4 N).

$S = 18\,000 lb/pu^2$  (124.105 MPa) (Ver Tabla A-5 para perno SA- 193 B7).

$C = 0.125 pu$  (0.0031m).

**Operaciones:**



De la *Tabla A-4* obtenemos el número de pernos de anclaje:

$$N = 12 \text{ Pernos}$$

Sustituyendo valores en la ecuación **(10-9)** obtenemos la tensión máxima:

$$T = \frac{12 (109\,384.2)}{5216.8 \text{ pul}^2} - \frac{26\,053.8 \text{ lb}}{256 \text{ pul}}$$

$$T = 150 \text{ lb/pul}$$

Sustituyendo valores en la ecuación **(10-10)** obtenemos el área de perno requerido:

$$B_A = \frac{(150 \text{ lb/pul})(256 \text{ pul})}{(18\,000 \text{ lb/pul}^2)(12)}$$

$$B_A = .177 \text{ pul}^2$$

Verificando el esfuerzo en los pernos de anclaje sustituyendo valores en la ecuación **(10-11)** y considerando que el área de la raíz de un perno de  $\frac{5}{8}$  es de  $0.202 \text{ pul}^2$  tenemos:



$$S_B = \frac{(150 \text{ lb/pul})(256 \text{ pul})}{(0.202 \text{ pul}^2)(12)}$$

$$S_B = 15841.5 \text{ lb/pul}^2$$

Como el máximo esfuerzo permitido es  $18\,000 \text{ lb/pul}^2$  el número y tamaño de los pernos es satisfactorio.

Por lo tanto, de la *Tabla A-3* se eligen: **12 tornillos de acero SA 193 B7 de  $\frac{5}{8}$  pul.**

## 10.6.- Anillo base

<p>Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez</p> 	<p><b>MEMORIA DE CÁLCULOS</b></p>	<p>COMPANÍA: Comisión Federal de Electricidad</p>  <p><i>Comisión Federal de Electricidad</i></p>
<p>UNIDADES: Sistema Ingles</p> <p>REALIZÓ: Armando León Gómez</p> <p>APROBÓ:</p> <p>FECHA:</p>	<p>TITULO:</p> <p><b>Cálculo del anillo de base.</b></p>	<p>PRODUCTO:</p> <p>Recipiente acumulador de aire comprimido</p>
<p>Para el cálculo del anillo de base se utilizarán las fórmulas que se describen a continuación:</p> <p>El cálculo de la compresión máxima se obtiene mediante:</p> $P_C = \frac{12 M}{A_S} + \frac{W}{C_S} \tag{10-12}$ <p>El ancho aproximado del anillo de base está dado por:</p> $L = D_T + L_3 + t + 2 \tag{10-13}$ <p>El espesor aproximado del anillo de base:</p> $t_B = 0.32 L_1 \tag{10-14}$ <p>El esfuerzo de apoyo o resistente es:</p> $S_1 = \frac{P_C C_S}{A_R} \tag{10-15}$ <p>Mientras que el esfuerzo flexionante está dado por:</p>		

$$S_2 = \frac{3 S_1 L_1^2}{t_B^2} \quad (10-16)$$

Donde:

$A_R$  = Área del anillo de base, en  $pu^2$ .

$A_S$  = Área comprendida dentro del faldón, en  $pu^2$ .

$C_S$  = Circunferencia sobre el diámetro exterior del faldón, en  $pu$ .

$L_1, L_2, L_3$  = Dimensiones según se ilustra en el esquema, en  $pu$ .

$D_T$  = Distancia entre el diámetro exterior del faldón y el círculo de pernos, en  $pu$ .

$M$  = Momento en la base debido a viento o sismo, en  $pie-lb$ .

$W$  = Peso del recipiente durante la operación, en  $lb$ .

$t$  = Espesor del faldón, en  $pu$ .

*Nota: El peso del recipiente durante la operación, será el peso del recipiente mas el peso de la masa de aire contenida durante la operación. Multiplicando la masa contenida por la gravedad en unidades congruentes se obtienen 910.7 lb de peso extra en operación.*

**Datos:**

$D_e = 71.5 \text{ pul } (1.816 \text{ m}).$

$D_T = 5 \text{ pul } (0.127 \text{ m}).$

$t = 1/4 \text{ pul } (0.00635 \text{ m}).$

$A_S = 4015.1 \text{ pul}^2 (2.600 \text{ m}^2).$

$C_S = 224.6 \text{ pul } (5.704 \text{ m}).$

$$M = 109\,384.2 \text{ pie} - \text{lb} \text{ (148\,297.7 N-m)}.$$

$$W = 26964.5 \text{ lb} \text{ (119\,936.1 N)}.$$

### Operaciones:

Sustituyendo en la ecuación **(10-12)** obtenemos la compresión máxima:

$$P_c = \frac{12 (109\,384.2 \text{ pie} - \text{lb})}{4015.1 \text{ pul}^2} + \frac{26964.5 \text{ lb}}{224.6 \text{ pul}}$$

$$P_c = 447 \text{ lb/pul}$$

Sustituyendo valores en la ecuación **(10-13)** obtenemos el ancho del anillo de base:

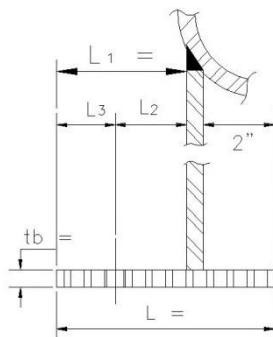
$$L = 5 + \frac{3}{4} + \frac{1}{4} + 2$$

$$L = 8 \text{ pul} \text{ (0.203 m)}$$

El valor obtenido es mayor que la suma de los valores que se indican en la *Tabla A-3* por lo tanto se obtiene el valor de  $L_1$  y se puede apreciar que es:

$$L_1 = L - 2$$

$$L_1 = 6 \text{ pul}$$



**Figura 10-4. Esquema de localización de pernos de anclaje.**

Entonces podemos calcular el espesor aproximado del anillo de base, sustituyendo en la ecuación **(10-14)**:



$$t_B = 0.32(6 \text{ pul})$$

$$t_B = 1.92 \text{ pul}$$

Por lo tanto se elige un anillo de espesor:

$$t_B = 2 \text{ pul } (0.0508 \text{ m})$$

Se verifican los esfuerzos de apoyo y flexionante, sustituyendo en las ecuaciones (10-) y (10-) respectivamente:

$$A_R = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - D_i^2)$$

$$A_R = 1354 \text{ pul}^2$$

Donde:

$D_p$  = Diámetro exterior del anillo de base.

$D_i$  = Diámetro interior del anillo de base.

Entonces el esfuerzo de apoyo es:

$$S_1 = \frac{(447 \text{ lb/pul})(224.6 \text{ pul})}{1354 \text{ pul}^2}$$

$$S_1 = 74.1 \text{ lb/pul}^2$$

Y el esfuerzo flexionante es:

$$S_2 = \frac{3 (74.1 \text{ lb/pul}^2)(5.75 \text{ pul})^2}{(2 \text{ pul})^2}$$

$$S_2 = 1837.4 \text{ lb/pul}^2$$





Con una placa de acero SA 285 C para el anillo base, puede tomarse el valor de  $18\,000\text{ lb/pul}^2$  como esfuerzo permitido para fines estructurales. Por lo tanto el ancho y el espesor del anillo son satisfactorios.

## 10.7.- Boquillas

Todos los recipientes a presión deberán estar provistos de boquillas y conexiones de entrada y salida de producto, válvula de seguridad, entrada hombre, drene, etc. De acuerdo al tipo de recipiente que se vaya a diseñar, este puede tener una o varias boquillas de las antes mencionadas.

Para instalar una boquilla en un recipiente a presión, es necesario hacer un agujero en el cuerpo o tapa en que se vaya a instalar. Al efectuar este agujero se esta “quitando área” y las líneas de esfuerzo que pasaban por el área que quitamos, pasarán tangentes al agujero practicado. Para evitar fallas en la periferia del agujero practicado es necesario reponer el material que se le retiro.

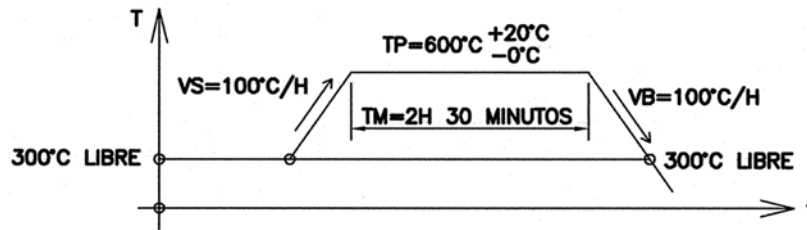
El requisito básico es que entorno a la abertura, el recipiente debe reforzarse con una cantidad igual a la que se quitó para hacer la abertura. El refuerzo puede formar parte del recipiente y de la boquilla en forma integral o bien puede ser un parche adicional.

Las boquillas utilizadas en este recipiente serán:

- Entrada hombre.
- Salida de aire.
- Vaciado de condensación (Drene).
- Indicador de presión de aire.
- Entrada de aire.

Para el diseño de este recipiente prescindiremos de estos requisitos ya que las únicas dos aperturas que necesitarían refuerzo son la entrada hombre y salida de aire, pero no se utilizarán refuerzos debido a que se aplicará el tratamiento térmico que recomienda

ALSTOM, este reduce la concentración de esfuerzos en las aberturas y se realiza después de haber aplicado todas las soldaduras. El tratamiento se basa en el ciclo de calentamiento y enfriamiento siguiente.



**Figura 10-5. Ciclo de tratamiento térmico sugerido por ALSTOM.**



Además, las boquillas que se utilizarán estarán acorde a las boquillas del acumulador actual, debido a que los accesorios del nuevo sistema deberán acoplarse al ya existente de ALSTOM. Estas boquillas se enlistan en la Tabla 10-1.

<b>BOQUILLAS</b>			
<b>Tipo de conexión</b>	<b>Servicio</b>	<b>Material</b>	
		<b>Calidad</b>	<b>Norma</b>
Medio manguito G 1/2"	Vaciado de condensación	SA 105	ASME
Cuello soldable 4" RTJ- Diam. Int.=102 mm	Salida de aire	SA 105	ASME
Medio manguito G 1/4"	Indicador de presión de aire	SA 105	ASME
Medio manguito G 1/4"	Entrada de aire	SA 105	ASME
Cuello soldable 18" RTJ- Diam. Int.=4mm	Entrada hombre	SA 105	ASME
Brida ciega 18" RTJ	Tapa entrada hombre	SA 105	ASME

**Tabla 10-1 Lista de boquillas a utilizar en el recipiente a presión.**

## 10.8.- Orejas de izaje

Es pertinente calcular las orejas de izaje, debido a que estas nos permitirán trasladar y movilizar el recipiente hasta el recinto final. Existen formas recomendadas por la ASME con las dimensiones correspondientes para su selección, estas se presentan en la *Tabla 10-2*.

<p>Instituto Tecnológico de Tuxtla Gutiérrez</p> 	<p><b>MEMORIA DE CÁLCULOS</b></p>	<p>COMPANÍA: Comisión Federal de Electricidad</p>  <p><i>Comisión Federal de Electricidad</i></p>
<p>UNIDADES: Sistema Ingles</p> <hr/> <p>REALIZÓ: Armando León Gómez</p> <hr/> <p>APROBÓ:</p> <hr/> <p>FECHA:</p>	<p>TITULO:</p> <p><b>Cálculo de las orejas de izaje.</b></p>	<p>PRODUCTO:</p> <p>Recipiente acumulador de aire comprimido</p>
<p>Se calculará el peso aproximado del recipiente vacío mediante la ecuación:</p> $W_{Total} = W_{Recipiente} + W_{Faldon} + W_{Anillo\ base} \tag{10-17}$ <p>El peso del faldón se calcula mediante la ecuación:</p> $W_{Faldon} = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_{if}^2) \cdot h_f \cdot \gamma_{Acero} \tag{10-18}$ <p>El peso del anillo base se calcula mediante la ecuación:</p> $W_{Anillo\ base} = \frac{\pi}{4} (D_{ea}^2 - D_{ia}^2) \cdot t_b \cdot \gamma_{Acero} \tag{10-19}$		



Donde:

$D_e$  = Diámetro exterior del faldón, en *pul*.

$D_{if}$  = Diámetro exterior del faldón, en *pul*.

$D_{ea}$  = Diámetro exterior del anillo, en *pul*.

$D_{ia}$  = Diámetro interior del anillo, en *pul*.

$h_f$  = Altura del faldón, en *pul*.

$t_b$  = Espesor del anillo, en *pul*.

$\gamma_{Acero}$  = Peso específico del acero, en  $lb/pul^3$ .

**Datos:**

$D_e = 71.5 \text{ pul (1.816 m)}$ .

$D_{if} = 70 \text{ pul (1.778 m)}$ .

$D_{ea} = 83 \text{ pul (2.108 m)}$ .

$D_{ia} = 67.5 \text{ pul (1.714 m)}$ .

$h_f = 23.6 \text{ pul (0.599 m)}$ .

$t_b = 2 \text{ pul (0.0508 m)}$ .

$\gamma_{Acero} = 0.2833 \text{ lb/pul}^3 \text{ (76 897.4 N/m}^3\text{)}$ .

**Operaciones:**

Sustituyendo valores en ecuación **(10-18)** obtenemos:



$$W_{Faldon} = \frac{\pi}{4} ((71.5 \text{ pul})^2 - (70 \text{ pul})^2)(23.6 \text{ pul})(0.2833 \text{ lb/pul}^3)$$

$$W_{Faldon} = 1114.5 \text{ lb} (4957.214 \text{ N})$$

Sustituyendo valores en la ecuación **(10-19)** obtenemos:

$$W_{Anillo \text{ base}} = \frac{\pi}{4} ((83 \text{ pul})^2 - (67.5 \text{ pul})^2)(2 \text{ pul})(0.2833 \text{ lb/pul}^3)$$

$$W_{Anillo \text{ base}} = 1038 \text{ lb} (4616.948 \text{ N})$$

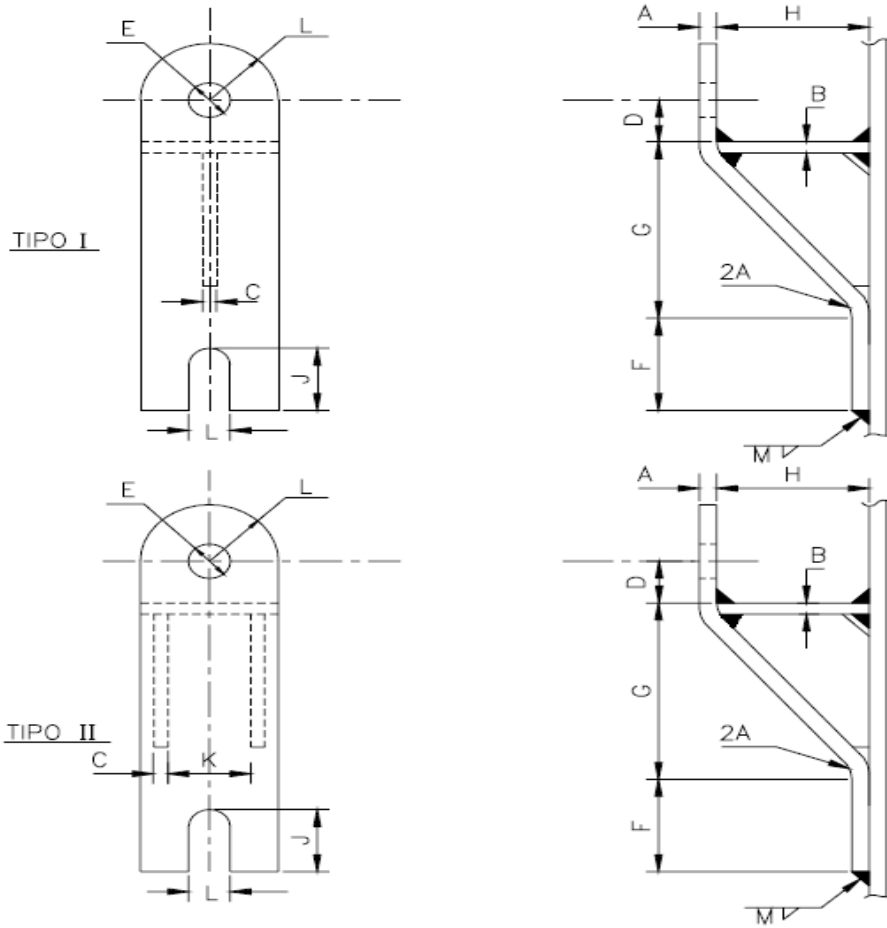
Por lo tanto, de la ecuación **(10-17)** obtenemos un peso total de:  $W_{Total} = 28206.3 \text{ lb}$

Los valores de la tabla se encuentran en el S.I. por lo tanto realizamos la conversión de unidades de *lb* a *Kg*.

Esto nos da:

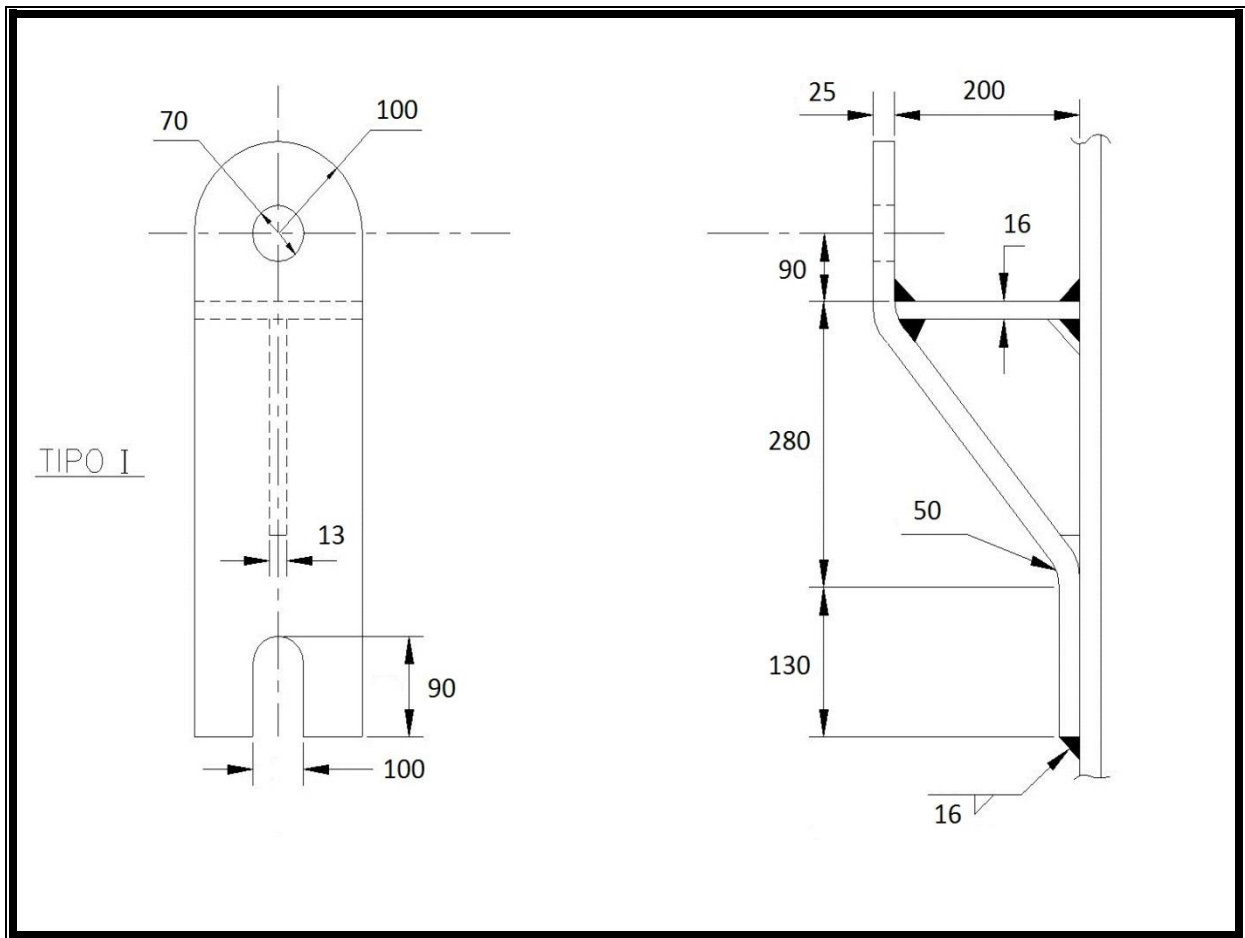
$$W_{Total} = 12794.1 \text{ Kg}$$

TIPO	TONELADA MAXIMA	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	L	M
I	10	22	16	13	70	51	100	220	150	70	—	65	13
	20	25	16	13	90	70	130	280	200	90	—	100	16
	35	32	19	16	110	89	160	320	230	110	—	130	16
	50	38	22	19	130	110	210	380	260	140	—	160	22
	75	44	25	22	150	130	240	420	280	160	—	190	22
II	100	57	32	25	170	140	260	460	300	180	250	210	25
	150	70	38	25	200	170	310	550	350	210	300	250	32
	200	79	44	32	220	190	360	640	400	240	340	280	38
	250	102	57	32	250	210	420	680	400	280	350	290	44



**Tabla 10-2. Tipos de orejas de izaje y sus dimensiones de acuerdo al peso del recipiente (Medidas en milímetros).**

Por lo tanto se considerará una masa de 20 toneladas con sus medidas correspondientes. Las orejas de izaje se diseñarán con las siguientes medidas:





### 11.- Conexión del sistema adicional de aire

Ya contamos con las dimensiones del tanque acumulador de aire comprimido, ahora se necesita conectar al sistema.

Como se planteó en el principio, el tanque será alimentado por los compresores que actualmente están en servicio. Así mismo la salida de aire se conectará al sistema de inyección para desanegado, esta es la solución más viable y económica.

La conexión del sistema consta de tuberías de acero inoxidable de dos dimensiones, con los accesorios correspondientes. Estas se describen en la tabla siguiente:

DESCRIPCIÓN	NORMA	SERVICIO
Tubo acero inoxidable DN=100 Diam.= 4"	ASTM A 268	Salida de aire comprimido.
Tubo acero inoxidable DN=20 Diam.= 1- 1/16"	ASTM A 268	Entrada de aire comprimido.

**Tabla 11-1. Tuberías de conexión para el sistema de aire adicional de desanegado.**

La localización exacta del tanque acumulador aun no está determinada, debido a que aun tiene que hacerse la gestión de los espacios disponibles por lo tanto, no podrá determinarse la longitud de tubería necesaria pero si se podrá realizar el diagrama de conexión.





## 12.- Conclusiones y recomendaciones

Se creó un sistema de suministro de aire adicional que consta de un recipiente acumulador de aire a 80 Bar (8 MPa) capaz de abatir de manera efectiva el agua del tubo de aspiración de una unidad generadora. Esto permitirá tener disponibilidad de aire suficiente para operar tres unidades consecutivas como condensador síncrono, cuando operación sistema lo solicite.

El tiempo que se reducirá con la implementación de este sistema será de aproximadamente 82 minutos, ya que antes, el retardo de tiempo para operar una tercera unidad era de aproximadamente 1 hora y media, ahora será en los mismos 8 minutos que se tarda el sistema actual en abatir una unidad sin reposición de los compresores, por lo tanto:

$$\% \text{Tiempo reducido} \approx 100 \left( 1 - \frac{\text{Tiempo optimizado}}{\text{Tiempo actual}} \right)$$

$$\% \text{Tiempo reducido} \approx 100 \left( 1 - \frac{24 \text{ min.}}{106 \text{ min.}} \right)$$

$$\% \text{Tiempo reducido} \approx 77.35\%$$

De esta manera se cumple el objetivo de disminuir el tiempo de operación de los condensadores síncronos en la estimación establecida.

El plano constructivo del tanque acumulador de aire comprimido así como el diagrama de conexión del sistema de suministro de aire adicional se muestra en la Figura A-5, Figura A-6 y Figura A-7.



# ANEXOS

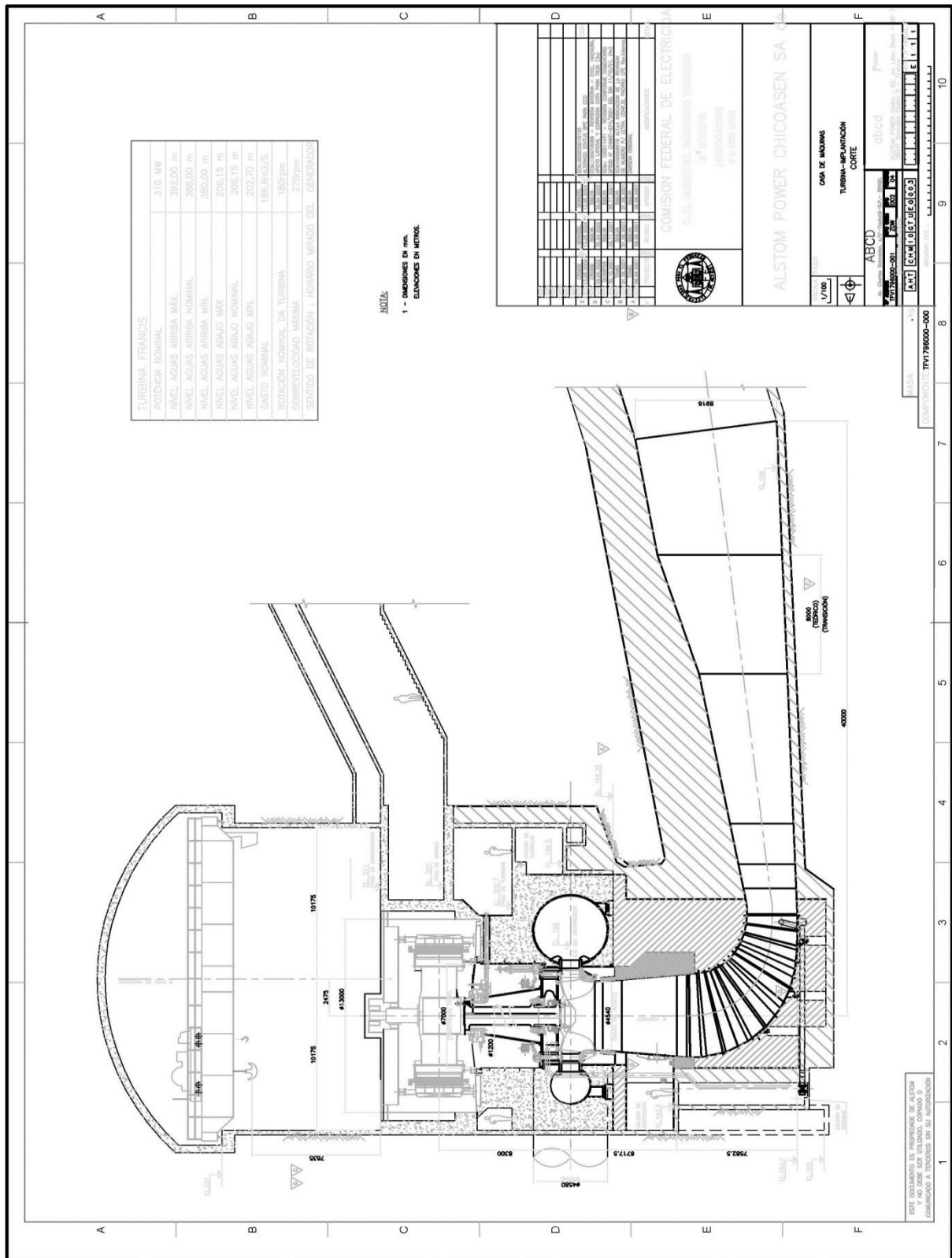


Figura A-1. Plano de la unidad generadora de 300 MW marca ALSTOM (Corte longitudinal).

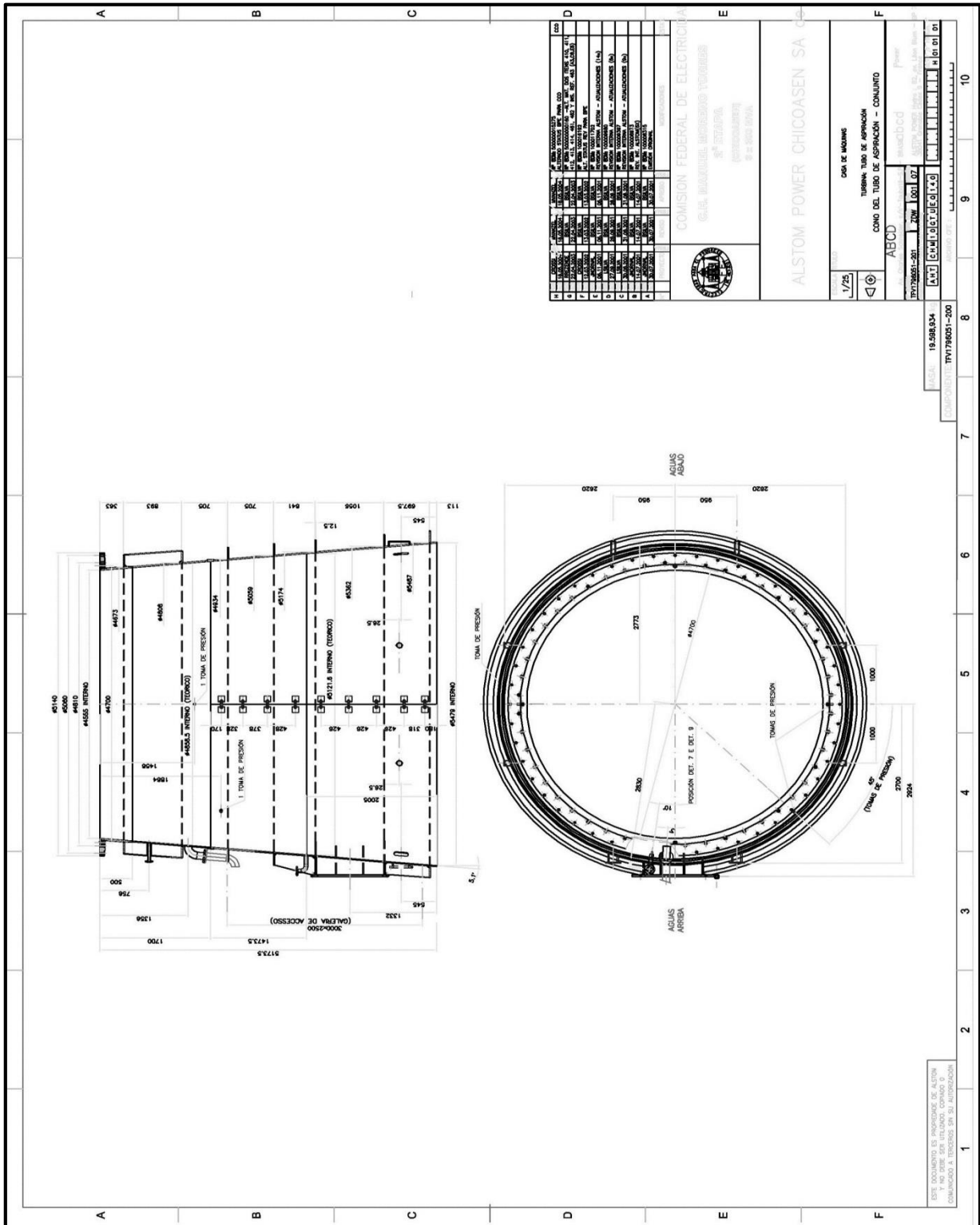


Figura A-2. Plano del cono del tubo de aspiración (Conjunto).

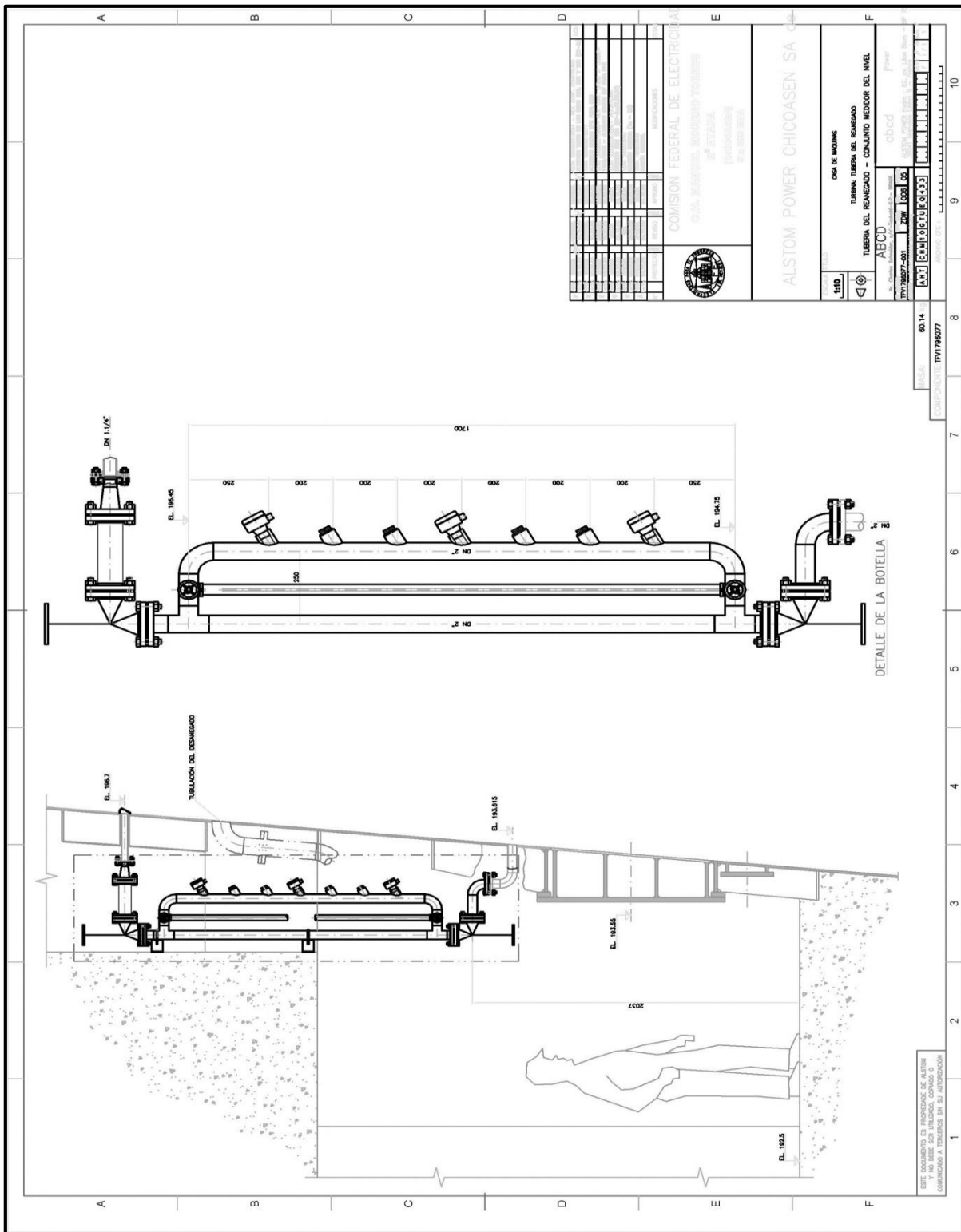


Figura A-3. Plano del sistema medidor de nivel.

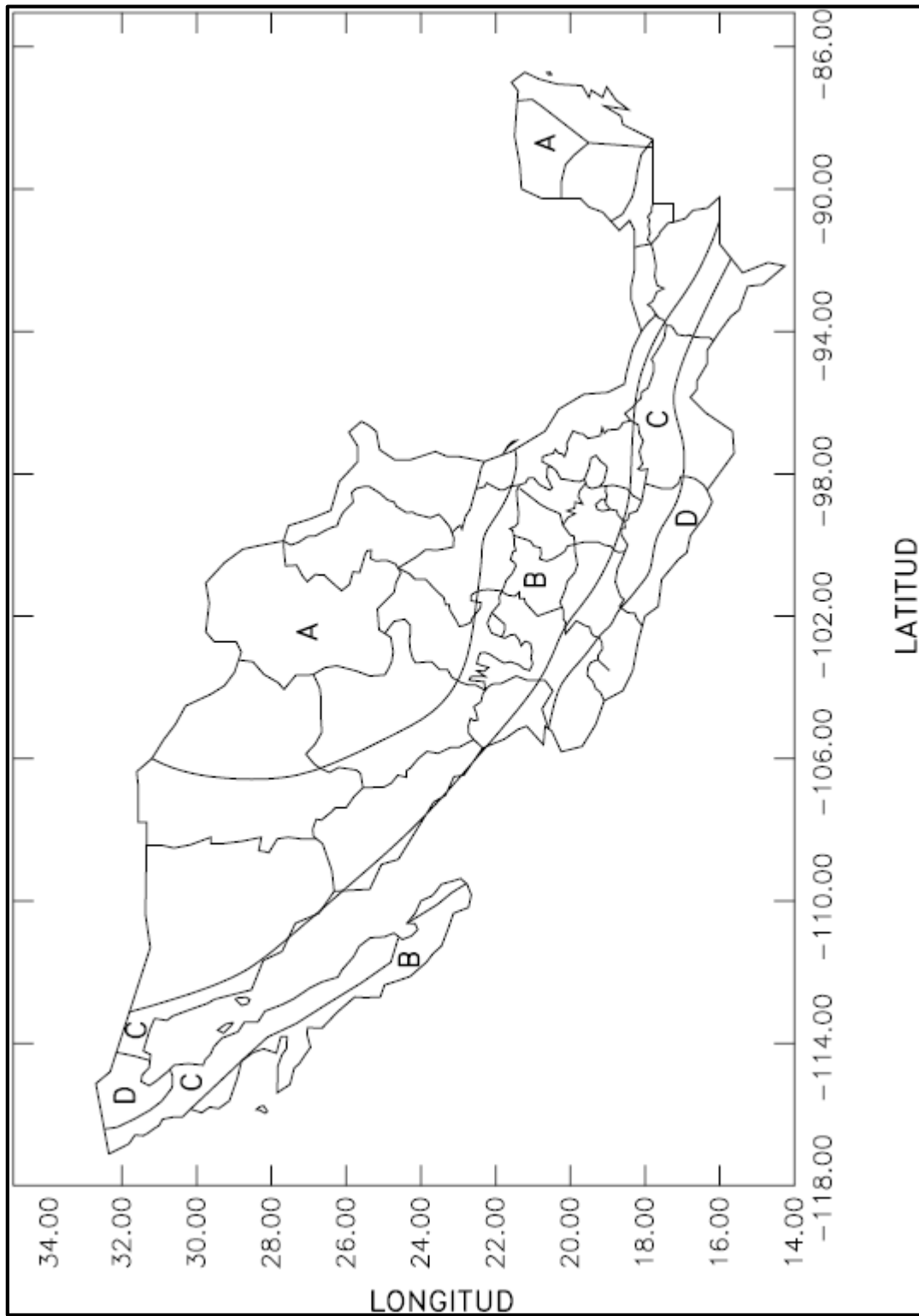


Figura A-4. Mapa de la regionalización sísmica (*Comisión Federal de Electricidad*).



C O E F I C I E N T E S I S M I C O " C "					
ZONA SISMICA	TIPO DE SUELO	$a_0$	C	$T_0$ (S)	$T_b$ (S)
A	I	0.02	0.08	0.2	0.6
	II	0.04	0.16	0.3	1.5
	III	0.05	0.20	0.6	2.9
B	I	0.04	0.14	0.2	0.6
	II	0.08	0.30	0.3	1.5
	III	0.10	0.36	0.6	2.9
C	I	0.36	0.36	0.0	0.6
	II	0.64	0.64	0.0	1.4
	III	0.64	0.64	0.0	1.9
D	I	0.50	0.50	0.0	0.6
	II	0.86	0.86	0.0	1.2
	III	0.86	0.86	0.0	1.7

Tabla A-1. Constantes sísmicas por región (Viene de Figura A-4).



# Reporte final de Residencia Profesional

Ingeniería Mecánica

Armando León Gómez

PESO DE CASCOS Y CABEZAS											
DIAM. DEL RECIPIENTE		ESPESOR DE PARED									
		3/4"					13/16"				
		CASCO		CABEZA			CASCO		CABEZA		
		D. I.	D. E.	ELIP	B Y C	HEMIS	D. I.	D. E.	ELIP.	B Y C	HEMIS
12		102	90	70	48	67	111	97	76	53	73
14		118	106	88	60	90	128	114	95	67	98
16		134	122	104	74	116	146	132	113	82	126
18		150	138	126	92	145	163	149	136	100	158
20		166	154	145	108	177	180	166	157	117	193
22		182	170	171	126	213	198	184	185	137	232
24		198	186	193	145	252	215	201	209	160	275
26		214	202	216	165	295	233	219	234	182	321
28		230	218	241	187	340	250	236	261	412	370
30		246	234	274	216	389	267	253	304	234	423
32		262	250	309	241	442	285	271	335	261	480
34		278	266	345	267	497	302	288	378	289	541
36		294	282	393	294	556	319	305	425	323	605
38		310	298	425	330	618	337	323	470	357	672
40		326	314	469	361	684	354	340	508	391	743
42		342	330	514	393	753	371	357	567	425	818
48		390	378	662	505	979	423	409	729	547	1063
54		438	426	829	631	1234	475	461	911	683	1340
60		486	474	1015	772	1520	527	513	1107	836	1650
66		534	522	1220	926	1835	579	565	1337	1003	1991
72		582	570	1443	1095	2179	631	617	1564	1186	2365
78		630	618	1685	1277	2554	683	669	1835	1384	2771
84		678	666	1947	1475	2958	735	721	2120	1597	3209
90		726	714	2226	1685	3391	788	774	2433	1825	3679
96		775	763	2525	1911	3855	840	826	2757	2070	4181
102		823	811	2842	2150	4348	892	878	3103	2329	4716
108		871	859	3178	2403	4870	944	930	3457	2603	5282
114		919	907	3533	2671	5422	996	982	3854	2893	5881
120		967	955	3856	2952	6004	1048	1034	4204	3198	6511
126		1015	1003	4243	3248	6616	1100	1086	4614	3518	7174
132		1063	1051	4655	3558	7257	1152	1138	5059	3854	7869
138		1111	1099	5082	3881	7928	1204	1190	5522	4205	8596
144		1159	1147	5650	4219	8628	1256	1242	6067	4571	9356

**Tabla A-2. Peso de cascos y cabezas (Pesos en libras).  
Obtenido de: Eugene F. Megyesy, Manual de Recipientes a Presión.**



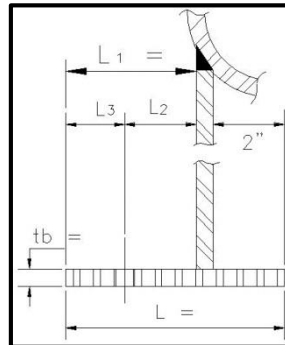


## Reporte final de Residencia Profesional

Ingeniería Mecánica

Armando León Gómez

PESO DE CASCOS Y CABEZAS											
ESPESOR DE PARED											
DIAM. DEL RECIPIENTE. (Pul.)		2"					2 1/4"				
		CASCO		CABEZA			CASCO		CABEZA		
		D.I.	D.E.	ELIP.	B Y C	HEMIS	D.I.	D.E.	ELIP.	B Y C	HEMI
										S	
	12	299	214	256	210	215	342	216	307	248	251
14		342	257	300	259	281	391	282	358	296	326
	16	384	299	361	307	356	439	330	362	349	411
18		427	342	414	358	439	487	379	425	406	506
	20	470	385	484	400	531	535	427	495	467	612
22		513	428	546	456	633	583	475	578	533	726
	24	555	470	610	514	742	631	523	648	603	851
26		598	513	678	576	861	679	571	723	678	986
	28	641	556	767	642	988	727	619	801	757	1130
30		683	598	862	730	1142	775	667	904	840	1285
	32	726	641	963	804	1269	823	715	1014	927	1449
34		769	684	1068	882	1423	871	763	1130	1019	1623
	36	812	727	1181	962	1586	919	811	1277	1115	1834
38		854	769	1298	1047	1757	967	859	1380	1216	2001
	40	897	812	1421	1134	1937	1015	907	1515	1321	2205
42		940	855	1550	1250	2126	1063	955	1655	1438	2419
	48	1068	983	1968	1550	2745	1208	1100	2115	1802	3125
54		1196	1111	2436	1909	3444	1352	1244	2632	3118	3922
	60	1325	1239	2956	2274	4221	1496	1388	3204	2632	4808
66		1453	1367	3526	2708	5078	1640	1532	3833	3085	5787
	72	1581	1496	4145	3140	6013	1784	1676	4519	3618	6854
78		1709	1624	4814	3645	7028	1929	1821	5260	4146	8012
	84	1837	1752	5573	4145	8122	2073	1965	6058	4760	9194
90		1965	1880	6302	4722	9295	2217	2109	6913	5364	10528
	96	2094	2008	7122	5288	10546	2361	2253	7823	6058	11952
102		2222	2137	7992	5937	11877	2505	2397	8790	6737	13466
	108	2350	2265	8911	6624	13287	2650	2542	9814	7513	15073
114		2478	2393	9880	7349	14776	2794	2686	10893	8332	16767
	120	2606	2521	10692	8112	16345	2938	2830	11874	9193	18554
126		2734	2649	11824	8911	17992	3082	2974	13059	10096	20328
	132	2863	2777	12862	9748	19718	3226	3118	14301	11041	22291
138		2991	2906	14100	10623	21523	3371	3263	15597	12029	24343
	144	3119	3034	15232	11536	23408	3514	3514	16952	13052	26424



TAMAÑO DEL PERNO. (Pul.)	AREA EN LA RAIZ DEL PERNO. (Pul <sup>2</sup> .)	DIMENSION (Pul.)	
		$L_2$	$L_3$
1/2	0.126	7/8	5/8
5/8	0.202	1	3/4
3/4	0.302	1-1/8	13/16
7/8	0.419	1-1/4	15/16
1	0.551	1-3/8	1-1/16
1 1/8	0.693	1-1/2	1-1/8
1 1/4	0.890	1-3/4	1-1/4
1 3/8	1.054	1-7/8	1-3/8
1 1/2	1.294	2	1-1/2
1 5/8	1.515	2-1/8	1-5/8
1 3/4	1.744	2-1/4	1-3/4
1 7/8	2.049	2-3/8	1-7/8
2	2.300	2-1/2	2
2 1/4	3.020	2-3/4	2-1/4
2 1/2	3.715	3-1/16	2-3/8
2 3/4	4.618	3-3/8	2-5/8
3	5.621	3-5/8	2-7/8

**Tabla A-3. Dimensiones mínimas de anclaje.**  
**Obtenido de: Eugene F. Megyesy, Manual de Recipientes a Presión.**



NUMERO DE PERNOS DE ANCLAJE		
DIAMETRO DEL CIRCULO BASE DE PERNOS, PULG	MINIMO	MAXIMO
24 a 36	4	4
42 a 54	8	8
60 a 78	12	12
84 a 102	12	16
108 a 126	16	20
132 a 144	20	24

Tabla A-4. Número de pernos de anclaje.  
*Obtenido de: Eugene F. Megyesy, Manual de Recipientes a Presión.*

ESFUERZOS MAXIMOS PERMITIDOS		
PARA PERNOS USADOS COMO ANCLAS		
NUMERO DE ESPECIFICACIÓN	DIAMETRO, PULG	MÁX. ESF. PERMITIDO lb/pulg <sup>2</sup>
SA 325	Todos los diámetros	15 000
SA 193 B 7	2 1/2 y menores	18 000
SA 193 B 16	2 1/2 y menores	18 000
SA 193 B 7	Más de 2 1/2 hasta 4 incl.	16 000
SA 193 B 16	Más de 2 1/2 hasta 4 incl.	15 700

Tabla A-5. Esfuerzos máximos permitidos para pernos usados como anclas.  
*Obtenido de: Eugene F. Megyesy, Manual de Recipientes a Presión.*

### ACEROS PARA RECIPIENTES A PRESION

Especificación	Descripción y uso final
ASTM/ASME SA 285 C	Recipientes estacionarios de resistencia baja e intermedia.
ASTM/ASME SA 455	Recipientes estacionarios de alta resistencia.
ASTM/ASME SA 516 60 y 70	Recipientes de media resistencia para servicio de media y baja temperatura.
NMX B-475	Recipientes a presión (esferas).
ASTM/ASME SA 612	Recipientes para carros tanque de Ferrocarril.
AAR TC-128-B	

### Composición química y propiedades mecánicas

Especificación	Composición química % en peso (máximo)						Limite elástico mín. KSI	Ultima tensión mín. KSI	% de elong. mín. en 8"	Rango de dimensión
	C	Mn	P	S	Si	Cb				
ASTM /ASME SA 285 C	0.28	0.90	0.035	0.035	-	-	30	55-75	23	1
ASTM /ASME SA 455										
Esesor $\leq 0.375"$	0.33	0.85-1.20	0.035	0.035	0.10	-	38	75-95	15	2
Esesor $> 0.375" - \leq 0.580"$	0.33	0.85-1.20	0.035	0.035	0.10	-	37	73-93	15	2
Esesor $> 0.580" - \leq 0.750"$	0.33	0.85-1.20	0.035	0.035	0.10	-	35	70-90	15	2
ASTM /ASME SA 516 60										
Esesor $\leq 0.500"$	0.21	0.60-0.90	0.035	0.035	0.15-0.40	-	32	60-80	21	2
Esesor $> 0.500"$ hasta 2"	0.23	0.85-1.20	0.035	0.035	0.15-0.40	-	32	60-80	21	2
ASTM /ASME SA 516 70										
Esesor $\leq 0.500"$	0.27	0.85-1.20	0.035	0.035	0.15-0.40	-	38	70-90	17	2
Esesor $> 0.500"$ hasta 2"	0.28	0.85-1.20	0.035	0.035	0.15-0.40	-	38	70-90	17	2
NMX B-475 (1)										
Esesor $> 0.1875" - \leq 1.375"$	0.22	1.0-1.60	0.035	0.030	0.50	0.020-0.05	55	77-91	17	3
Esesor $> 1.375" - \leq 2.0"$	0.22	1.0-1.60	0.035	0.030	0.50	0.020-0.05	53	73-87	17	3
ASTM /ASME SA 612										
Esesor $\leq 0.500"$	0.25	1.0-1.50	0.035	0.025	0.15-0.50	-	50	83-105	16	2
Esesor $> 0.500" - \leq 1.0"$	0.25	1.0-1.50	0.035	0.025	0.15-0.50	-	50	81-101	16	2
AAR TC-128-B	0.24	1.0-1.65	0.025	0.015	0.15-0.40	0.050	50	81-101	16	2

(1): Para estos grados de acero por sus requerimientos especiales, siempre se deberá solicitar una factibilidad de producción.

**Tabla A-6. Aceros para recipientes a presión fabricados en México por AHMSA. Obtenido de: Manual de especificaciones y Garantías de Altos Hornos de México. Edición 2011.**

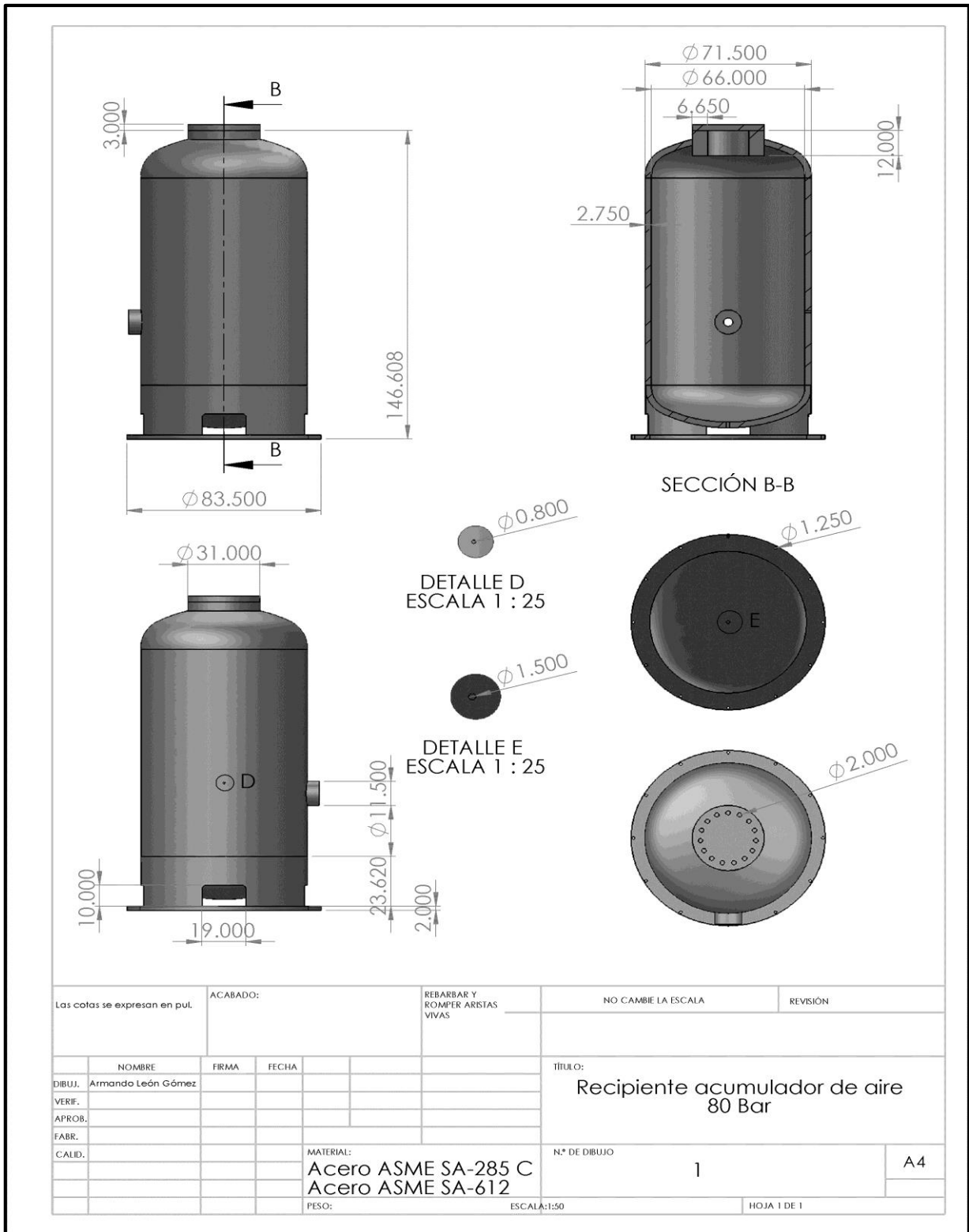


Figura A-5. Plano constructivo del recipiente acumulador de aire.



Figura A-6. Recipiente acumulador de aire.

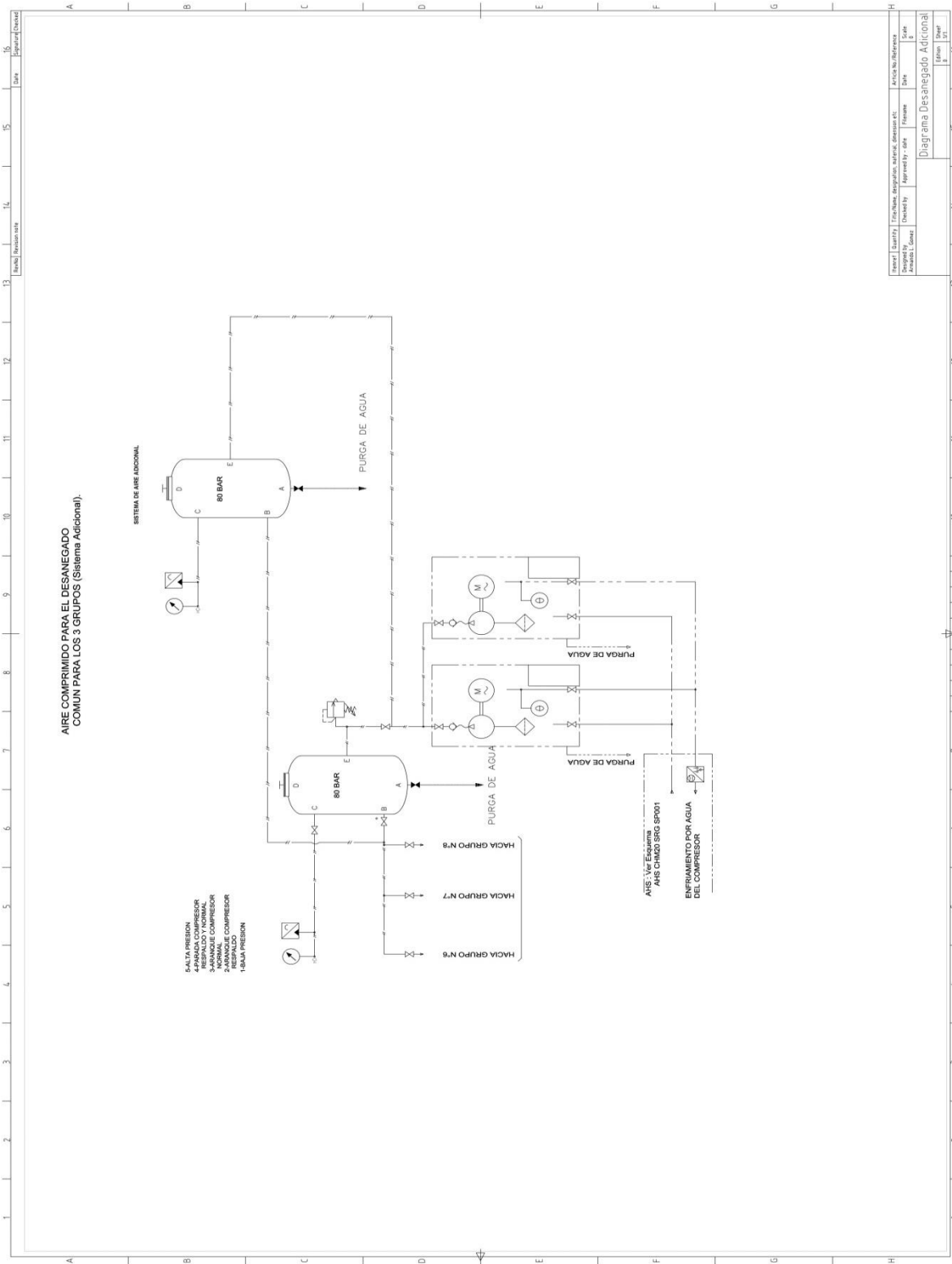


Figura A-7. Diagrama de conexión del sistema de suministro de aire adicional.



### **13.- Bibliografía**

F. Megyesy, Eugene. *Manual de recipientes a presión*. Primera edición. 1992, México D.F.

Comisión Federal de electricidad. *Curso de introducción para operadores*. 2002, Mexico D.F.

Fraile Mora, Jesus. *Máquinas Electricas*.2003, México D.F.