

A
2-j.



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
"CUAUTITLAN"**

**DISEÑO Y CALCULO DE UN TANQUE DE
SELLO VERTICAL PARA QUEMADOR SIN
HUMO TIPO MULTIJET (REFINERIA MIGUEL
HIDALGO DE TULA HIDALGO.)**

**T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
JULIO ESPERILLA PORRAS**

PALLA DE ORIGEN





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

	Pág.
OBJETIVO.	1
I. GENERALIDADES.	2
I.1 Tipos de recipientes.	2
I.2 Tipos de tapas.	5
I.3 Accesorios.	10
I.4 Criterios de diseño.	11
I.5 Métodos de fabricación.	13
I.6 Requisitos generales de ejecución.	16
II. INSPECCION Y PRUEBAS PARA RECIPIENTES A PRESION.	19
II.1 Inspección.	19
II.2 Pruebas.	23
III. MATERIALES DE CONSTRUCCION PARA RECIPIENTES A PRESION.	28
III.1 Clasificación de los materiales.	28
III.2 Materiales de construcción en recipientes.	30
III.3 Resistencia de los materiales.	31
III.4 Esfuerzos por temperatura.	34
IV. FACTORES TECNICOS Y ECONOMICOS EN EL DISEÑO DE RECIPIENTES.	38
IV.1 Unión soldada.	38
IV.2 Selección del tipo de unión.	41
IV.3 Estimación de costos.	43
V. DISEÑO DE SOPORTES PARA RECIPIENTES.	45
V.1 Soportes para recipientes verticales.	46
V.2 Faldón.	46
V.3 Placa de apoyo y pernos de anclaje.	49

	Pág.
VI. CODIGOS APLICABLES.	58
VI.1 Generalidades sobre códigos.	58
VI.2 Breve historia del código ASME.	59
VI.3 Limitaciones.	60
VII. DISEÑO Y CALCULO DEL TANQUE DE SELLO.	62
VII.1 Cálculo por presión interna.	65
VII.2 Cálculo por presión externa.	67
VII.3 Diseño mecánico.	74
VII.4 Cálculo por presión del viento.	81
VII.5 Cálculo por sismo.	85
VII.6 Cálculo por vibraciones.	89
VII.7 Cálculo de la deflexión máxima.	91
VII.8 Cálculo de esfuerzos combinados.	92
VII.9 Diseño de faldón, anclas y placa base.	96
VII.10 Cálculo de placas de refuerzo.	103
VII.11 Cálculo de la presión de prueba hidrostática.	107
VIII. CORROSION EN RECIPIENTES.	109
IX. CONCLUSIONES.	115
BIBLIOGRAFIA.	117

O B J E T I V O

En la actualidad, México es uno de los cinco primeros países productores de petróleo, más su capacidad de transformación es aún reducida para aprovechar esta riqueza natural. Por lo que la Ingeniería de Proyecto es fundamental para lograr un alto grado de transformación.

En la medida que la Ingeniería de Proyecto se ha incrementado en nuestro país, se requiere de un conocimiento más amplio dentro de las diferentes especialidades que intervienen, siendo una de las más importantes, la de diseño y construcción de recipientes. Es por tanto, primordial para el Ingeniero conocer los factores principales que intervienen en el diseño de recipientes y, consecuentemente, en la fabricación, inspección, montaje y operación de éstos.

En esta especialidad convergen varios conocimientos afines a distintas ramas de la Ingeniería, como son : materiales, corrosión, sustancias manejadas, Ingeniería Mecánica, Civil, Hidráulica, Química, etc.

Dentro de los diversos tipos de recipientes, los tanques de sello vertical ofrecen un amplio panorama en el diseño, de ahí la importancia de la intervención de personal con conocimientos en Ingeniería de recipientes.

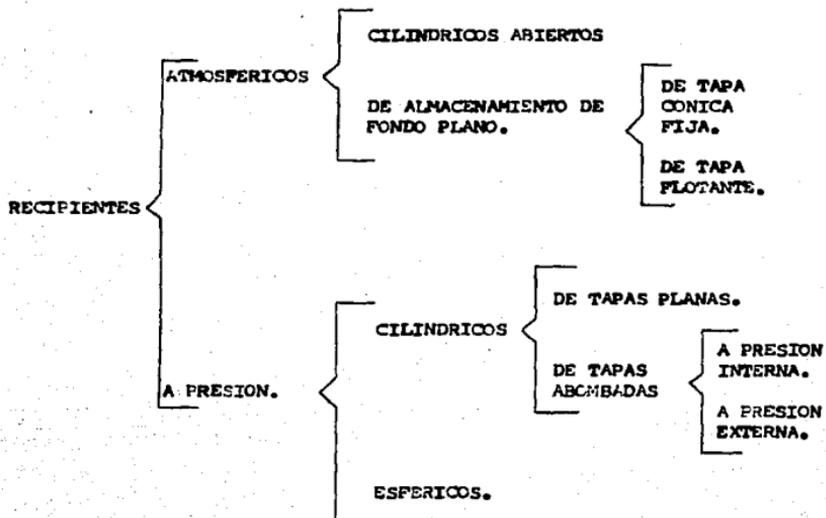
El presente trabajo pretende dar los criterios a seguir en el diseño y cálculo de este tipo de recipientes, así como tener toda la información condensada y de una manera funcional, con respecto al diseño y cálculo de los mismos.

I.- GENERALIDADES.

I.1 TIPOS DE RECIPIENTES.

Tenemos que los procesos químicos son de una gran variedad, así como los petroquímicos; por lo que, las clasificaciones de los tipos de recipientes son bastante extensas, y es casi imposible encuadrarlos en una clasificación determinada, ya que ésta puede ser a base de su forma, uso, material de construcción y aún por el producto que manejan.

Pero los podemos agrupar en dos grandes grupos : Recipientes Atmosféricos y Recipientes a Presión.

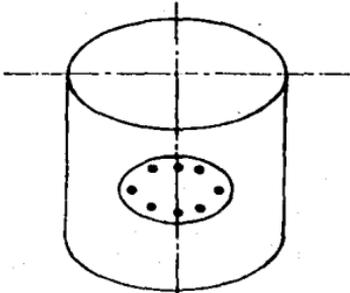


Los recipientes atmosféricos, son aquéllos que trabajan a una presión absoluta aproximada de 1.033 kg/cm^2 (15 lb/pulg.^2), y están destinados exclusivamente para almacenamiento.

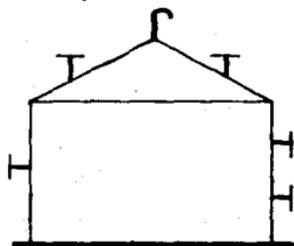
Los recipientes abiertos se usan normalmente como tanques de balances, mezcladores, de reposo, etc. Estos tipos de recipientes son baratos a comparación de los recipientes cerrados, ambos de la misma capacidad. La decisión de usar un recipiente abierto ó cerrado dependerá del tipo de fluido que sea manejado y de las características de la operación.

Los recipientes cerrados manejan fluidos tales como combustibles - tóxicos, ácidos, gases, etc. y pueden dividirse en recipientes cilíndricos verticales de fondo plano y cubierta cónica, los cuáles normalmente trabajan a presiones atmosféricas y su función es la de almacenar productos; existen recipientes cilíndricos con cabezas abombadas en sus extremos, por lo que se usan en donde la presión de vapor del líquido acumulado impone un diseño riguroso, y, finalmente, se tienen los recipientes - esféricos, los cuáles se usan normalmente para el almacenamiento de grandes volúmenes de fluidos bajo presiones moderadas.

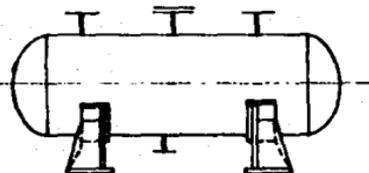
En la fig. I 1.1 se presentan algunos tipos de recipientes más - comunes.



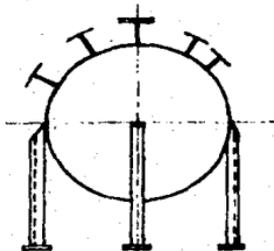
**RECIPIENTE ATMOSFERICO
ABIERTO**



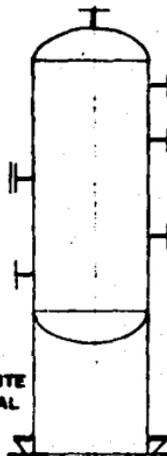
**RECIPIENTE ATMOSFERICO
CERRADO**



RECIPIENTE HORIZONTAL



RECIPIENTE ESFERICO



**RECIPIENTE
VERTICAL**

**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

JULIO ESPERILLA PORRAS
TESIS PROFESIONAL

FIG. No. 1.1

ACOT. EN:

FECHA:

**T I P O
D E
R E C I P I E N T E S**

Los recipientes a presiones son el corazón en una refinería, Planta química u otro tipo de plantas industriales. Dada la importancia de éstos recipientes, su diseño reviste un interés considerable, sobre todo en las partes primordiales del recipiente, tales como : cabezas ó tapas, casca—rón, soportes, aros, base, etc. Los cálculos se apoyan básicamente en la teoría general de la resistencia de materiales, considerando los esfuer—zos causados por las presiones, tanto internas como externas, fuerzas debidas a movimientos telúricos, presión del viento y peso propio; así como cargas de impacto, fluctuaciones rápidas de presión, el contenido normal del líquido en operación ó en condiciones de prueba, ésto incluye la presión adicional debido a la carga estática del líquido en las cabezas, si es vertical, cargas sobrepuestas debido a otros recipientes; reacciones — de las orejas de los soportes, los efectos de gradientes de la temperatura sobre la resistencia del material, etc.

Es importante efectuar relaciones entre los factores antes expues—tos, con el objeto de desarrollar un diseño apropiado, funcional, estable, económico, de fácil construcción y montaje, y aprovechar lo más posible la capacidad de las Empresas Nacionales que tengan que ver con este tipo de equipos.

1.2 TIPOS DE TAPAS.

Existen varios tipos de tapas, para "cerrar" recipientes cilíndricos. Algunas de las más comunes y utilizadas en la industria son : La tapa semielíptica, toriesférica, tapas 80:10, semiesféricas, abombada con ceja plana y plana con ceja.

Tapas planas con ceja : Se utilizan generalmente para presiones — atmosféricas, su costo es relativamente bajo, y tienen un límite dimen—sional de 6 mts. de diámetro máximo. Son muy similares a las tapas pla—nas normales, en el aspecto de que las dos se utilizan para presiones — atmosféricas.

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. Estas se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 mts.

Tapas Semi-elípticas : Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesférica es relativamente alto, ya que las tapas semi-elípticas 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 en diámetro máximo de 3 mts.

Tapas Semiesféricas : Son 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.

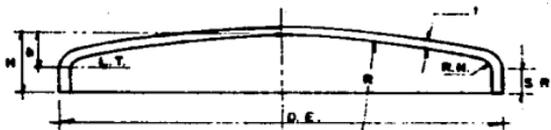
Tapas 80:10 : Ya que en México no se cuenta con prensas lo suficientemente grandes para troquelar tapas semi-elípticas 2:1 de dimensiones relativamente grandes, se ha optado por fabricar este tipo de tapas, cuyas características principales son : el radio de abombado es el 80 % del diámetro; y el radio de esquina ó radio de nudillos es igual al 10 % del diámetro. Se usan como equivalentes a las semi-elípticas relación 2:1

Sabemos que las tapas planas ó cónicas, las cuales son fáciles de fabricar, pueden servir para el cierre de recipientes, sin embargo, debido a la discontinuidad de forma que presentan al unirse con la parte cilíndrica, se origina una concentración de esfuerzos considerable en la unión, debido a la presión establecida en el recipiente.

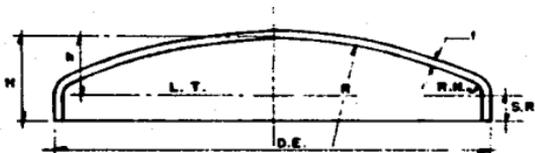
Para disminuir la concentración de esfuerzos, el uso de tapas — abombadas es el más comúnmente usado. Actualmente se cuenta con varios tipos de tapas ó cabezas prefabricadas, que se elaboran, en su mayoría, a partir de una placa circular plana.

La fig. I 2.1 muestra algunos tipos de tapas, en las cuáles la simbología es la siguiente :

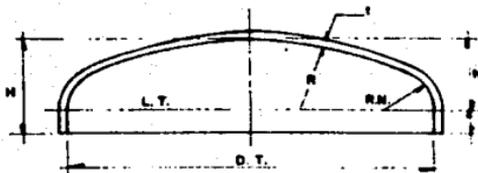
- D. E. = Diámetro Exterior.
- D. I. = Diámetro Interior.
- R. = Radio de abombado.
- R. N. = Radio de Nudillo o Transición.
- H. = Profundidad de la tapa, incluyendo la ceja.
- h. = Profundidad de la tapa, sin tomar en cuenta la ceja.
- S. R. = Parte recta o ceja.
- t. = Espesor de la tapa.
- L. T. = Línea de Tangencia.



**TAPA TORIESFERICA
ESTANDAR**



**TAPA TORIESFERICA
ASME**



TAPA SEMI-ELIPTICA

**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

JULIO ESPERILLA PORRAS

TESIS PROFESIONAL

FIG No. 221.

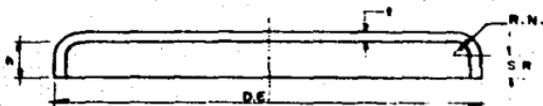
ACOT. EN:

FECHA:

**TIPO DE TAPAS
DE RECIPIENTES**



TAPA 80:10



TAPA PLANA CON CEJA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
JULIO ESPERILLA POMRAS	
TESIS PROFESIONAL	
FIG. No. I. 2. 1	TIPO DE TAPAS DE RECIPIENTES
ACOT. EN.	
FECHA:	

I.3. ACCESORIOS.

Los elementos principales en un recipiente por presión interior - normalmente son los siguientes :

- 1.- Cascarón cilíndrico o envolvente.
- 2.- Cabezas (semielípticas 2:1) en los extremos de la envolvente.
- 3.- Soporte del recipiente (verticales, faldón).
- 4.- Boquillas.
- 5.- Registros.
- 6.- Refuerzos de boquillas y registros.
- 7.- Silletas y anclas.
- 8.- Aro base.
- 9.- Tubería interior.
- 10.- Ventosas en el faldón.
- 11.- Orejas de montaje.

Dependiendo de las condiciones de diseño se pueden considerar -- otros accesorios, tales como : plataformas y tuberías exteriores.

Ahora bien, podemos considerar o no, ya que depende de las condiciones de proceso que se requieran los siguientes accesorios : cabezas - interiores, separadores de malla, empaques, etc.

I.4 CRITERIOS DE DISEÑO Y CALCULO.

El proyecto de recipientes a presión afecta tanto al usuario como al fabricante y se realiza de acuerdo con la siguiente pauta:

- 1.- Establecimiento de las condiciones de proyecto (tamaño, temperatura, presión, códigos).
- 2.- Selección de materiales.
- 3.- Determinación de dimensiones principales (espesor, según fórmulas de las normas de proyecto utilizadas).
- 4.- Una vez determinadas las dimensiones principales, se hará una comprobación de resistencia, proyectando así mismo, detalles constructivos, tales como soportes, uniones a tubería, etc.
- 5.- El cálculo de resistencia resaltaré la posibilidad de fallo, bajo condiciones extremas, caracterizando a éstas. Si dichas condiciones resultásen ser inadmisibles, se deberá repetir - el cálculo haciendo las modificaciones pertinentes en el -- proyecto base. En caso contrario, será preciso tener en cuenta las condiciones bajo las cuales puede producirse el fallo al estipular la forma de trabajo del aparato.
- 6.- Finalmente, se preparará la documentación necesaria para la-- construcción , ensayo y operación del aparato.

En el establecimiento de las condiciones de proyecto, se tendrá - en cuenta lo siguiente :

a).- Factores referentes a la función para la cuál se destina al recipiente :

- Tamaño y forma.
- Fluido contenido.
- Método de soporte.
- Número, posición y tamaño de penetraciones.

b).- Factores referentes a las condiciones de trabajo :

- Carga Estática.
- Cargas Variables.

c).- Factores referentes a la gravedad y probabilidad de rotura :

- Coste.
- Proximidad a otros recipientes o lugares habitados.

La consideración adecuada de estos factores y las propiedades físicas de los materiales, darán por resultado un diseño eficiente y seguro.

Para efectuar un buen diseño de los diferentes tipos de recipientes, se deberá realizar parte o el total de los siguientes cálculos :

- a).- Cálculo por presión interna.
- b).- Cálculo por presión externa.
- c).- Cálculo por peso propio.
- d).- Cálculo por presión de viento.
- e).- Cálculo por sismo.
- f).- Cálculo por vibraciones.
- g).- Cálculo por la deflexión máxima.
- h).- Cálculo de esfuerzos combinados.
- i).- Cálculo de soportes (faldón o columnas).
- j).- Cálculo de la placa base.

Para recipientes verticales cuya altura sea de seis metros y menores, se requiere el cálculo por presión interna y externa, así como el cálculo de soportes.

Los recipientes verticales mayores a seis metros de altura, deben ser analizados por el total de los cálculos enlistados anteriormente.

Y por último, para las esferas debemos agregar el cálculo de la estructura dado por el Código U. B. C. (Uniform Building Code).

I.5 METODOS DE FABRICACION.

Los procedimientos de fabricación han sufrido una selección técnica-económica a través del tiempo, que ha conducido a una disminución del uso de métodos como el remachado y el engargolado, dando paso a procedimientos de unión por soldadura, sobre todo de arco, usando un metal de agregación o aporte. Para algunas piezas como las tapas sujetas con tornillos ó bridas, se utilizan procesos como el vaciado y el forjado, afinando las superficies en contacto mediante el maquinado.

En la unión de cuerpo y tapas, el remachado ha dejado su lugar — totalmente a la soldadura y comparte su aplicación con la unión atornillada, aunque con gran ventaja de aquella. La unión atornillada limita su uso a recipientes que requieren de mantenimiento continuo, en los que la tapa sirve a la vez de cierre y de boquilla de servicio o entrada de hombre.

En materiales no metálicos, los procedimientos de fabricación son extremadamente variados y van, desde el frogado en el caso de barro y concreto, hasta el depósito y reacción de capas sucesivas, en el caso de las resinas sintéticas.

El método más generalizado para la unión de las diferentes partes de un recipiente metálico, es la unión soldada por fusión, ya que ésta no tiene limitaciones en cuanto tamaño, forma y materiales a emplear, - siempre y cuando se cuente con el equipo, gente y procedimiento de soldadura adecuados.

Existen básicamente dos tipos de soldadura por fusión para la fabricación de recipientes :

a).- Proceso de soldadura con gas.

En la cuál una mezcla de combustible de acetileno y oxígeno administran el calor necesario para la fusión.

b).- Proceso de soldadura con arco eléctrico.

En el cuál el calor para la fusión es suministrado por una corriente eléctrica.

El proceso de soldadura con gas es preferible para soldar espesores pequeños (calibre 20 y menores), los cuáles son difíciles de soldar por el proceso de arco eléctrico. Así mismo, el equipo utilizado en este proceso es muy utilizado en el corte de metal con flama.

El proceso de soldadura con arco eléctrico se emplea para soldar espesores mayores, además tiene la ventaja de la reducción de calentamiento del material a ser soldado y la reducción de oxidación en comparación con el proceso de soldadura con gas.

Los procesos de soldadura con arco eléctrico de mayor aceptación - en la fabricación de recipientes, son :

- a).- Proceso de arco sumergido (SAW).
- b).- Proceso de arco con electrodo de Tungsteno (GTAW).
- c).- Proceso de arco metálico con gas (GMAW).

Soldadura de Arco Sumergido (Submerged Arc Welding).

El proceso de soldadura de arco sumergido produce la unión de los metales por el calentamiento de los mismos dentro de un arco mantenido - entre un electrodo de barra metálica y los metales a unir, el arco es - cubierto por un fundente granular colocado sobre el área de soldadura, - mientras que el metal de apoyo es obtenido del electrodo.

Soldadura de Arco con Electrodo de Tungsteno (Gas Tungsteno Arc Welding)

Este es un proceso dentro del cuál, la fusión de metales es producido por el calentamiento de los mismos con un arco entre el electrodo - de tungsteno no consumible y los metales a unir. La soldadura de arco - con electrodo de tungsteno es generalmente realizada con un simple electrodo aunque algunas veces son usados electrodos múltiples, el arco es - cubierto por un gas o una mezcla de gases y el metal de aporte puede o - no ser usado (no se usa para espesores delgados).

Este proceso anteriormente se le denominaba "Proceso I H "(tungsta no Iner Gas), ya que sólo se utilizaban gases inertes en la protección - del arco.

Soldadura de arco metálico con gas (Gas Metal ARC Welding).

Es un proceso de soldadura con arco eléctrico, el que produce la unión de los metales por el calentamiento de los mismos, con un arco - establecido entre un electrodo de aporte consumido y los metales a -- unir.

En este proceso, el arco es recubierto por un suministro externo de gas ó mezcla de gases, el proceso se conoce también con el nombre - de "MIG" (Metal Iner Gas).

I.6 REQUISITOS GENERALES DE EJECUCION.

Planos de taller y de montaje.- Con base en los datos o planos - generales proporcionados por Petróleos Mexicanos, el fabricante deberá elaborar los planos de taller y montaje, así como las listas de materia - les necesarios para tener una información completa sobre cada una de - las partes del recipiente, incluyendo conexiones, registros, boquillas, plataformas y estructuras de soporte cuando las haya. Tanto los planos de taller como los de montaje serán sometidos a la aprobación de Petró - leos Mexicanos.

El contratista establecerá en los planos un sistema de nomenclatura que permita la identificación de las piezas, las que se marcarán - antes de su salida del taller.

En los planos se deberá distinguir con toda claridad las piezas ensambladas en taller y las que se ensamblarán en el campo. Cuando se trate de recipientes seccionados, dichos planos deberán contener, además, las indicaciones sobre los procedimientos de ensamble, así como las técnicas y secuencia de la soldadura.

Equipo.- Equipo de fabricación.- El fabricante deberá disponer del equipo y herramientas necesarias para la manufactura y ensamble. El equipo será apropiado y suficiente para garantizar la fabricación de los recipientes de acuerdo con los requisitos de esta norma (NO - 3,612.07 , PEMEX).

Equipo para prueba hidrostática.- El fabricante deberá contar con el equipo necesario para la prueba hidrostática de manera de garantizar la buena ejecución de la misma.

Preparación del material.- Enderizado.- En caso de que sea necesario efectuar operaciones de enderezado, éste deberá hacerse en frío, y el procedimiento será tal, que no perjudique las características físicas del material. No se deberá golpear el material para enderezarlo.

Cortes.- Los cortes podrán hacerse por medio de cisalla, sierra, soplete guiado mecánicamente u otro sistema de mayor precisión. Las placas de la envolvente y cabezas, se cortarán a manera de tener siempre la menor longitud de soldadura. Los cantos que se obtengan del corte, deberán tener un acabado liso, uniforme y libre de rebabas o escorias, especialmente aquéllos que vayan a recibir soldadura.

Rolado.- El conformado de las secciones para envolventes y cabezas se llevará a cabo por un procedimiento que no afecte las propiedades físicas del material. Cuando las placas vayan a ser roladas, a los bordes de las juntas longitudinales se les hará un doblado previo, con objeto de tener un rolado uniforme.

Deberán evitarse las deformaciones de las piezas durante el corte, la conformación y la soldadura con el fin de mantener las condiciones de diseño y la mayor uniformidad de los esfuerzos unitarios resistentes de membrana.

La soldadura en las cabezas serán 100 % inspeccionadas radiográficamente.

El material en forma de placa deberá pedirse con un espesor mayor que el espesor de diseño. Los recipientes construidos con placa fabricada dentro de tolerancia que tenga un espesor mínimo igual al ordenado menos de 0.25 mm (0.01") a 6 % de este espesor el que sea menor, podrán aceptarse.

II.- INSPECCION Y PRUEBAS PARA RECIPIENTES A PRESION.

II.1 INSPECCION.

Las inspecciones realizadas a recipientes presurizados son no -- destructivas, mismas que se aplican generalmente a las juntas soldables éstas pueden ser :

- 1.- Inspección radiográfica.
- 2.- Inspección por partículas magnéticas.
- 3.- Inspección por líquido penetrante.
- 4.- Inspección ultrasónica.

1.- Inspección Radiográfica.

Los métodos radiográficos emplean ondas electromagnéticas para -- examinar materiales o cordones de soldadura. Son similares a los sistemas de Rayos X de un hospital. Los Rayos X pasan a través del material y llegan a una placa, la película luego se revela. Los agujeros internos aparecen en forma de zonas oscuras. La inspección radiográfica pue de ser total o por puntos y los valores de la eficiencia de la junta en ambos casos depende del tipo de unión y grado de radiografiado.

La Tabla II. 1.1 nos dá las eficiencias de las juntas soldables.

TIPO DE UNION	EFICIENCIA DE LA UNION CUANDO LA JUNTA ESTA :		
	RADIOGRAFIADA		SIN RADIOGRAFIAR
	100 %	FOR PUNTOS	
Soldadura a tope unida con soldadura por ambos lados, o por otro método - con el cuál se obtenga la misma calidad del metal de aporte en ambos lados de la superficie soldada. Si se usa solera de respaldo, deberá quitarse después de la soldadura y antes de radiografiar.	1.00	0.85	0.70
Soldadura simple a tope con solera de respaldo, la cuál permanecerá en el interior del recipiente.	0.90	0.80	0.65
Unión simple para un sólo lado sin solera de respaldo.	--	--	0.60
UNION traslapada con doble filete.	--	--	0.55
Unión traslapada con filete sencillo y tapón de soldadura.	--	--	0.50
Unión traslapada con filete sencillo sin tapón de soldadura.	--	--	0.45

TABLA II. 1.1

2.- Inspección por partículas magnéticas.-

Este método detecta imperfecciones en la superficie e inmediatamente debajo de ella, tales como rajaduras, costuras y orificios. Entre sus ventajas se cuentan las de que es simple y eficiente. El método se emplea con medios altamente portátiles y los resultados del ensayo son inmediatos.

Su mayor desventaja es que está limitado a usarse con materiales ferro-magnéticos. Las superficies deben estar limpias y secas para que los resultados sean exactos.

3.- Inspección por líquido penetrante.-

Este método detecta todos los defectos de la superficie expuestos al exterior. Se utilizan dos tipos de tintas : una rojiza y otra fluorescente.

La tinta se aplica, se deja penetrar y el exceso se seca con un trapo. Si hay defectos superficiales, éstos retendrán la tinta. A continuación se aplica el revelador y se saca la tinta de la rajadura. Como la tinta es rojiza se usa generalmente un revelador blanco, la rajadura puede verse fácilmente. En el caso de la tinta fluorescente, ésta aparece cuando se le expone al efecto de la luz negra. El ensayo es simple y de bajo costo. Su limitación es que sólo sirve para defectos superficiales.

4.- Inspección ultrasónica.

Este método se emplea para conocer el espesor de un material y — también para identificar las fallas internas.

El método, que es muy exacto, muestra las fallas instantáneamente, identificando su tamaño y exacta ubicación. Comprende el envío de ondas ultrasónicas hacia el objeto de ensayo, las cuales rebotan o se reflejan al llegar al lado opuesto del mismo. Las ondas también rebotan cuando — encuentran un espacio de aire ó una irregularidad en el material. Todo defecto superficial refleja también estas ondas.

Las superficies rugosas y las piezas de forma irregular, compli— can el proceso. En muchos casos es necesario utilizar una substancia de selló que ayuda a transmitir las ondas sónicas hacia el interior de la pieza.

II.2 PRUEBAS.

Todos los recipientes terminados deberán someterse y pasar satisfactoriamente la prueba hidrostática o la neumática, según se especifica en el dibujo de fabricación. En la sección VIII div. 1 del Código ASME, se describe como llevar a cabo las pruebas, así como las precauciones que hay que tomar, según el caso.

PRUEBA HIDROSTATICA.

Consiste en someter el recipiente a presión, una vez terminado, a una presión de 1.5 veces la presión de diseño, y conservar ésta presión durante un tiempo suficiente para verificar que no haya fugas en ningún cordón de soldadura. Como su nombre lo indica, ésta prueba se lleva a cabo con un líquido, el cuál generalmente es agua.

Cuando se lleva a cabo una prueba hidrostática, es recomendable tomar las siguientes precauciones :

- 1.- Por ningún motivo debe excederse la presión de prueba señalada en la placa de nombre.
- 2.- En recipientes a presión usados, con corrosión en cualquiera de sus componentes, deberá reducirse la presión de prueba — proporcionalmente al índice de corrosión del recipiente.
- 3.- Siempre que sea posible, evitase hacer pruebas neumáticas, — ya que, además de ser peligrosas, tienden a dañar los equipos.

PRUEBA NEUMÁTICA.

La prueba neumática podrá efectuarse en lugar de la prueba - — hidrostática, como se indica a continuación :

- a).- En los recipientes que se han diseñado y soportado de tal - forma que no es posible llenarlos fácilmente con agua.
- b).- En los recipientes que no se sequen fácilmente y se usen pa - ra servicios donde no pueda tolerarse cualquier traza del - líquido de prueba, y las partes que hasta donde sea posible hayan sido previamente probadas hidrostáticamente a la pre - sión de 1.5 veces la presión máxima permisible de trabajo o de diseño.
- c).- Con excepción de los recipientes esmaltados para los cuales la presión de prueba neumática deberá ser igual a la pre - sión máxima permisible de trabajo que se marcará sobre el - recipiente; la presión de prueba neumática deberá ser como mínimo 1.25 veces la presión máxima permisible de trabajo, - multiplicada por la relación menor (para los materiales con que se construyó el recipiente) entre el valor del esfuerzo a la temperatura de prueba del recipiente y el valor del - esfuerzo a la temperatura de diseño. En ningún caso, el va - lor de la presión de prueba neumática excederá de 1.25 ve - ces la base para el cálculo de ésta.

d).- La presión dentro del recipiente deberá incrementarse gradualmente hasta la mitad de la presión de prueba, de ahí en adelante, ésta se incrementará por pasos de 0.10 de la presión de prueba hasta alcanzar su valor total. Posteriormente la presión de prueba deberá reducirse un 20 % y mantenerse ahí el tiempo suficiente para permitir la inspección total del recipiente; dicho tiempo no deberá ser menor de 10 mins. La inspección visual del recipiente al 80 % de la presión de prueba puede omitirse siempre y cuando :

- Se haga una prueba de fuga de gas, o
- Se haga una sustitución de la prueba de fuga de gas por un acuerdo entre el fabricante y Petróleos Mexicanos.
- Todas las soldaduras que vayan a quedar ocultas después del ensamble se revisen antes de hacer este ensamble.
- El recipiente no vaya a contener sustancias letales.

La " Diferencia Básica " entre este tipo de prueba y la prueba hidrostática, consiste en el valor de la presión de prueba y el fluido a usar - en la misma.

Cuando se haga indispensable la práctica de este tipo de prueba, se deberán tomar las siguientes precauciones :

- 1.- Las pruebas neumáticas deben sobrepasar con muy poco la presión de operación y definitivamente deben evitarse en recipientes a presión usados.

- 2.- En las pruebas neumáticas con gases diferentes al aire, deben usarse gases no corrosivos, no tóxicos, incombustibles y fáciles de identificar cuando escapan. El Freón es un gas recomendable para efectuar las pruebas neumáticas.
- 3.- La mayoría de los gases para pruebas neumáticas se encuentran en recipientes a muy alta presión, por lo tanto, es indispensable que se extremen las precauciones al transvasarlos al recipiente a probar, pues puede ocurrir un incremento excesivo en la presión de prueba sumamente peligroso.

PRUEBA DE ELASTICIDAD.

Esta prueba, cuando se efectúa, se lleva a cabo de manera simultánea con la prueba hidrostática, su objetivo es verificar el comportamiento elástico del material de fabricación del recipiente y el procedimiento para llevarla a cabo se describe a continuación :

- 1.- Primeramente se llena el recipiente a probar con agua hasta que por el punto más alto del recipiente escape el agua una vez que se haya abierto el venteo.
- 2.- Cerramos la válvula de venteo y comenzamos a inyectar agua a fin de elevar la presión, el agua que se introduzca, la tomaremos de una bureta graduada para cuantificar de manera exacta el agua que inyectamos para levantar la presión hasta alcanzar el valor de la presión de prueba.

3.- Se mantendrá la presión de prueba durante el tiempo suficiente para verificar que no haya fugas, y posteriormente, se baja la presión hasta tener nuevamente la presión atmosférica en el recipiente. Es sumamente importante recoger el agua sacada para bajar la presión, y que se comparará este volumen con el inyectado para aumentar la presión, y ésta comparación nos indicará si las deformaciones sufridas por el recipiente, mientras se sometió a la prueba hidrostática, rebasaron ó no el límite elástico.

Para nuestro tipo de recipiente, por lo general, se le practica la prueba hidrostática y neumática.

III.- MATERIALES PARA CONSTRUCCION PARA RECIPIENTES A PRESION.

III.1 CLASIFICACION DE LOS MATERIALES.

Los materiales usados para el diseño y fabricación de recipientes pueden clasificarse de la siguiente forma :

- 1.- Aleaciones ferrosas.
- 2.- Aleaciones no ferrosas.
- 3.- Materiales no metálicos.

ALEACIONES FERROSAS.

Debido esencialmente a su bajo costo, el hierro y las aleaciones ferrosas, se usan con gran frecuencia en la construcción de equipos de proceso. Especialmente el acero al carbón de baja aleación, se prefiere por algunas ventajas importantes, como :

- Aceptable resistencia a la corrosión en fluidos ordinarios.
- Resistencia mecánica alta a temperaturas ordinarias.
- Dureza intermedia que facilita el corte o saquinado.
- Facilidad para su unión por medio de soldadura en atmósfera ordinaria.

ALEACIONES NO FERROSAS.

Con objeto de resolver algunos problemas, sobre todo de corrosión se han introducido al mercado para la construcción de equipo de proceso aleaciones donde el hierro no es elemento más abundante. Los metales — que aparecen generalmente en mayor cantidad son : cobre, níquel, cromo, aluminio, estaño, zinc, plomo y magnesio.

De las aleaciones no ferrosas, resultan importantes por su uso, — las siguientes : cobre-níquel, cobre-aluminio, níquel-cromo, níquel-cromo-hierro, etc.

Después de todo, en equipo de proceso de gran tamaño, son excepcionales los casos en los que se recurre a aleaciones no ferrosas y sus aplicaciones se limitan a industrias específicas o a equipos muy especializados de procesos, en los que se cuidan especialmente los aspectos de corrosión y contaminación.

MATERIALES NO METÁLICOS.

Algunos de estos materiales prácticamente han desaparecido de la actividad de construcción de equipo de proceso, como madera, el cemento y el ladrillo. Otros en cambio, aumentan cada día su importancia, como los plásticos, hules sintéticos, etc. Los artículos que se fabrican en mayor proporción de estos materiales son : tuberías y accesorios, válvulas, equipos de pequeño transporte de fluido, todo esto para usos específicos en la industria química, de alimentos y farmacéutica, así como — para empaques, recubrimientos y aislamientos.

III.2 MATERIALES DE CONSTRUCCION EN RECIPIENTES A PRESION.

Los materiales usados estan regidos por normas y códigos, en este caso la A.S.T.M. (American Society For Testing And Materials) y la - - A.W.S.(American Welding Society) son las autoridades máximas en materia les y electrodos respectivamente. La sección VIII del Código A.S.M.E. - proporciona una lista de todos los materiales que se emplean en el dise^{ño} y construcción de recipientes a presión, así como sus esfuerzos máxi^mos permisibles a diferentes temperaturas. Las tablas más comunente -- usadas para enlistar los materiales mencionados son la UCS-23, que empa^{ra} los aceros al carbón y de baja aleación, y la UNA-23 que cubre los - aceros de alta aleación.

Materiales aparados por el código A.S.M.E. - Las placas de acero al carbón se usan, en la mayoría de los casos. Estos aceros son fabrica^{dos} para que puedan ser soldados por fusión y cortados por medio de oxi^{geno}, si el contenido de carbono no excede de 0.35 %.

Existe una gran diversidad de materiales especificados por el A.- S.M.E., de las cuáles dentro de los aceros al carbón, los más comercia^{les} en nuestro país son el SA-285-C (Temperaturas Moderadas), SA-515-70 (Temperaturas relativamente altas), SA-516-70 (Temperaturas relativemen^{ta} bajas), dentro de los aceros de baja aleación, el SA-387-11 Clase 2 (Temperaturas altas),SA-203 (temperaturas bajas); cabe mencionar que -- éstos últimos no se producen en México.

Uno de los principales aspectos que caracterizan a los materiales es su comportamiento al estarlos habilitando, dentro de lo más característico se puede mencionar el de la unión de dos placas por medio de soldadura, lo que puede dar como resultado una reducción en la resistencia de la parte soldada ó en las partes cercanas a ella, ésto puede ser debido a una discontinuidad metalúrgica del acero y/o a esfuerzos residuales, por lo general al someter a las placas a trabajos mecánicos.

III. 3 RESISTENCIA DE LOS MATERIALES.

La resistencia de un material a condiciones dadas de operación, resulta un factor económico importante, ya que incide directamente sobre el espesor de los tanques, tuberías y en general, de dispositivos ó aparatos que manejen fluidos a presión. La resistencia de un material puede expresarse como el esfuerzo máximo permisible al tipo de esfuerzo que va a soportar el elemento a estudiar. Otras ocasiones, es proporcionado el esfuerzo máximo y aún en otras, el esfuerzo de fluencia.

Para establecer el esfuerzo de trabajo, se dispone de datos del esfuerzo último a tensión y del esfuerzo de fluencia, los cuales son regularmente tomados como base para el diseño.

En cualquier caso, se buscará trabajar dentro de la zona elástica, para evitar deformaciones permanentes del material y del equipo y dentro del límite proporcional, para poder predecir el comportamiento del elemento al entrar en acción la carga.

Para calcular el esfuerzo permisible, el esfuerzo último a tensión o el esfuerzo de fluencia, se afectan por un factor de seguridad que toma en cuenta algunos factores, como : trabajo dentro del límite elástico, trabajo dentro del límite proporcional, uso continuo, sobrecargas, etc.

Con base en el esfuerzo último, en el caso de diseño de recipientes de proceso, se utilizan los siguientes factores de seguridad :

Recipientes atmosféricos	-	-	-	= 3
Estructuras y Soportes	-	-	-	= 3
Recipientes a presión interna	-	-	-	= 4
Recipientes a presión externa	-	-	-	= 4
Recipientes a presión externa de paredes simples y sujetos a vacío total.	-	-	-	= 3

Para mayor comprensión de las ideas expuestas, nos auxiliaremos en el Diagrama ESFUERZO DE FORMACION, de la fig. II. 3.1

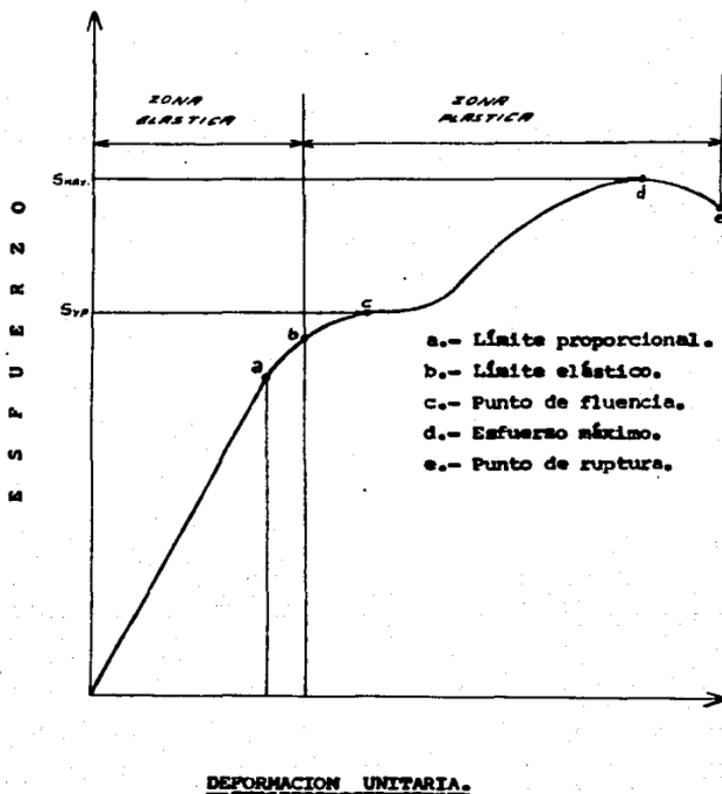


Fig. II 3.1 DIAGRAMA ESFUERZO DE FORMACION.

III .4 ESFUERZOS POR TEMPERATURA.

Además de la reacción puramente mecánica a las fuerzas externas, en los equipos de proceso aparecen con frecuencia algunos esfuerzos debidos a cambios de temperatura.

Estos esfuerzos, en la mayor parte de los casos, se deben adicionar a aquellos producidos por la presión y las cargas externas y se deben tomar en cuenta si se desea realizar un diseño completo. La relación que involucra dichos parámetros, es :

$$s = a E (T_2 - T_1)$$

donde a es el coeficiente de expansión lineal expresado en $^{\circ}F$,

E = módulo de elasticidad (lb / in²),

s = esfuerzo por temperatura.

La temperatura a la cuál requiere determinar el esfuerzo es T_2 y T_1 es la temperatura a la cuál el cuerpo esta libre de esfuerzos.

La tabla III. 4.1 nos ilustra a cerca de los materiales recomendados que pueden ser usados, según las temperaturas a las que vaya a estar operando el recipiente.

TEMPERATURA		MATERIAL
° C	° F	
413	775	Cr.- No.
De 18 a 413	De 61 a 775	Acero de carbono.
De -40 a 15	De -40 a 60	Acero al carbono (ver nota 1)
De -45 a -65	De -50 a -90	Acero al níquel (2.5 % Ni) (ver nota 1)
De -65 a -100	De -90 a -150	Acero al níquel (3.5 % Ni) (ver nota 1)
De -100 a -195	De -150 a -320	Acero al níquel (9 % Ni) (ver nota 1)
De -195 a -252	De -320 a -425	Acero inoxidable (18 % Cr.- 8 % Ni).
NOTA: Aplicar norma SA-20 para los requerimientos de prueba.		

TABLA III. 4.1

En lo relacionado con las sustancias a manejar, podemos auxiliar nos con la tabla III. 4.2 , cabe mencionar que es a manera de ilustración, ya que no es posible indicar todas las sustancias existentes, -- sino las más generales.

Como referencia a la tabla, considerar lo siguiente :

A = Bueno

R = Recomendable

P = Precaución (depende de las condiciones)

X = NO recomendable.

SUBSTANCIA

-Acero al carbón.

-Níquel.

-Inconel.

-Monel.

-A.I. Tipo 304

-A.I. Tipo 316

ACETONA	A	A	A	A	A	A
ACETILENO	A	A	-	A	A	A
CERVEZA	P	A	A	A	A	A
BENZENO BENZAL	A	A	A	A	A	A
BENZINA, NAFTA	A	A	A	A	A	A
ACIDO BORICO	X	-	-	P	A	A
CLORURO EN GRAL.	X	R	R	R	X	X
BUTANO	A	-	-	A	A	A
ACIDO CITRICO	X	R	A	A	A	A
MERCURIO	A	A	-	A	A	A
GAS NATURAL	A	A	A	A	A	A
ACEITES, PETROLEO	A	P	A	P	P	R
500°P CRUDOS						
ACIDO FOSFORICO	P	P	P	P	P	R
AZUFRE	A	A	A	A	P	P
ACIDO SULFURICO	X	P	P	R	P	A
ACIDO SULFUROSO	X	P	P	P	P	A
WHISKEY Y VINOS	X	A	A	P	A	A
SUBSTANCIAS CON HIDROGENO	*A	A	A	A	A	A

* EL ACERO AL CARBON DEBERA SER CALMADO (KILLED).

TABLE III.4.2

IV. FACTORES TECNICOS Y ECONOMICOS EN EL DISEÑO DE RECIPIENTES.

Un equipo dentro de un proceso, puede ser diseñado mecánicamente en forma total o parcial, según su uso. En algunos casos el propio proceso puede reducir las alternativas de tamaño, forma, perfil geométrico (relación longitud-diámetro), partes interiores, materiales de construcción y posición del equipo.

En otros casos, es posible, dentro del diseño económico, hacer uso de todas las alternativas posibles para llegar a la elección más adecuada en cada uno de estos renglones.

En el presente capítulo, se tratará de dar un panorama general de los factores que se deben analizar, de las limitaciones y grados de libertad existentes y la secuencia para llegar al diseño óptimo desde un punto de vista funcional y económico.

IV.1 UNIONES SOLDADAS.

El método más generalizado para la unión de las diferentes partes de un recipiente metálico, es la unión soldada.

La más usada en la construcción de recipientes, es la soldadura de arco, donde éste se produce entre el electrodo y el metal base, produciendo calor que provoca la fusión del electrodo y de una pequeña porción del metal base, aquella que se encuentra próxima al arco. El electrodo está generalmente recubierto con un fundente que al calentarse, produce un gas inerte en la vecindad del arco y deposita una cubierta protectora contra la corrosión, sobre el cordón de soldadura.

La resistencia de uniones soldadas, varía según el tipo de unión, la preparación de las piezas a unir, el procedimiento para el depósito, el material depositado y aún, la seguridad que proporciona, algún procedimiento de inspección practicado sobre la pieza fabricada. Es requisito adicional que se practique la calificación del procedimiento de soldadura y del soldador que efectuará el trabajo.

El código ASME establece algunas limitaciones y factores en el uso de uniones soldadas, aunque permite en cada caso, varias alternativas sobre el tipo de unión a utilizar, el relevar o no de esfuerzos y el adoptar determinado tipo de inspección.

En la tabla IV 1.1 se proporcionan algunas recomendaciones en el uso de diferentes formas de depósito, así como las eficiencias asociadas, según los procedimientos posteriores de inspección y relevados de esfuerzos.

UNION	E %	USO
JUNTA A TRASLAPE CON FILETE SIMPLE.	45	JUNTAS CUERPO-TAPA CON ESPESORES MENORES DE 5/8"
	50	JUNTAS CUERPO-TAPA CON DIAMETRO EXTERIOR MAXIMO DE 24" Y ESPESORES MAXIMOS DE 1/4"
JUNTA A TRASLAPE CON FILETE DOBLE.	55	JUNTAS LONGITUDINALES CON ESPESORES MENORES DE 3/8" JUNTAS CIRCUNFERENCIALES CON ESPESORES MENORES DE 5/8"
UNIONES A TOPE SIMPLES SIN CINTA DE RETENCION	60	JUNTAS CIRCUNFERENCIALES CON ESPESORES MENORES DE 5/8"
UNIONES A TOPE SIMPLES, CON CINTA DE RETENCION.	65	JUNTAS CIRCUNFERENCIALES SIN LIMITACIONES.
	80*	
	90 +'	
UNIONES A TOPE DOBLES.	70	SIN LIMITACIONES.
	85*	
	100 +'	

TABLA IV 1.1 EFICIENCIA MAXIMA PERMISIBLE DE LAS JUNTAS SOLDADAS CON ARCO Y GAS.

- * = RADIOGRAFIADO POR PARTES.
- + = RELEVADO DE ESFUERZOS.
- ' = RADIOGRAFIADO TOTAL.

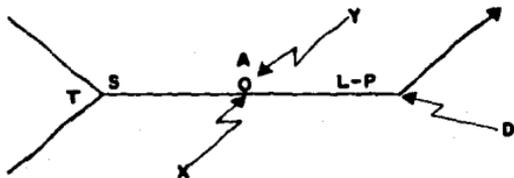
IV.2 SELECCION DEL TIPO DE UNION.

Para efectuar una selección completa, tienen que tomarse en cuenta todas las características mencionadas anteriormente en relación con la fabricación, además del material de construcción y de las características de montaje y operación del equipo.

En placas paralelas, hay dos alternativas: soldadura a tope o a traslape; si son perpendiculares, se puede elegir entre una junta en " T " o una junta en ángulo.

Por otro lado, si las placas no se preparan para unirlos, se obtendrán uniones menos resistentes como las uniones a tope sin bisel — con y sin cinta de retención, o las uniones a traslape con filets. Si las piezas se preparan por corte o esmerilado (bisel) antes de efectuar la unión, se obtendrán juntas con mayor penetración y por lo tanto, — con mayor eficiencia.

El primer paso para una selección, son las limitaciones de espesor que observan cada uno de los tipos de unión. Se puede seleccionar un tipo específico de unión y definir sus dimensiones, para lo cual es necesario recurrir a la simbología aceptada internacionalmente tal — como se muestra en la fig. IV 2.1



A.- ANGULO DE ABERTURA DEL LUGAR DEL DEPOSITO.

D.- LUGAR Y FORMA DE EFECTUAR EL DEPOSITO.

○ EN LA OBRA.

○ SOLDADURA CIRCUNFERENCIAL.

L.- LONGITUD DEL CORDON EN SOLDADURA DISCONTINUA.

O.- SEPARACION DE LAS PLACAS.

P.- DISTANCIA ENTRE CORDONES DE SOLDADURA (A CENTROS).

S.- TAMAÑO DE LA SOLDADURA.

T.- ESPECIFICACION DE REFERENCIA (DIBUJO DE DETALLE).

X.- SOLDADURA DEL LADO DE LA FLECHA (CERCANO).

Y.- SOLDADURA DEL OTRO LADO (ALEJADO).

UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO

JULIO ESPERILLA PORRAS
TESIS PROFESIONAL

FIG. No N 2.1

ACOT. EN

FECHA

SIMBOLOGIA
DE SOLDADURAS

IV. 3 ESTIMACION DE COSTOS.

Hecha la selección del tipo de tanque, de su materia de construcción, fijada su posición por el proceso o por el diseñador, sus dimensiones (cuando no son fijadas por el propio proceso), quedan en función de un criterio económico. Cuando existen más alternativas que el simple ajuste del diámetro y la longitud o altura, debe hacerse la selección en base a los costos de cada alternativa.

Como en toda estimación de costos, cada uno de los renglones involucrados debe ser expresado en función del tiempo. Brownell¹ provee de algunas relaciones obtenidas a partir de un estudio de costos completo, haciendo uso de relaciones, más que de costos absolutos, lo cuál da a los resultados, una mayor validéz.

a).- Para tanques Atmosféricos de Almacenamiento en los cuáles el espesor no depende de los valores adoptados para "D" y "H".

$$D = 2H \frac{C_1}{C_2 + C_3 + C_4 + C_5}$$

Para D (H=1) ≥ 1720

b).- Para tanques Atmosféricos en los que el espesor del cuerpo depende de la relación "D" y "H".

DONDE :

D = Diámetro (IN)

H = Altura (IN)

C₁ = Depreciación anual sobre el costo del cuerpo cilíndrico.
\$ / año ft²

C₂ = Depreciación anual sobre el costo del fondo \$/año ft²

C₃ = Depreciación anual sobre el costo de la tapa \$/año ft²

C₄ = Depreciación anual sobre el costo de cimentación - -
\$ / año ft².

C₅ = Depreciación anual sobre el valor del terreno ocupado
\$ / año ft².

$$D = 4 H \frac{C_1}{C_2 + C_3 + C_4 + C_5}$$

Para $D (H-1) \geq 1720$

Igualmente para recipientes cilíndricos a presión interna o externa, se recomienda hasta espesores de 2" ;

$$L = 6 D$$

Y para espesores de 2" a 6" ;

$$L = 8 D$$

En las dos ecuaciones anteriores, se ha optimizado el peso de un recipiente cilíndrico y se ha tomado el costo por unidad de área de tapa, un 50 % mayor que el de un cuerpo cilíndrico. También se ha despreciado el costo de cimentaciones y de terreno, por considerarse prácticamente invariables con el cambio de la proporción de longitud a diámetro. Se toma en cuenta, además, que el material que se gasta en la fabricación de una tapa semielíptica (la cuál se toma como base), es del 22 % más que el que se gasta en una tapa plana de las mismas dimensiones.

A pesar de representar estas ecuaciones un punto económico aceptable, algunas veces las dimensiones exactas estan dictadas por la disponibilidad de tapas especialmente toriesféricas que ofrecen los fabricantes, los cuáles no trabajan en cualquier dimensión interna o externa.

V.- DISEÑO DE SOPORTES PARA RECIPIENTES.

Aunque las causas principales de falla en los recipientes de proceso han quedado cubiertas en los capítulos anteriores, se hace necesario asociar su soporte con el diseño en general, por representar, no sólo una posibilidad de falla, sino en algunos casos, una carga aditiva a todas aquellas que en diferentes circunstancias ya soporta de por sí, un tanque en un proceso.

V.1 SOPORTES PARA RECIPIENTES VERTICALES.

En recipientes verticales, la selección del tipo de soporte se ve influenciada esencialmente por sus dimensiones y por su peso. En general, éstos recipientes pueden ser soportados mediante faldones, o bien, mediante partes metálicas o ménsulas unidas al recipiente, que descansan a su vez en columnas o vigas.

Los recipientes verticales altos se soportan comúnmente en faldones cilíndricos asentados en zapatas de concreto reforzado; si el recipiente tiene una altura excesiva, se recomienda el uso de faldones cónicos, con objeto de reducir los esfuerzos en esta sección, al quedar — provista de una mayor área resistente.

En recipientes horizontales, generalmente los soportes invaden la sección más débil del conjunto que es el cilindro, debiendo considerarse su acción en adición a los esfuerzos debidos a la operación del -- equipo.

V.2 FALDON.

Los esfuerzos más importantes que debe resistir el faldón, son de compresión y flexión, debido al peso propio y a la carga del viento o sismo. El diseño comprende una combinación de esfuerzos, semejante a la practicada para el diseño del cuerpo cilíndrico, con excepción del esfuerzo por presión. Debido a la desaparición del esfuerzo por presión -- interna o externa, pueden usarse para construcción del faldón, materiales

semejantes a los usados en la construcción de recipientes atmosféricos; además, puede aplicarse un factor de seguridad de 3 para calcular el esfuerzo de trabajo, en base al esfuerzo último a tensión, haciendo que el esfuerzo resultante sea un 33 % mayor que para un cascarón a presión interna.

La forma cilíndrica del faldón permite que toda el área del material se localice a una distancia máxima del eje longitudinal del recipiente, lo que hace que el módulo de sección "Z" sea máximo y por lo tanto, hace que el esfuerzo inducido en el metal sea menor.

Los esfuerzos en la base del faldón serán :

$$\text{Esfuerzo por carga de viento : } S_{vb} = \frac{2 P_w X^2 d_{eff}}{d_o^2 t} = \frac{M_w}{r^2 \cdot t}$$

$$\text{Para torres sin aislamiento : } S_{vb} = \frac{2 P_w X^2}{d_o t}$$

$$\text{Esfuerzo por peso propio : } S_{tc} = \frac{W}{d t}$$

$$\text{Esfuerzo por carga sísmica : } S_{sb} = \frac{B C W H}{r^2 t}$$

Esfuerzo máximo permisible a compresión :

$$S_{cc} = \frac{1.5 \times 10^6}{r} \sqrt{t_y t_x} \quad \frac{S_{pf}}{3}$$

Los esfuerzos combinados son :
 $S_{Tmax} = (S_{vb} \text{ ó } S_{sb}) - S_{tc}$
 $S_{Cmax} = (S_{vb} \text{ ó } S_{sb}) + S_{tc}$

NOMENCLATURA

- Svb = Esfuerzo por carga del viento (Lb/in^2) .
t = Espesor (In).
Pw = Presión por unidad de longitud (Lb/in^2) .
X = Altura sobre un nivel de referencia (ft).
Mw = Momento flexionante por unidad de longitud (Lb/in)
ó (Lb/ft).
deff = Diámetro efectivo fondo (In).
do = Diámetro exterior (In).
Stc = Esfuerzo por peso propio (Lb/in^2) .
Ssb = Esfuerzo por carga sísmica (Lb/in^2) .
W = Peso (Lb) .
r = Radio (In).
H = Profundidad de abombado (ft).
C = Coeficiente sísmico (adimensional) .
Spf = Esfuerzo en el punto de fluencia (Lb/in^2) .
Scc = Esfuerzo permisible a compresión (Lb/in^2) .
STmax = Esfuerzo combinado (Lb/in^2), (esfuerzos combinados) .

Después del diseño del faldón debe calcularse la placa de apoyo, y el faldón deberá comprobarse para la reacción de las anclas (pernos, silletas y anillos).

El faldón puede ir soldado directamente a la unión de la tapa — con el cilindro, a paño con éste último, para que el peso del recipiente actúe en la junta, a compresión. Si el faldón es unido por fuera -

del cilindro, el esfuerzo en la unión será de corte, lo cual produce — elementos más robustos; sin embargo, en recipientes pequeños se utiliza por ser un procedimiento de erección más sencillo. La fig. V 2.1 muestra las situaciones anteriores y establece el tipo de junta y su correspondiente eficiencia.

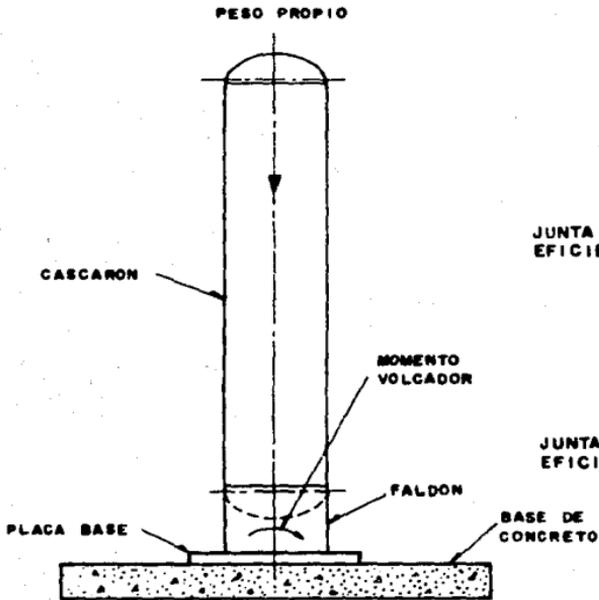
La zona de unión del faldón se ve afectada además, cuando se presentan fluctuaciones severas de temperatura que ocasionan que el material del faldón, principalmente en la zona de unión, se vea sometido a un esfuerzo adicional por carga térmica. Con el fin de prevenir esta situación, se acostumbra colocar material del mismo tipo que el del recipiente, en una longitud aproximada de 36 pulgadas, entre la línea de apoyo del recipiente y faldón y la cimentación, para disipar en esa longitud el efecto del cambio de temperatura.

V.3 PLACA DE APOYO Y PERNOS DE ANCLAJE.

El faldón debe asegurarse a la base de concreto mediante pernos de anclaje, empotrados para prevenir una posible volcadura, debido a momentos producidos por las cargas del viento y sismo.

La base de concreto debe conformarse con un refuerzo adecuado de acero, para soportar las cargas de tensión y compresión.

Estimando que el concreto y el acero se encuentran perfectamente adheridos, el esfuerzo resultante es el mismo para ambos en el límite, como se puede apreciar en el punto A de la fig. V 3.1. Cualquier carga a tensión ó a compresión aplicada a los pernos, es transferida por la superficie irregular de éstos, desde el acero, a través del límite, al concreto.



TIPOS DE UNION DE FALDONES Y EFICIENCIAS



JUNTA SOLD. A TRANSLAPSE
EFICIENCIA DE 0.45



JUNTA SOLD. A TOPE
EFICIENCIA DE 0.60

FIG.V.2.1 RECIPIENTE CON SOPORTE DE FALDON.

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO	
JULIO ESPERILLA PORRAS TESIS PROFESIONAL	
FIG. No. V.2.1	RECIPIENTE Y TIPO DE UNION
ACOT:	
FECHA:	

DIAGRAMA DE CARGAS EN PERNOS DE ANCLAJE.

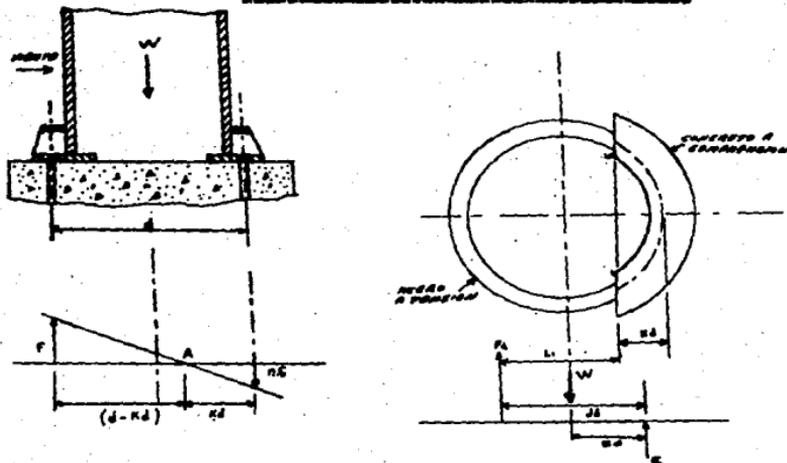


Fig. V.3.1

El módulo de elasticidad para el concreto, es función de la mezcla empleada y puede variar de 2×10^6 a 4×10^6 lb/in². El módulo de elasticidad para el acero es de 3×10^6 lb/in² y la relación entre ambos será :

$$n = \frac{E_s}{E_c} \quad . . . \quad (5.1)$$

En el límite, el esfuerzo inducido en el acero y el concreto está dado por :

$$S_s (\text{ind}) = n S_c (\text{ind}) \quad . . . \quad (5.2)$$

Las cargas de viento y peso propio producen una carga a tensión y otra a compresión sobre los pernos. Si "Sc" es el esfuerzo compresivo en el concreto, el esfuerzo inducido en los pernos podrá ser calculado usando la expresión (5.2).

De ésta manera, "n Sc" será el esfuerzo compresivo inducido en los pernos en el lado opuesto a la carga de viento y "Ss" será el máximo esfuerzo a tensión en el lado donde carga el viento.

Los esfuerzos son directamente proporcionales a las distancias — desde el eje neutral, el cuál se localiza a una distancia (d-kd) en el lado donde carga el viento y a una distancia (kd) en el otro lado.

El valor de "k" se define en función de los respectivos esfuerzos.

$$K = \frac{n S_c}{n S_c + S_s}$$

$$k = \frac{1}{1 + (S_s / n S_c)} \quad \dots (5.3)$$

En síntesis, el procedimiento de diseño para el apernado y la — placa de apoyo, puede resumirse en la siguiente forma :

Será necesario determinar el valor de "k" para fijar las constantes Ct, Cc, j, z; después se calculan las fuerzas Ft y Fc y su localización respectiva. Como una primera aproximación para "k", Ss puede ser considerado como el esfuerzo máximo permisible en el apernado. El máximo esfuerzo compresivo en el concreto, será el que ocurre en la — periferia de la placa de apoyo y para éste se usa satisfactoriamente — el esfuerzo compresivo en el círculo de pernos, tal y como se establece en la expresión siguiente :

$$S_c \text{ max} = \frac{S_{ccp} \cdot 2 k \cdot d_{cp} + t_3}{2 k \cdot d_{cp}} \quad \dots (5.4)$$

Después de evaluar "k" se puede conocer el área mínima para el apertado usando la expresión :

$$A_s = 2 \frac{M_w - W_{tc} \quad z_d}{C_t \quad S_s \quad j \quad d} \quad \dots \quad (5.5)$$

Esto permitirá seleccionar el número y medida de los pernos con un área total ligeramente superior ó igual al área requerida.

$$A_r = N \quad A_p \quad \geq \quad A_{req} \quad \dots \quad (5.6)$$

Donde :

N = número de pernos

A_p = área en la raíz del perno (IN²)

A_r = área real (IN²)

El cálculo del ancho de la placa de apoyo se reduce a emplear las expresiones:

$$t_1 = \frac{M_w - W_{tc} \quad z_d}{S_s \quad j \quad d \quad r \quad C_t}$$

t₁ = ancho equivalente (espesor) del anillo que representa el área para pernos .

$$t_2 = \frac{W_{tc} + (C_t \quad S_s - C_c \quad S_c \quad n) \quad r \quad t_1}{C_c \quad S_c \quad r}$$

t₂ = ancho del concreto.

Por lo tanto, el ancho mínimo total requerido por la placa de apoyo es :

$$t_3 = t_1 + t_2 \quad \dots \quad (5.7)$$

Los valores de los esfuerzos inducidos a tensión y a compresión, en el acero y en el concreto, de acuerdo al ancho de la placa y al área de apertado, basados en el primer valor aproximado de "k" deberán calcularse por medio de las expresiones correspondientes, así :

$$S_s \text{ ind} = \frac{S_s A_{\text{req}}}{A_r} \dots (5.8)$$

Donde S_s representa el esfuerzo a tensión con la primera estimación de "k"

El máximo esfuerzo inducido a compresión basado también en el primer valor de "k" se puede determinar mediante (5.4)

Estos valores de S_s y S_c se pueden, a su vez, usar para ajustar el valor de "k" con la ecuación (5.3). Si el nuevo valor de "k" difiere apreciablemente del valor original, deberán evaluarse para él, las constantes C_t , C_c , j , z . El procedimiento se repite hasta alcanzar un acercamiento aceptable de los valores de "k".

El espesor de la placa se obtiene a partir de las ecuaciones siguientes :

$$M_{\text{max}} = S_c \text{ max } b L (L/2) \dots (5,9)$$

$$M_{\text{max}} = \text{momento máximo (Lb - ft)}$$

$$b = \text{ancho o longitud circunferencial (in)}$$

$$L = \text{Radio ext. de la placa-radio ext. del faldón (in)}$$

$$S_{\max} = \frac{6 M_{\max}}{b t_4^2} = \frac{3 S_c \max L^2}{t_4^2} \dots (5.10)$$

Quando se usan escuadras de refuerzo, t_4 se encuentra con las expresiones siguientes :

$$t_4 = L \sqrt{\frac{3 S_c \max}{S_{\text{perm}}}} \dots (5.11)$$

t_4 = espesor de la placa (in)

$$t_4 = \sqrt{\frac{6 M_{\max}}{S_{\text{perm}}}} \dots (5.12)$$

Donde S_{perm} = representa el esfuerzo máximo permisible en la base de la placa.

A continuación tenemos diferentes tablas que nos servirán para el cálculo.

TABLA V.1

VALORES DE LAS CONSTANTES C_c , C_t , Z , j EN FUNCION
DEL FACTOR "K"

<u>K</u>	<u>C_c</u>	<u>C_t</u>	<u>j</u>	<u>Z</u>
0.00	0.000	3.142	0.750	0.500
0.05	0.600	3.008	0.760	0.490
0.10	0.852	2.887	0.766	0.480
0.15	1.049	2.772	0.771	0.469
0.20	1.218	2.661	0.776	0.459
0.25	1.370	2.551	0.779	0.448
0.30	1.510	2.442	0.781	0.438
0.35	1.640	2.333	0.783	0.427
0.40	1.765	2.224	0.784	0.416
0.45	1.884	2.113	0.785	0.404
0.50	2.000	2.000	0.785	0.393
0.55	2.113	1.884	0.785	0.381
0.60	2.224	1.765	0.784	0.369
0.65	2.333	1.640	0.783	0.357
0.70	2.442	1.510	0.781	0.344
0.75	2.551	1.370	0.779	0.331
0.80	2.661	1.218	0.776	0.316
0.85	2.772	1.049	0.771	0.302
0.90	2.887	0.852	0.766	0.286
0.95	3.008	0.600	0.760	0.270
1.00	3.142	0.000	0.750	0.250

TABLA V.2

Máximo momento flexionante por unidad de longitud de sección de -
una placa perpendicular a los ejes X, Y (deberá usarse el valor mayor)

L/b	M_x	M_y
0,000	0,0000	- 0,500 G
0,333	0,0078 N	- 0,428 G
0,500	0,0293 N	- 0,319 G
0,667	0,0558 N	- 0,227 G
1,000	0,0972 N	- 0,119 G
1,500	0,123 N	- 0,124 G
2,000	0,131 N	- 0,125 G
3,000	0,133 N	- 0,125 G
∞	0,133 N	- 0,125 G

* Cuando $X = b/2$, $Y = L$

$$N = S_c b^2$$

$$G = S_c L^2$$

L = Radio Ext. placa - radio ext. faldón (dirección Y) (in).

VI. CODIGOS APLICABLES.

VI.1 GENERALIDADES SOBRE CODIGOS.

El principal código utilizado en México, Estados Unidos de Norte américa y en muchos otros países del mundo, es el " Código ASME SECCION VIII DIVISION 1 ". Este código es publicado por la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos, su edición es trianual; sin embargo, la -- asociación emite trimestrales, las cuales modifican constantemente el -- código, manteniéndolo siempre actualizado.

Como una alternativa del Código ASME sección VIII División 1, -- existe la división 2. La diferencia fundamental entre las dos divisiones radica en los factores de seguridad, los cuáles son mayores en la -- División 1.

A continuación se enlistan los principales códigos existentes en el mundo para diseño y fabricación de recipientes a presión.

P A I S

C O D I G O S

Alemania Occidental	A. D. Merkblatt Code.
EE. UU. de Norteamérica	ASME Code Section VIII Division 1 y 2.
Inglaterra	British Code B S 5500
Italia	Italian Pressure Vessel Code.
Japón	Japanesse Pressure Vessel Code.
Japón.	Japanesse Std. Pressure Vessel Construction.

Cómo un complemento al Código ASME Sección VIII División 1, para el procedimiento de soldadura, se utiliza la sección IX del Código ASME y el AWS (American Welding Society); para la selección de materiales usamos la sección II y el ASTM (American Society of Testing - Materials).

VI.2 BREVE HISTORIA DEL CODIGO ASME.

A continuación, y a manera de ilustración, se describirá brevemente el origen del CODIGO ASME :

El código para calderas y recipientes a presión de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (A.S.M.E.), se originó por la necesidad de proteger a la sociedad de las continuas explosiones de calderas que se sucedían antes de reglamentar su diseño y construcción.

Inglaterra fué uno de los primeros paises que sintió esta necesidad, y fué después de uno de los más grandes desastres que sufrió la ciudad de Londres, al explotar una caldera en el año de 1815. La investigación de las causas de esta explosión le llevó a cabo la Cámara de Comunes, por medio de un comité, el cuál, después de agotar todas sus pesquisas, logró establecer tres de las principales causas del desastre: Construcción inapropiada, Material inadecuado y Aumento gradual y excesivo de la presión.

Después de innumerables reuniones y audiencias públicas, fué adoptado en la primavera de 1925, el primer código ASME " Reglas para la

construcción de calderas estacionarias y para las presiones permisibles de trabajo ", conocida como la edición de 1914.

El Código ASME ha tenido que mantenerse al día, dentro del cambiante mundo de la tecnología . Este grupo celebra seis reuniones anuales para adaptar el código. Las ediciones del código se hacen cada tres años, las más recientes constan de once secciones.

La sección VIII es la que nos interesa, ya que es la relacionada con recipientes a presión. Esta sección contiene dos divisiones, la división 1 que cubre el diseño de los recipientes a presión no sujetos a fuego directo, y la división 2, que contiene otras alternativas para el cálculo de recipientes a presión.

Las reglas de la división 1, de esta sección de código, cubre los requisitos mínimos para el diseño, fabricación, inspección y certificación de recipientes a presión, además de aquellas que están cubiertas por la sección I.

VI.3 LIMITACIONES.

El Código ASME sección VIII División 1, especifica claramente algunas limitaciones, entre las principales tenemos :

a).- Espesor mínimo, se establece que para recipientes construidos en acero al carbón, el espesor mínimo será de 3/32" independientemente de su uso, ya que para algunos usos particulares, se especifican espesores mínimos diferentes.

b).- La relación $\frac{R}{t} \geq 10$

c).- Los recipientes diseñados y contruidos bajo este código no deberán tener elementos principales móviles, ya sea rotatorios ó reciprocantes, razón por la cuál se excluyen del alcance del mismo las bombas, compresores, turbinas y cualquier equipo que tenga elementos — principales móviles.

d).- El volúmen mínimo que deberán tener los recipientes a presión diseñados y contruidos bajo este código, deberá ser de 120 galones.

e).- La presión mínima a que deberán diseñarse los recipientes, será de 15 psig. (1 atmósfera).

f).- El diámetro interior mínimo será de 6".

g).- La presión máxima de diseño será de 3,000 psig.

h).- Deberán ser estacionarios.

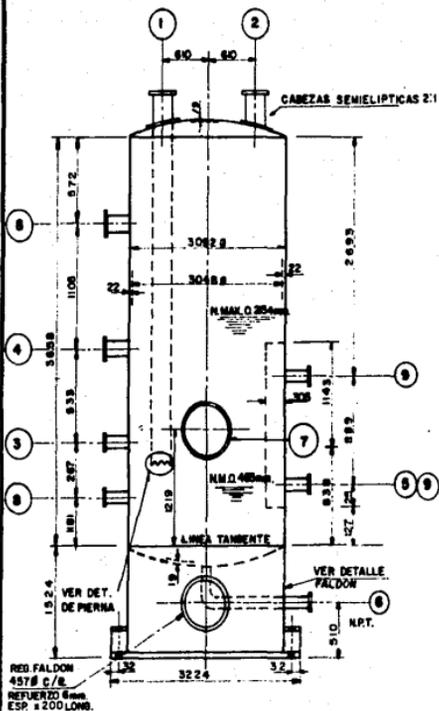
VII. DISEÑO Y CALCULO DEL TANQUE DE SELLO.

DATOS DE DISEÑO.

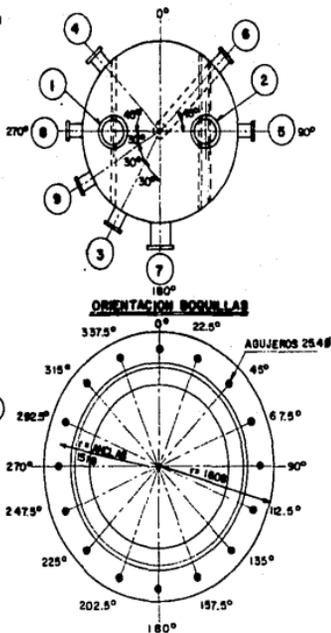
Clevo del Equipo	DH - 101
Lugar de operación	Refinería Miguel Hidalgo, Tula de Allende, Hgo.
Presión de diseño	149.370 Lb/ pulg. ²
Temperatura de diseño	171 ° C
Diámetro interior	120 pulg.
Diámetro exterior	121.73 pulg.
Altura total, parte recta	144.01 pulg.
Altura faldón, recto.	60.00 pulg.
Material del cuerpo	SA - 285 - C
Material del faldón	SA - 285 - C
Tolerancia por corrosión	0.125 pulg. (para A-285 GR.C)
Eficiencia (cuerpo)	85 %
Eficiencia (tapas)	100 %
Volúmen de operación.	1,023.99 ft ³
Densidad gas	0.001686 Lbm / ft ³
Densidad agua	62.4468 Lbm / ft ³

SIMBOLOGIA

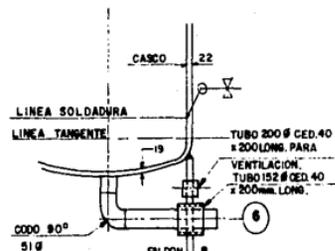
- F = Presión interna (Lb/in²)
Pa = Presión permisible (Lb/in²)
R = Radio interno (in)
Re = Radio exterior (in)
D = Diámetro interno (in)
De = Diámetro exterior (in)
S = Esfuerzo permisible (Lb/in²)
E = Eficiencia de la junta soldable.
Y = Tolerancia por corrosión (in)
W = Peso (Lb)
Fs = Factor sísmico.
H = Altura total (in)
t = Espesor actual (in)
tc = Espesor corroído (in)
tr = Espesor requerido (in)
B = Factor que depende del valor de A y la temperatura de diseño del material.
A = Factor que depende de la relación L/De y De/t.



ELEVACION ESQUEMATICA



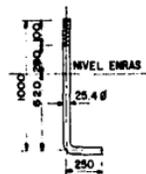
PLANTA DE ANCLAJE



DETALLE FALDON



DETALLE DE PIERNA



ANCLA

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO JULIO ESPERILLA PORRAS TESIS PROFESIONAL	
FIG. No ACOT EN: mm. FECHA	QUEMADOR SIN HUMO TIPO MULTIJET. TANQUE DE SELLO.

VII.1 CALCULO POR PRESION INTERNA.

a).- Cuerpo cilíndrico.

De los materiales amparados por el Código ASME (dentro de los aceros al carbón y comerciales a temperaturas moderadas), tenemos el SA - 285 - C, cuyo esfuerzo máximo permisible es : $S = 13,700$ - Lb/pulg.², cuya tolerancia por corrosión es : $Y = 0.125$ pulg.

El espesor se calcula como sigue :

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

$$= \frac{(149,370) (60)}{(13,700) (0.85) - 0.6 (149,370)} ; t = \frac{(\text{Lb/in}^2) (\text{in})}{(\text{Lb/in}^2) - (\text{Lb/in}^2)} = (\text{in})$$

$$= 0.7755 \text{ pulg.}$$

Por lo que :

$$t_r = 0.7755 \text{ pulg.}$$

$$t_c = 0.7755 + 0.125 = 0.900 \text{ pulg.}$$

Entonces, de la lista general condensada de materiales laminados de Fundidora Monterrey, S. A., se escoge una placa de $t = 7/8$ pulg.

b).- T a p a s .

Puesto que las tapas semielípticas (2:1), resisten mayor presión y están dadas al diámetro interior, además de que resisten más que una torisférica, se seleccionan las primeras.

El espesor se calcula como sigue :

$$t = \frac{P D}{2 S_e - 0.2 P}$$
$$= \frac{(149.370) (120)}{2 (13,700) (1) - 0.2 (149.37)}$$
$$= 0.6548 \text{ pulg.}$$

Por lo que :

$$t_r = 0.6548 \text{ pulg.}$$

$$t_c = 0.6548 + 0.125 = 0.7798 \text{ pulg.}$$

Entonces, de la lista antes mencionada, se escoge una placa de

$$t = 3/4 \text{ pulg.}$$

VII.2 CALCULO POR PRESION EXTERNA.

a).- Cuerpo cilíndrico.

Para ésto se tiene :

$$Pa = \frac{4 B}{3 (De/tc)} ; \text{ también } \frac{L}{De} \text{ y } \frac{De}{t} \text{ nos sirven para -}$$

obtener los factores A y B.

L = Distancia mayor entre dos anillos de refuerzos ó entre un anillo y la línea de tangencia más una tercera parte de la profundidad de la tapa.

Definiendo el valor de L tenemos :

L = H + (1/3) h ; donde "h" es la flecha de la tapa.

$$h = De/4 \quad \therefore \quad h = \frac{121.73}{4} = 30.4325 \text{ pulg.}$$

Por lo que :

$$L = 144.01 + (1/3) (30.4325) = 154.154 \text{ pulg.}$$

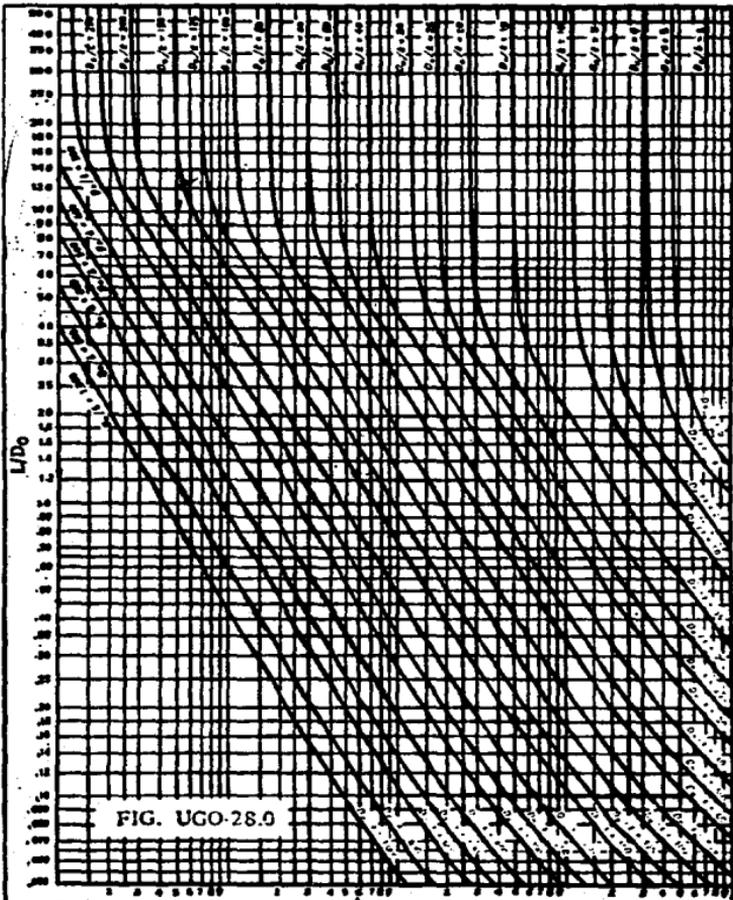


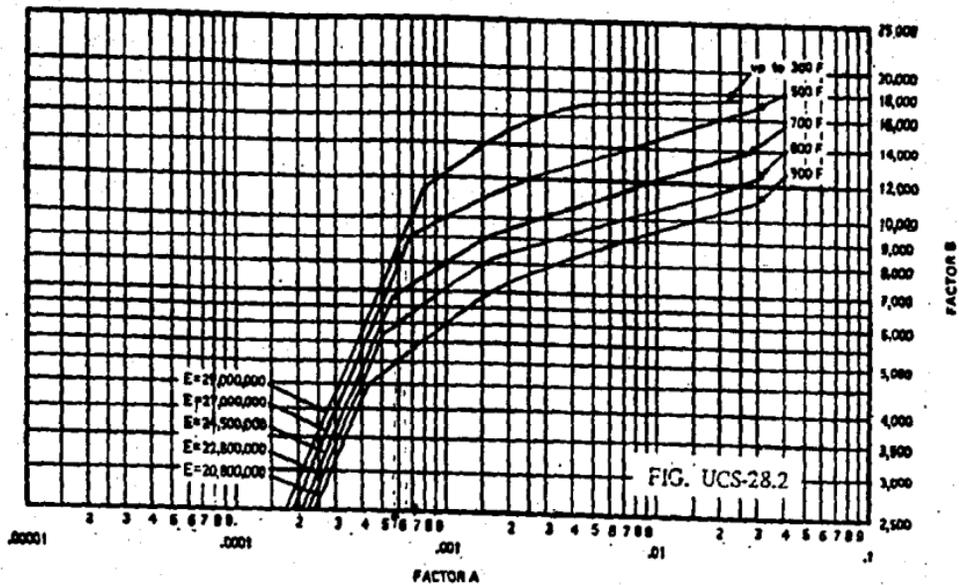
FIG. UGO-28.0

FACTOR A

FIGURA

THE VALUES OF FACTOR A

USED IN FORMULAS FOR VESSELS UNDER EXTERNAL PRESSURE



Ahora podemos proceder a realizar las siguientes relaciones :

$$\frac{L}{D_e} = \frac{154.1433}{121.7322}$$

$$= 1.266$$

$$\frac{D_e}{t} = \frac{121.7322}{0.900}$$

$$= \underline{135.258}$$

Ahora, de la gráfica de la fig. VII. 2.1 se evalúa el factor de A, entrando en ella con el valor de $L/D_e = 1.266$ y de $D_e/t = 135.258$, obtenemos :

$$A = 0.00065$$

Con el valor anterior, obtendremos B, y con la gráfica de la fig. VII. 2.2, además, con el valor de la temperatura de diseño que es :

$$171^{\circ}\text{C} = 340^{\circ}\text{F},$$

Y, obtendremos lo siguiente :

$$B = 9000$$

Entonces, calculando la presión admisible, tenemos :

$$P_a = \frac{4 (9000)}{3 (121.7322 / 0.900)} = 88.719 \text{ lb/pulg.}^2$$

Entonces, calculando el espesor (ta) que se requiere para soportar la Pa externa en el recipiente, es como sigue :

$$\begin{aligned} t_a &= \frac{P_a R}{S_e - 0.6 P} \\ &= \frac{(88.719) (60)}{(13.700) (0.85) - 0.6 (88.719)} \\ &= 0.459 \text{ pulg.} \end{aligned}$$

Entonces, concluimos que se usará el espesor calculado por presión interna.

b) Tapas.

Para las tapas tenemos lo siguiente :

$$R_s = 0.9 D_s$$

$$= 0.9 D_s = 0.9 (D + 2 (t))$$

$$= 0.9 (120 + (7/8))$$

$$= 109.575 \text{ pulg.}$$

Por otro lado, tenemos que $t_c = 0.7798$ pulg., calculado anteriormente.

Por lo que :

$$A = \frac{0.125}{R_s / t}$$

$$= \frac{0.125}{\frac{109.575}{0.7798}}$$

$$= \frac{0.125}{140.615}$$

$$= 0.0008896$$

Por lo tanto B de la gráfica de la fig. VII. 2.2 es el siguiente :

$$B = 12000$$

Entonces :

$$P_a = \frac{B}{\frac{R_e}{t_c}} = \text{Esfuerzo admisible.}$$

$$= \frac{12000}{\left(\frac{109.575}{0.7798} \right)}$$

$$P_a = 85.3990 \text{ Lb/pulg.}^2$$

Por lo que $85.3990 \text{ Lb/pulg.}^2 > 15 \text{ Lb/pulg.}^2$; quiere decir que nuestro valor es correcto, ya que por norma se debe cumplir la desigualdad anterior.

Ahora, calculando el espesor requerido con la tapa que soporte la P_a anteriormente calculado, es como sigue :

$$t = \frac{P_a D}{2 S_a - 0.2 P}$$

$$t_a = \frac{(85.3990) (120)}{2 (13,700) (1) - 0.2 (85.3990)}$$

$$= 0.3742 \text{ pulg.}$$

a).- Esfuerzo Axial (Sa)

Para el cálculo de éste tenemos la siguiente fórmula :

$$S_a = \frac{P R_e}{4 (t - y)}$$

Donde :

$$R_e = 60.86 \text{ pulg.}$$

$$t = 7/8 \text{ pulg.}$$

$$y = 0.125 \text{ pulg.}$$

$$P = 149.37 \text{ Lb/pulg.}^2$$

Entonces :

$$S_a = \frac{(149.37) (60.86)}{4 (7/8 - 0.125)}$$

$$= 3030.2194 \text{ Lb/pulg.}^2$$

b).- Esfuerzos debidos a pesos muertos (Spm)

b.1) Pesos de erección.

b. 1.1) Peso de las tapas (Wt)

Para el cálculo tenemos la siguiente fórmula :

$$Wt = \frac{0.785 \text{ dp}^2 t}{1728}$$

Donde :

$\gamma = 490 \text{ Lb/ft}^3$ (Peso específico del material)

$dp = 121.73 \text{ pulg.}$ (Diámetro de la plantilla de las tapas)

Por lo tanto :

$$Wt = \frac{0.785 (121.73)^2 (3/4) (490)}{1728}$$

$$= 2473.879 \text{ Lb}$$

b.1.2) Peso del cuerpo cilíndrico (Wc)

Para ésto tenemos que :

$$Wc = \rho V$$

Donde :

$$V = \text{Volúmen} = At$$

$$A = \text{Area} = 2 \pi R H$$

$$t = \text{Espesor.}$$

Entonces tenemos que :

$$\begin{aligned} A &= 2 \pi (5.071 \text{ ft}) (12.0035 \text{ ft}) \\ &= 382.355 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

$$t = (7/8) (0.08333) = 0.07291 \text{ ft.}$$

Por lo que :

$$V = (382.355) (0.07291) = 27.8789 \text{ ft}^3$$

Por lo tanto :

$$\begin{aligned} Wc &= 490 \text{ Lb/ft}^3 (27.8789 \text{ ft}^3) \\ &= 13660 \text{ Lb} \end{aligned}$$

b.1.3) Peso del faldón (WF).

$$WF = \gamma V ; \quad \text{Donde } V = A \cdot t_f$$

$$A = 2 \cdot \gamma \cdot \text{Ref Hf}$$

Entonces :

$$A = 2 \cdot \gamma (5.071) (4.998)$$

$$= 159.246 \text{ ft}^2$$

$$V = (159.246) (0.02624)$$

$$= 4.1795 \text{ ft}^3$$

Por lo tanto :

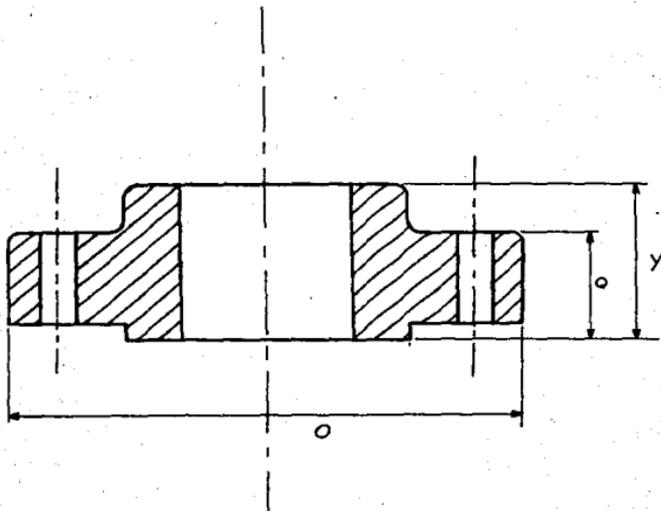
$$WF = (490 \text{ Lb/ft}^3) (4.1795 \text{ ft}^3)$$

$$= 2047.955 \text{ Lb}$$

b.1.4) Peso de Bidas.

Para nuestro recipiente utilizaremos bridas Slip On -- (tipo); por lo que, de acuerdo al catálogo de Tube Turns de México, S. A. (Fabricante de bridas y conexiones de acero forjado para soldar),- obtenemos los pesos correspondientes de cada una de las 9 bridas que -- tendrá el recipiente.

BRIDA SLIP ON (S O)



DES L I Z A B L E .

- Bridas 1, 2, Diámetro 36 pulg.; entrada y salida de gas con círculo de refuerzo.

$$W_{1,2} = 2 (284.44 \text{ Lb}) = 568.89 \text{ Lb.}$$

- Bridas 3, 4, 5, 6, 8 y 9. Diámetro 2" de entrada de agua, dren superior, salida a pierna sello, dren de fondo e indicadores de nivel, correspondientemente.

$$W_{3, 4, 5, 6, 8 \text{ y } 9} = 6 (5.071 \text{ Lb}) = 30.429 \text{ Lb.}$$

- Brida 7, ϕ 24", registro hombre con círculo de refuerzo.

$$W_7 = 220.5 \text{ Lb}$$

Por lo tanto : $W_{\text{total}} = 819.819 \text{ Lb.}$
 bridas

- b.1.5) Tubo interno y de drenaje, de 8.12 ft y diámetro 36", de 5.28 ft y diámetro 2", correspondientemente.

$$W_{\text{tubo}_1} = 1542.8 \text{ Lb}$$

$$W_{\text{tubo } 2} = 1003.2 \text{ Lb}$$

$$W_{\text{tubo } 3} = 2546 \text{ Lb}$$

- b.1.6) Conexiones tubo con brida y tanque, diámetros 36" , 2" y 24".

$$W_{\text{conexiones}} = 3600 \text{ Lb}$$

b.1.7) Soldadura.

$$W \text{ soldadura} = 607.5 \text{ Lb}$$

Por lo tanto, el peso total debido a pesos muertos es la sumatoria de todos ellos.

$$W \text{ total} = 2473.879 + 13660 + 2047.955 + 819.819 + 2546 + 3600 + 607.5 \text{ Lb} = 25755.253 \text{ Lb}$$

b.1.8) Cálculo del esfuerzo por peso propio (Sp).

Para ésto, tenemos :

$$Sp = \frac{W}{P_f t_f}$$

Donde :

W = Peso del recipiente en libras (Lb).

Sp = Esfuerzo a compresión, producido por el peso propio - en Lb/pulg.²

Pf = Perímetro del cuerpo medido en el diámetro medio en - pulg.

t_f = Espesor del cuerpo. Pulg.

Por lo tanto :

$$Sp = \frac{25755.253}{(120) (7/8)} = 78.077 \text{ Lb/pulg.}^2$$

VII. 4 CALCULO POR PRESION DEL VIENTO.

Al efectuar estos cálculos, debemos de tomar en cuenta las siguientes consideraciones :

1.- El diámetro a utilizar será el exterior, incluyendo el espesor del aislamiento, si lo llevara.

2.- Para obtener el valor de la presión del viento (P_w), debemos considerar un factor de forma el cuál tendrá un valor de 1.0 para superficies planas, y 0.6 para superficies cilíndricas.

3.- Los valores de la velocidad del viento y consecuentemente la presión del viento, dependerá del lugar geográfico donde vayamos a instalar el recipiente, y de la altura del mismo.

4.- Al efectuar los cálculos por presión del viento en recipientes cilíndricos verticales; consideremos éstos como vigas empotradas y realizaremos los cálculos correspondientes.

5.- El Código ASME Sección VII División 1, recomienda que al calcular un recipiente cilíndrico vertical por presión de viento y por mismo, consideraremos únicamente el mayor de ellos, ya que generalmente nunca se presentan de manera simultánea ambos.

a).- Cálculo de la presión del viento (P_w).

Para ésto tenemos la siguiente ecuación :

$$P_w = 0.0025 V_w^2$$

Donde V_w = Velocidad del viento en millas por hora, para la región de Pachuca, Hgo, es :

$$V_w = 33.3 \text{ Mts/seg.}$$

Ahora, para mayor facilidad, obtenemos la presión del viento directamente de la fig. VII. 5.1 que nos muestra las zonas Eólicas de México, y para el Edo. de Hgo. obtenemos una presión de :

$$P_w = 30 \text{ Lb/ft}^2$$

b).- Cálculo de la fuerza de corte debida al viento (T)

Con la ecuación siguiente la obtenemos :

$$T = P_w D H$$

Donde :

$$D = \text{Diámetro exterior} = 10.143 \text{ ft}$$

$$H = \text{Altura total} = 17.00 \text{ ft}$$

Por lo tanto :

$$T = (30 \text{ Lb/ft}^2) (10.143 \text{ ft}) (17.00 \text{ ft})$$

$$= 5172.93 \text{ Lb}$$

c).- Calculando el momento producido por el viento (M).

Para esto tenemos la siguiente ecuación :

$$M = VH (Lb - ft)$$

Entonces :

$$M = (5172.93 Lb) (17 ft)$$

$$= 87939.81 Lb - ft$$

d).- Calculando el momento en la línea de tangencia del fondo. -
(M_t)

La ecuación es la siguiente :

$$M_t = M - H (V - 0.5 Pw D H) (Lb - ft)$$

Por lo tanto :

$$M_t = (87939.81) - (17) - (477.635 - 0.5 (2.77) (10.143) (17))$$

$$= 87683.994 Lb - ft$$

e).- Calculando el espesor requerido para soportar la fuerza del viento (t_w).

La expresión para calcularlo es :

$$t_w = \frac{12 M_t}{R^2 \pi S E} \quad (\text{pulg.})$$

Entonces sabemos, de datos principales, que :

$$S = 13,700 \text{ Lb/pulg.}^2$$

$$E = 100 \%$$

Por lo tanto, el espesor requerido para soportar la fuerza del viento es :

$$\begin{aligned} t_w &= \frac{12 (87683.994)}{(60.86)^2 \pi (13,700) (1)} \\ &= 0.0066 \text{ ft} = 0.07920 \text{ pulg.} \end{aligned}$$

Ahora, agregando la mitad del espesor requerido por presión interna (t) en pulg. $t_w + t/2$; si $t_w + t/2 \leq t$,

Por lo que :

$$0.07920 + \frac{7/8}{2} \leq 7/8$$

El espesor calculado por presión interna es suficiente para soportar la fuerza del viento.

f).- Cálculo del esfuerzo producido por el viento (S_w).

$$\begin{aligned} S_w &= \frac{12 M t}{R^2 \pi t} \\ &= \frac{12 (87683.994)}{(60.86)^2 \pi (7/8)} \\ &= 103.3426 \text{ Lb/pulg.}^2 \end{aligned}$$

Esfuerzo producido por la fuerza del viento.

VII. 5 CALCULO POR SISMO.

a).- Fuerza cortante total en Lb (P_c).

Tenemos que :

$$P_c = C W_o$$

Donde :

C = Coeficiente sísmico de tabla. Fig. VII.5.1

W_o = Peso total de operación del recipiente en (Lb).

Ahora, si T = 0.4 seg., tenemos C = 0.20

T = Periodo de vibración (seg)

$$T = 0.0000265 (H/D)^2 \sqrt{W D/t}$$

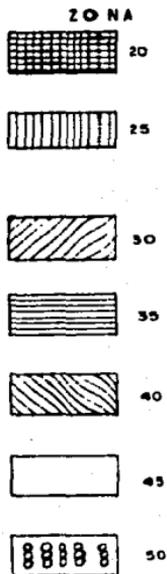
$$= 0.01040 \text{ seg.}$$

Por lo tanto V = 0.20 (74088)

$$= 14817.6 \text{ Lb}$$

Fig. VII. 5.1 Coeficientes Sísmicos.

ZONA SISMICA	COEFICIENTE		SISMICO		"C"	
	T	0.4 SEG.	T=0.4-1.0	SEG.	T	1.0 SEG.
1		0.05		0.02/T		0.02
2		0.10		0.04/T		0.04
3		0.20		0.08/T		0.08



ALTURAS (Mts)	$(P_w \text{ Lb/Pie}^2)$						
	ZONA	ZONA	ZONA	ZONA	ZONA	ZONA	ZONA
	20	25	30	35	40	45	50
0 e 30	15	20	25	25	30	35	40
30 e 50	20	25	30	35	40	45	50
50 e 100	25	30	40	45	50	55	60
100 e 500	30	40	45	55	60	70	75

**UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO**

JULIO ESPERILLA PORRAS
TESIS PROFESIONAL

FIG No. V. S. 1.

ACOT EN:

FECHA:

ZONAS EOLICAS

b).- Momento máximo en la base (M).

$$M = \frac{2 C W_0 H}{3}$$

Donde :

H = Longitud del recipiente, incluyendo el faldón en (Ft).

Entonces :

$$M = \frac{2 (0.20) (74088.6) (17)}{3}$$
$$= 167932.8 \text{ Lb - ft}$$

c).- Esfuerzo del material ó esfuerzo actual S (Lb/pulg.²)

Para ésto tenemos que :

$$S = \frac{12 M}{\pi R^2 t}$$
$$= \frac{12 (167932.8)}{\pi (60.86)^2 (7/8)}$$
$$= 197.92 \text{ Lb/pulg.}^2$$

d).- Espesor requerido, excluyendo corrosión en pulg.

Para esto tenemos la siguiente ecuación :

$$t = \frac{12 M}{\pi R^2 S E}$$

Por lo que :

$$t = \frac{12 (167932.8)}{\pi (.6086)^2 (197.92) (1)}$$

$$= 0.8750 \text{ pulg.}$$

VII. 6 CALCULO POR VIBRACIONES.

Como resultado de la presión del viento y de las fuerzas producidas por los sismos en recipientes cilíndricos verticales altos, se produce vibración. El valor máximo del período permisible en este tipo de recipientes está dado por la ecuación :

$$T_a = 0.8 \sqrt{\frac{W H}{F_c g}}$$

Y, el valor del período de vibraciones producido por sismo o viento está dado por la ecuación :

$$T = 0.0000265 (H/D)^2 \sqrt{\frac{W D}{t}}$$

Donde :

- D = Diámetro exterior del recipiente en ft.
- H = Altura total del equipo. ft.
- g = Aceleración de la gravedad 32.2 ft/seg²
- t = Espesor requerido, excluyendo corrosión en pulg.
- F_c = Valor de la fuerza cortante en Lb.
- W = Peso total de recipiente en Lb.
- w = Peso del recipiente por pie de altura Lb/ft.

Entonces, el valor máximo del período permisible es :

$$T_a = 0.8 \sqrt{\frac{(74088.6)(17)}{(14817.6)(32.2)}}$$

$$= 1.6247 \text{ seg.}$$

Ahora, el valor de T (período de vibración) ya se calculó.

$$T = 0.01040 \text{ seg.}$$

Entonces, como $T < T_a$, se dice que el recipiente está bien —
diseñado.

VII. 7 CALCULO DE LA DEFLEXION MAXIMA (Mm)

El recipiente cilíndrico vertical será calculado como una viga en potrada, y su deflexión máxima nunca deberá ser mayor de 6 pulg. por cada 100 ft. de altura, y se calcula como sigue :

$$Mm = \frac{(Pw) (De) (H) (12H)^3}{8 E I}$$

Donde :

Mm = Deflexión máxima en la parte superior en pulg.

De = Diámetro del recipiente en ft.

E = Módulo de elasticidad en Lb/pulg.² (3 x 10⁷ p/acero)

H = Altura del recipiente incluyendo el faldón, en ft.

I = Presión del viento en Lb/ft².

R = Radio.

Cuando R > 10 t ; I = $\pi R^3 t$

Pw = Presión de viento en Lb/ft².

Entonces, como R > 10 t, el momento de inercia es :

$$I = \pi (60.86)^3 (7/8) = 619660.44 \text{ pulg.}^4$$

Por lo tanto :

$$Mm = \frac{(30) (10.14) (17) (12 (17))^3}{8 (3 \times 10^7) (619660.44)}$$

$$= 0.0002952 \text{ pulg.}$$

Vemos que el resultado es razonable, ya que el recipiente es relativamente pequeño.

VII. 8 ESFUERZOS COMBINADOS.

El análisis de esfuerzos combinados deberá efectuarse en las siguientes condiciones :

- a).- Condición de operación .
- b).- Condición de vacío .
- c).- Condición de erección .

Y, deberá incluirse en cada caso, el estudio a tensión y a compresión (lado del viento y lado contrario al viento, respectivamente).

Primeramente analizaremos la combinación de los esfuerzos producidos simultáneamente por la presión del viento (o sismo), presión interna y peso propio del recipiente.

ESFUERZOS DOMINANTES

<u>En el lado del viento</u>	<u>Lado contrario al viento</u>
+ Esfuerzos por viento	- Esfuerzo por viento
+ Esfuerzos por presión interna.	+ Esfuerzo por viento.
- Esfuerzos por peso propio	- Esfuerzo por peso propio.

Posteriormente analizaremos la combinación de los esfuerzos producidos simultáneamente por presión del viento (o sismo), presión externa y peso propio del recipiente.

ESFUERZOS DOMINANTES

En el lado del viento

- ♦ Esfuerzos por viento
- Esfuerzo por presión externa
- Esfuerzo por peso propio

Lado contrario al viento

- Esfuerzo por viento
- Esfuerzo por presión externa
- Esfuerzo por peso propio

Los signos positivos indican que se trata de esfuerzos de tensión y los signos negativos nos indican que los esfuerzos que se presentan son de combinación. La suma algebraica de los esfuerzos actuantes nos dará el esfuerzo gobernante.

a).- CONDICION DE OPERACION.

Lado del viento (presión interna).

Para ésto, tenemos lo siguiente :

$$St \text{ (máx)} = Sw + Sa - Sp$$

Donde : Sw = Esfuerzo debido a viento.

Sa = Esfuerzo axial.

Sp = Esfuerzo debido a pesos muertos.

$$\begin{aligned} St \text{ (máx)} &= (103,3426) + (3030,219) - (78,077) \\ &= 3047,2856 \text{ Lb/pulg.}^2 \end{aligned}$$

Lado contrario al viento :

$$\begin{aligned} Sc \text{ (máx)} &= Sw - Sa + Sp \\ &= (103,3426) - (3030,219) + (78,077) \\ &= - 2840,60 \text{ Lb/pulg.}^2 \end{aligned}$$

b).- CONDICION DE VACIO.

Lado del viento :

$$\begin{aligned} St (\text{máx}) &= Sw - Sp \\ &= (103.3426) - (86.276) \\ &= 17.066 \text{ Lb/pulg.}^2 \end{aligned}$$

Lado contrario al viento :

$$\begin{aligned} Sc (\text{máx}) &= Sw + Sp \\ &= 103.3426 + 86.276 \\ &= 189.6186 \text{ Lb/pulg.}^2 \end{aligned}$$

c).- CONDICIONES DE ERECCION.

Lado del viento :

$$\begin{aligned} St (\text{máx}) &= Sw - Sp \\ &= (103.3426) - (86.276) \\ &= 17.066 \text{ Lb/pulg.}^2 \end{aligned}$$

Lado contrario al viento :

$$\begin{aligned} Sc (\text{máx}) &= Sw + Sp \\ &= (103.3426 + 86.276) \\ &= 189.6186 \text{ Lb/pulg.}^2 \end{aligned}$$

De ésto último, concluimos que las condiciones de vacío son iguales a las de erección, ésto debido a que el recipiente es relativamente pequeño.

Los esfuerzos producidos por las cargas anteriormente calculadas, se analizaron en conjunto, con el fin de definir claramente el esfuerzo neto a que está sujeto el recipiente.

La suma algebraica de los esfuerzos actuantes nos dará el esfuerzo gobernante.

Por lo tanto, el esfuerzo gobernante es (EG) :

$$EG = 3047.2856 - 2840.60 + 17.066 - 189.6186$$

$$= 34.127 \text{ Lb/pulg.}^2 \text{ a tensión.}$$

VII.9 DISEÑO DE FALDON, ANCLAS Y PLACA BASE.

a).- DISEÑO DEL FALDON.

Puesto que la parte recta de la tapa del fondo actúa como un cilindro de espesor ya calculado (3/4"), consideraremos el espesor mínimo de la tapa igual a 3/4". Por lo tanto, el peso de la tapa es el siguiente :

$$W_{\text{tapa}} = \frac{(0.785) (dp^2) t P}{1728}$$

Donde :

dp = Diámetro exterior del faldón.

t = Espesor de la tapa.

P = Densidad del Material.

$$P_{\text{Acero}} = 7.85 \text{ kg/dm}^3 \cdot \frac{2.205 \text{ Lb}}{1 \text{ kg}} \cdot \frac{1 \text{ dm}^3}{0.0353 \text{ ft}^3} = 490.20 \text{ Lb/ft}^3$$

$$W_{\text{tapa}} = \frac{(0.785) (121.73)^2 (3/4) (490)}{1728} = 2473.879 \text{ Lb}$$

Ahora, también debemos de tomar en cuenta el peso del producto a manejar.

Para esto, sabemos que el volumen de operación es :

$$V_0 = 29 \text{ M}^3 = 1023.99 \text{ ft}^3$$

Y, además :

$$P_{\text{Gas Butano}} = 2.70 \text{ kg/m}^3 = 0.001686 \text{ Lb/ft}^3$$

$$P_{\text{H}_2\text{O Agua}} = 1.0 \text{ kg/dm}^3 = 62.4469 \text{ Lb/ft}^3$$

Por lo tanto :

$$W_{\text{Líquido}} = (V1 (\text{operación})) (\text{Densidad del producto 1}) \\ + (V2 (\text{operación})) (\text{Densidad del producto 2})$$

$$W_{\text{(líquido)}} = (529.65 \text{ ft}^3) (0.001686 \text{ Lb/ft}^3) \\ + (494.34 \text{ ft}^3) (62.4468 \text{ Lb/ft}^3) \\ = 30,870.844 \text{ Lb.}$$

Entonces, tenemos que el peso por pie de altura del recipiente es el siguiente :

$$W_a = \frac{30870.844 \text{ Lb}}{12 \text{ ft}} \\ = 3785.25 \text{ Lb/ft}$$

Por consiguiente, el periodo de oscilación es :

$$T = 2.65 (10)^{-5} \left(\frac{17}{10.14} \right)^2 \left[\frac{(3785.25)(10.14)}{0.875} \right]^{1/2} \\ = 0.0156 \text{ seg.}$$

Por lo tanto, el momento torcionante es :

$$M_t = (0.5) P_w D H \\ = (0.5) (30) (10.14) (17) \\ = 2585.7 \text{ Lb - ft}$$

Por lo tanto, el espesor de diseño del faldón es :

$$t = \frac{12 Mt}{R^2 SE} + \frac{W}{D SE}$$

$$t = \frac{12 (2,585,709)}{(60.5)^2 (13700) (0.6)} + \frac{30,870.44}{(121.73) () (13700) (0.6)}$$

$$= 0.3149 \text{ pulg.}$$

USAR PARA EL FALDON PLACA A - 283 - C DE 3/8" DE ESPESOR.

b).- ANCLAJE.

Para ésto, tenemos lo siguiente :

- Area dentro del círculo de barrenos (A_b)

$$A_b = \frac{D_b^2}{4} , \quad D_b = \text{Diámetro del círculo de barrenos.}$$

$$A_b = \frac{(124)^2}{4} = 12,171.558 \text{ pulg.}^2$$

- Perímetro sobre el círculo de barrenos (C_b)

$$C_b = (\pi) (D_b) = \pi (124) = 389.55 \text{ pulg.}$$

- Tensión máxima en el círculo de barrenos (T_b)

$$T_b = \frac{12 M}{A_b} - \frac{W}{C_b} , \quad \text{donde : } \quad W = \text{Peso de montaje}$$

$$M = \text{Momento Máximo en base, calculado en cap. VII.5}$$

$$T_D = \frac{12 (1,679,328)}{12,171.558} - \frac{28,666}{389.55} = 1,582.07 \text{ lb/pulg. lineal.}$$

- Número de anclas (N).

La tabla B sobre la pag. 67 del " PRESSURE VESSEL HAND BOOK ", — recomienda para un círculo de barrenos comprendido entre 108" y 136 " — un mínimo de 16 y un máximo de 20 anclas.

En nuestro caso, el círculo de barrenos es de 124" de diámetro, — por lo que usaremos 20 anclas.

$$N = 20$$

- Esfuerzo permisible en las anclas (S an)

Sobre la tabla C, pag. 67 del " PRESSURE VESSEL HAND BOOK ", y suponiendo que nuestra ancla será menor o igual a 2 - 1/2" de diámetro, tenemos que el esfuerzo máximo permisible en las anclas es de :

$$S_{an} = 18,000 \text{ lb/pulg.}^2$$

- Área requerida en anclas (Ar)

$$Ar = \frac{T_D \cdot C_b}{S_{an} \cdot N} = \frac{(1582.07) (389.55)}{(18,000) (20)} = 1.7119 \text{ pulg.}^2$$

Usaremos anclas de 1 3/4 " de diámetro, con un área neta de 1.744 pulg.²

- Esfuerzo en anclas (S aH)

$$S_{an} = \frac{T_b C_b}{A_r N} = \frac{(1582.07) (389.55)}{(1.7119) (20)} = 18,000 \text{ lb/pulg.}^2$$

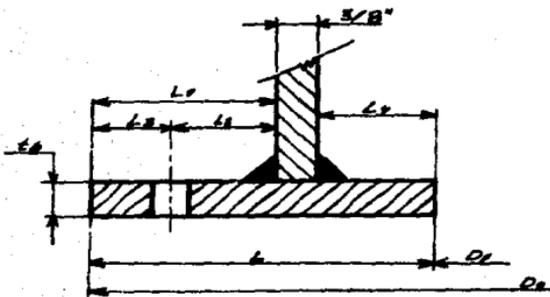
$$\therefore S_{an} = S_{an}$$

Lo cual quiere decir que nuestra ancla, así como el esfuerzo considerado, es el correcto.

c).-- DISEÑO DE LA PLACA BASE.

1.- Area dentro del ext. del faldón (A_s).

Una vez determinado el diámetro de las anclas, la tabla A de la pág. 67 del "PRESSURE VESSEL HAND BOOK", nos determina las dimensiones L₂ y L₃, que en nuestro caso serán:



$$D_2 = 126.61 \text{ pulg.}$$

$$D_1 = 120.18 \text{ pulg.}$$

$$L_2 = 2.25'' (2 \frac{1}{4}'')$$

$$L_3 = 1.75'' (1 \frac{3}{4}'')$$

$$L_1 = 4.00'' (4'')$$

$$D \text{ ext. faldón} = \text{círculo de barrenos} - 2 (2.25)$$

$$= 124 - 2 (2.25)$$

$$= 119.5 \text{ pulg.}$$

Por lo tanto :

$$A_s = \frac{(119.5)^2}{4} = 11,215.68 \text{ pulg.}^2$$

2.- Perímetro del faldón (Pf)

$$P_f = (119.5) = 375.42 \text{ pulg.}$$

3.- Compresión máxima en la base (Cmb)

$$Cmb = \frac{12 M}{A_s} + \frac{W}{P_f} = \frac{12 (1,679,328)}{11,215.68} + \frac{28,666}{375.42}$$
$$= 1873.121 \text{ Lb por pulg. lineal.}$$

4.- Ancho de la placa base (L)

$$L = \frac{Cmb}{S_x}, \text{ donde : } S_x = \text{Esfuerzo permisible de asiento sobre concreto} = 500 \text{ Lb/pulg.}^2$$

$$L = \frac{3124.981}{500} = 6.2499 \text{ pulg.}$$

$$\text{Usar : } L = 6.25 \text{ (} 6 \frac{1}{4} \text{ ")}$$

$$\text{Por lo tanto, } L_1 = 2.25 \text{ (} 2 \frac{1}{4} \text{ ")}$$

5.- Espesor de la placa base (tb)

$$tb = 0.32 (L_1) = 0.32 (4) = 1.28 \text{ pulg.}$$

$$\text{Usar : } tb = 1 - \frac{1}{2} \text{ "}$$

6.- Area de la placa base (Apb)

$$\begin{aligned} \text{Apb} &= 0.78 (D^2 - D_1^2) \\ &= 0.78 (126.61)^2 - (120.18)^2 \\ &= 1237.75 \text{ pulg.}^2 \end{aligned}$$

7.- Esfuerzo de asentamiento calculado (S₁)

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{\text{Cmb Pf}}{\text{Apb}} = \frac{(1873.121) (375.42)}{1237.75} \\ &= 568.15 \text{ Lb/pulg.}^2 \end{aligned}$$

Entonces S_b > S₁

8.- Esfuerzo de pandeo (Sz)

$$\begin{aligned} S_z &= \frac{3 S_1 L_1^2}{t b^2} = \frac{3 (568.15) (4)^2}{(1.5)^2} \\ &= 12,120.53 \text{ Lb/pulg.}^2 \end{aligned}$$

El material de la placa base será A -283-C, con un esfuerzo permisible de 12,700 Lb/pulg.², por lo que :

Sperm. > Sz

lo que indica que nuestra placa está bien diseñada.

VII.10 CALCULO DE LA PLACA DE REFUERZO.

El párrafo VG-36 (3-a) del Código ASME sec. VIII, Div. 1, especifica que todas las boquillas de mayores de 3 pulgadas de diámetro instaladas en recipientes a presión, deberán tener una placa de 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 pulg., lo cual es aconsejable.

Todas las placas de refuerzo de boquillas de 12 pulgadas de diámetro y menores, deberán llevar un barrero de prueba de 1/4" de diámetro, con cuerda NPT, las placas de refuerzo de boquillas de 14" 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, ocasionando con ello una concentración de esfuerzos en la periferia de dicho agujero. Para evitar fallas en la periferia de donde practicamos el agujero, es necesario reponer el material que quitamos, para ésto se usa la placa de refuerzos.

a).- Boquilla : 36" ϕ

Espesor del cuello : 19.1 mm = 0.751 pulg. (de tabla)

tc = 0.751 pulg.

Presión de diseño (P) = 1149 Lb/pulg.²

Temperatura de diseño = 339.8 °F

Recipiente Material : A - 285 - C
Esfuerzo Máx. Perm (St) = 13,700 Lb/pulg.²

Boquilla Material : Tubo CED PL
Esfuerzo Máx. Perm.(St) = 15,000 Lb/pulg.²

Refuerzo Material : A - 285 - C
Esfuerzo Máx. Perm. (Sn) = 13,700 Lb/pulg.²

$$\text{Recipiente : } tr = \frac{P R}{SE - 0.6 P} = \frac{(149.370) (60)}{(13,700) (0.85) - 0.6 (149.370)}$$
$$= 0.7755 \text{ pulg.}$$

$$tr = 0.751 \text{ pulg.}$$

Límite de refuerzo :

$$H_1 = \text{El menor de } \begin{aligned} 2.5 tr &= (2.5) (0.751) = 1.87'' \\ 2.5 tn + tc &= (2.5) (0.751 - 0.125) \\ &\quad + (0.751) = 2.316'' \end{aligned}$$

$$H_2 = \text{El menor de } \begin{aligned} 2.5 t &= 1.87'' \\ 2.5 tn &= (2.5) (0.751 - 0.125) = 1.575'' \end{aligned}$$

$$W = \text{El mayor de } \begin{aligned} d &= 35.24'' \\ d/2 + tn + t &= 35.24/2 + (0.751 - 0.125) \\ &\quad + 0.751 = 18.99'' \end{aligned}$$

Boquillas

$$t_{rn} = \frac{P R_n}{S E - 0.6 P} = \frac{(149,370) (17,7)}{(15,000) (1) - (0.6) (149,370)}$$

$$t_n = (0.751) - (0.125) = 0.626 "$$

Refuerzo :

$$t_a = 0.751 \text{ pulg.}$$

$$D_p = 43.267 \text{ pulg. (de tablas).}$$

Ahora, calcularemos las áreas :



$$A = d \cdot t_r = (35.24) (0.7755) = 27.328 \text{ pulg.}^2$$



$$A_1 = \text{La mayor de } \begin{cases} (t - t_r) d = (0.775) - (0.751) 35.24 = \\ \quad \quad \quad = 5.28 \text{ pulg.}^2 \\ (t - t_r) (t_n + t) 2 = (0.775 - 0.751) \\ (0.626 + 0.751) 2 = 0.066 \text{ pulg.}^2 \end{cases}$$



$$A_2 = \text{La menor de } \begin{cases} (t_n - t_{rn}) 5t = (0.626 - 0.177) 5 (0.751) \\ \quad \quad \quad = 1.685 \text{ pulg.}^2 \\ (t_n - t_{rn}) 5t_n = (0.626 - 0.177) 5 (0.626) \\ \quad \quad \quad = 1.405 \text{ pulg.}^2 \end{cases}$$



$$A_3 = 2 t_n h = 2 (0.626) (h - H - 2C = 0) = 0$$



$$A_4 = (\text{Area total de soldadura dentro de los límites del refuerzo}) = 2 (0.751)^2 = 1.128 \text{ pulg.}^2$$



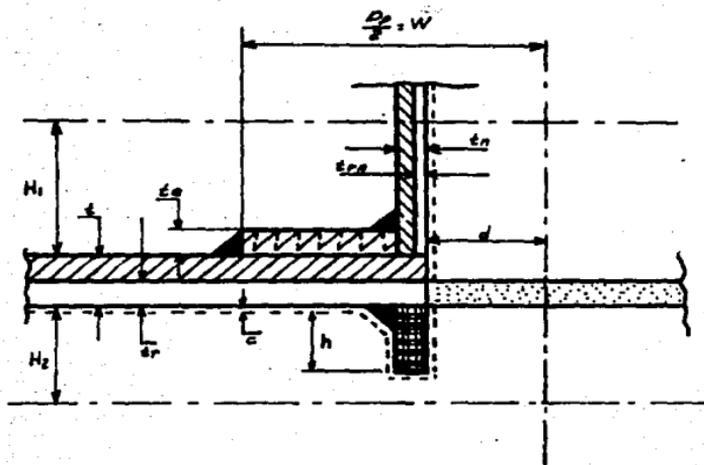
$$A_5 = (D_p - d - 2 t_n) t_e S / S_n = (43.267 - 35.24 - 2 (0.626) 0.751) \frac{13,700}{13,700} = 5.088 \text{ pulg.}^2$$

Por lo tanto :

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 0.066 + 1.405 + 0 + 1.128 + 5.088 \\ = 7.687 \text{ pulg.}^2$$

En conclusión, el área de refuerzo necesaria es :

$$A.R.N. = A - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5) = 27.32 - (7.687) \\ = 19.633 \text{ pulg.}^2$$



VII. 11 CALCULO DE LA PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA PARA EL TANQUE
(P_H).

a).- Cuerpo Cilindrico.

Datos :

$$R = 60 \text{ pulg.}$$

$$S = 13,700 \text{ Lb/pulg.}^2$$

$$t = 7/8 \text{ pulg.}$$

$$E = 85 \%$$

Con ésto, obtenemos lo siguiente :

$$\begin{aligned} P_H &= 1.5 \frac{S E t}{R + 0.6 t} \\ &= \frac{1.5 (13,700) (0.85) (7/8)}{60 + 0.6 (7/8)} \\ &= 252,524 \text{ Lb/pulg.}^2 \end{aligned}$$

b).- T a p a s .

Detos :

$$D = 120 \text{ pulg.}$$

$$E = 100 \%$$

$$t = 3/4 \text{ pulg.}$$

Para ésto, tenemos la siguiente fórmula :

$$P_H = 1.5 \frac{2 S E t}{D + 0.2 t}$$

$$= \frac{1.5 (2) (13,700) (1) (3/4)}{120 + 0.2 (3/4)}$$

$$= 256.55 \text{ Lb/pulg.}^2$$

Por lo tanto, la prueba hidrostática deberá realizarse con el valor de $P_H = 252.524 \text{ Lb/pulg.}^2$

VIII. CORROSION

1. INTRODUCCION.

Dentro del diseño y fabricación de recipientes, es importante mencionar el uso frecuente que tienen los recubrimientos en procesos muy corrosivos; aunque en nuestro caso, el proceso de corrosión no es muy serio, ya que las sustancias a manejar no son altamente corrosivas se mencionarán los conceptos básicos de la corrosión.

Al discutir la corrosión de metales, abarcaremos cuatro áreas:

1.- Principios Químicos.

La fuerza impulsora de la corrosión, las reacciones anódicas y catódicas en una celda (pila) de corrosión, la tendencia a la solución de metales y aleaciones, los efectos de concentración, los inhibidores, la pasividad.

2.- Los fenómenos de corrosión.

Basados en principios químicos: acción galvánica, lixiviación selectiva, fragilización por hidrógeno, corrosión por celdas de oxígeno, corrosión en huecos y grietas; y efectos combinados mecánico-corrosivos: corrosión por esfuerzo, fatiga por corrosión, corrosión - erosión, cavitación.

3.- Ambientes de Corrosión.

La reacción de los metales en diversas atmósferas, agua potable y salinas, y sustancias químicas.

4.- Corrosión en gas.

A temperaturas elevadas, escamaduras y crecimiento.

.2. TIPOS DE CORROSION.

Prácticamente, cualquier caso de corrosión se puede explicar usando los principios básicos (reacciones anódicas y catódicas, potenciales de celda, tasa de corrosión). Sin embargo, hay varios casos de corrosión ó especiales y que merecen un análisis cuidadoso. Los fenómenos - que trataremos son :

- 1.- Unidades de corrosión.
- 2.- Corrosión galvánica.
- 3.- Lixiviación selectiva.
- 4.- Daño por hidrógeno.
- 5.- Celdas de concentración de oxígeno, ataque en la línea de agua.
- 6.- Corrosión de huecos y grietas.
- 7.- Efectos combinados mecánico-corrosivos.
 - a) Corrosión por esfuerzo.
 - b) Fatiga por corrosión.
 - c) Efectos de la velocidad del líquido : erosión, corrosión, cavitación.

1.- Unidades de Corrosión.

mdd : miligramos perdidos por decímetro cuadrado por día.

ppa : pulgadas corroidas por año.

mpe : mils corroidos por año (1 mil = 0.001 pulg.)

Los dos últimos términos son preferibles porque nos permiten visualizar fácilmente el efecto a largo plazo.

2.- Corrosión galvánica.

En forma general, toda corrosión depende de la acción galvánica, pero este término significa específicamente un tipo de corrosión que ocurre debido a que dos materiales de diferente potencial de solución están en contacto.

La corrosión galvánica, es el tipo de corrosión que se acelera con la presencia de metales disímiles conectados electricamente, en la cuál hay un ánodo de sacrificio (metal activo) que, cuando se acopla al objeto que debe proteger, hace que éste actúe como cátodo y, por lo tanto, hace que la solución tenga lugar únicamente en el metal activo.

3.- Lixiviación selectiva.

"La lixiviación selectiva" es un término que se puede utilizar en general para abarcar varias clasificaciones como : "descincificación", "desaluminización", etc.

La lixiviación selectiva es la disolución preferencial de un elemento en una aleación.

4.- Daños por Hidrógeno.

En los movimientos básicos atómicos en la corrosión, el hidrógeno descargado en un cátodo podría formar burbujas o disolverse en el metal y luego difundirse a través de éste. En el burbujeo de hidrógeno, el hidrógeno atómico (H) se difunde a través del metal y, al encontrar un vacío, se difunde en éste, formando hidrógeno molecular (H_2) y ejerce gran presión, tendiendo a expandir el vacío. En la fragilización por hidrógeno los átomos intersticiales disueltos conducen a una baja ductilidad y a una baja resistencia al impacto, quizás debido a la interacción con rajaduras microscópicas. Estos efectos se pueden reducir al mínimo por calentamiento durante largo tiempo para eliminar el hidrógeno, y evitando las parejas que lo producen.

5.- Celdas de concentración de oxígeno, corrosión al nivel de agua.

En contraposición con los efectos galvánicos que acabamos de examinar, la corrosión puede dar la apariencia de que ocurre sin ningún potencial inicial. Una gota de agua puede corroer una superficie pulida de hierro, un tanque de acero homogenizado puede corroerse en la línea de agua.

Encontramos que un tanque que se ha mantenido sólo parcialmente lleno con agua, se corroerá más rápidamente que uno que esté completamente lleno. La corrosión se produce en el nivel de agua debido al gradiente en la concentración de oxígeno que se desarrolla entre la solución en la superficie del agua y la del fondo. El mayor ataque está justamente debajo del nivel de agua, donde hay una caída pronunciada en la concentración de oxígeno y una distancia corta de recorrido -

del electrón hasta el nivel del agua, donde se forman los iones de --
oxhidrilo.

6.- Corrosión de huecos y grietas (picado).

La explicación más reciente de este fenómeno es que, una picadura comienza a formarse en una discontinuidad de la superficie tal como una inclusión o marcas de amoladora. Una celda por concentración de --
oxígeno se desarrolla entre la discontinuidad y el material que lo circunda. El hecho de que involucre los iones de cloruro, se debe a que --
dentro la incipiente picadura los iones metálicos positivos se disuelven y acumulan, éstos atraen los iones cloruro. La concentración de --
cloruro metálico comienza a formarse en la picadura.

7.- Efectos combinados de aspectos mecánicos y corrosión.

En muchos casos, un material fallará debido al efecto combinado de factores mecánicos o hidráulicos y corrosión. Estos casos son de --
tres tipos : corrosión por esfuerzo, fatiga por corrosión, efectos del líquido (corrosión, erosión, cavitación).

Un ejemplo típico para la corrosión por esfuerzo es el de tomar una muestra de un metal en forma de pequeña viga, aplicar una carga --
permanente de flexión y colocar la viga en un líquido corrosivo. La --
falla ocurrirá más rápidamente que en una pieza no esforzada.

La fatiga por corrosión es causada por las picaduras que producen una concentración de esfuerzos en la superficie que fácilmente se propagan como una grieta bajo un esfuerzo cíclico; de ahí su nombre --
fatiga por corrosión.

Por otro lado, normalmente un incremento en la velocidad de un líquido está acompañada de un aumento en la tasa de corrosión; recuerde-se que las altas velocidades disminuyen la polarización por concentración.

3. METODOS DE RECUBRIMIENTO EN RECIPIENTES.

Dentro del diseño y fabricación de recipientes es importante mencionar el uso frecuente que tienen los recubrimientos en procesos muy corrosivos, ésta práctica, generalmente, se lleva a cabo por medio de 3 métodos: Lining, Clad y Overlay. El primero se realiza colocando las placas del recubrimiento (normalmente materiales de alta aleación y metales no ferrosos), por medio de tapones de soldadura colocados triangularmente y soldando por medio de cordones los extremos de estas placas. Cabe mencionar que éste método ya está siendo eliminado debido a que no es muy práctica su fabricación y su mantenimiento. El segundo método, que es el que actualmente se usa para recubrimientos, es la unión de las 2 placas, usando métodos los cuales proporcionen una placa integral entre el metal base y el recubrimiento.

El tercer método, que posiblemente es más caro que los anteriores, consiste en aplicar soldadura en todo el cuerpo del recipiente hasta cubrir el espesor del recubrimiento necesario.

Los recubrimientos para recipientes contruidos de placa "Clad" ó recubrimientos resistentes a la corrosión, están incluidos en la parte UCL de la Sección VIII, División 1 del Código ASME.

III. CONCLUSIONES

El presente trabajo pretende tener, de una manera condensada, los conocimientos necesarios para el cálculo y diseño del tanque de sello vertical. Esta información es de gran importancia para hacer más funcional el proyecto de un tanque de éste tipo.

Por los resultados obtenidos a lo largo del desarrollo de este tema, podemos concluir lo siguiente :

1.- En el diseño de recipientes a presión, concurren una gama muy extensa de parámetros a controlar, como son : capacidad, temperatura, presión y, principalmente, los esfuerzos (por presión interna, presión externa, cargas muertas, vientos, sismos, etc.), los cuáles deberán ser analizados en forma particular y en conjunto para asegurar el buen funcionamiento del equipo.

2.- El cálculo de la presión interna y externa deberán, por norma, realizarse, aunque éstos, generalmente no son determinantes en el diseño de estos equipos, sin embargo, son el punto de partida para el cálculo de los esfuerzos combinados.

3.- El cálculo de esfuerzos combinados deberá efectuarse para las condiciones de operación, vacío y erección ó montaje.

4.- Los momentos debidos a la presión del viento y a las fuerzas sísmicas son máximos en la base.

5.- El análisis de esfuerzos combinados deberá realizarse en primera instancia utilizando los esfuerzos debidos al viento, ya que generalmente, éstos son mayores a los producidos por sismo, sin embargo no hay que descartar éstos últimos.

6.- El estudio de este tipo de recipientes se basa en considerarlos como vigas en cantiliver.

7.- El diseño final deberá revisarse por el cálculo de la deflexión máxima y por vibraciones.

BIBLIOGRAFIA

1. A. W. S. SOCIEDAD AMERICANA DE SOLDADURA
(AMERICAN WELDING SOCIETY)
MANUAL DE SOLDADURA.
2. NORMA DE PETROLEOS MEXICANOS
5 R - 85000 PROCEDIMIENTOS PARA SOLDAR
MATERIALES DE ACERO AL CARBONO.
3. A.S.M.E. PRESSURE VESSEL ASME CODE.
SECTION VIII DIV. 1
(AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL
ENGINEERS).
4. DISEÑO DE RECIPIENTES DE PROCESO
H. BECERRA ; R. ABRAJAN.
MEXICO, 1985.
5. DISEÑO DE RECIPIENTES.
PETROLEOS MEXICANOS.
NORMA No. 2. 612. 01

6. I. M. P. INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO.
PRINCIPIOS METALURGICOS DE LA SOLDADURA.
7. BASES DE LA SOLDADURA ELECTRICA.
HURT H. NADLER.
8. PRESSURE VESSEL HAND BOOK
EUGENE F. MEGYESY.
9. PROYECTO Y CONSTRUCCION DE RECIPIENTES A
PRESION.
CARLOS RUIZ RUBIO.
EDIT. U R M O
10. I. M. P. INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO
SEMINARIO SOBRE SEGURIDAD INDUSTRIAL, E
INSPECCION TECNICA EN P E M E X .