



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA
DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
CUAUTITLAN



"ANALISIS, CALCULO Y DISEÑO DE UN
RECIPIENTE HORIZONTAL SOMETIDO A
ALTA PRESION"

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N I
FERNANDO FIERRO TELLEZ
SEVERIANO MEJIA SOTO

ASESOR: ING. JOSE LUIS BUENROSTRO RODRIGUEZ

CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.

1994

**TESIS CON
FALLA 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.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITILAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITILAN



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITILAN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:
"Análisis, cálculo y diseño de un recipiente sometido
a alta presión"

que presenta el pasante: Fierro Téllez Fernando
con número de cuenta: 8233008-8 para obtener el TITULO de:
Ingeniero Mecánico Electricista; en colaboración con:
Mejía Soto Severiano

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
Cuautitlán Izcalli, Edo. de Méx., a 19 de enero de 1994.

PRESIDENTE Ing. Juan de la Cruz Hernández Zamudio 19/1/94 *[Firma]*
VOCAL Mat. Francisco J. Rojas Espinosa 19/1/94 *[Firma]*
SECRETARIO Ing. Jose Luis Buenrostro Rodríguez 19/1/94 *[Firma]*
PRIMER SUPLENTE Ing. Juan Contreras Espinosa 19/1/94 *[Firma]*
SEGUNDO SUPLENTE Ing. Ramón Osorio Galicia 19/1/94 *[Firma]*



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

U. N. A. M.
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN
UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR
DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES



DEPARTAMENTO DE
EXAMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAINE KELLER TORRES
DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN
P R E S E N T E .

AT'N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos
Jefe del Departamento de Exámenes
Profesionales de la F.E.S. - C.

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, se permite comunicar a usted que revisamos la TESIS TITULADA:

"Análisis, cálculo y diseño de un recipiente sometido a alta presión".

que presente el pasante: Mejía Soto Severiano

con número de cuentas: 8336344-5 para obtener el TITULO de: Ingeniero Mecánico Electricista ; en colaboración con : Fierro Téllez Fernando

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Ixcalli, Edo. de Méx., a 19 de enero de 1994

PRESIDENTE	Ing. Juan de la Cruz Hernández Zamudio	19/1/94 <i>JH</i>
VOCAL	Mat. Francisco J. Rojas Espinosa	19/1/94 <i>Francisco Rojas</i>
SECRETARIO	Ing. Jose Luis Buenrostro Rodríguez	19/3/94 <i>JLBR</i>
PRIMER SUPLENTE	Ing. Juan Contreras Espinosa	19/3/94 <i>JCE</i>
SEGUNDO SUPLENTE	Ing. Ramón Osorio Galicia	19/1/94 <i>RO</i>

DEDICATORIA

A MIS PADRES:

**MARCIAL FIERRO
MATILDE TELLEZ**

**A ELLOS QUE NUNCA TUVIERON EL
TESORO DEL SABER, JUNTOS FORJARON
MI FORMACION PROFESIONAL Y AHORA,
SU SUEÑO SE HA CRISTALIZADO.**

A MI FAMILIA, CON CARÍÑO.

A MIS COMPAÑEROS Y AMIGOS.

A MI ESCUELA Y MAESTROS.

FERNANDO FIERRO

DEDICATORIA

A MIS PADRES:

CON CARÍÑO

**A USTEDES QUE CON ESFUERZO
Y SACRIFICIO ME BRINDARON
TODO EL APOYO PARA ALCANZAR
MI FORMACION PROFESIONAL.**

GRACIAS.

A MIS HERMANOS, CON CARÍÑO.

A MIS COMPAÑEROS Y AMIGOS.

A MI ESCUELA Y PROFESORES.

SEVERIANO MEJIA

A LETY

CON AMOR ETERNO...

SEVERIANO MEJIA

AGRADECIMIENTO

EXPRESAMOS NUESTRO AGRADECIMIENTO
AL ING. JOSE LUIS BUENOSTRO
RODRIGUEZ ASESOR DE LA PRESENTE
TESIS.

AL ING. JUAN CONTRERAS ESPINOSA POR
SU APOYO EN ESTE TRABAJO.

INDICE

PAGINA

INTRODUCCION	1
CAPITULO 1 DESCRIPCION DEL RECIPIENTE.	
1.1 Definición de conceptos.	2
1.2 Tipos de recipientes a presión.	7
1.3 Tipos de tapas.	15
1.4 Materiales utilizados.	32
1.5 Soldadura en recipientes a presión.	40
1.6 Boquillas en recipientes a presión.	74
1.7 Registros de hombre.	86
CAPITULO 2 RESTRICCIONES Y FINALIDADES.	
2.1 Breve historia de los codigos aplicables.	91
2.2 Principales limitaciones de los recipientes a presión.	99
2.3 Pruebas a las que se someten los recipientes a presión.	101
2.4 Aplicaciones de los recipientes a presión.	105
CAPITULO 3 INVESTIGACION Y EVALUACION DE ESFUERZOS.	
3.1 Introducción.	107
3.2 Evaluación de esfuerzos.	108
3.3 Teoria de la membrana.	108
3.4 Esfuerzo anular o perimetral.	111
3.5 Esfuerzo longitudinal.	112
3.6 Cambios en las dimensiones.	114
3.7 Tapa de pared delgada con presión interna.	117
3.8 Cilindros con extremos hemisfericos.	119

3.9	Esfuerzos en las silletas.	121
3.10	Fuerzas en las silletas.	121
3.11	Esfuerzos permisibles.	122
3.12	Tensión en la sección transversal.	123
3.13	OBSERVACIONES DE LOS RECIPIENTES.	125

CAPITULO 4 INGENIERIA DE CALCULOS.

4.1	Cálculo de presión y temperatura de diseño.	128
4.2	Cálculo de espesor de las paredes del cilindro y tapas por presión interna.	128
4.3	Cálculo por presión externa.	130
4.4	Localización y cálculo de silletas.	133
4.5	Análisis de esfuerzos.	138
4.6	Cálculo de boquillas.	150

CONCLUSIONES.	158
----------------------	-----

BIBLIOGRAFIA.	159
----------------------	-----

APENDICE.	161
------------------	-----

INTRODUCCION

Una vez terminado y aceptado el diseño junto con los cálculos de nuestro recipiente a presión horizontal, podemos decir que con la industrialización de nuestro país, estamos aptos para fabricar e inspeccionar recipientes a presión, ya que esta tesis es una guía para quien desee fabricar cilindros a presión tipo horizontal.

Es de conocer que para diseñar recipientes a presión se rigen por códigos, para nuestro caso se elaboró este trabajo con el ASME, porque este código es el más usado en nuestro país y otros países del mundo, ya que se fue elaborando desde tiempo atrás con las experiencias de construcción, eficiencia y seguridad.

También se debe tener presente el conocimiento de las propiedades de los materiales, para la seguridad de las personas y del equipo, en las condiciones en que va a operar.

En la elaboración de la siguiente tesis, ha sido una gratísima experiencia puesto que además de haberse cumplido con los objetivos inicialmente establecidos, el diseño del recipiente a alta presión, puede ser usado en alguna de las industrias, donde tenga el uso adecuado para el cual está diseñado.

Por medio de la presente agradecemos a las autoridades y profesores de la facultad, por haber hecho posible dicha titulación ya que como conocemos, no representa un papel, sino la culminación real de los estudios correspondientes a la carrera de Ingeniero Mecánico Electricista dentro de la Universidad Nacional Autónoma de México.

CAPITULO 1. DESCRIPCION DEL RECIPIENTE

1.1 DEFINICION DE CONCEPTOS

RECIPIENTE A PRESION.

"Se considera como un recipiente a presión cualquier vasija cerrada que sea capaz de almacenar un fluido a presión manométrica, ya sea presión interna ó vacío, independientemente de su forma y dimensiones"

PRESIO DE OPERACION (P_o).

Se identifica como la presión manométrica a la que se somete el equipo en condiciones de trabajo. Esto es que trabaja en condiciones de operación normal.

PRESION DE DISEÑO (P).

Es el valor dependiente de la presión de operación y se debe utilizar en las ecuaciones para el calculo de las partes que forman un recipiente a presión.

$$P = P_o + 30 \text{ (psi)} \quad \text{Si } P_o \leq 300 \text{ (psi)} \quad (1)$$

$$P = (1.1) P_o \quad \text{Si } P_o > 300 \text{ (psi)} \quad (2)$$

Si tuvieramos un recipiente tipo vertical estaría involucrada la presión hidrostática (P_h) generada por la columna de líquido que maneja.

Entonces la ecuación para la presión de diseño es la siguiente:

$$P = P_o + P_h + 30 \text{ (psi)} \quad \text{ó } P = 1.1 (P_o + P_h) \quad (3)$$

PRESION DE PRUEBA (P_p).

Es la presión hidrostática a la que se somete el cilindro, para determinar si se encuentra en condiciones de trabajo a la que fue diseñado.

Se obtiene por la siguiente ecuación:

$$P_p = P (1.5) S_{ta}/S_{td} \quad (4)$$

Donde:

P = Presión de diseño.

S_{ta} = Esfuerzo a la tensión del material a temperatura ambiente.

S_{td} = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura de diseño.

PRESION DE TRABAJO MAXIMO PERMISIBLE.

Es la presión máxima de trabajo de un recipiente en condiciones extremas de operación, suponiendo que el recipiente se encuentra en las siguientes condiciones.

- a) En condiciones después de haber sido operado.

- b) Con efectos de la temperatura de diseño.
- c) En la posición normal de operación.
- d) Con los efectos de otras cargas de diseño, tales como la fuerza debida al viento, presión interna, presión hidrostática, etc.

EL término presión de trabajo permisible nuevo y frio, es la presión máxima a que puede someterse cuando se encuentra en las siguientes condiciones:

- a) El recipiente es nuevo y por lo tanto no tiene corrosión.
- b) La resistencia a la tensión del material no es afectada por la temperatura del medio ambiente.
- c) No se encuentra bajo los efectos de otras cargas, tales como la acción del viento, presión interna, presión hidrostática, etc.

Para conocer la presión de trabajo máxima permisible, se obtiene despejando "P" de las ecuaciones que determinan los espesores del cuerpo y las tapas*, teniendo presente el espesor "t" real de cada uno de ellos. EL valor mínimo obtenido será el resultado deseado.

* Ver punto 1.3

TEMPERATURA DE OPERACION (T_o).

Es conocida como temperatura de trabajo y es la temperatura a la cual estara sometido un equipo en condiciones de operación normal.

TEMPERATURA DE DISEÑO (T).

Es el valor que se utiliza en el procedimiento de cálculo para determinar las partes que conforman el recipiente y será el mayor de:

$$T = (1.1) T_o \quad \text{y} \quad T = T_o + 30 \text{ F} \quad (5)$$

ESFUERZO DE DISEÑO A LA TENSION (S).







Es el esfuerzo normalmente permitido a los materiales que forman parte de un recipiente a presión en condiciones normales de operación.

En general, para todos los materiales se toma como esfuerzo de diseño una parte de la resistencia máxima del material. La parte entre el cual se divide el esfuerzo de ruptura para darnos el esfuerzo de diseño se denomina coeficiente de seguridad.

La experiencia obtenida a través del tiempo por el organismo de la ASME, sugiere un factor de seguridad de 4, es decir, el esfuerzo de diseño es el 25% del esfuerzo último a la tensión del material en cuestión.

EFICIENCIA DE LA SOLDADURA (E).

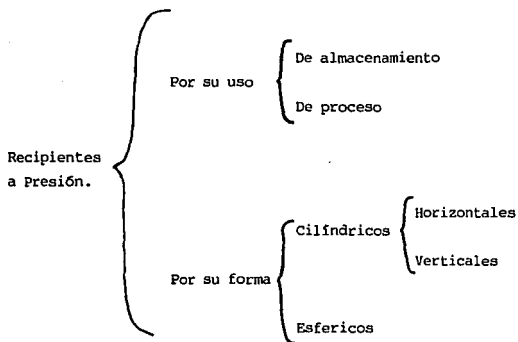
Se define como el grado de confiabilidad que se puede tener en cada una de las uniones soldadas y representada por un factor que depende del tipo de prueba realizada en la junta. (Ver tabla 1).

TIPOS DE UNIONES		EFICIENCIA DE LA UNION CUANDO LA JUNTA ESTA		
		RADIOGRA FIADA AL 100%	RADIOGRA FIADA POR PUNTOS.	SIN RADIOGRA FIAR.
			Soldadura a tope unida con soldadura por ambos lados o por otro método con el cual 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 aplicar la soldadura.	1.00
	Soldadura simple a tope con solera de respaldo la cual permanecerá en el interior del recipiente.	0.9	0.80	0.65
	Unión simple por un solo lado sin solera de respaldo.	---	---	0.60
	Unión 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
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM				
RECIPIENTES A PRESION				
ESCALA: SIN	EFICIENCIA DE SOLDADURAS VALORES DE "E"	ASESOR ING. J.L. BUENOSTRO R		
ACOTACION: SIN		PASANTES PIERRO TELLEZ FERNANDO		
TABLA No. 1		MEJIA SOTO SEVERIANO		

1.2 TIPOS DE RECIPIENTES A PRESION

7

En la actualidad existen varios tipos de recipientes a presión que se utilizan en la industria. En general se clasifican en dos grupos:



Cuando se desea seleccionar un recipiente a presión es conveniente conocer sus objetivos y limitaciones y tomar en cuenta lo siguiente:

- Localización y función del recipiente.
- Que propiedades físicas y químicas tiene el producto que va a ser almacenado en él,
- La capacidad de almacenamiento que se requiere.
- Temperatura y presión a las que va a operar.

A continuación se tiene una breve explicación de los recipientes de acuerdo a su clasificación.

POR SU USO.**DE ALMACENAMIENTO.**

Este tipo de recipientes tiene unicamente la finalidad de almacenar diferentes fluidos y se conocen también como tanques de almacenamiento, de reposo, mezcladores, acumuladores, etc.

Los tanques de almacenamiento pueden ser abiertos es decir sin domo (atmosfericos) ó cerrados con domo. En la figura 1.1 se muestran los tanques de almacenamiento.

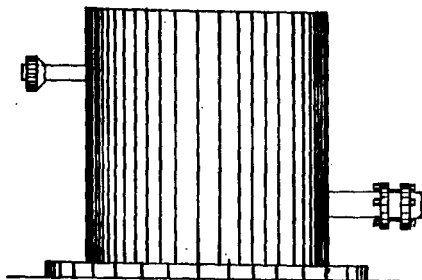
Los tanques abiertos por lo regular se utilizan para sustancias no toxicas, los tanques cerrados se utilizan para almacenar sustancias toxicas ó reactivas.

DE PROCESO.

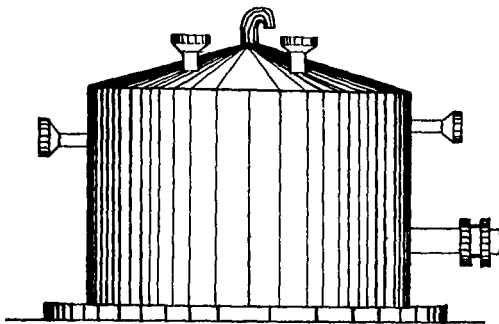
Se llaman tanques de proceso por que en el interior del recipiente se realiza una determinada reacción química. Tienen varias formas y usos, pueden ser tanques separadores, torres fraccionadoras, torres de destilación, cambiadores de calor, reactores, etc.

POR SU FORMA.

Estos pueden ser cilíndricos y esféricos. Los cilíndricos se dividen en horizontales y verticales.



a) TANQUE ABIERTO



b) TANQUE CERRADO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA 1.1

TANQUES DE ALMACENAMIENTO

ASESOR
 ING. J.L. BUENROSTRO R.
 PASANTES
 FIERRO TELLEZ FERNANDO
 MEJIA SOTO SEVERIANO

RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES.

Este recipiente es el tema principal de la tesis y detallaremos las partes esenciales de este.

Son recipientes que se utilizan principalmente para almacenar fluidos a presiones elevadas. La figura 1.2 muestra el recipiente horizontal con las partes que lo forman.

Para diseñar un recipiente horizontal adecuado se tiene que contar con los siguientes cálculos:

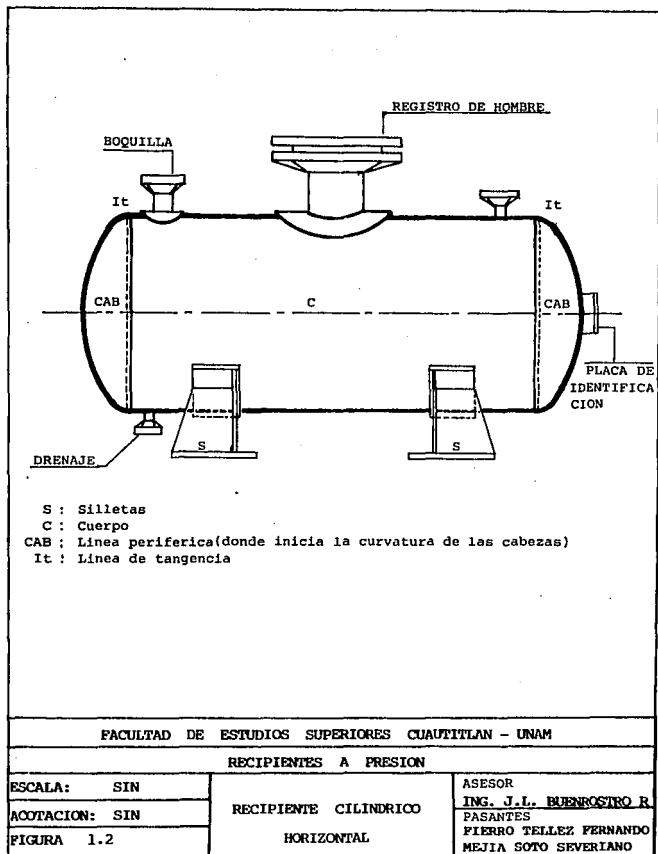
- 1.- Cálculo por presión interna.
- 2.- Cálculo por presión externa.
- 3.- Cálculo de anillos atezadores.
- 4.- Cálculo de soportes.
- 5.- Análisis de esfuerzos.
- 6.- Diseño de silletas.
- 7.- Dilataciones y contracciones.
- 8.- Cálculo de orejas de izaje.
- 9.- Cálculo de boquillas.

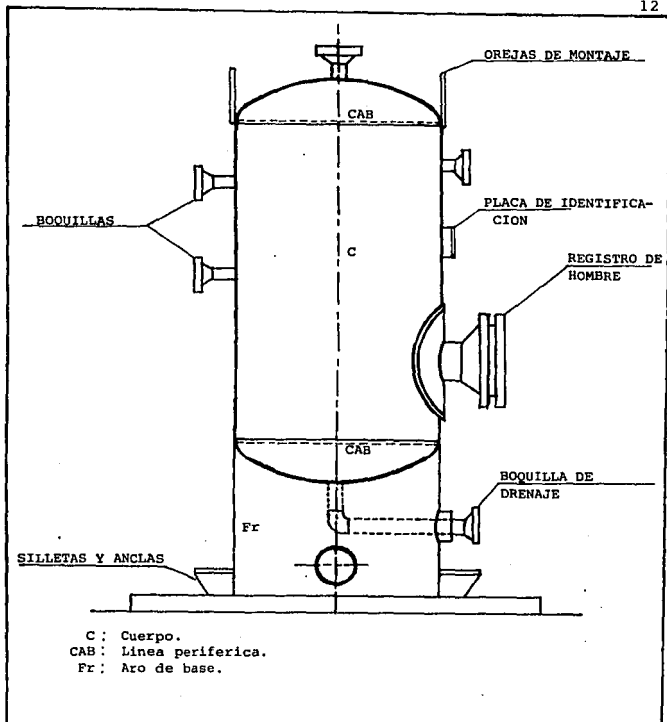
RECIPIENTES CILINDRICOS VERTICALES.

Este tipo de cilindros procesa el fluido en forma horizontal. La figura 1.3 muestra el recipiente vertical y las partes que lo forman.

Para hacer un buen diseño de este recipiente es necesario realizar los siguientes cálculos:

- 1.- Cálculo por presión interna.
- 2.- Cálculo por presión externa.
- 3.- Cálculo por peso propio.





FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA 1.3

RECIPIENTE CILINDRICO
VERTICALASESOR
ING. J. L. BUENROSTRO R.
PASANTES
PIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO

- 4.- Cálculo por presión del viento.
- 5.- Cálculo por vibraciones.
- 6.- Cálculo de la flexión máxima.
- 7.- Cálculo de esfuerzos combinados.
- 8.- Cálculo de anillo base.
- 9.- Cálculo de orejas de izaje.

RECIPIENTES ESFERICOS.

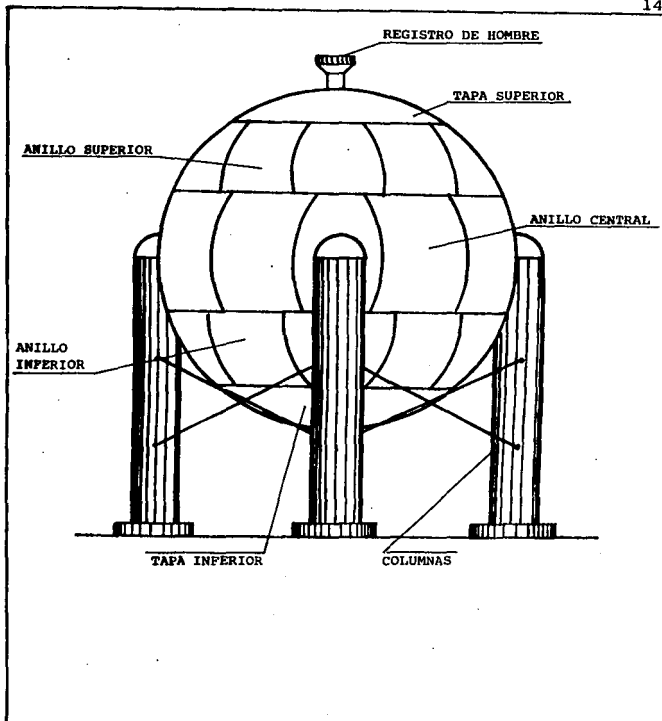
Son normalmente utilizados para almacenar grandes volúmenes a altas temperaturas y presiones moderadas.

Dado que la forma esférica es la forma natural que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna, esta sería la forma más usual para almacenar fluidos a presión, sin embargo, la fabricación de este tipo de recipientes es mucho más elevada en comparación con los recipientes cilíndricos.

Para obtener un diseño adecuado de este recipiente se efectúan los siguientes cálculos:

- 1.- Cálculo por presión interna.
- 2.- Cálculo de las presiones de diseño.
- 3.- Cálculo de los espesores.
- 4.- Cálculo por presión externa.
- 5.- Cálculo de la estructura.
- 6.- Cálculo de las cargas verticales.
- 7.- Cálculo de las cargas por viento.
- 8.- Cálculo de los tirantes.
- 9.- Cálculo de la placa base.

En la figura 1.4 se muestra el recipiente a presión esférico con las partes que lo forman.



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

EACALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA 1.4

RECIPIENTE ESFERICO

ASESOR
ING. J.L. BUENROSTRO R
PASANTES
FIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO

1.3 TIPOS DE TAPAS.

En la actualidad se cuenta con diferentes tapas para cerrar recipientes cilíndricos. Las tapas se seleccionan de acuerdo a la presión de diseño y al diámetro interior del recipiente entre otras variables.

Existen varios tipos de tapas y entre las más comunes encontramos las siguientes:

- 1.3.1 TAPAS PLANAS.
- 1.3.2 TAPAS SEMIESFERICAS.
- 1.3.3 TAPAS SEMIELIPTICAS.
- 1.3.4 TAPAS 80 : 10.
- 1.3.5 TAPAS TORIESFERICAS.
- 1.3.6 TAPAS CONICAS.
- 1.3.7 TAPAS TORICONICAS.
- 1.3.8 OTROS TIPOS DE TAPAS.

A continuación se mencionan las características especiales y usos de los tipos de tapas.

1.3.1 TAPAS PLANAS.

Estas tapas se utilizan para cerrar recipientes atmosféricos (con domo) ó también como fondo de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones. En ocasiones se utilizan en recipientes a presión. El costo de estas tapas es el más bajo en comparación con las demás.

Las ecuaciones que intervienen para el cálculo de este tipo de tapas son las siguientes:

$$t = d \sqrt{\frac{C' P}{S E}} \quad \text{para tapas soldadas} \quad (6)$$

$$t = d \sqrt{\frac{C' P}{S E} + \frac{1.9 W h g}{S E d^3}} \quad \text{para tapas atornilladas.} \quad (7)$$

Donde:

- t = Espesor de la tapa.
- d = Diámetro del recipiente cuando la tapa es soldada y distancia entre líneas de centro del empaque cuando la tapa sea atornillada.
- C' = Constante adimensional que depende de la forma de unión entre la tapa y el cilindro. Para tapas atornilladas C' = 0.3
- S = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa y la temperatura de diseño (lb/in²).
- W = Carga total de los tornillos (lb).
- hg = Brazo de palanca, distancia radial de las líneas de centros de barrenos, a la línea de reacción del empaque (lb).
- P = Presión de diseño.
- E = Eficiencia de la soldadura (Ver tabla 1).

Para aplicar las ecuaciones anteriores es necesario cumplir con las siguientes condiciones:

- 1.- La tapa deberá ser ciega.
- 2.- Deberá ser circular.
- 3.- Debera ser fabricada con alguno de los materiales ferrosos contenidos en las normas ANSI B16.5 (ver tabla 2)
- 4.- Debera estar entre los rangos de presión y temperatura mostrados en la tabla 2. de las normas ANSI B16.5
- 5.- El espesor obtenido de la ecuación correspondiente deberá considerarse como mínimo y se le agregará la tolerancia por corrosión si esta existe.

RANGOS DE PRESION - TEMPERATURA

CLASE	150 lb	300 lb	400 lb	600 lb	900 lb	1500 lb
PRESION PRUEBA HIDROSTATICA	450	125	1500	2225	3350	5575
TEMPERATURA F	PRESION MAXIMA ADMISIBLE EN (PSIG)					
20 - 100	285	740	990	1480	2220	3705
200	260	675	900	1350	2025	3375
300	230	655	875	1315	1970	3280
400	200	635	845	1270	1900	3170
500	170	600	800	1200	1795	2995
600	140	550	730	1095	1640	2735
650	125	535	715	1075	1610	2685
700	110	535	710	1065	1600	2665
750	95	505	670	1010	1510	2520
800	80	410	550	825	1235	2060
850	65	270	335	535	805	1340
900	50	170	230	345	515	860
950	35	105	140	205	310	515
1000	20	50	70	105	155	260

ESTOS RANGOS SON APLICABLES A LOS SIGUIENTES MATERIALES

SA - 105 SA - 515 - 70 SA - 181 - 70 SA - 350 - LF2 SA - 537 - C11

Y SA - 216 - CWB

(PARA ESPECIFICACIONES DE ESTOS MATERIALES VER TABLA 4 y 5)

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	NORMA ANSI B16.5	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J. I. BUENROSTRO R.
TABLA No. 2		PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO

- 6.- Para cálculiar bridas ciegas atornilladas, se deben considerar independientemente las condiciones de operación y las condiciones de sello del empaque usando la mayor de ellas.

Para las condiciones de operación el valor de la presión (P) esta dado por la presión de diseño, el valor del esfuerzo (S) se tomará a la temperatura de diseño y el valor de la carga total (W) será el que resulte mayor de:

$$W_{m1} = 0.785 G^2 P + 2b(\pi) GmP \quad \delta \quad W_{m1} = (\pi) bGy. \quad (8)$$

Para las condiciones de sello del empaque se tomará la presión (P) igual a cero, el esfuerzo (S) se tomará a la temperatura ambiente y la carga total (W) se obtiene de:

$$W = \frac{(A_m + A_b)}{2} S_a \quad (9)$$

Donde:

A_m = Area transversal de los tornillos tomada como la que resulte mayor de A_{m1} y A_{m2} en pulg². (mm²)

A_b = Area transversal neta de los tornillos en pulg² (mm²).

A_{m1} = Area transversal neta requerida de los tornillos en condiciones de operación en pulg². (mm²) = $\frac{W_{m1}}{S_b}$

A_{m2} = Area neta de los tornillos en pulg² = $\frac{W_{m2}}{S_a}$

b = Ancho efectivo del contacto del empaque (Ver figura 1.5)

b_o = Ancho basico del empaque (Ver figura 1.5).

G = Diámetro donde se localiza la reacción del empaque en pulgadas (mm).

m = Relación tr/ts adimensional.

t = Espesor requerido en el cuerpo.

TIPO DE CARA	bo		TIPO DE CARA	bo	bo
	columna I	columna II		columna I	columna II
1a 	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$	5 	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
1b 	$\frac{W+T}{2}$ $\frac{W+N}{4}$ max.	$\frac{W+T}{2}$ $\frac{W+N}{4}$ max.	6 	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
2 	$\frac{W+N}{4}$	$\frac{W+3N}{8}$	7 	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
3 	$\frac{W}{2}$ $\frac{N}{4}$ min.	$\frac{3N}{8}$	8 	$\frac{W}{8}$	
4 	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$	<p>LOCALIZACION DE LA CARGA DE REACCION DEL EMPAQUE.</p> <p>PARA $bo > 1/4''$ PARA $bo \leq 1/4''$</p>		
ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b"					
b = bo cuando $bo < 1/4''$					
b = $\frac{bo}{2}$ cuando $bo > 1/4''$					
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM					
RECIPIENTES A PRESION					
ESCALA: SIN	ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b"		ASESOR		
ACOTACION: SIN			ING. J.L. BUENROSTRO R		
FIGURA 1.5			PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO		

t_s = Espesor real del cuerpo.

S_a = Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a temperatura ambiente, en lb/pulg².

S_b = Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura de diseño, en lb/pulg².

y = Carga máxima permisible en el empaque o en la superficie de sello, en lb/pulg², su valor depende de la forma y material del empaque. (Ver figura 1.6)

1.3.2 TAPAS SEMIESFERICAS.

Tapa que resiste aproximadamente el doble de presión que una de tipo semielíptica, resultado de la media circunferencia perfecta que describe su silueta. Por ello, sólo se utiliza exclusivamente para soportar presiones críticas.

Su fabricación es mediante la unión soldada de gajos, técnica que no limita dimensionalmente a la tapa pero que la hace costosa. Para determinar el espesor de una tapa semiesférica, se utiliza la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P R}{2SE - 0.2P} \quad (10)$$

Donde:

E = Eficiencia de soldaduras.

P = Presión de diseño, en lb/pulg².

R = Radio interior de la tapa semiesférica, en pulgadas.

S = Esfuerzo máximo permisible, del material de la tapa, a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg².

t = Espesor mínimo requerido en la tapa sin corrosión, en pulgadas.

FIGURA No. 1.6
MATERIALES DE EMPAQUE Y CARAS DE CONTACTO

FACTORES DE EMPAQUE (m) PARA CONDICIONES DE OPERACION Y ESFUERZO MINIMO DE SELLO DE DISEÑO (Y) ESTA TABLA PROPORCIONA UNA LISTA DE MATERIALES PARA EMPAQUES COMUNMENTE USADOS Y LAS CARAS EN CONTACTO CON VALORES DE DISEÑO SUGERIDO PARA (m) Y (Y) QUE HAN SIDO GENERALMENTE PROBADOS EN FORMA SATISFACTORIA EN EL SERVICIO ACTUAL: USANDO EL ANCHO EFECTIVO (b) DEL SELLO DEL EMPAQUE DE LA FIGURA No 1.5

LOS VALORES DE DISEÑO Y OTROS DETALLES DADOS EN ESTA FIGURA SON SUGERIDOS Y NO OBLIGATORIOS

MATERIAL DEL EMPAQUE	FACTOR DE EMPAQUE "m"	ESFUERZO DE "Y"	FORMA Y TIPO	REF. A LA FIG. FORMA DE CARA 1.5	
HULE SIN TEJER O UN ALTO CON DUREZA SHORE MENOR DE 75	0.50	0			
PORCENTAJE DE FIBRA DE DUREZA SHORE ASBESTO 75 Y MAYOR	1.00	200			
ASBESTO CON UN LIBADO 1/8 ESPESOR	2.00	1600			
ACEPTABLE PARA LAS CON- 1/16 ESPESOR	2.75	3700		1(a,b,c)	
CONDICIONES DE OPERACION 1/32 ESPESOR	3.50	6500			
HULE CON TEJIDO DE ALGODON INSERTADO	1.25	400		4,5	
HULE CON TEJIDO DE ASBESTO 3 JUEGOS	2.25	2200			
INSERTADO CON O SIN RE- 2 JUEGOS	2.50	2900			
FUERZO DE ALAMERE 1 JUEGO	2.75	3700			
FIBRAS VEGETALES	1.75	1100			
METAL DEBANADO ESPIRAL CON ACERO AL CARBON	2.50	2900			
ASBESTO, ACERO INOXIDABLE O MONEL	3.00	4500		1(a,b)	
METAL CORRUGADO CON ALUMINIO SUAVE	2.50	2900			
COBRE SUAVE, BRONCE	2.75	3700			
ASBESTO INSERTADO O METAL, HIERRO O ACERO SUAVE	3.00	4500			II
CORRUGADO CON ALMA DE ACERO, MONEL A 4-5% Cr, ACERO INOXIDABLE	3.25	4500			
	3.50	6500			
METAL CORRUGADO ALUMINIO SUAVE	2.75	3700			
COBRE SUAVE, BRONCE	3.00	4500		1(a..d)	
HIERRO O ACERO SUAVE	3.25	5500			
MONEL O 4-5% Cr	3.50	6500			
ACEROS INOXIDABLES	3.75	7800			
METAL PLANO CON ALMA DE ASBESTO ALUMINIO SUAVE	3.25	5500			
COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500		1(a..d)	
HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7500			
MONEL	3.50	8000			
4-6% DE CROMO	3.75	9000		2	
ACEROS INOXIDABLES	3.75	9000			
METAL RANURADO ALUMINIO SUAVE	3.25	5500			
COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500		1(a..d)	
HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7500			
MONEL O 4-6 % Cr	3.75	9000			
ACEROS INOXIDABLES	4.25	10000		2,3	
METAL SOLIDO DE PLACA ALUMINIO SUAVE	4.00	8000			
COBRE SUAVE O BRONCE	4.75	13000		1(a..d)	
HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000			
MONEL 4-6% Cr	6.00	21800		2,3,4,5	
ACEROS INOXIDABLES	8.50	26000			
JUNTA REDONDA HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	10000			I
MONEL 4-6% Cr	6.00	21000			
ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000		6	

1.3.3 TAPAS SEMIELIPTICAS.

Se les da este nombre por que su silueta describe una elipse relación 2:1, se caracteriza por soportar mayor presión que la tapa toriesférica. Por tal motivo se diseñan cuando el espesor calculado para una tapa toriesférica es relativamente alto.

En México se tiene la posibilidad de fabricar las tapas por medio de troquelados con un diámetro máximo de tres metros.

El espesor se determina por la siguiente ecuación.

$$t = \frac{P D}{2SE - 0.2P} \quad (11)$$

Donde:

D = Diámetro interior de la tapa, en pulgadas.

E = Eficiencias de las uniones soldadas.

P = Presión de diseño, en lb/pulg².

S = Esfuerzo máximo permisible del material en la tapa a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg².

t = Espesor mínimo requerido en la tapa sin corrosión, en pulgadas.

1.3.4 TAPAS 80 : 10.

Esta es una tapa equivalente de la semielíptica, pero la tapa 80:10 se puede fabricar más grande y con menor costo que la antes mencionada. Las características principales de estas tapas son las siguientes:

- a) El radio de abombado es el 80% del diámetro.

- b) El radio de esquina o radio de nudillos es igual al 10% del diámetro.

El espesor viene dado por la ecuación:

$$t = \frac{1.46 P L}{2SE - 0.2P} \quad (12)$$

Donde:

E = Eficiencia de las soldaduras.

L = 80% del diámetro interior de la tapa.

P = Presión de diseño, en lb/pulg².

S = Esfuerzo máximo permisible del material a tensión y a la temperatura de diseño, lb/pulg².

t = Espesor mínimo requerido en la tapa sin corrosión, en pulgadas.

Pero $L = (0.8)D$, sustituyendo y simplificando la ecuación 12 se obtiene:

$$t = \frac{1.46 P(0.8 D)}{2SE - 0.2 P} = \frac{1.46 (0.8 D)P}{2 (SE - 0.1 P)} = \frac{0.584 P D}{SE - 0.1 P} \quad (13)$$

La ecuación (13) se utiliza para determinar el espesor de la tapa 80:10.

1.3.5 TAPAS TORIESFERICAS.

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

La ecuación para obtener el espesor esta dada por:

$$t = \frac{P M L}{2SE - 0.2 P} \quad (14)$$

Donde:

P = Presión de diseño, en lb/pulg².

L = Radio de la corona abombada.

M = Factor adimensional que depende de la relación L/r.

r = Radio de esquina o nudillos, en pulgadas.

S = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/ pulg².

t = Espesor mínimo de la tapa sin corrosión, en pulgadas.

E = Eficiencia de las soldaduras (Ver tabla 1).

Haciendo la relación L/r, que al variar ocasionará un cambio en el factor adimensional ó factor de concentración de esfuerzos (M) y se determina por la siguiente ecuación:

$$M = 1/4 (3 + (L/r)^{1/2}) \quad (15)$$

Donde:

r = Radio de transición.

En el código ASME se indica la siguiente recomendación, "Que el radio de transición (r) no exeda el 6% del radio de la corona (L) y de ninguna otra forma será menor de tres veces el espesor mínimo de la cabeza". Esto se hace para no alcanzar esfuerzos altos en la zona de transición y obliguen a aumentar el espesor de la tapa.

Cuando la relación L/r es 16.66 y M es 1.77 entonces la ecuación queda:

$$t = \frac{P M L}{2SE - 0.2 P} = \frac{1.77 P L}{2(SE - 0.1 P)} = \frac{0.885 P L}{SE - 0.1 P} \quad (16)$$

La ecuación (16) determina el espesor de una tapa tori esférica ASME. En la tabla 3 podemos encontrar algunos valores M para cierta relación de L/r.

1.3.6 TAPAS CONICAS.

Se utilizan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos, su uso es común en torres de destilación o fraccionadoras. Para su fabricación no hay límites en sus dimensiones, la única consideración es que el ángulo del vértice no deberá ser mayor de 60°.

Los requisitos que se piden para este tipo de tapas son:

- El ángulo del vértice no deberá ser mayor de 60°.
- Si el ángulo del vértice es mayor de 60° deberá ser calculada como tapa plana.
- Se debe tener la precaución de reforzar la unión cono-cilindro.

El espesor esta dado por la siguiente ecuación:

$$t = \frac{P D}{2 \cos \alpha (SE - 0.6 P)} \quad (17)$$

Donde:

- α = Ángulo en el vértice/2 $\leq 30^\circ$.
- D = Diámetro interior mayor, del cono, en pulgadas.
- E = Eficiencia de las soldaduras.

TABLA No. 3
VALORES DEL FACTOR "M"

L/r	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50	2.75
M	1.00	1.03	1.06	1.08	1.10	1.13	1.15	1.15
L/r	3.00	3.25	3.50	4.00	4.50	5.00	5.50	6.00
M	1.18	1.20	1.22	1.25	1.28	1.31	1.34	1.36
L/r	6.50	7.00	7.50	8.00	8.50	9.00	9.50	10.0
M	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54
L/r	10.5	11.0	11.5	12.0	13.00	14.0	15.0	16.0
M	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75
L/r	16.66							
M	1.77							

P = Presión de diseño, en lb/pulg².

S = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a tensión y a temperatura de diseño, en lb/pulg².

t = Espesor mínimo requerido en la tapa sin corrosión, en pulgadas.

1.3.7 TAPAS TORICONICAS.

La diferencia con la tapa cónica es el radio de transición en el diámetro mayor, que no es menor al 6% del mismo o tres veces el espesor de la tapa. Tiene las mismas restricciones que la tapa cónica a excepción de que en nuestro país no se fabrican con un diámetro mayor de 6 metros. Son utilizadas como tapas de fondo, en casos donde se presentan acumulaciones o remociones de sólidos en el equipo.

La tapa toricónica está dividida en una zona toroidal y en una cónica. Para determinar el espesor de la zona toroidal se utiliza la siguiente expresión.

$$t = \frac{P M L}{2SE - 0.2 P} \quad (18)$$

Donde:

$$L = D1/2 \cos \alpha$$

D1 = Diámetro interior medido perpendicularmente al eje de la tapa y a la altura donde termina la parte cónica y se indica el radio de esquina.

El espesor de la zona cónica se determina por medio de la ecuación ya establecida para las tapas cónicas. El valor máximo obtenido será el resultado deseado.

1.3.8 OTROS TIPOS DE TAPAS.

Además de las tapas ya mencionadas existen otras menos usuales, por ser tapas que se usan sólo en casos especiales.

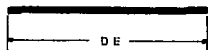
TAPAS PLANAS CON CEJA: Tapa utilizada para presiones atmosféricas con la ventaja de disminuir la concentración de esfuerzos, característica proporcionada por el radio de esquina que contiene la ceja.

TAPAS UNICAMENTE ABOMBADAS: Es empleada en algunos registros de hombre o de mano, como en recipientes a presión manométrica baja, para presiones mayores es necesario analizar la concentración de esfuerzos generada al efectuarse un cambio brusco de dirección.

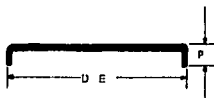
TAPAS ABOMBADAS CON CEJA INVERTIDA: Estas se emplean sólo en casos especiales, debido a su alto costo de fabricación.

NOTA: Se sugiere que al efectuar los cálculos para las diferentes tapas se utilice $E = 1$. Esto es que la soldadura sea radiografiada totalmente.

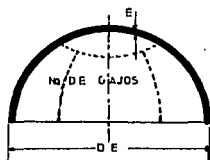
En la figura 1.7 se muestran los diferentes tipos de tapas.



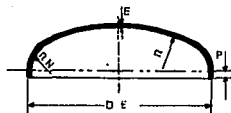
PLANA



PLANA CON CEJA



SEMIESFERICA



SEMIELIPTICA

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA 1.7

TIPOS DE TAPAS

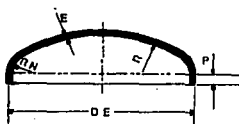
ASESOR

ING. J.L. BUENOSTRO

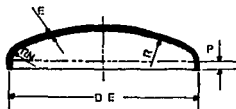
PASANTES

FIERRO TELLEZ FERNANDO

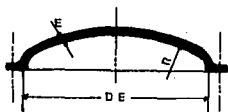
MEJIA SOTO SEVERIANO



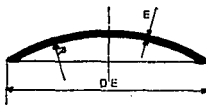
80 : 10



TORIESFERICA



ABOMBADA CON CEJA PLANA



UNICAMENTE ABOMBADA

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

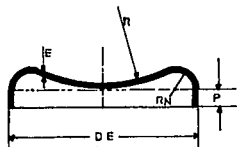
ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

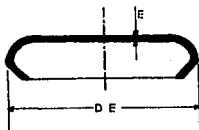
FIGURA 1.7

TIPOS DE TAPAS

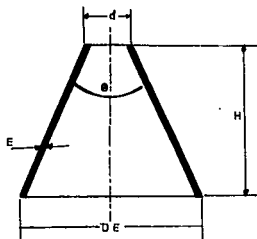
ASESOR
ING. J.L. BUENOSTRO R.
 PASANTES
 FIERRO TELLEZ FERNANDO
 MEJIA SOTO SEVERIANO



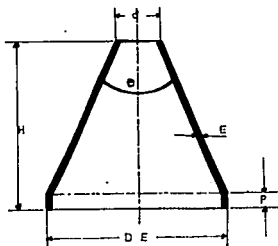
ABOMBADA CON CEJA INVERTIDA



PLANA CON CEJA HACIA ADETRIO



CONICA



TORICONICA

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA 1.7

TIPOS DE TAPAS

ASESOR

ING. J. L. BUENROSTRO R.

PASANTES

PIERRO TELLEZ FERNANDO

MEJIA SOTO SEVERIANO

1.4 MATERIALES UTILIZADOS.

La fase inicial del diseño de recipientes a presión consiste en el dimensionamiento de estos, proveniente de la determinación de esfuerzos, sin embargo, esto no garantiza que el equipo pueda soportar todas las cargas que se le presenten en su vida útil. Por esta razón resulta esencial introducirse de manera profunda en el estudio de las características y comportamiento de los materiales que se seleccionan para el diseño de los equipos que se están tratando.

En este punto realizamos un pequeño análisis de la forma que sigue ASME, para seleccionar sus materiales y por tanto para especificarlos como a adecuados para la construcción de recipientes a presión.

1.4.1 PROPIEDADES QUE DEBEN CUMPLIR LOS MATERIALES PARA LA CONSTRUCCION D RECIPIENTES A PRESION.

Se ha establecido el criterio de recomendar de manera única los materiales dúctiles a las condiciones de operación esperadas, esto es que al aproximarse de manera gradual a su resistencia última, presenten un patrón de falla observable y predecible, con el fin de tomar las medidas necesarias de seguridad, reparación ó reemplazo.

De acuerdo con lo anterior todos los materiales especificados por la ASME para recipientes han sido previamente sometidos a pruebas de laboratorio con el propósito de que cumplan con lo antes mencionado. Las pruebas son las siguientes:

a) TENACIDAD A LA ENTALLA: Con esta prueba se verifica que el material sea capaz de evitar la prolongación de fracturas. Cuando se selecciona el material, se busca que esta propiedad se encuentre en un alto porcentaje.

b) ESFUERZO Y DEFORMACION A LA CEDENCIA Y RESISTENCIA ULTIMA:

Este tipo de prueba sirve para saber si el material es capaz de soportar sobre cargas con advertencia de falla. Con los resultados encontrados en esta prueba, ASME establece los esfuerzos de cedencia y esfuerzo último para el material. Posteriormente toma una fracción de cada una y asigna el menor valor al esfuerzo permitido y lo establece en las tablas que dicha asociación edita.

c) CEDENCIA POR EFECTO DE TEMPERATURA: Debido al incremento de temperatura sabemos que las resistencias de cedencia y última de los materiales disminuyen. Es por esto que se requiere conocer el comportamiento bajo estas circunstancias. En la tabla 4 se tienen los valores del esfuerzo máximo admisible a la tensión para diferentes rangos de temperatura.

1.4.2 CLASES DE MATERIALES.

La tarea de seleccionar el material adecuado no resulta nada fácil ya que en el mercado encontramos una gran variedad de ellos, pudiendo utilizarse tanto metales como compuestos no metálicos. Además de tomarse en cuenta diferentes aspectos tales como: costos, disponibilidad del material, requerimientos del proceso, operación, facultad de formato, etc.

Entre los metales, los aceros son los empleados con mayor frecuencia y entre estos, los más comunes son los aceros al carbono, seguidos por los de baja aleación, los de alta aleación y finalmente los aceros inoxidables y especiales así, como el aluminio, cobre y níquel con sus aleaciones, además de plásticos, caucho y vidrio que se emplean como revestimientos con la finalidad de mejorar la resistencia a la corrosión y oxidación.

De acuerdo con esto ASME en su sección 11 recomienda materiales

para recipientes: Así en la parte "A" materiales ferrosos, en la parte "B" materiales no ferrosos, mientras que en la parte "C" se indican los materiales para soldar.

ACEROS AL CARBON.

Es el acero que más se usa en la fabricación de recipientes a presión por su bajo costo y disponibilidad. Pero no se recomienda en recipientes donde existan altas presiones y altas temperaturas de operación.

ACEROS DE BAJA ALEACION.

Son aceros con bajos porcentajes de aleación como níquel, cromo, silicio, etc. De hecho están fabricados para cumplir con condiciones de uso específico. Son más costosos que los aceros al carbono, tienen mejor comportamiento a la resistencia mecánica para rangos más altos de temperatura. Por otra parte no se consideran muy resistentes a la corrosión. En las tablas 5 y 6 se muestran algunas propiedades de los aceros mientras que en la tabla 7 se muestran algunos aceros para rangos diferentes de temperatura..

ACEROS DE ALTA ALEACION.

Generalmente son conocidos como aceros inoxidables. Tienen alta resistencia a la corrosión por su alto contenido de elementos de aleación. Su costo es más elevado en comparación con los aceros de baja aleación. Existen algunos de estos aceros que se utilizan a temperaturas extremadamente bajas, como el SA - 240 TP - 304.

MATERIALES NO FERROSOS.

Este tipo de materiales generalmente son utilizados para manejar

TABLA No. 5

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

CARBON 8 ACEROS DE BAJA ALEACION

	COMPOSICION NOMINAL	ESPECIFICACION		A P L I C A C I O N
		NUMERO	GRADO	
P L A C A	C	SA-283	C	ACERO DE CALIDAD PARA LA CONSTRUCCION. SE PUEDE UTILIZAR EN RECIPIENTES A PRESION CON LIMITACIONES.
	C	SA-285	C	CALDERAS ESTACIONARIAS DE SERVICIO Y OTROS RECIPIENTES A PRESION.
	C-Si	SA-515	55*	PRINCIPALMENTE PARA TEMPERATURAS DE SERVICIO ALTAS Y MEDIAS.
	C-Si	SA-515	60*	" " " "
	C-Si	SA-515	65	" " "
	C-Si	SA-515	70	" " "
	C-Si	SA-516	55*	PARA TEMPERATURAS DE SERVICIO BAJAS Y MODERADAS.
	C-Si	SA-516	60*	" " "
	C-Si-Mn	SA-516	65*	" " "
	C-Si-Mn	SA-516	70*	" " "
ACCESORIO	C-Mn-Si	SA-105		PARA ALTAS TEMPERATURAS DE SERVICIO.
	C-Si	SA-181	I	PARA SERVICIO EN GENERAL.
	C-Mn C-Mn-Si	SA-350	LF ₁ LF ₂	BAJAS TEMPERATURAS DE SERVICIO
TUBERIA	C-Mn	SA-53	B	PARA SERVICIO EN GENERAL.
	C-Mn	SA-106	B	PARA ALTAS TEMPERATURAS DE SERVICIO.
	1Cr-1/2Mo	SA-193	B7*	PARA ALTAS TEMP. DE SERV. TORNILLOS DE 2 1/2" DE O CHICOS.
		SA-194	2H	ALTAS TEMPERATURAS DE SERVICIO, TUERCAS.
		SA-307	B*	TORNILLOS PARA MQ. DE USO GENERAL.
* DATOS DE LOS MATERIALES USADOS CON MAS FRECUENCIA POR ASME.				

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES (CONTINUACION)						
	ESPECIFICACION		P NUMERO	RESISTEN- CIA A LA TENSION 1000 (PSI)	PUNTO DE CEDENCIA 1000 (PSI)	VER NOTA
	NUMERO	GRADO				
P	SA-283	C	1	55.0	30.0	1
	SA-285	C	1	55.0	30.0	2.6
L	SA-515	55	1	55.0	30.0	3
	SA-515	60	1	60.0	32.0	3
A	SA-515	65	1	65.0	35.0	3
	SA-515	70	1	70.0	38.0	3
C	SA-516	55	1	55.0	30.0	3.8
	SA-516	60	1	60.0	32.0	3.8
A	SA-516	65	1	65.0	35.0	3.8
	SA-516	70	1	70.0	38.0	3.8
ACCESORIOS	SA-105		1	70.0	36.0	2.3
	SA-181	I	1	60.0	30.0	2.3
	SA-350	LF LF2	1	60.0 70.0	30.0 30.0	-
TUBERIA SIN COSTURA	SA-53	B	1	60.0	35.0	2,3,4,7
	SA-106	B	1	60.0	35.0	3
	SA-193	B7	-	125.0	105.0	DIAMETRO 2 1/2 Y 4 in
	SA-194	2H	-	55.0	-	
	SA-307	B	-	55.0	-	

TABLA No. 6
ACEROS RECOMENDABLES PARA DIFERENTES TEMPERATURAS

TEMPERATURA °C	TEMPERATURA °F	MATERIAL ENVOLVENTE	MATERIAL PARA CABEZAS Y PLANTILLAS DE REFUERZO.
-67 a -46.1	-90 a -51	SA - 203 B*	SA - 203 A*
-45.6 a -40.5	-50 a -41	SA - 516 - 65*	SA - 203 B
-40 a 15.6	-40 a 60	SA - 516 - 70 ⁺	SA - 516 - 65
15.6 a 343	60 a 650	SA - 285 - C	SA - 515 - 70
344 a 412.6	651 a 775	SA - 515 - 70	

* Para espesores mayores de 51mm llevarán relevadores de esfuerzos.

+ Para temperaturas de -20°F llevarán relevado de esfuerzos.

TABLA No. 7
MATERIALES RECOMENDADOS DE ACUERDO A LA SUSTANCIA QUE MANEJEN

SUATANCIA	A.C	NIQUEL	MONEL	ACERO INOXIDABLE TIPO 304	ACERO INOXIDABLE TIPO 316
ACETILENO	A	A	A	A	A
BENCENO	A	A	A	A	A
GAS NATURAL	A	A	A	A	A
ACEITES DERIVADOS DEL PETROLEO	A	P	P	P	R
AZUFRE	A	A	A	P	P
ACIDO SULFIBICO	X	P	R	P	A
ACIDO SULFURICO	X	P	P	P	A

A --- APTO R --- RECOMENDABLE X --- NO RECOMENDABLE
P --- PRECAUCION ANALICE LAS CONDICIONES.

sustancias con alto grado de corrosión. Para facilitar la limpieza en recipientes que procesan alimentos y proveer tenacidad a la entalla en servicio a baja temperatura. Los principales de este grupo recomendados por ASME son: Niquel, Cromo, Aluminio, Niquel-Cobre, Titanio y Bronce.

NIQUEL Y ALEACIONES.

Se utiliza para el manejo de sustancias neutras y alcalinas (sosa caustica), agua de mar y aun bajo condiciones atmosfericas severas (ver tabla 7).

EL MONEL (67% Ni Y 30% Cu).

Este material tiene mayor resistencia que el Niquel, por lo que se utiliza en el almacenamiento de acido hidrofúorico con concentraciones de hasta 92% y temperaturas de 113 C (235 F).

ALUMINIO Y ALEACIONES.

Tienen gran resistencia a condiciones atmosféricas, a vapores, humos industriales y aguas salinas. Pueden contener el acido nítrico (a 82%) y el acido sulfurico (a 99%). Por otra parte no se recomiendan para el manejo de soluciones causticas ni sales de alogeno.

BRONCES.

Por lo general tienen gran resistencia a la corrosión.

TITANIO.

Este material se utiliza para el manejo de agua de mar, acido nítrico a altas resistencias, también sustancias cloradas. Debido a su costo que es muy elevado, su uso se restringe mucho. Además que es difícil de formar, y la soldadura debe hacerse en atmosfera inerte.

1.5 SOLDADURA EN RECIPIENTES A PRESION.

Casi todos los metales conocidos pueden soldarse de una u otra forma. Para tener una soldadura eficiente deben de seleccionarse los electrodos de acuerdo con la composición del metal que se desea soldar, ya que la soldadura de arco eléctrico es la más utilizada.

A continuación mencionaremos algunas de las especificaciones en uso:

ASTM: American Society for Testing and Materials. (Sociedad Americana para Pruebas y Materiales). Auspiciadores de especificaciones, cubriendo diferentes tipos de aceros. Sus especificaciones siempre van precedidas del prefijo ASTM.

API: American Petroleum Institute. (Instituto Americano del Petroleo). Especifica los aceros que se usan en tuberías.

ASME: American Society of Mechanical Engineer. (Sociedad Americana de Ingenieros Mecanicos). Especifica aceros pero generalmente utiliza los mismos numeros que la ASTM.

Especificaciones Militares y Federales: Las especificaciones del gobierno del gobierno estan generalmente indicadas por las letras MIL ó QQ.

SAE Y AISI: Society of Automotive Engineers and the American Iron and Steel Institute. (Sociedad de Ingenieros Automotrices y el Instituto Americano del Hierro y del

acero). Tienen una lista muy completa de aceros, usando codigos que indican su composición. Los aceros inoxidables estan clasificados por los números ANSI.

1.5.1 SOLDADURA.

La soldadura se define como "Una coalescencia localizada de metal que se produce mediante calentamiento a temperaturas convenientes, con aplicación de presión ó sin ella y con utilización de metal de relleno ó sin él". *

El método de fabricación, construcción y mantenimiento para unir partes metálicas es la soldadura.

Algunas de las aplicaciones más importantes de la soldadura son las siguientes:

- Fabricación de calderas y recipientes a presión.
- Fabricación de tuberías.
- Construcción de estructuras de edificios y puentes.
- Construcción de carros de ferrocarril, barcos y autos.
- Construcción de centrales termoeléctricas, nucleoelectricas y naves industriales.

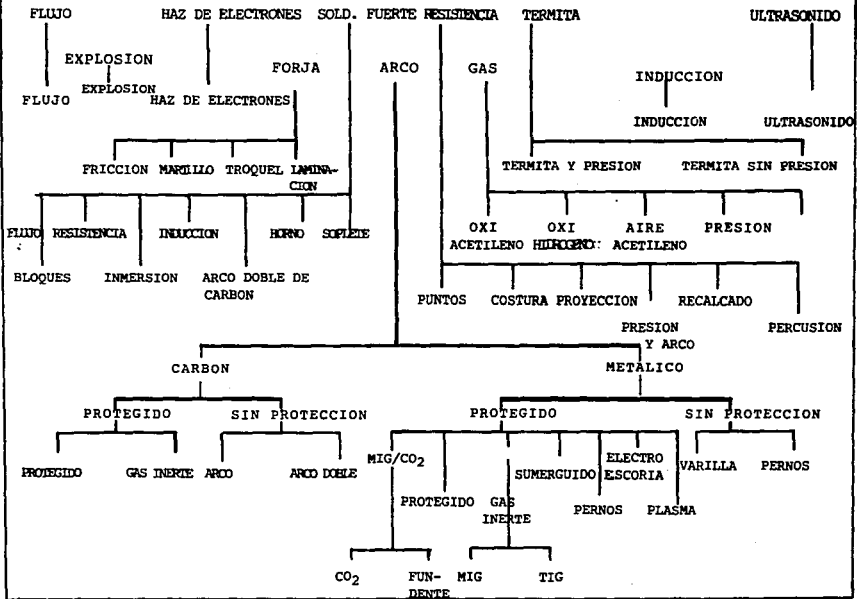
A esto hay que agregar muchas aleaciones susceptibles de ser soldadas, diferentes procesos de soldadura, varias posiciones y metodos de aplicación. En la figura 1.8 se dan algunos procesos de soldadura, mientras que en la figura 1.9 se dan las posiciones de la soldadura.

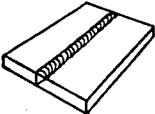
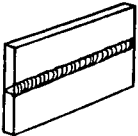

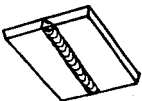
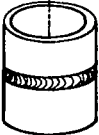

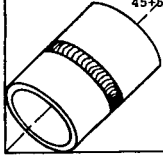
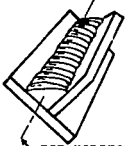
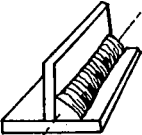
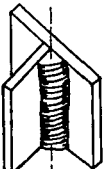
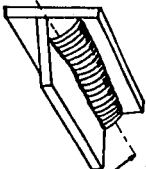
La eficiencia de la soldadura está mostrada en la tabla 1, en está se dan los valores de (E) que se usarán en los cálculos de acuerdo con el tipo de unión.

* Marks Manual del Ingeniero Mecánico capitulo 13-29

FIGURA 1.8

PROCESOS DE SOLDADURA



<p>PLANA 1G</p>  <p>PLANCHA HORIZONTAL</p>	<p>HORIZONTAL 2G</p>  <p>PLANCHA VERTICAL</p>	<p>VERTICAL 3G</p>  <p>PLANCHA VERTICAL</p>	<p>SOBRE CABEZA 4G</p>  <p>PLANCHA HORIZONTAL</p>
<p>VERTICAL FIJA 2G</p>  <p>EJE VERTICAL DEL TUBO.</p>	<p>HORIZONTAL FIJA 5G</p> <p>EL TUBO NO DEBE GIRARSE DURANTE LA SOLDADURA.</p>  <p>1G GIRANDO EL TUBO</p>	<p>FIJA A 45 6G</p>  <p>V</p> <p>45+5</p> <p>H</p>	
<p>PLANA 1F</p>  <p>EJE HORIZONTAL DE LA SOLDADURA</p>	<p>HORIZONTAL 2F</p>  <p>EJE HORIZONTAL DE LA SOLDADURA</p>	<p>VERTICAL 3F</p>  <p>EJE VERTICAL DE LA SOLDADURA.</p>	<p>SOBRE CABEZA 4F</p>  <p>EJE HORIZONTAL DE LA SOLDADURA.</p>
<p>FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUNUTITLAN - UNAM</p>			
<p>RECIPIENTES A PRESION</p>			
<p>ESCALA: SIN</p> <p>ACOTACION: SIN</p> <p>FIGURA 1.9</p>	<p>POSICIONES DE LA SOLDADURA</p>		<p>ASESOR</p> <p>ING. J.L. BUENROSTRO R.</p> <p>PASANTES</p> <p>PIERRO TELLEZ FERNANDO</p> <p>MEJIA SOTO SEVERIANO</p>

Para efectuar una soldadura sobre una superficie a unir existe más de un método de aplicación para diferentes procesos de soldadura. Cada método de aplicación tiene las siguientes diferencias básicas:

- Cada método requiere de una habilidad diferente.
- En cada uno de estos métodos el grado de participación del hombre y de la máquina es diferente.

Diversidad de métodos de aplicación entre los que se pueden nombrar los siguientes cuatro:

- MANUAL
- AUTOMATICO
- SEMIAUTOMATICO
- A MAQUINA

1.5.3 SOLDADURA DE ARCO.

Es un grupo de procesos de soldar, el cual consiste en la unión de materiales con el empleo de un electrodo (material de aporte), que se encuentra energizado con una tensión de corriente alterna ó directa. Adquiere su nombre por el arqueo ó chisporroteo que se debe inducir al acercar el electrodo hacia el material a soldar.

Se tienen varios procesos para soldadura de arco, algunos de los más utilizados en la industria son los siguientes:

- SOLDADURA DE ARCO PROTEGIDO
- SOLDADURA DE ARCO SUMERGIDO
- SOLDADURA DE ARCO CON GAS TUGSTENO
- SOLDADURA DE ARCO METALICO CON GAS
- SOLDADURA DE PUNTOS CON ARCO

1.5.4 TIPOS DE SOLDADURA DE ARCO.

La soldadura de arco se divide en dos tipo:

- TIPO ROTATIVO
- TIPO TRANSFORMADOR

TIPO ROTATIVO: Estas máquinas estan formadas por un motogenerador donde el motor puede ser del tipo: combustión interna de gasolina ó de corriente alterna y el generador de corriente directa.

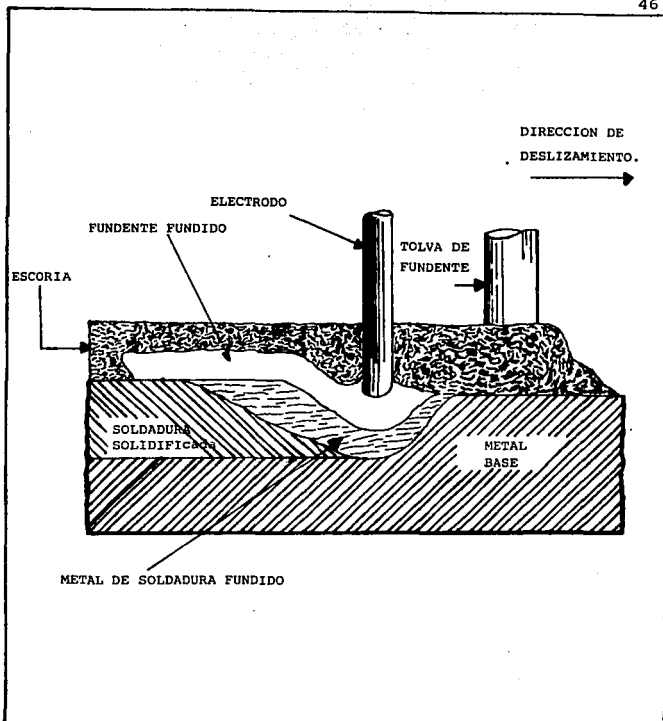
Estas máquinas soldadoras son de gran utilidad en talleres y en trabajos de campo, donde no se dispone de lineas de energia.

TIPO TRANSFORMADOR: Estas máquinas pueden ser de corriente alterna ó directa con un rectificador de ambas tensiones. Los conjuntos de rectificadores emplean un transformador reductor de una fase ó de tres fases, cuya salida es alimentada a los rectificadores, para producir corriente directa.

Además estas máquinas usan transformadores reductores monofasicos que suministran energia de corriente alterna para soldar. Su consumo de corriente esta dado en Ampers. Una ventaja de este tipo de máquinas es que el consumo de energia eléctrica es mínimo.

1.5.5 SOLDADURA DE ARCO SUMERGIDO.

En este proceso se emplea el calor entre un electrodo metálico desnudo, alimentado mecánicamente, y la pieza de trabajo. La soldadura y el arco estan protegidos por el fundente, y por esto es que recibe el nombre de arco sumergido.



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	SOLDADURA POR ARCO SUMERGIDO	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J.L. BUENROSTRO R.
FIGURA 1.10		PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO

Para soldar con arco sumergido se requiere de un alto amperaje y se puede trabajar con corriente alterna ó corriente directa.

La corriente de trabajo va desde 250 Amp. para el alambre de 2.4 mm (3/32 pulg) hasta 2000 Amp. para alambre de 9.5mm (3/8 pulg). Al manejar altas corrientes, un arco sumergido se caracteriza por fusión profunda del metal base y altas velocidades por lo cual se crea una soldadura de alta calidad. Esta calidad es requerida por BOILER AND PRESSURE VESSEL CODE Y EL PIPING CODE del código ASME. En la figura 1.10 se muestra el proceso de soldadura por arco sumergido.

El arco funde el alambre, el metal base y el fundente dentro de un charco común. El fundente fundido actúa como un agente limpiador y flota en la superficie de la soldadura para formar una escoria protectora mientras que la soldadura solidifica.

El arco sumergido es usado para soldar aceros dulces y de baja aleación, aceros inoxidables, cobre, níquel y aleaciones de estos materiales. Además tiene la ventaja de ser trabajado en posición vertical y horizontal.

1.5.6 SELECCION DEL TIPO DE ELECTRODO.

Para la elección del tipo de electrodo se deben tomar dos consideraciones:

- La resistencia mecánica que debe tener la soldadura.
- Tipo de metal a soldar ya sea ferroso o no ferroso.

En las tablas 9 y 10 se da una guía del uso de electrodos para máquinas de CD Y CA .

TABLA No. 9
SOLDADORAS DE ARCO DE C.D.

ESPEJOR DEL MATERIAL (pulg)	DIAMETRO DEL ELECTRODO	CORRIENTE DE SOLDADURA (A)
1/16 A 1/8	3/32	50 A 90
1/8 A 1/4	1/8	90 A 140
1/4 A 3/8	5/32	120 A 180
3/8 A 1/2	3/16	150 A 230
1/2 A 3/4	7/32	190 A 240
3/4 A 1	1/4	200 A 300

TABLA No. 10
SOLDADORAS DE ARCO DE C.A.

ESPEJOR DEL MATERIAL (pulg)	DIAMETRO DEL ELECTRODO	CORRIENTE DE SOLDADURA (A)
1/16	1/16	20 A 40
3/32	3/32	30 A 80
1/8 A 1/4	1/8	50 A 120
1/8 A 1/4	5/32	55 A 170
1/4 A 3/16	3/16	100 A 210
1/4 A 3/16	7/32	120 A 250
1/4 A 5/16	1/4	160 A 330
5/16 A 3/8	5/16	200 A 400

1.5.7 IDENTIFICACIÓN DE ELECTRODOS.

CODIGO DE COLORES: The National Electrical Manufacturers Association (NEMA). La asociación nacional ha establecido un código de colores que parece pintado en casi todos los electrodos, para que estos se puedan identificar.

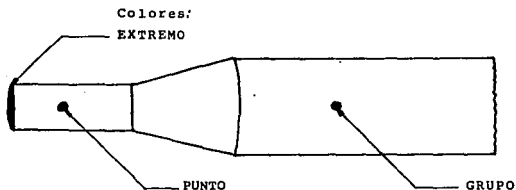
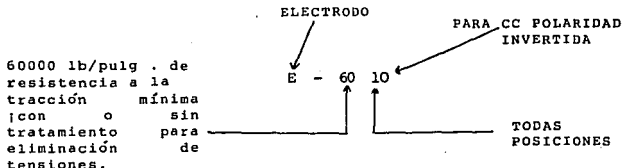


FIGURA 1.11 IDENTIFICACION DE ELECTRODOS

La especificación de electrodos cubiertos en soldadura de arco, de acuerdo a la AWS (American Welding Society), Sociedad Americana de Soldadura.

Podemos encontrar que los electrodos de acero dulce y baja aleación están clasificados con un número de cuatro o cinco dígitos anteponiéndole una E. Por ejemplo:



Donde:

E = Electrodo

Primeros dos (o tres dígitos): Resistencia a la tracción (PSI).

Tercer (o cuarto dígito): Posición de la soldadura.

1= Todas posiciones (plana, horizontal, vertical y sobrecabeza).

2= Solamente posición horizontal y plana.

3= Solamente posición plana.

Cuarto (o quinto dígito): Tipo de recubrimiento y corriente de soldadura (ver tabla 11).

NOTA: Cuando el cuarto dígito es 0, el tipo de recubrimiento y corriente de soldadura se determina por el tercer dígito. Por ejemplo, E-6010 indica un recubrimiento de celulosa sodio y trabaja con CC polaridad invertida, mientras que las E-6020 y E-6030 tienen recubrimiento de óxido de hierro y operan con CA o CC .

Los electrodos más utilizados en el proceso de soldadura en la fabricación de recipientes a presión son el 7018 sobre todo y el 6010 para aceros al carbón. Para aceros inoxidable el más usado es el E-308 y E-308L.

El E-6010 es un electrodo para usos generales en aceros de baja aleación, en construcción o mantenimiento. Se utiliza en líneas de tuberías de aceros de altas y bajas presiones, en estructuras, recipientes grandes y pequeños; puentes y tanques.

También el 7018 es un electrodo con bajo contenido de hidrógeno para soldar uniones de alta resistencia mecánica. Se recomienda para trabajos de soldadura en aceros estructurales de construcción, aceros para calderas y tuberías, así como aceros con un contenido de carbón hasta 0.6% .

TABLA 11
TIPOS DE RECUBRIMIENTO Y CORRIENTE DE SOLDADURA

CURPIO DIGITO	TIPO DE RECUBRIMIENTO	CORRIENTE DE SOLDADURA
1	CELULOSA DE POTASIO	CA 6 CC, NORMAL 6 INVERT
2	TITANIO - SODIO	CA 6 CC, NORMAL
3	TITANIO - POTASIO	CA 6 CC, NORMAL 6 INVERTIDA
4	POLVO HIERRO - TITANIO	CA 6 CC, NORMAL 6 INVERTIDA
5	BAJO HIDROGENO - SODIO	CC INVERTIDA
6	BAJO HIDROGENO - POTASIO	CA 6 CC INVERTIDA
7	POLVO HIERRO-OXIDO HIERRO	CA 6 CC
8	POLVO HIERRO-BAJO HIDROGENO	CA 6 CC, INVERTIDA 6 NORMAL

Se puede soldar en todas las posiciones, el depósito es a prueba de grietas, no se ve afectado por las impurezas de los aceros. Puede utilizarse corriente alterna siempre y cuando la tensión en vacío de la fuente de poder sea suficientemente alta.

Sin embargo el E-308C es un electrodo estabilizado para soldar aceros Cr-Ni-Mo resistentes a la corrosión y a los ácidos. Se usa para unir y revestir aceros no estabilizados del tipo Cr-Ni-Mo extra bajo contenido de carbono.

Los siguientes materiales se pueden soldar con este electrodo, el 304L, 302, 305 y 306L. Se usa también para soldar aceros ferríticos al cromo y otros materiales base, aleados y no aleados. Enciende rápidamente, se utiliza en posición horizontal y sobre plano vertical, tiene un arco estable y se solda sin salpicaduras.

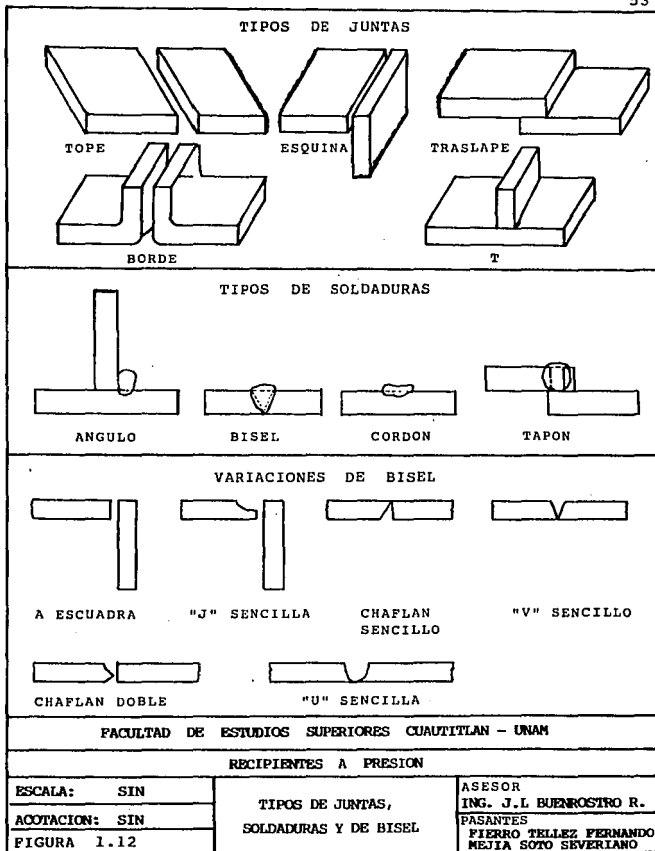
Para tener una buena soldadura, desde el punto de vista de resistencia mecánica y de acabado, depende en gran parte de la preparación de los materiales a unir.

A continuación se mencionan algunos tipos comunes de uniones entre materiales a ser soldados por arco (ver figura 12):

- UNION TOPE
- UNION EN T
- UNION EN ESCUADRA
- UNION A TRASLAPE
- UNION EN CEJA

Y los tipos de soldadura más comunes son:

- RELLENO
- PLANA O RECTANGULAR
- TIPO CUÑA O BISEL



- TIPO "J"
- TIPO "V"
- TIPO "U"

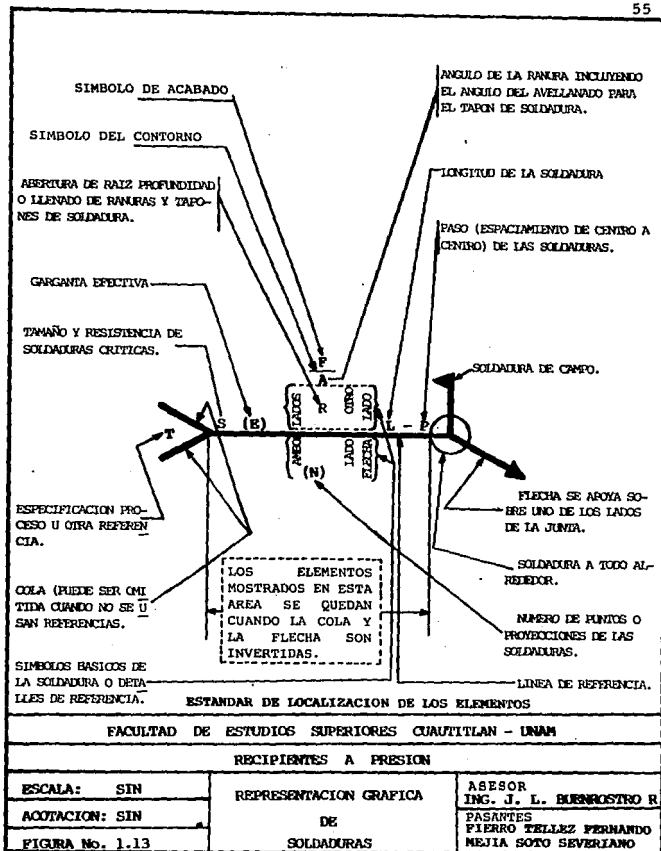
1.5.8 SIMBOLOS DE SOLDADURA Y SU INTERPRETACION.

Los simbolos de la AMS (American Welding Society), Sociedad Americana de Soldadura, son la taquigrafia de la soldadura. Los diseñadores expresan con estos simbolos en los planos las intrucciones para soldar.

Las ventajas que se da al usar los simbolos de soldadura son los siguientes:

- 1.- Controla las especificaciones del diseño para el taller, esto esta en relación con las dimensines de la soldadura y la preparación de bordes de la placa, con esto se preve una fabricación deficiente.
- 2.- Con los simbolos se eliminan detalles innecesarios en los planos, y estas notas serán mínimas.
- 3.- Establece un entendimiento común de los proyectos y requisitos del diseño entre ingenieros, taller y control de calidad ó inspección.

Los simbolos de la AWS tienen un uso general en la industria y se usan a nivel mundial. Los simbolos que se muestran en las figuras 1.13 son "NORMAS PARA SIMBOLOS DE SOLDADURA Y REGLAS PARA SU USO" de la American Welding Society.



TIPO DE SOLDADURA		LADO DE LA FLECHA *	OTRO LADO**	AMBOS LADOS	LADO DE LA FLECHA U OTRO
ANGULO					NO SE USA
TAPON O RANURA				NO SE USA	NO DE USA
PUNTO O COSTURA				NO SE USA	NO SE USA
A ESCUADRA					NO SE USA
E N B I S E L	V				NO SE USA
	CHAFLAN				NO SE USA
	U				NO SE USA
	J				NO SE USA
	V ABIERTA				NO SE USA
	CHAFLAN ABIERTO				NO SE USA
DE SOPORTE		SÍMBOLO DEL BI-SEL	SÍMBOLO DEL BI-SEL	NO SE USA	NO SE USA
FUSION TOTAL		SÍMBOLO DEL BI-SEL	SÍMBOLO DEL BI-SEL	NO SE USA	NO SE USA
RECARGUE		NO SE USA	NO SE USA	NO SE USA	NO SE USA
B O R D E	REBORDE			NO SE USA	NO SE USA
	ESQUINA			NO SE USA	NO SE USA

*LADO DE LA FLECHA: Es el lado de la junta señalado por la punta de la flecha.
**OTRO LADO: Es el lado opuesto de la junta.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CHIAPITLAN - INAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA No. 1.13.1

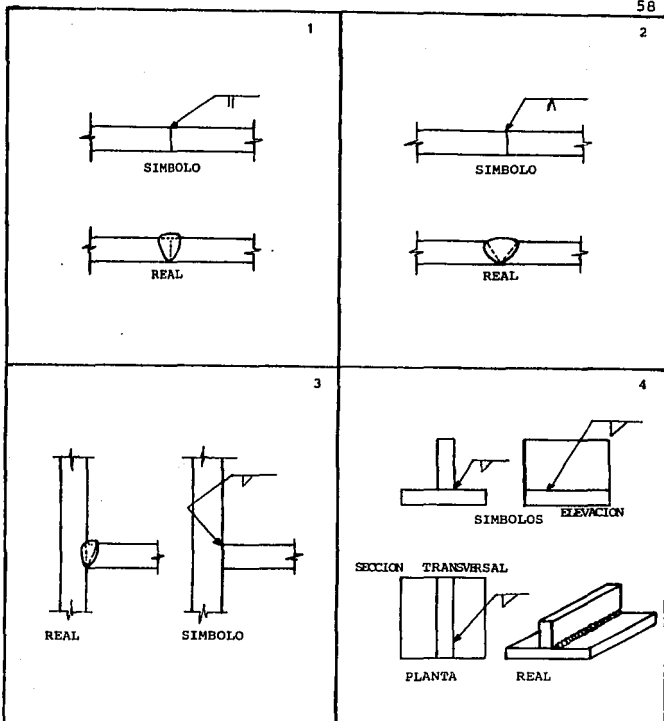
SÍMBOLOS
DE
SOLDADURAASESOR
ING. J.L. BUENROSTRO R.
PASANTES
FIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO

RECTANGULAR	" V "	BISEL	" U "	" J "	ACOMPANADO EN " V "	BISEL ACOMPANADO
FILETE	TAPON O RANURA	POR FUNCS	COSTURA	TODO ALREDEDOR	DE CAMPO	PENETRACION COMPLETA
DE RESPALDO	RECUBRI- MIENTO	UNION		CONTORNO		
		CANTO	ANGULAR	AL RAS	CONVEXO	CONCAVO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

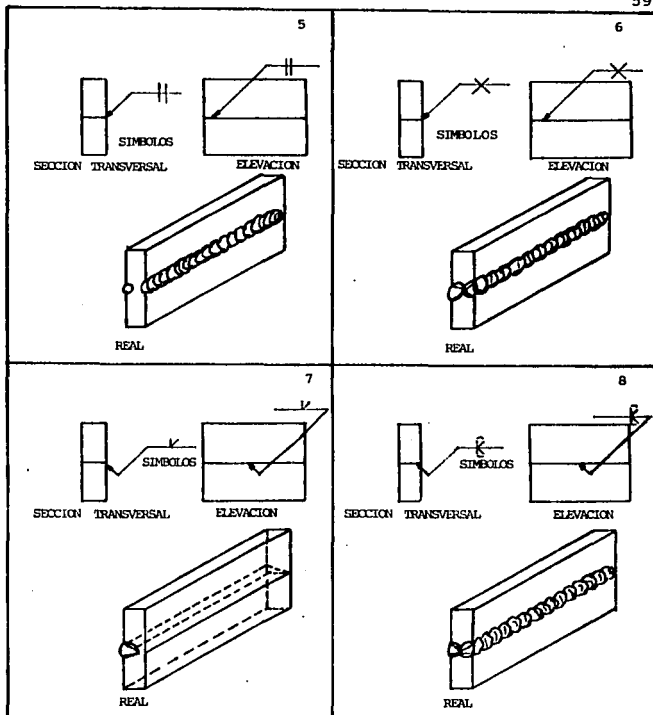
ESCALA: SIN	SIMBOLOS BASICOS DE SOLDADURAS DE ARCO Y GAS	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J.L. BUENROSTRO R.
FIGURA No. 1.13.2		PASANTES PIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	SIMBOLOGIA (NORMAS) APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA	ASESOR ING. J.L. BUENROSTRO R.
ACOTACION: SIN		PASANTES
FIGURA No. 1.13.3		FIERRO TELLEZ FERRANDO REJIA SOTO SEVERIANO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

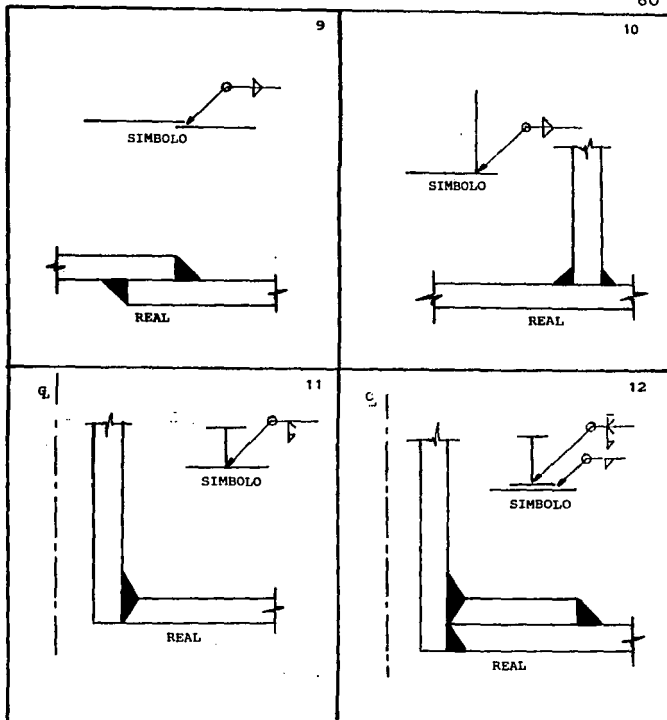
RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA No. 1.13.4

SIMBOLOGIA (NORMAS)
APLICACION Y SIMBOLOS DE
SOLDADURAASESOR
ING. J.L. BUENROSTRO R
PASANTES
PIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

SIMBOLOGIA (NORMAS)

ASESOR
ING. J.L. BUENROSTRO R

ACOTACION: SIN

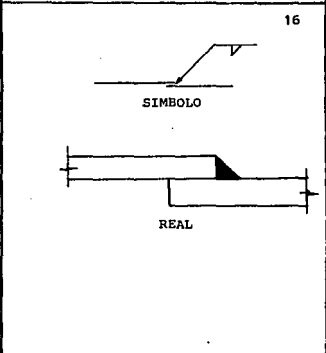
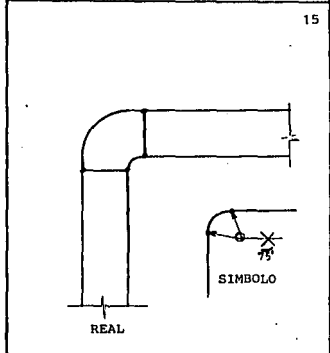
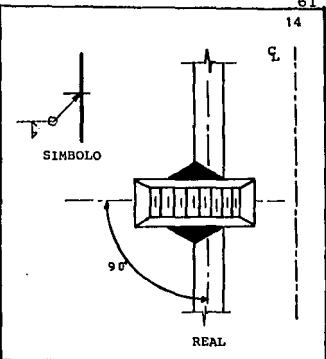
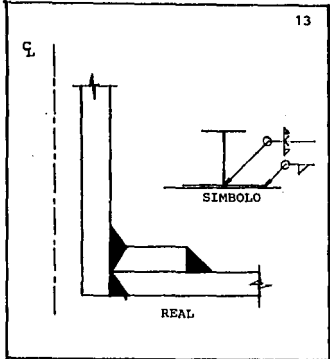
APLICACION Y SIMBOLOS DE

PASANTES

FIGURA No. 1.13.5

SOLDADURA

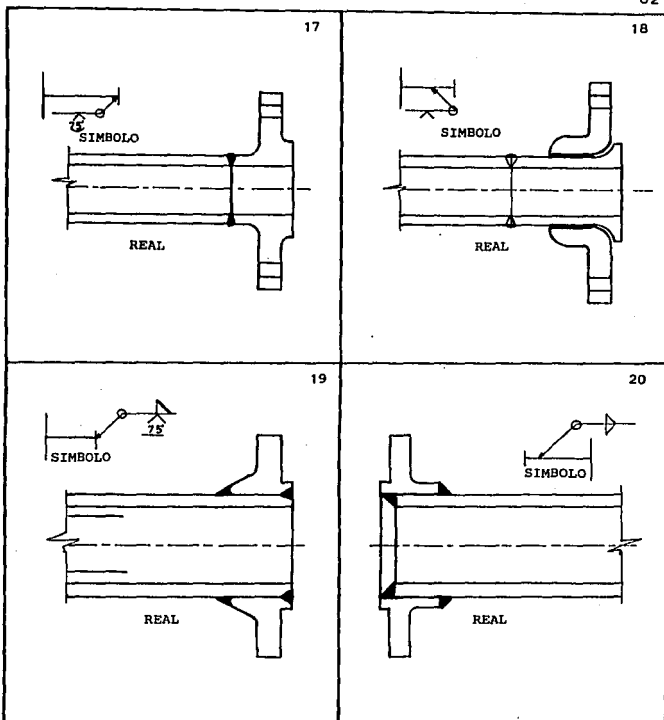
FIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	SIMBOLOGIA (NORMAS) APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J.L. BUENOSTRO R
FIGURA No. 1.13.6		PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

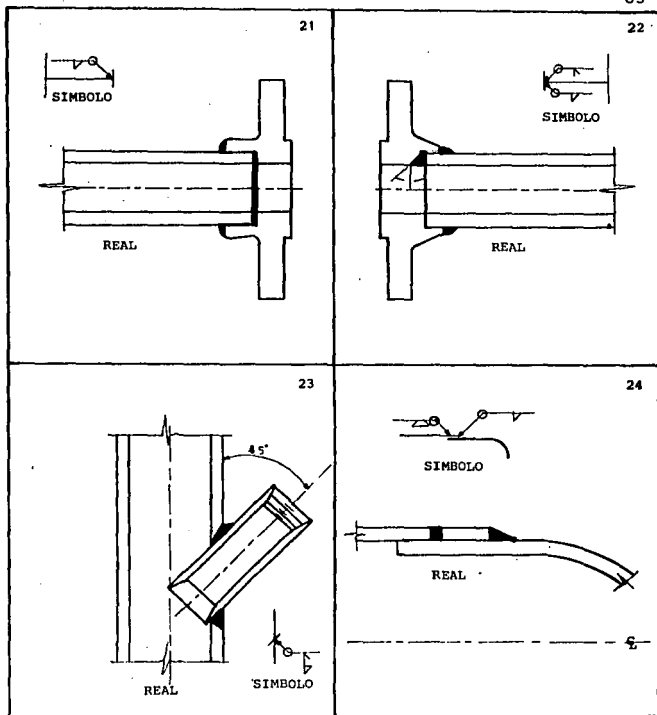
ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA No. 1.13.7

SIMBOLOGIA (NORMAS)
 APLICACION Y SIMBOLOS DE
 SOLDADURA

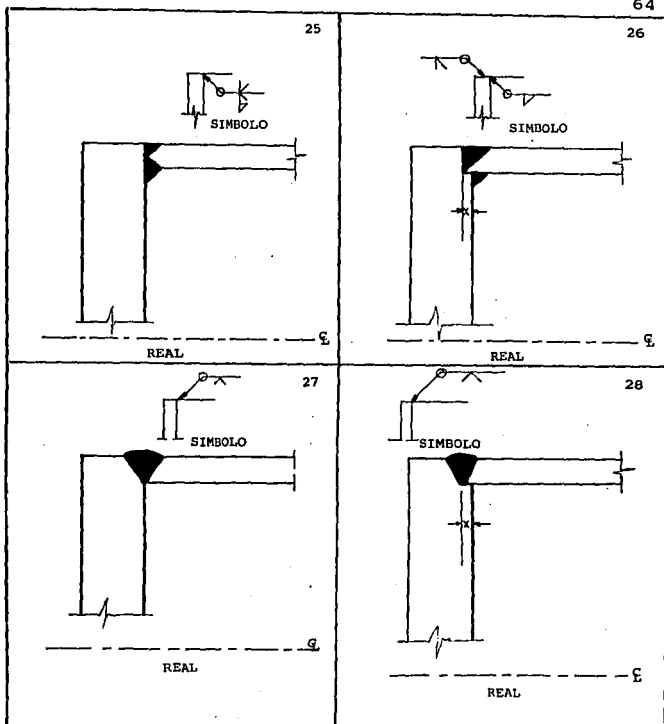
ASESOR
 ING. J. L. L. BUENROSTRO
 PASANTES
 FIERRO TELLEZ FERNANDO
 MEJIA SOTO SEVERIANO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

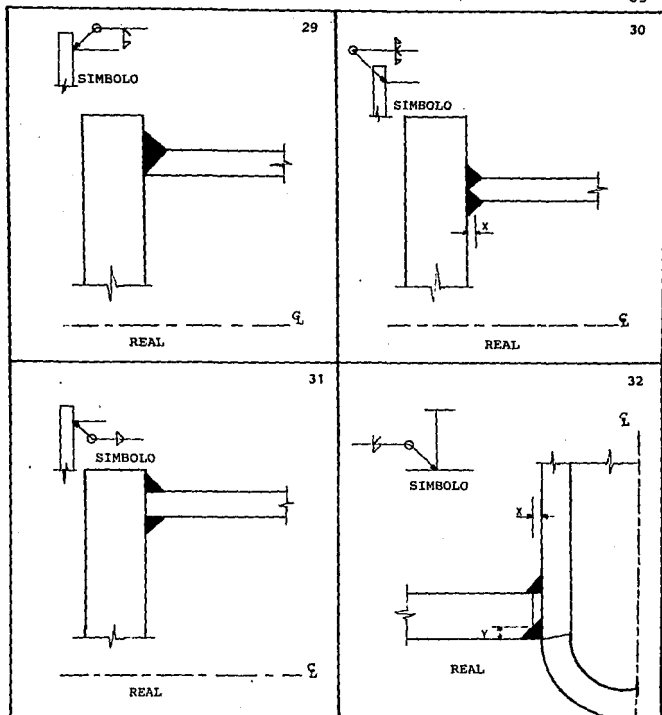
ESCALA: SIN	SIMBOLOGIA (NORMAS)	ASESOR ING. J.L BUENROSTRO R.
ACOTACION: SIN	APLICACION Y SIMBOLOS DE	PASANTES
FIGURA No. 1.13.8	SOLDADURA	PIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

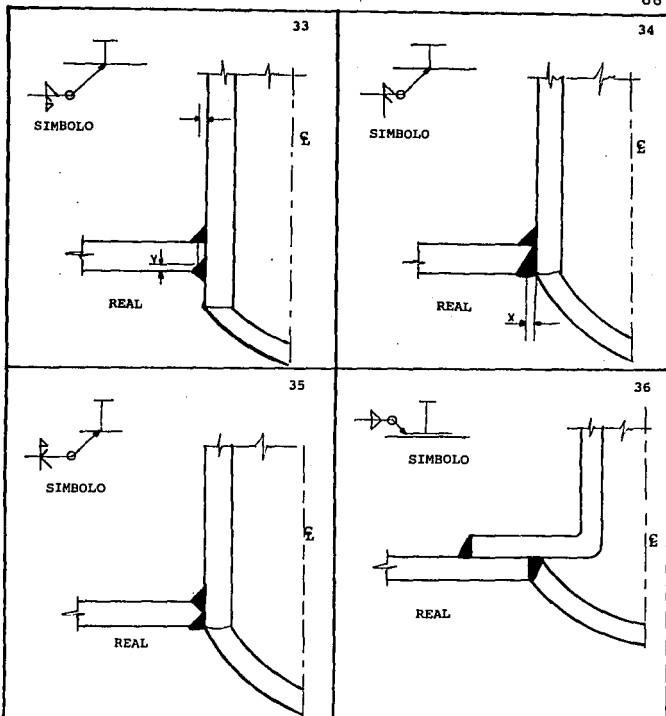
ESCALA: SIN	SIMBOLOGIA (NORMAS) APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J.L. BUENOSTRO R
FIGURA No. 1.13.9		PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	SIMBOLOGIA (NORMAS) APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J.L. BUENOSTRO R
FIGURA No. 1.13.10		PASANTES PIERRO TELLEZ FERNAND MEJIA SOTO SEVERIANO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA No. 1.13.11

SIMBOLOGIA (NORMAS)

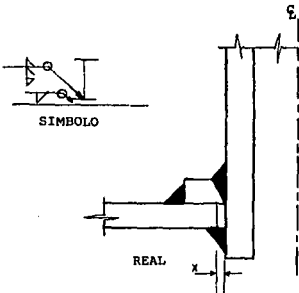
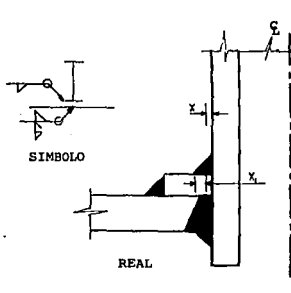
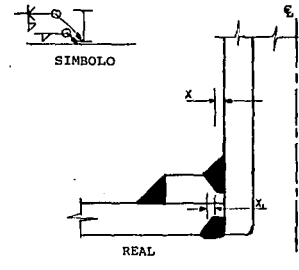
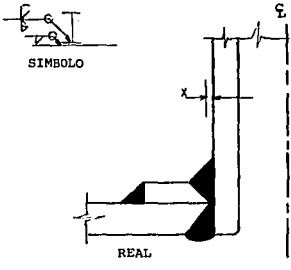
APLICACION Y SIMBOLOS DE
SOLDADURA

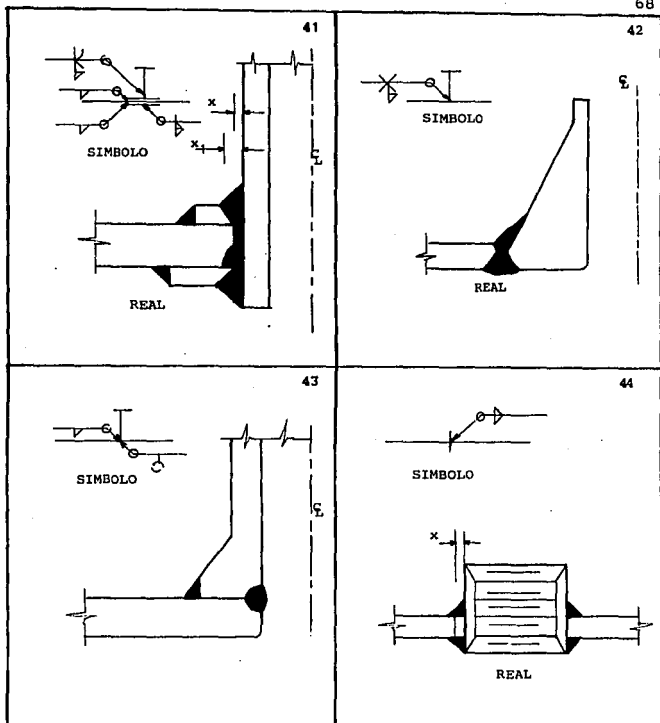
ASESOR

ING. J.L. BUENROSTRO R

PASANTES

PIERRO TELLEZ FERNAND
MEJIA SOTO SEVERIANO


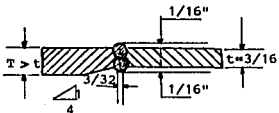
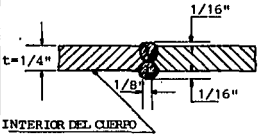
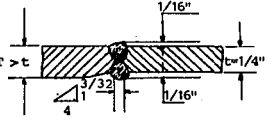
<p style="text-align: right;">37</p>  <p style="text-align: center;">SIMBOLO</p> <p style="text-align: center;">REAL</p>	<p style="text-align: right;">38</p>  <p style="text-align: center;">SIMBOLO</p> <p style="text-align: center;">REAL</p>	
<p style="text-align: right;">39</p>  <p style="text-align: center;">SIMBOLO</p> <p style="text-align: center;">REAL</p>	<p style="text-align: right;">40</p>  <p style="text-align: center;">SIMBOLO</p> <p style="text-align: center;">REAL</p>	
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM		
RECIPIENTES A PRESION		
ESCALA: SIN	SIMBOLOGIA (NORMAS) APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J.L. BUENOSTRO R
FIGURA No. 1.13.12		PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUJITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

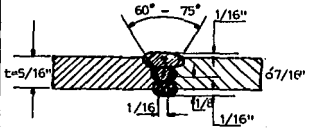
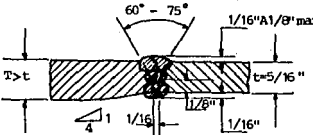
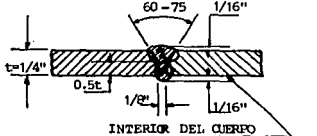
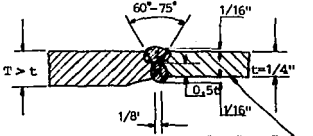
ESCALA: SIN	SIMBOLOGIA (NORMAS)	ASESOR ING. J.L. BUENROSTRO R
ACOTACION: SIN	APLICACION Y SIMBOLOS DE	PASANTES
FIGURA No. 1.13.13	SOLDADURA	FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO

<p style="text-align: center;">1</p>  <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.</p>	<p style="text-align: center;">2</p>  <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" max.</p>
<p style="text-align: center;">3</p>  <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.</p>	<p style="text-align: center;">4</p>  <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.</p>

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

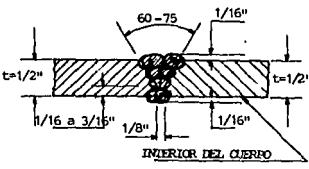
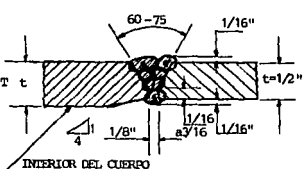
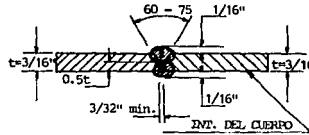
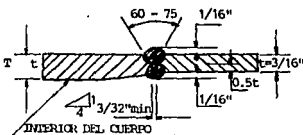
ESCALA: SIN	PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURA (NORMAS)	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J.L. BUENOSTRO R
FIGURA No. 1.13.14		PASANTES
	PARA D. DE ACERO AL CARBON	FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO

<p style="text-align: center;">5</p>  <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 3/16" MAX.</p>	<p style="text-align: center;">6</p>  <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 3/16" MAX.</p>
<p style="text-align: center;">7</p>  <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA DE 1/8" MAX.</p> <p style="text-align: center;">INTERIOR DEL CUERPO</p>	<p style="text-align: center;">8</p>  <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA DE 1/8" MAX.</p> <p style="text-align: center;">INTERIOR DEL CUERPO</p>

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURA (NORMAS)	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J. L. BUENROSTRO R
FIGURA No. 1.13.15	PARA P. DE ACERO AL CARBON	PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO

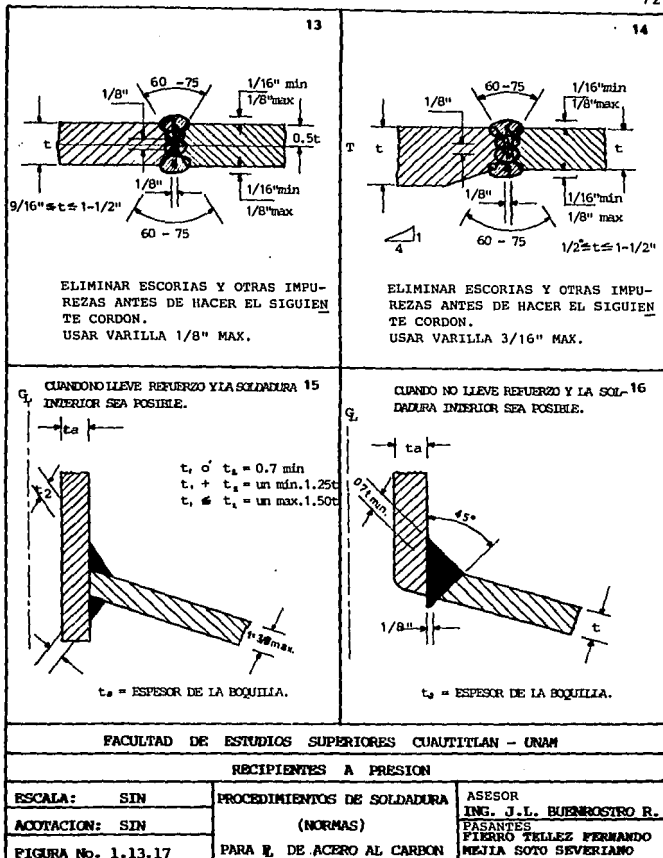
<p style="text-align: right;">9</p>  <p style="text-align: center;">INTERIOR DEL CUERPO</p> <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 3/16" MAX.</p>	<p style="text-align: right;">10</p>  <p style="text-align: center;">INTERIOR DEL CUERPO</p> <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 3/16" MAX.</p>
<p style="text-align: right;">11</p>  <p style="text-align: center;">INT. DEL CUERPO</p> <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.</p>	<p style="text-align: right;">12</p>  <p style="text-align: center;">INTERIOR DEL CUERPO</p> <p>ELIMINAR ESCORIAS Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.</p>

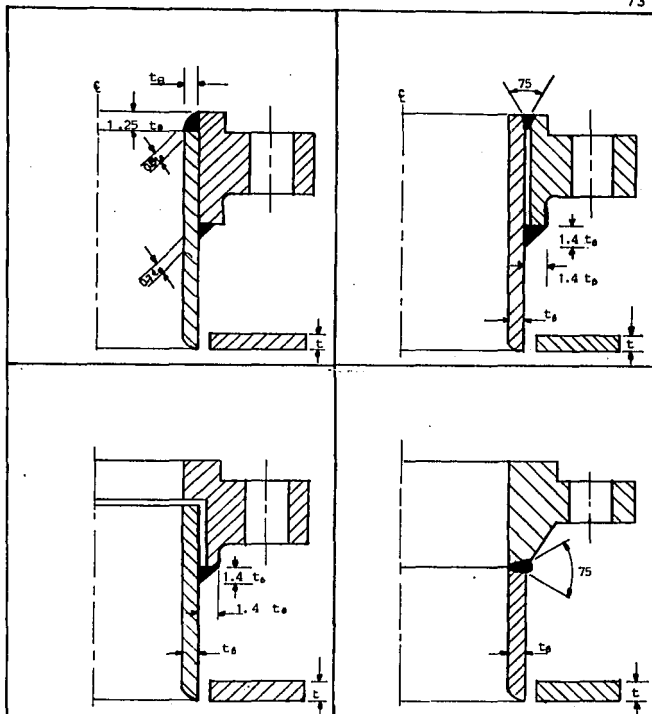
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURA (NORMAS)	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J.L. BUENROSTRO R
FIGURA No. 1.13.16		PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO

PARA P. DE ACERO AL CARBON





FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA

ASESOR

ING. J.L. BUENROSTRO R

ACOTACION: SIN

(NORMAS)

PASANTES

PIERRO TELLEZ FERNANDO

FIGURA No. 1.13.16

EN BOQUILLAS DE ACERO INOX.

MEJIA SOTO SEVERIANO

1.6 BOQUILLAS EN RECIPIENTES A PRESION.

Las boquillas en recipientes a presión son aditamentos que permiten la entrada ó salida de un fluido en proceso, conectar accesorios, prestar servicio de mantenimiento y en general lograr el buen funcionamiento del recipiente en cuestión.

La cantidad de boquillas en un recipiente dependerá unicamente del diseño del mismo, indicandose en los diagramas de tubería e instrumentación, el número de estas, sus diámetros y los servicios de cada una de ellas.

Acontinuación se enlistan algunas de las boquillas que se instalan en los recipientes a presión:

- 1.- BOQUILLA DE ENTRADA DE PRODUCTO.
- 2.- BOQUILLA DE SALIDA DE PRODUCTO.
- 3.- BOQUILLA DE DRENE.
- 4.- BOQUILLA DE VENTEO.
- 5.- ENTRADA DE REGISTRO DE HOMBRE.
- 6.- CONEXION PARA VALVULA DE SEGURIDAD.
- 7.- CONEXION PARA MANOMETRO.
- 8.- CONEXION PARA TERMOMETRO.
- 9.- CONEXION PARA INDICADOR DE NIVEL.
- 10.- CONEXION PARA CONTROL DE NIVEL.

El cuello, la brida y la placa de refuerzo son las partes principales de una boquilla.

En concordancia con el código ASME sección VIII división 1, todas las boquillas mayores de tres 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. Todas las placas de refuerzo de boquillas de doce pulgadas de diámetro o menores deben llevar un barrenado de prueba de

1/4 de pulgada de diámetro con cuerda NPT, las placas de refuerzo de boquillas de catorce pulgadas de diámetro ó mayores deben tener dos barrenos de prueba.

Para instalar una boquilla en un recipiente a presión, es necesario hacer un orificio en el cuerpo o tapa en que se vaya a instalar, al hacer esta 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 en donde practicamos el agujero es necesario reponer el material que quitamos.

1.6.1 CEDULA DE CUELLOS.

CEDULA: Es el espesor nominal de pared de un tubo que forma el cuello de la boquilla y se determina en base a:

- a) PRESION INTERNA.
- b) TOLERANCIA POR CORROSION.
- c) FUERZAS Y MOMENTOS DEBIDOS A DILATACIONES TERMICAS EN LAS TUBERIAS Y FUERZAS TRANSMITIDAS POR OTROS EQUIPOS.

- a) PRESION INTERNA: Generalmente el espesor del cuello de una boquilla calculado para soportar presión interna resulta muy pequeño debido al diámetro tan reducido que ellas tienen en comparación con el diámetro del recipiente.

Se calcula mediante la siguiente ecuación:

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

Donde:

P = Presión de diseño, en lb/pulg².

S = Esfuerzo máximo permisible del material del cilindro a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg².

E = Eficiencia de la soldadura.

R = Radio interior de el cilindro, en pulgadas.

t = Espesor mínimo requerido en la pared de un cilindro sometido a presión, sin considerar la corrosión. El espesor del cuello esta en función de su radio, en pulg.

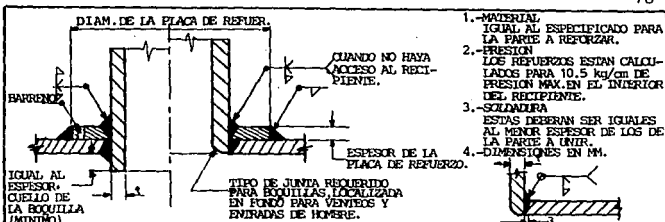
- b) TOLERANCIA POR CORROSION: Este es uno de los factores más importantes para la selección de las cedulas de las boquillas, ya que los espesores de los cuellos de tubos de diámetro pequeño son muy reducidos y unicamente la corrosión puede acabar con ellos.

En la figura 1.14 se muestra el formato para calcular las dimensiones de las placas de refuerzo. Mientras que en la figura 1.15 se muestran los diámetros y espesores recomendados para reforzar boquillas, cuyas presiones de diseño sean respectivamente menores o iguales a 150 y 300 lb/pulg².

- c) Cuando se diseñan recipientes a presión es muy importante analizar los arreglos de tuberías, esto es con el fin de evitar la transmisión de grandes fuerzas y momentos a los recipientes.

En la tabla 12 se muestran las dimensiones reales de tuberías, de acuerdo al tamaño nominal del tubo y a la cedula recomendada. En la figura 1.16 encontramos las proyecciones más comunes de las boquillas de acuerdo a su diámetro.

		PRESION DE DISEÑO (P) _____ (psi)	
		TEMPERATURA DE DISEÑO = _____ °F	
RECIPIENTE	(USE LAS FORMULAS ADECUADAS)	MATERIAL	ESFUERZO MAX. PERMIS (SV)=
BOQUILLA		MATERIAL	ESFUERZO MAX. PERMIS (S _V)=
REFUERZO		MATERIAL	ESFUERZO MAX. PERMIS (S _P)=
		S _v /S _v ≤ 1=	
		S _p /S _v ≤ 1=	
		EFICIENCIA E _v =	CORROSION PERMIS. (C)=
BOQUILLA: Mn			
t _m = SE - 0.6P			
t _n =			
h H-2C=			
REFUERZO		te=	D _p =
<p> = A = d_p*t_r= </p> <p> = A₁ = EL MAYOR DE $\begin{cases} (t - tr)d= \\ (t - tr) (tn + t)2= \end{cases}$ </p> <p> = A₂ = EL MENOR DE $\begin{cases} (tn - trn)5t= \\ (tn - trn)5tn= \end{cases}$ </p> <p> = A₃ = 2t_nh= </p> <p> = A₄ = (AREA TOTAL DE SOLDADURA DENTRO DE LOS LIMITES DEL REFUERZO)= </p> <p> = A₅ = (D_p - d - 2t_n) t_e S_p/S_v= </p>			
A ₁ +A ₂ +A ₃ +A ₄ +A ₅ =		AREA DE REFUERZO NECESARIA=A-(A ₁ +A ₂ +A ₃ +A ₄ +A ₅)	
LOCALIZACION DE LA BOQUILLA: _____		CALCULO POR: _____	
BOQUILLA No. _____		FECHA: _____	
TIPO DE CONSTRUCCION: _____		ORDEN No. _____	
HOJA No. _____		AÑO: _____	
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM			
RECIPIENTES A PRESION			
ESCALA: SIN	CALCULO DE REFUERZO PARA BOQUILLAS	ASESOR	
ACOTACION: SIN		ING. J.L. BUENOSTRO R.	
FIGURA No. 1.14		PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO	



DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA	DIAM. PLACA DE REP.			ESPESOR CUERPO CORROIDO																
	70%	85 %	100%	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	ESPESOR DE LA PLACA DE REFUERZO					
76	---	130	152	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21						
102	---	172	200	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21						
152	---	257	302	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21						
203	---	337	397	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21						
254	---	422	499	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21						
305	---	502	594	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21						
DIAM. E	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 Ø Y MAYORES																			
	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51									
356	13	---	514	600	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24					
406	13	---	597	695	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24					
457	13	559	680	791	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24					
508	13	622	762	889	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24					
559	13	686	845	984	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24					
610	13	740	927	1098	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24					
DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA	ESPESOR CUERPO CORROIDO												ESPESOR DE LA PLACA DE REFUERZO							
	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51									
76	---	130	156	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51						
102	---	175	202	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51						
152	254	264	308	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51						
203	314	346	406	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51						
254	378	432	508	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51						
305	419	514	606	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51						
DIAM. E	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 Ø Y MAYORES																			
	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	58									
336	13	479	543	638	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	58					
406	13	540	629	737	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	58					
457	13	600	714	835	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	58					
508	13	660	797	937	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	58					
559	13	721	803	1035	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	58					
610	13	781	960	1134	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	58					

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTILAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

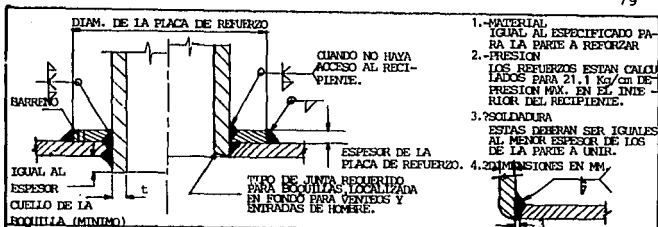
ACOTACION: SIN

FIGURA No. 1.15

PLACAS DE REFUERZOS PARA
BOQUILLAS
10.5 kg/cm (150 psi)ASESOR
ING. J.L. BUENROSTRO R
PASANTES
FIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

79



- 1.- MATERIAL IGUAL AL ESPECIFICADO PARA LA PARTE A REFORZAR
- 2.- PRESION LOS REFUERZOS ESTAN CALCULADOS PARA 21.1 kg/cm DE PRESION MAX. EN EL INTERIOR DEL RECIPIENTE.
- 3.- SOLDADURA ESTAS DEBERAN SER IGUALES AL MENOR ESPESOR DE LOS DE LA PARTE A UNIR.
- 4.- DIMENSIONES EN MM.

DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA		DIAM PLACA REF			ESPESOR CUERPO CORROIDO										
		70%	85%	100%	10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25
		ESPESOR DE LA PLACA DE REFUERZO													
76	---	135	152		10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25
102	---	175	203		10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25
152	254	264	305		10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25
203	314	346	403		10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25
254	378	435	508		10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25
305	419	518	603		10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25
DIAM. EXT. t	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 Y MAYORES														
336	13	479	549	616	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
406	13	540	635	711	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
457	13	600	721	813	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
508	13	660	807	911	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
559	13	721	892	1010	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
610	13	781	978	1109	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
DIAMETRO NOMINAL BOQUILLAS	ESPESOR CUERPO CORROIDO														
					29	32	35	38	41	45	48	51			
					ESPESOR DE LA PLACA DE REFUERZO										
76	--	133	156		29	32	35	38	41	45	48	51			
102	--	175	206		29	32	35	38	41	45	48	51			
152	254	264	308		29	32	35	38	41	45	48	51			
203	314	346	406		29	32	35	38	41	45	48	51			
254	378	435	508		29	32	35	38	41	45	48	51			
305	419	514	606		29	32	35	38	41	45	48	51			
DIAM. EXT. t	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 Y MAYORES														
356	13	449	543	638	32	35	38	41	45	48	51	54			
406	13	540	635	714	32	35	38	41	45	48	51	54			
457	13	600	721	813	32	35	38	41	45	48	51	54			
500	13	660	807	911	32	35	38	41	45	48	51	54			
559	13	721	892	1010	32	35	38	41	45	48	51	54			
610	13	781	978	1108	32	35	38	41	45	48	51	54			

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

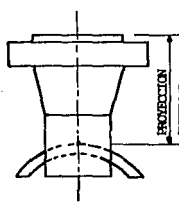
RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	PLACAS DE REFUERZOS PARA BOQUILLAS	ASESOR
ACORTACION: SIN		ING. J.L. BUENROSTRO R.
FIGURA No. 1.15.1		21.1 kg/cm (300 psi)

LAS TABLAS DAN LA PROYECCION EXTERIOR MINIMA DE BOQUILLAS Y EN CASO NECESARIO DEBERA INCREMENTARSE LA PROYECCION, POR ESPESORES DE AISLAMIENTO Y PLACA DE REFUERZO (A CRITERIO DEL DISEÑADOR).

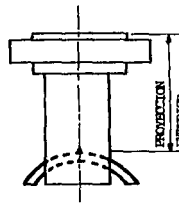
PROYECCION EXTERIOR EN PULGADAS PARA BRIDAS WELDING NECK.

DIAM. NM. TUB	RANGO DE PRESION DE LA BRIDA EN LBS.					
	150	300	600	900	1500	2500
2	6	6	6	8	8	8
3	6	6	8	8	8	10
4	6	8	8	8	8	12
6	8	8	8	10	10	14
8	8	8	10	10	12	16
10	8	8	10	12	14	20
12	8	8	10	12	16	22
14	8	10	10	14	16	
16	8	10	10	14	16	
18	10	10	12	14	18	
20	10	10	12	14	18	
24	10	10	12	14	20	



PROYECCION EXTERIOR EN PULGADAS PARA BRIDAS SLIP-ON LAP-JOINT

DIAM. NM. TUB	RANGO DE PRESION DE LA BRIDA EN LBS.					
	150	300	600	900	1500	2500
2	6	6	6	8	8	8
3	6	6	8	8	8	10
4	6	8	8	8	10	10
6	8	8	8	10	12	12
8	8	8	10	10	12	12
10	8	8	10	12	12	14
12	8	10	10	12	12	16
14	10	10	10	12		
16	10	10	12	12		
18	10	10	12	12		
20	10	10	12	12		
24	10	12	12	12		



PROYECCION INTERIOR

a) CORTE AL RAS DEL TUBO A LA CURVATURA DEL REC.



b) CORTE RECTO A LA CURVATURA.



c) PROYECCION MINIMA PARA SOLDADURA



d) PROYECCION PARA REFUERZO U OTRO PROPOSITO



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA No. 1.16

PROYECCIONES MINIMAS
RECOMENDADAS PARA
BOQUILLAS

ASESOR
ING. J.L. BUENOSTRO
PASANTES
PIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO

1.6.2 SELECCION DE BRIDAS PARA BOQUILLAS.

Existen dos tipos de boquillas, que son las roscables que se recomiendan para un diámetro de 1/4 pulgadas y menores, instalada por medio de coples roscados de 3000 y 6000 lb/pulg² y las boquillas bridadas que se utilizan en diámetros de 1/2 pulgada y mayores.

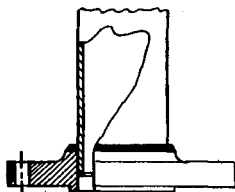
La clasificación siguiente esta basada en la forma de unir la brida con el cuello de las boquillas, existen los siguientes tipos de bridas:

- 1.- BRIDA DE CUELLO SOLDABLE (WELDING NECK).
- 2.- BRIDA DESLIZABLE (SLIP-ON).
- 3.- BRIDA DE TRASLAPE (LAP-JOINT).
- 4.- BRIDAS ROSCADAS (THREADED).
- 5.- BRIDAS DE ENCHUFE SOLDABLE (SOCKET WELDING).
- 6.- BRIDAS DE ORIFICIO.
- 7.- BRIDAS CIEGAS (BLIND).
- 8.- BRIDAS ESPECIALES.

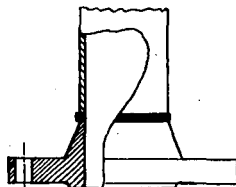
A continuación mencionaremos las principales características de cada tipo de brida (ver figura 1.17).

- 1.- BRIDA DE CUELLO SOLDABLE (WELDING NECK): Se distinguen de las demás por su cono largo y su cambio gradual de espesor en la región de la soldadura que las une al tubo. El cono largo suministra un refuerzo importante a la brida desde el punto de vista de resistencia.

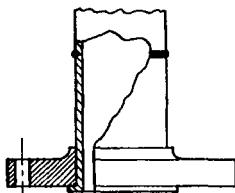
Esté tipo de bridas se utiliza para condiciones de trabajo severas; altas presiones; temperaturas elevadas o menores de cero. Estas bridas también se recomiendan para el manejo de fluidos explosivos, inflamables o costosos, donde una falla puede causar grandes desastres.



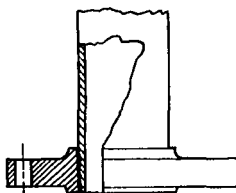
DESLIZABLE (SLIP-ON)



CUELLO SOLDABLE (WELDING NECK)



UNION O TRASLAPE (LAP-JOINT)



ROSCADA (THREADED)

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA. No.1.17

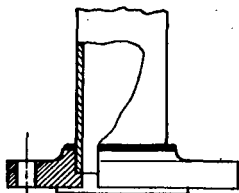
TIPOS DE BRIDAS

ASESOR

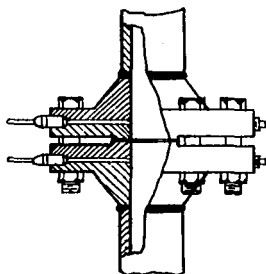
ING. J.L. BUENOSTRO R

PASANTES

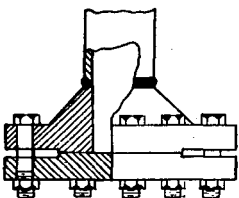
PIERRO TELLEZ FERNANDO
REJIA SOTO SEVERIANO



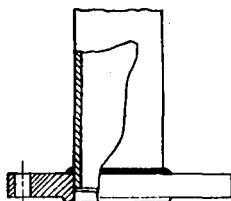
TIPO ENCUFE (SOCKET TYPE)



DE ORIFICIO (ORIFICE)



CIEGA (BLIND)



ESPECIAL (SPECIAL)

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA No. 1.17.1

TIPOS DE BRIDAS

ASESOR

ING. J.L. BUENROSTRO R

PASANTES

FIERRO TELLEZ FERNANDO

MEJIA SOTO SEVERIANO

- 2.- BRIDA DESLIZABLE (SLIP-ON): Esta brida se prefiere sobre la anterior por su bajo costo de fabricación e instalación final. Sin embargo, las bridas de este tipo son poco utilizadas en recipientes a presión y su uso se prefiere en tanques atmosféricos. Esto es que su resistencia se calcula en $2/3$ de las anteriores y su vida bajo condiciones de fatiga es aproximadamente $1/3$ de las últimas.

Las bridas deslizables en presiones de 1500 lb/pulg² existen solamente en diámetros de $1/2$ a $2 1/2$ pulgadas y no existen en presiones de 1500 lb/pulg². El manual de construcción de calderas ASME, limita su uso a 4 pulgadas de diámetro.

- 3.- BRIDA DE TRASLAPE (LAP-JOINT): Se utilizan principalmente en tuberías de acero inoxidable o aleaciones especiales, también cuando la orientación de las tuberías no son paralelas a los ejes del recipiente. Se caracteriza por tener cara plana y siempre que se utiliza debe ir acompañada de un extremo adaptador (STUB-END).
- 4.- BRIDAS ROSCADAS (THREADED): La brida roscada es inconveniente para condiciones que involucran temperaturas o esfuerzos de flexión de cualquier magnitud, por fugas a través de las cuerdas. Se recomienda usarlas en diámetros menores de 6 pulgadas y su uso se limita a tuberías que son difíciles de soldar tales como el Aluminio y el PVC.
- 5.- BRIDAS DE ENCHUFE SOLDABLE (SOCKET WELDING): Se utilizan en casos extremos donde se manejan fluidos tóxicos altamente explosivos, corrosivos o aquellos al existir fugas provocarían gran riesgo, también es recomendable usarlas en tuberías que trabajan a muy altas presiones.

- 6.- BRIDAS DE ORIFICIO (ORIFICE): Sirve para medir el gasto que pasa a traves de una tubería. Por ello, este tipo de brida se instalan en las lineas de conducción de fluidos, pero no es acoplada directamente al recipiente a presión.
- 7.- BRIDAS CIEGAS (BLIND): Se utilizan como tapas planas en boquillas y para cerrar tuberías por presión interna, estas bridas son las que estan sujetas a esfuerzos mayores, tanto en la tapa como en los pernos.
- 8.- BRIDAS ESPECIALES (SPECIAL): Se nombran bridas especiales a todas aquellas que no correspondan a las antes mencionadas. Son muy utilizadas en cambiadores de calor, porque sus diámetros generalmente no corresponden a los estandarizados en bridas.

1.6.3 TIPOS DE CARAS DE BRIDAS.

Existen varios tipos de caras en bridas, la selección de estas se basa en la presión y líquido que se maneje (condiciones de operación). Los tipos de caras de bridas mas usuales son los siguientes:

- 1.- CARA PLANA (FLAT FACE).
- 2.- CARA REALZADA (RAISE FASE).
- 3.- CARA MACHIEMBRADA (MALE AND FEMALE).
- 4.- CARA DE RANURA Y LENGUETA (TONGUE AND GROOVE).
- 5.- CARA DE JUNTA DE ANILLO (RING JOINT).

- 1.- BRIDA DE CARA PLANA: Generalmente se utiliza cuando se opera a bajas presiones, se recomienda recubrir la brida con hule o vidrio.
- 2.- BRIDAS DE CARA REALZADA: Son las más utilizadas en recipientes a presión ya que el realce permite un mejor sello entre cara y cara.

3,4,5.- BRIDAS DE CARA MACHO HEMBRA, RANURA, LENGUETA Y JUNTA ANILLO:
Se utilizan en recipientes a presión que manejan fluidos tóxicos, explosivos y peligrosos en general. Al instalar este tipo de bridas se recomienda unir la brida hembra al recipiente y la macho a la tubería.

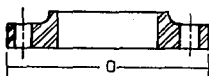
En la figura 118 se muestran los tipos de caras de bridas antes mencionadas.

1.7 REGISTROS DE HOMBRE.

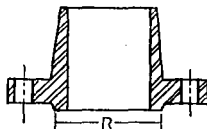
Todos los recipientes que estén sometidos o no a presión, requieren de un registro de hombre o también llamado de mano, para su mantenimiento, carga y descarga de productos. Los registros pueden ser redondos o elípticos, esta forma depende de las necesidades a cubrir, por otro lado su tamaño dependerá de las dimensiones del recipiente.

Algunas especificaciones generales para un buen desempeño de un registro son las siguientes:

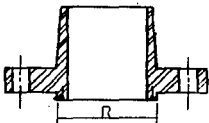
- a) El diámetro de un registro no debe excederse de la mitad del valor del diámetro del recipiente.
- b) Los recipientes de más de 12 pulgadas y menores de 36 pulgadas de diámetro requieren de dos coples roscados y un tapón de 1/2 pulgadas de diámetro para su inspección.
- c) Todos los recipientes mayores de 36 pulgadas de diámetro deben tener un registro de hombre, excepto cuando la configuración del mismo no lo permita.
- d) Los registros deben ser de 16 pulgadas de diámetro mínimo, pero se recomiendan de 18 a 24 pulgadas de diámetro para un acceso más rápido y cómodo.



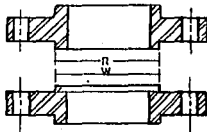
CARA PLANA



CARA REALZADA



JUNTA ANILLO



MACHO HEMBRA GRANDE

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

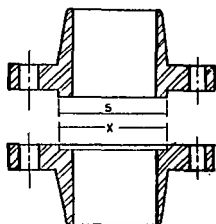
RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

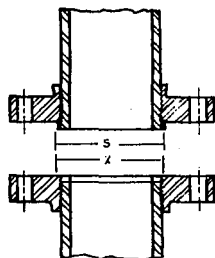
ACOTACION: SIN

FIGURA No. 1.18

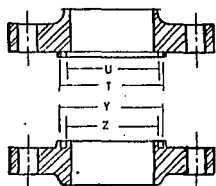
TIPOS DE CARAS DE
BRIDAS ESTANDARASESOR
ING. J.L. BUENOSTRO R
PASANTES
PIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO



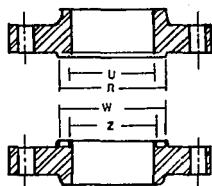
MACHO Y HEMBRA PEQUEÑO



MACHO Y HEMBRA PEQUEÑO



MACHIMBRADO PEQUEÑO



MACHIMBRADO GRANDE

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

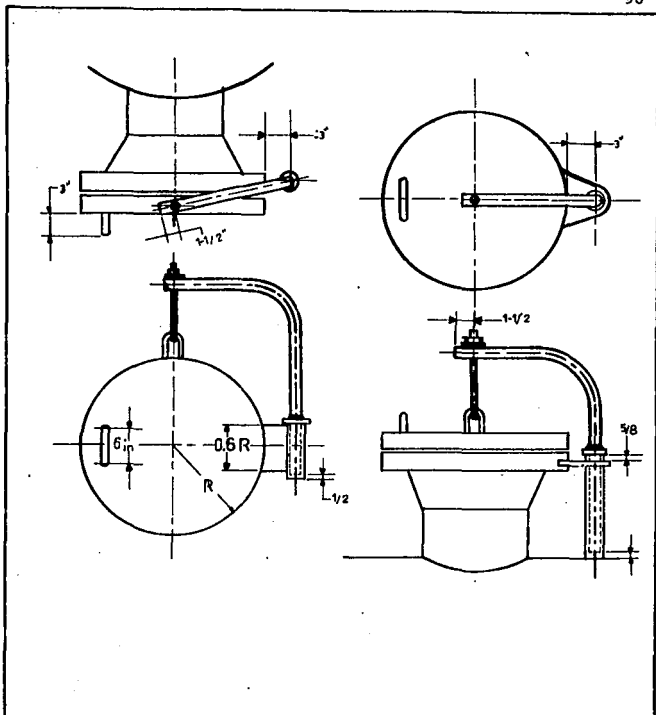
ACOTACION: SIN

FIGURA No. 1.18.1

TIPOS DE CARAS DE
BRIDAS ESTANDARING. J.L. BUENROSTRO R
PASANTES
FIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO

- e) Los registros de hombre elípticos deben ser de 11x15 pulgadas o de 10x16 pulgadas como mínimo.
- f) Los cuellos para los registros deben de calcularse como cilindros de pared delgada. La tapa sera una brida ciega comercial, del mismo material que el recipiente.
- g) Las placas de refuerzo, usadas en los registros de hombre o de mano se calculan como una boquilla cualquiera.

Al abrir un registro de este tipo los operadores tendrían que cargar la tapa y estas son muy pesadas, se recomienda instalar un pescante en la tapa de cada cilindro (ver figura 1.19).



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	REGISTRO DE HOMBRE	ING. J.L. BUENROSTRO R.
ACOTACION: SIN		PERFILES
FIGURA No. 1.19		FIERRO TALLAZ FRIGORIO MANTA SORO SERRILMO

CAPITULO 2. RESTRICCIONES Y FINALIDADES.

2.1 BREVE HISTORIA DE LOS CODIGOS APLICABLES

Los recipientes a presión como parte integrante de una planta o complejo industrial requieren que en su diseño, construcción e inspección se exija el cumplimiento de ciertas reglamentaciones y/o normas para que aquellos operen de tal manera que no ocurran detenciones de proceso por fallas estructurales o de construcción. Esto se debe a que en los recipientes suceden propiamente todas las reacciones químicas que justifican precisamente las instalaciones en las plantas. Las industrias donde se aplican los recipientes a presión son la química, farmacéutica, petroquímica, textil, azucarera y alimenticia entre otras.

El "CODIGO ASME SECCION VIII DIVISION 1" es el que se utiliza principalmente en México, Estados Unidos de Norte America y en muchos otros países del mundo. Este código se publica cada tres años, sin embargo cada trimestre se publican adendas las cuales modifican constantemente el código manteniendolo siempre actualizado.

El código es publicado por la ASOCIACION AMERICANA DE INGENIEROS MECANICOS (ASME).

Como una alternativa del código ASME sección VIII división 1 existe la división 2. La diferencia fundamental entre las dos divisiones radica principalmente en los factores de seguridad.

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

PAIS	CODIGO
ALEMANIA OCCIDENTAL	A.D. MERKBLATT CODE.
E . U . A .	ASME CODE SECTION VIII DIV 1&2
INGLATERRA	BRITISH CODE BS. 5500.
ITALIA	ITALIAN PRESSURE VESSEEL CODE.
JAPON	JAPANESE PRESSURE VESSEL CODE.
JAPON	JAPANESE Std. PRESSURE VESSEL CONSTRUCTION.

Como complemento al código ASME sección VIII división 1, se encuentra la sección IX del código ASME y el AWS (AMERICAN WELDING SOCIETY) que se utiliza para el procedimiento de soldadura. Para la selección de materiales se usa la sección 11 y el ASTM (AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS).

BREVE HISTORIA DEL CODIGO ASME

Al principio de la Revolución Industrial se requería de recipientes capaces de almacenar fluidos a condiciones extremas de presión y temperatura y por supuesto no existía ningún tipo de normas para la construcción y mucho menos para la operación de los recipientes a presión. Esta falta de normas trajo como resultado una serie de graves accidentes, que se suscitaron tanto en Norteamérica como en Europa, ocasionando pérdidas materiales y humanas. Fue entonces cuando se creó conciencia de que el diseño y construcción de recipientes sujetos a presión necesitaba de un análisis y estudio mucho más a fondo.

Inglaterra fue uno de los primeros países que tuvo la necesidad de crear reglamentos para la construcción de los recipientes, esta necesidad surgió 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 se llevo a caba a petición de la camara de los comunes, misma que efectuo un comite, el cual logro establecer tres de las principales causas de la explosión: construcción inapropiada, materiales inapropiados y aumento gradual de la presión. Con esto se trato de reglamentar la construcción de los recipientes, pero las medidas que se tomaron no fueron tan rigoristas como debieron ser y los accidentes continuaron.

Tiempo después en los Estados Unidos (1889) los fabricantes de calderas se agruparon para regular y especificar la construcción de los recipientes en taller.

Sin embargo, a pesar de los esfuerzos realizados anteriormente los accidentes seguian sucediendo y a consecuencia de el más grave que tuvo lugar en la ciudad de Massachusetts (1905) en el cual perecieron 58 personas 117 heridos y además de perdidas por más de un cuarto de millon de dolares. Se integro nuevamente en los Estados Unidos Americanos un comite en el cual participaron varias personas de acuerdo a su especialidad como: fabricantes de materiales y equipo, diseñadores, usuarios y representantes gubernamentales con la finalidad de recabar amplia información y criterios que ayudaran a reglamentar el diseño y construcción de recipientes y calderas, para garantizar su seguridad.

Después de muchos debates y discusiones sobre las reglas, el estado promulgó el primer código legal de reglas, para construcción de recipientes a presión y calderas de vapor en 1907, al año siguiente el Estado de Ohio editó un código similar, y así otros estados y ciudades de la unión Americana hicieron lo mismo, esto ocasiono una situación tal que cada estado y cada ciudad interesada en este asunto tuviera sus propios reglamentos. Tal situación les ocasiono problemas a los fabricantes ya que

el reglamento era diferente de un estado a otro y a menudo estaban en desacuerdo, por lo que empezaron a tener dificultades en la fabricación de recipientes a presión. Debido a esta falta de uniformidad, en el año de 1911 los fabricantes y usuarios de calderas y recipientes a presión apelaron ante el concilio de ASME para corregir esta situación.

Este concilio respondió a esto nombrando un comité que estaba formado por siete personas todas ellas eran especialistas en su rama de estudios los miembros eran: un ingeniero de seguros para calderas, un fabricante de materiales, dos fabricantes de calderas, dos profesores de ingeniería y un ingeniero consultor. El comité fue asesorado por otro comité en calidad de consejero y estaba formado por dieciocho miembros que representaban varias fases del diseño, construcción, instalación y operación de calderas. Tomando como base las normas establecidas en Massachusetts y Ohio, junto con otros datos de utilidad el comité presentó un informe preliminar a la crítica en 1913.

Después de tener reuniones y audiencias públicas durante tres años en 1925 se formó el primer código ASME (AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS), con el nombre de "REGLAS PARA LA CONSTRUCCION DE CALDERAS ESTACIONARIAS Y PARA LAS PRESIONES PERMISIBLES DE TRABAJO".

Aquel primer código ha sufrido muchos cambios y se le han agregado muchas secciones de acuerdo a las necesidades y cambios de la tecnología moderna, inclusive creandose normas para casos particulares.

En el presente el código ASME ha dado como resultado una serie de normas y reglamentos que rigen el diseño, construcción e inspección de las calderas y recipientes a presión y esta dividido en once secciones, que a continuación se mencionan.

SECCION 1

CALDERAS DE POTENCIA
(POWER BOILERS)

SECCION 11	ESPECIFICACION DE MATERIALES. (MATERIALS SPECIFICATION)
SECCION 111	PLANTAS DE POTENCIA NUCLEAR DIV. 1&2 COMPONENTES: REQUERIMIENTOS GENERALES (NUCLEAR POWER PLANT)
SECCION 1V	CALDERAS PARA CALEFFACCION. (HEATING BOILERS)
SECCION V	PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS. (NON DESTRUCTIVE EXAMINATION)
SECCION VI	REGLAS SUGERIDAS PARA EL CUIDADO DE CALDERAS PARA CALEFACCION. (RECOMENDED RULES FOR CARE OF HEATING BOILERS)
SECCION VII	REGLAS SUGERIDAS PARA EL CUIDADO DE CAL- DERAS DE POTENCIA. (RECOMENDED RULES FOR CARE OF POWER BOI- LERS).
SECCION VIII DIVISION 1	RECIPIENTES A PRESION. (PRESSURE VESSEL)
DIVISION 2	REGLAS PARA DIFERENTES ALTERNATIVAS EN RECIPIENTES A PRESION. (ALTERNATIVE RULES FOR PRESSURE VESSEL)
SECCION IX	REQUISITOS DE SOLDADURA. (WELDING QUALIFICATION)
SECCION X	RECIPIENTES A PRESION DE PLASTICO REFOR- ZADO Y FIBRA DE VIDRIO. (FIBER GLASS REINFORCED PLASTIC)

SECCION XI

REGLAS PARA INSPECCION EN SERVICIOS DE
PLANTAS DE POTENCIA NUCLEAR.(RULES FOR INSERVICE INSPECTION ON NU--
CLEAR POWER PLANTS)

Como se mencionó anteriormente el avance tecnologico que se ha tenido en los ultimos años tuvo como consecuencia la implantación de nuevos códigos y normas a nivel mundial con lo que se diseñan, construyen e inspeccionan los recipientes a presión y aun que todos siguen el mismo procedimiento existen diferencias que ocasionan que los diseños que toman una u otra reglamentación varien en algunos aspectos.

En la figura 2.1 se muestra la relación entre presiones de operación y espesores de envolvente calculados con diferentes códigos. Claramente se ven las diferencias que ocurren a una presión ó espesor dado, debido precisamente a los parametros que intervienen en los cálculos de diseño dentro de los que podemos mencionar los siguientes:

- Espesor de placa comercial del país.
- Controles de calidad de los materiales.
- Diversidad de los materiales.
- Metodos de soldadura y su inspección.
- Metodos de construcción.
- Precio de la mano de obra.

Refiriéndonos nuevamente a la figura 2.1 podemos ver que a una presión de 500 psi (35.2 kg/cm) con el código Alemán se obtiene un espesor de aproximadamente 0.6 pulg (1.524 cm) que transformamos a un espesor comercial en México de 0.625 pulg (5/8). Ahora bien con el ASME se obtiene una lectura de 1.1 pulg. nuevamente solo es obtenible el de 1.125 pulg. (1 1/8). Por último si consideramos el código de Nueva Zelanda se obtendra un espesor de 1.4 pulg. que implica el espesor de 1.5 pulg. (1 1/2).

Analizando estos tres códigos el más conveniente para la

construcción de recipientes a presión sería el código Alemán. Pues bien este código fue formula para cumplir con controles de calidad estrictos en todos los aspectos, esto es, materiales, metodos de fabricación, montaje etc. y desafortunadamente en nuestro país no podemos cumplir con dichos requisitos como para adaptarlo. Por otra parte el código ASME es más adaptable a nuestras necesidades y disposiciones.

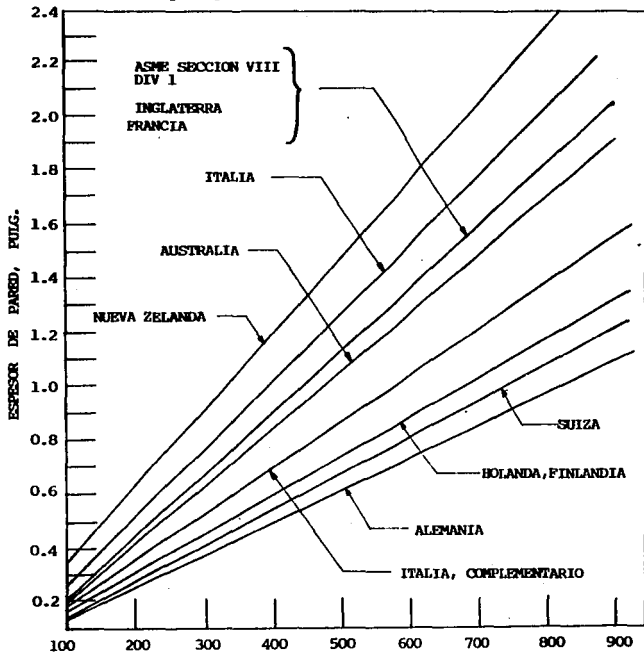


FIGURA 2.1

Para nuestro estudio de recipientes a presión se tomara el código ASME Sección VIII División 1. En esta parte del código se establecen los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección de recipientes a presión no sujetos a fuego directo.

En base a esto se ha dividido en:

SUBSECCION A, Parte UG que cubre los requerimientos generales.

SUBSECCION B, Requerimientos de fabricación:

- . UW: Para recipientes que se fabrican por soldadura.
- . UF: Para recipientes que serán fabricados por forja.
- . UB: Para recipientes que serán fabricados utilizando un material de relleno no ferroso. A este proceso se le denomina "brazing".

SUBSECCION C, Requerimientos de materiales:

- . UCS: Para recipientes construidos con aceros al al carbón y de baja aleación.
- . UNF: Para los construidos con los materiales no ferrosos.
- . UCI: Para los construidos con hierro fundido.
- . UCL: Para los construidos con placa "clad" integral con recubrimiento "uning".
- . UCD: Para los construidos con hierro fundido dúctil.

- . UHT: Para los construidos con aceros ferríticos con propiedades de tensión mejoradas por tratamiento térmico.
- . ULW: Para los fabricados por el método de multicapas.
- . ULT: Para los construidos con materiales con esfuerzos permitidos más altos a bajas temperaturas.

Apéndices que gobiernan:

- Fórmulas complementarias.
- Reglas para bridas unidas por pernos.
- Definiciones.
- Cartas de porosidad.
- Cartas para diseño por presión externa.
- Métodos de inspección por partículas magnéticas.
- Pruebas para fundiciones de acero.
- Métodos para pruebas con líquidos penetrantes.
- Recipientes de doble pared.
- Sistema de control de calidad.
- Conversiones de calidad.
- Pruebas con ultrasonido.
- Recipientes con sección transversal, no circular.

2.2 PRINCIPALES LIMITACIONES DE LOS RECIPIENTES A PRESION.

Para el diseño de los recipientes, deben de tomarse las siguientes limitaciones, que especifica el código ASME Sección VIII División 1.

Las más importantes son las siguientes:

- 1.- No se aplica a carros tanque o no deberán tener elementos principales móviles, ya sea rotatorio o reciprocantes, tales pueden ser: bombas, turbinas, compresoras, etc.
- 2.- El diámetro interior mínimo será de 6 pulgadas (15.24 cm) y un diámetro máximo de 60 pulgadas (152.4).
- 3.- La presión de diseño mínima será de 15 lb/pulg (1.055 Kg/cm 1 Atmosfera) y la máxima será de 3000 lb/pulg (211 Kg/cm , 200 Atmosferas).
- 4.- Debe tener una presión interna menor de 1000 lb/pulg (70.32 Kg/cm).
- 5.- El volumen mínimo contenido en cada recipiente debiera ser de 120 galones (454.5 litros) de capacidad de agua, que utilizan aire como elemento originador de la presión.
- 6.- Los materiales usados para la construcción de recipientes deberán ser del tipo soldable.
- 7.- El espesor mínimo de la placa será de 3/32 pulg. para recipientes construidos en aceros al carbón, independientemente de su uso particular, ya que especifican espesores mínimos diferentes.
- 8.- Los recipientes diseñados deberán ser de pared delgada y por lo tanto deben de cumplir con la relación de:

$$\frac{R}{t} \geq 10$$

9.- Los recipientes deberán ser estacionarios.

10.- No deben estar sujetos a fuego directo.

2.3 PRUEBAS A LAS QUE SE SOMETEN LOS RECIPIENTES A PRESION.

Antes de hacer mención de las pruebas a las que son sometidos los recipientes a presión, haremos referencia sobre lo que es la inspección de la soldadura.

Ahora bien, en el proceso de fabricación de cualquier recipiente a presión se efectúan diferentes inspecciones en la soldadura para llevar a cabo un control de calidad aceptable.

Para saber si una soldadura ha sido bien aplicada, se utilizan varios tipos de pruebas no destructivas, entre las más importantes tenemos las siguientes:

- a) RADIOGRAFIADA.
- b) LIQUIDOS PENETRANTES.
- c) ULTRASONIDO.

a) INSPECCION RADIOGRAFIADA: Este método es la prueba más utilizada ya que permite conservar las muestras realizadas. Y el radiografiado puede ser total o por puntos, el radiografiado se respalda en las radiaciones equis (X) ó gamma (γ). Las cuales penetran la estructura de los materiales debido a su pequeña longitud de onda, haciendo visibles los defectos internos en una pantalla fluorescente ó en una placa radiográfica.

En los recipientes a presión debe de hacerse por lo menos una muestra radiográfica por cada quince metros de soldadura y la longitud de cada radiografía será de quince centímetros como mínimo.

Cuando hay cruces de dos o más cordones de soldadura debe de evitarse. La distancia mínima entre dos cordones paralelos será de cinco veces el espesor de la placa, por otra parte, cuando sea inevitable el cruce de dos cordones el código ASME Sección VIII División 1, hace una sugerencia que es, radiografiar a una distancia mínima de ciento dos milímetros a cada lado de la intersección de los cordones de soldadura.

- b) PRUEBA DE LIQUIDOS PENETRANTES: Este método nos ayuda a detectar discontinuidades superficiales como son las fisuras porosidades o grietas en metales no magnéticos. Este método consiste en un líquido fluorescente bajo luz ultravioleta, que penetra en el defecto del material al ser aplicado en su superficie, posteriormente se aplica otro líquido llamado revelador, que absorbe los residuos del anterior limpiando superficialmente las imperfecciones y por el contraste del colorido se facilita la inspección visual de los defectos que no se persiven a simple vista.

- c) PRUEBA POR ULTRASONIDO: Este método es utilizado para detectar discontinuidades internas, tanto en soldadura como en placas. Se utiliza en equipo que emite frecuencias ultrasonicas, estas ondas van de los 40 KHz. hasta los 50 MHz. Las aplicaciones para revelar defectos y medir espesores usan frecuencias entre 50 KHz. y 25 MHz. con 2.25 y 5 MHz. que son las más utilizadas para la revelación de grietas. Las bajas frecuencias que van de 40 KHz. a 1.0 MHz. estas se usan en materiales de bajo modulo elastico ó tamaño grande de grano. Las altas frecuencias que van de 2.25 a 25 MHz. detectan la transformación de pequeños defectos y se utilizan en

materiales de grano fino.

El tipo de ondas eco-pulsantes tienen una dispersión mínima dentro de los materiales. Estas ondas se reflejan en el lado opuesto del mismo, la onda reflejada se detecta en un tubo de rayos catódicos, y como los defectos de la soldadura afectan el tiempo de transmisión. El operario puede observarlos en el cuadro del tubo localizando la falla. Es un método costoso pero sus resultados son confiables.

Una vez que se han terminado de construir los recipientes a presión deberán aplicarse pruebas para asegurarse de su correcta fabricación.

2.3.1 PRUEBA HIDROSTATICA.

Básicamente esta prueba consiste en someter al recipiente a una presión de 1.5 veces la presión de diseño. Conservándose así durante el tiempo necesario para efectuar una inspección en el cuerpo del recipiente, con el fin de verificar que no exista fuga alguna en el cordón de soldadura. Esta prueba se realiza con líquidos utilizando con mayor frecuencia el agua.

Es necesario que al aplicar una prueba hidrostática, tomemos las siguientes precauciones:

- 1.- En ningún caso deberemos exceder la presión de prueba señalada en la placa de nombre.
- 2.- Para el caso de recipientes usados que presenten corrosión en algún componente, deberá reducirse proporcionalmente la presión de prueba.

2.3.2 PRUEBAS NEUMATICAS.

Esta prueba es poco recomendable por ser sumamente riesgosa, puesto que la presión neumática de prueba es alcanzada mediante la inyección de gases.

Sin embargo hay ocasiones en las que esta prueba se hace indispensable y debe realizarse, entonces debemos tener en cuenta las siguientes precauciones:

- 1.- Nunca deberá realizarse una prueba neumática a un recipiente usado.
- 2.- La presión de prueba debe sobre pasar muy poco la presión de operación.
- 3.- Para realizar la prueba deberán utilizarse gases no corrosivos, no tóxicos, incombustibles y fáciles de identificar a su volatilización.
- 4.- Deberá tenerse mucho cuidado al traspalar el gas de prueba hacia el recipiente, ya que el gas se encuentra contenido a muy alta presión y podría ocurrir un excesivo incremento en la presión de prueba, ocasionando riesgos peligrosos.

Siempre que sea posible debemos procurar evitar la realización de pruebas neumáticas, ya que su grado de peligrosidad es muy alto y tiende a dañar el equipo.

2.3.3 PRUEBA DE ELASTICIDAD.

El objetivo de esta prueba es observar el comportamiento elástico

del material de fabricación y se lleva a cabo simultaneamente con la prueba hidrostática de la siguiente forma:

- 1.- Debera llenarse el recipiente hasta que, por el punto más alto del mismo, escape el agua al estar abierto el venteo.
- 2.- Se procedera ha cerrar el venteo e iniciar a inyectar agua hasta alcanzar la presión de prueba efectuandose la medición sobre el agua que se inyacta.
- 3.- Después de verificar que no haya fugas se cuantificará el agua que salga para bajar la presión a la atmosférica comparando el volumen obtenido con el inyectado para aumentar la presión, la diferencia nos indicara si las deformaciones sufridas en el recipiente rebasan el limite elástico.

2.4 APLICACIONES DE RECIPIENTES A PRESION.

Hoy en día existen numerosos tipos de recipientes apresión, que se utilizan en la planta ó complejo industrial. Estos tipos de recipientes tienen la finalidad de almacenar ó procesar diferentes sustancias.

Las industrias donde tienen mayor aplicación los recipientes a presión son:

- QUIMICA.
- PETRO QUIMICA.
- FARMACEUTICA.
- TEXTIL.
- AZUCARERA.
- ALIMENTICIA.

A continuación se dará una breve explicación de los principales recipientes a presión que se utilizan en la industria:

- a) SEPARADOR LIQUIDO-LIQUIDO: Estos recipientes son usados para separar por gravedad dos líquidos de diferente densidad esencialmente libres de vapor para lograr la separación. El tiempo de separación para una fase líquida debe ser mayor que el tiempo requerido para romper la emulsión de ambas fases. Los recipientes horizontales proporcionan una relación tiempo de retención/tiempo de asentamiento, mayor que los recipientes verticales. Por lo tanto los separadores líquido-líquido normalmente son de tipo horizontal.

- b) SEPARADOR VAPOR-LIQUIDO: Las principales funciones de este tipo de recipientes es separar mezclas vapor-líquido y entregar vapores sustancialmente libres de líquidos a otras unidades de proceso. Los separadores de vapor-líquido pueden ser de tipo horizontal ó vertical.

- c) RECIPIENTES DE BALANCE PARA LIQUIDOS: Se emplean para proporcionar capacidad de almacenamiento ó bien como medio para regular la presión y flujo de líquidos saturados ó sub-enfriados. Cuando se emplea para almacenar la alimentación a otras unidades de proceso proporciona un medio conveniente de asegurar un flujo relativamente sin fluctuaciones. Los recipientes de balance se fabrican para instalarse en forma horizontal ó vertical.

CAPITULO 3. INVESTIGACION Y EVALUACION DE ESFUERZOS.**3.1 INTRODUCCION.**

Un cilindro de pared delgada tiene un espesor tal que la suposición de un esfuerzo constante a través de la pared causa un espesor despreciable. Los cilindros que tienen relaciones entre el diámetro interno y, el espesor mayores que diez ($D/t \gg 10$) se consideran en general de pared delgada.

Para la determinación de las tensiones unitarias en un recipiente sometido a esfuerzos distribuidos tales como presión interna y cargas concentradas es necesario que se subdivida el recipiente en cascaras elementales. Para estas estructuras llamadas cascarones se ha logrado obtener un método muy extenso y altamente desarrollado para el análisis de esfuerzos.

Cuando un recipiente esta sometido a una presión interna, se tienen tres esfuerzos principales mutuamente perpendiculares en el material del cilindro, tales esfuerzos son: esfuerzo perimetral o anular, esfuerzo radial y esfuerzo longitudinal. Siempre que la relación entre espesor y diámetro interno del cilindro sea menor de $1/20$, resulta razonablemente exacto suponer, que los esfuerzos anular y longitudinal sean constantes en todo el espesor de la pared y que la magnitud del esfuerzo radial que se crea resulte tan pequeña en comparación con la magnitud de los esfuerzos anular y longitudinal que puede despreciarse.

3.2 EVALUACION DE ESFUERZOS.

En general, los diseños deben satisfacer los requisitos impuestos al menor costo posible, por tanto es importante determinar de manera precisa, los esfuerzos los que se someten los esfuerzos estructurales que se desean calcular.

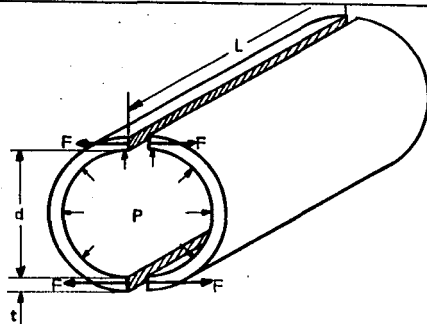
Los recipientes a presión se sujetan a cargas concentradas que forman un patrón de esfuerzos que en ocasiones es necesario tomar en cuenta para evaluar los esfuerzos totales. Otro aspecto importante y de difícil evaluación son los llamados esfuerzos residuales que provienen de los procesos de fabricación: laminado, rolado, soldado y estos son la principal razón de efectuar el relevado de esfuerzos.

En algunos casos cuando se justifique, deberá realizarse un analisis mas detallado para determinar las zonas de más altos esfuerzos, que inclusive se generan por la geometria misma del arreglo estructural bajo diseño.

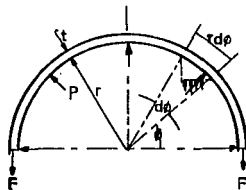
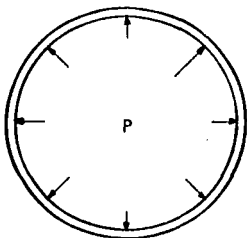
3.3 TEORIA DE LA MEMBRANA.

Esta teoria se basa en las siguientes suposiciones:

- Se trata de un cilindro hueco con longitud infinita.
- Los esfuerzos actuan en un elemento como se representa en la figura 3.1 y lo hacen en el plano de la pared del cilindro.
- Los esfuerzos de tensión se distribuyen uniformemente.
- Las cargas, esfuerzos y deformaciones en las membranas cilíndricas son radialmente simétricas (ver figura 3.2).



a) FUERZAS CIRCUNFERENCIALES ORIGINADAS POR LA PRESION INTERNA.



b) ESFUERZOS QUE LE GENERAN EN UN ANILLO DE PARED DELGADA.

$$\sigma_r = \frac{Pr}{t}$$

$$\sigma_t = \frac{Pr}{2t}$$

$$t = \frac{Pr}{SE - 0.6p}$$

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CIUAUITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA: No. 3.1

ESFUERZOS EN LAS MEMBRANAS
CILINDRICAS

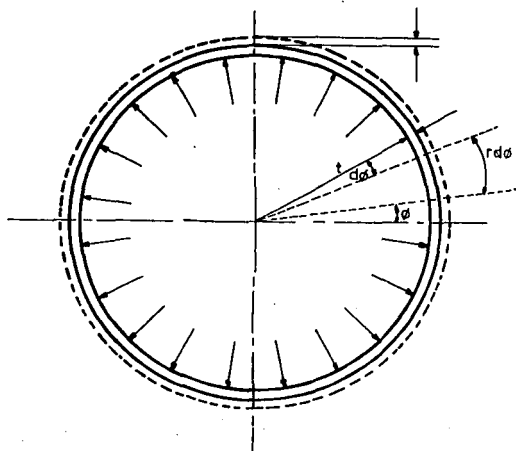
ASESOR

ING. J.L. BUENOSTRO R.

PASANTES

PIERRO TELLEZ FERNANDO

MEJIA SOTO SEVERIANO



EXPANSION RADIAL DE UNA MEMBRANA
OCACIONADA POR LA APLICACION DE
PRESION INTERNA.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	ESFUERZOS RADIALMENTE SIMETRICAS	ASESOR
ACOTACION: SIN		ING. J. L. BUENROSTRO
FIGURA No. 3.2		PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO

- La relación del espesor de la pared al radio de curvatura no exede 0.100
- No se permiten anillos de esfuerzos en el cilindro.
- Las formulas obtenidas por esta teoria seguiran siendo validas si se invierte el sentido de la presión.

3.4 ESFUERZO ANULAR O PERIMETRAL.

Este es el esfuerzo que se crea al resistirse el efecto de reventón por la presión aplicada. Puede analizarse si se considera en equilibrio la mitad del cilindro, como se muestra en la figura 3.3

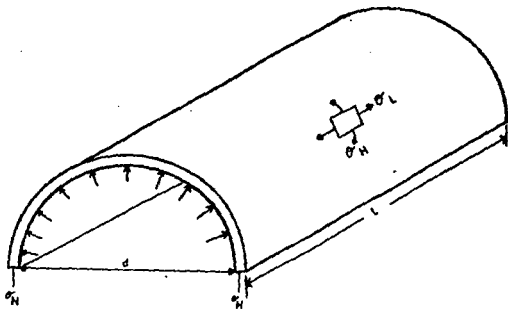


FIGURA No. 3

Semicilindro de pared delgada sometido a presión interna. Se muestran los esfuerzos anular y longitudinal que actúan en cualquier elemento de la superficie del cilindro.

La fuerza total que actúa sobre la mitad del cilindro debida a la presión interna es igual a la presión por el área proyectada.

$$F_T = P \times dL$$

La fuerza total resistente debida al esfuerzo anular σ_H que se tiene en las paredes del cilindro es:

$$F_T = 2\sigma_H \times Lt$$

Igualando las dos ecuaciones:

$$F_T = F_T$$

$$2\sigma_H Lt = P dL$$

Despejando σ_H :

$$\sigma_H = \frac{P dL}{2 Lt}$$

$$\therefore \sigma_H = \frac{P d}{2 t} \quad \text{Esfuerzo perimetral.}$$

3.5 ESFUERZO LONGITUDINAL.

Observando el cilindro de la figura 3.4 vemos que la fuerza total que actúa en el extremo del cilindro debido a la presión interna es presión por área.

$$F_T = P \times A$$

$$F = P \times \frac{\pi d^2}{4}$$

El área del que resiste esta fuerza = πdt (aproximadamente)

$$\text{Esfuerzo Generado} = \frac{\text{FUERZA}}{\text{AREA}} = P \times \frac{\pi d^2}{4 \pi dt}$$

Simplificando;

$$\text{Esfuerzo Generado} = P \times \frac{\pi d^2}{4 \pi dt} = P \times \frac{d}{4 t}$$

Esto es:

$$\text{Esfuerzo Longitudinal } \sigma_l = \frac{P d}{4 t}$$

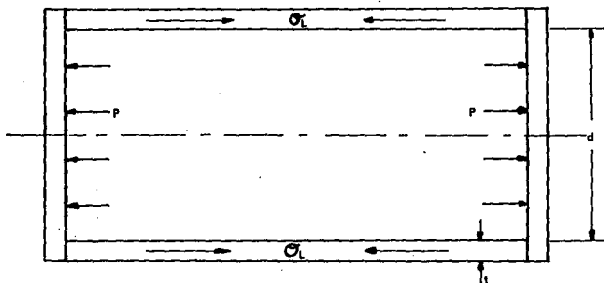


FIGURA 3.4

Sección transversal de un cilindro de pared delgada.

3.6 CAMBIOS EN LAS DIMENSIONES.

a) CAMBIO DE LONGITUD.

El cambio de longitud del cilindro puede calcularse a partir de la deformación longitudinal, esto es sin considerar el esfuerzo radial.

$$\text{Deformación Longitudinal} = \frac{1}{E} (\sigma_L - \nu \sigma_H)$$

y cambio de longitud = deformación longitudinal X longitud original.

$$\epsilon_L = \frac{1}{E} (\sigma_L - \nu \sigma_H) L$$

$$\epsilon_L = \frac{p d}{4tE} (1 - 2\nu) L$$

b) CAMBIO DE DIAMETRO.

El cambio de diámetro puede calcularse a partir de la deformación en el diámetro.

$$\text{Deformación Diametral} = \frac{\text{CAMBIO DE DIAMETRO}}{\text{DIAMETRO ORIGINAL}}$$

El esfuerzo que actúa sobre una circunferencia es el esfuerzo anular σ_H el cual provoca la deformación perimetral ϵ_H

$$\text{Cambio de Circunferencia} = \text{DEFORMACION} \times \text{CIRCUNFERENCIA ORIGINAL.}$$

$$\text{Cambio de Circunferencia} = \epsilon_H \times \pi d$$

$$\text{Nueva circunferencia} = \pi d + \pi d \epsilon_H$$

Simplificando:

$$\text{Nueva circunferencia} = \pi d (1 + \epsilon_H)$$

Pero esta es la circunferencia de un círculo de diámetro:

$$d (1 + \epsilon_H)$$

$$\text{Nuevo diámetro} = d (1 + \epsilon_H)$$

$$\text{Cambio de diámetro} = d \epsilon_H$$

Deformación diametral;

$$\epsilon_D = \frac{d \epsilon_H}{d} = \epsilon_H$$

Es decir la deformación diametral es igual a la deformación angular δ perimetral.

$$\epsilon_D = \epsilon_H$$

$$\text{Cuando el diámetro} = \Delta d = \frac{d}{E} (\sigma_H - \nu \sigma_L)$$

$$\Delta d = \frac{P d^2}{4 t E} (2 - \nu)$$

c) CAMBIO EN EL VOLUMEN INTERNO.

Cambio de Volumen = Deformación volumétrica x Volumen Original.

Deformación Volumétrica = Suma de tres deformaciones directas mutuamente perpendiculares.

$$\begin{aligned} &= \epsilon_L + 2 \epsilon_D \\ &= \frac{1}{E} (\sigma_L - \nu \sigma_H) + \frac{2}{E} (\sigma_H - \nu \sigma_L) \\ &= \frac{1}{E} (\sigma_L + 2 \sigma_H - \nu (\sigma_H + 2 \sigma_L)) \\ &= \frac{pd}{4tE} (1 + 4 - \nu (2+2)) \\ &= \frac{pd}{4tE} (5 - 4\nu) \end{aligned}$$

Por consiguiente; con el volumen interno original V :

$$\text{Cambio de volumen interno} = \frac{pd}{4tE} (5 - 4\nu) V$$

3.7 TAPA DE PARED DELGADA CON PRESION INTERNA.

Debido a la simetría de la esfera ver figura 3.5 los esfuerzos que se generan a causa de la presión interna serán dos fuerzas anulares ó perimétrales mutuamente perpendiculares de igual valor, y un esfuerzo radial. Como el caso de los cilindros con una relación entre espesor y diámetro menor de 1:20, el esfuerzo radial se considera despreciable en comparación con los valores del esfuerzo anular generado.

Por consiguiente, el sistema de esfuerzos anulares biaxiales iguales.

Considere por lo tanto el equilibrio del cascarón esférico que se muestra en la figura 3.5.

Fuerza en un hemisferio debido a la presión interna.

$$= \text{Presión} \times \text{Área proyectada}$$

$$= P \times \frac{\pi d^2}{4}$$

Fuerza resistente = $\sigma_H \times \pi dt$ (aproximadamente)

$$\therefore P \times \frac{\pi d^2}{4} = \sigma_H \times \pi dt$$

$$\text{ó} \quad \sigma_H = \frac{P d}{4 t}$$

$$\text{Es decir, Esfuerzo anular} = \frac{P d}{4 t}$$

a) CAMBIO EN EL VOLUMEN INTERNO.

Como en el caso del cilindro,

Cambio en el volumen = Volumen Original x Deformación Volumétrica

Pero

Deformación Volumétrica = Suma de tres deformaciones
perpendiculares (en este caso iguales)

$$= 3\epsilon_D = 3\epsilon_H$$

$$= \frac{3}{E} (\sigma_H - \nu\sigma_H)$$

$$= \frac{3 P d}{4 t E} (1 - \nu)$$

$$\text{cambio en el volumen interno} = \frac{3 P d}{4 t E} (1 - \nu) \nu$$

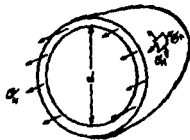


FIGURA 3.5

Hemisferio de pared delgada sometido a presión interna.
Se muestran los esfuerzos anulares uniformes que actúan
en el elemento de la superficie.

3.8 CILINDROS CON EXTREMOS HEMISFÉRICOS.

Observando el recipiente que se muestra en la figura 3.6 en el cual las paredes de las secciones cilíndrica y hemisférica, pueden tener espesores diferentes, pues algunas veces esto es necesario ya que el esfuerzo anular en el cilindro es el doble que en una esfera del mismo radio y espesor de pared.

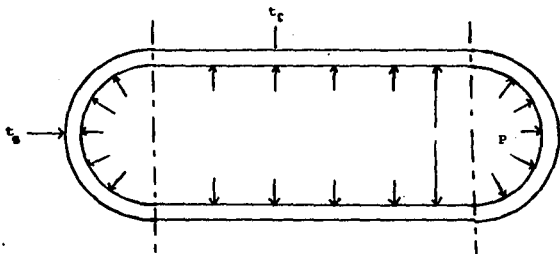


FIGURA 3.6

Sección transversal de un cilindro de pared delgada con extremos hemisféricos.

Para fines de cálculos se supone que el diámetro interno en ambas secciones es igual. Con base en las secciones anteriores sabemos que se aplican las siguientes fórmulas:

a) Para la sección cilíndrica:

$$\text{Esfuerzo anular o perimetral} = \sigma_{H_c} = \frac{P d}{2 t_c}$$

$$\text{Esfuerzo longitudinal} = \sigma_c = \frac{P d}{4 t_c}$$

$$\text{Deformación perimetral } \delta \text{ anular} = \frac{1}{4} (\sigma_c - \nu \sigma_c) = \frac{P d}{4 t_c E} (2 - \nu)$$

b) Para los extremos hemisféricos.

$$\text{Esfuerzo anular} = \sigma_{H_s} = \frac{P d}{4 t_s}$$

$$\text{Deformación anular} = \frac{1}{E} (\sigma_{H_s} - \nu \sigma_{H_s}) = \frac{P d}{4 t_s E} (1 - \nu)$$

Igualando las dos deformaciones con el objeto de que no exista ninguna distorsión en la unión;

$$\frac{P d}{4 t_c E} (2 - \nu) = \frac{P d}{4 t_s E} (1 - \nu)$$

$$\frac{4 t_s E}{4 t_c E} (2 - \nu) = \frac{P d}{P d} (1 - \nu)$$

$$\frac{t_s}{t_c} (2 - \nu) = (1 - \nu)$$

Es decir:

$$\frac{t_s}{t_c} = \frac{(1 - \nu)}{(2 - \nu)}$$

Con el valor normalmente aceptado del coeficiente de poisson, para el acero de 0.3 la relación de espesores resulta

$$\frac{t_s}{t_c} = \frac{1 - 0.3}{2 - 0.3}$$

$$\frac{t_s}{t_c} = \frac{0.7}{1.7}$$

Es decir, el espesor de las paredes del cilindro debe ser aproximadamente 2.4 veces el de los extremos hemisféricos para que no haya deformación en la unión. En estas circunstancias, debido a la reducción del espesor de las paredes en los extremos, el esfuerzo máximo se presentará en dichos extremos. Para lograr esfuerzos máximos iguales en las dos porciones, el espesor de las paredes del cilindro debe ser el doble que en los extremos.

3.9 ESFUERZOS EN LAS SILLETAS.

Un recipiente a presión horizontal es comúnmente soportado por silletas de acero y su diseño esta regido por los siguientes parametros: dimensiones, espesor de pared, peso en operación y temperatura de operación del recipiente.

Empleando dos silletas localizadas simetricamente la carga resultante debido al peso propio y su contenido (en el recipiente) se distribuye igualmente.

3.10 FUERZAS EN LAS SILLETAS.

- a) FUERZAS HORIZONTALES: La reacción en las silletas son fuerzas radiales dadas. (ver figura 3.7). Tomando dichas fuerzas por unidad de longitud horizontal, se tiene:

$$\frac{F.R}{r} = \frac{Q}{r} \cdot \frac{-\cos \phi + \cos \beta}{\pi - \beta + \text{SEN } \beta \text{COS } \beta}$$

F.R es cero en los cuernos y máxima en el eje vertical de la silleta como se muestra en la figura, ya que sus componentes horizontales son:

$$\text{Fuerza Horizontal} = F.R \text{ SEN } (180 - \phi)$$

- b) FUERZAS DE FRICCIÓN Y APLASTAMIENTO: Usualmente las silletas de un recipiente tipo horizontal son apolladas sobre bases de concreto que sobresalen por encima del nivel de piso y teniendo presente que la temperatura del recipiente es diferente de la ambiental. Por lo que se tiene presente una dilatación o contracción térmica en sentido longitudinal; por lo tanto una de las silletas deberá deslizar sobre el apoyo, lo cual se consigue intercambiando una placa de acero entre la silleta y la base de concreto, en estas condiciones existira una fuerza de fricción cuyo coeficiente puede tomarse como 0.15 .

3.11 ESFUERZOS PERMISIBLES.

- a) ACERO: Normalmente las silletas se fabrican con placas de acero al carbón ASTM A-283-C, cuyo esfuerzo $\sigma_y = 30,000 \text{ lb/pulg}^2$. De cuerdo al manual que se maneja, los esfuerzos permisibles son:

$$\text{Tensión} = 0.6 \sigma_y = 18,000 \text{ lb/pulg}^2$$

$$\text{Corte} = 0.6 \sigma_y = 12,000 \text{ lb/pulg}^2$$

Tensión y compresión por flexión

$$= 0.75 \sigma_y = 22,500 \text{ lb/pulg}^2$$

Compresión en atiesadores = 18,000 lb/pulg².

Compresión en el alma = $0.75 \sigma_y = 22,500 \text{ lb/pulg}^2$.

b) CONCRETO: $f_p = 0.25 F_c = 0.25 \times 3000 = 750 \text{ lb/pulg}^2$.

NOTA: Cuando se hacen intervenir cargas por viento o sismo en combinación con la carga en operación del recipiente, los esfuerzos permisibles pueden incrementarse en $\frac{1}{3}$.

3.12 TENSION EN LA SECCION TRANSVERSAL.

En la figura 3.8 se muestra el arreglo general de una silleta. Como se menciono anteriormente, en la sección transversal del eje vertical ocurre la máxima tensión horizontal dada por la ecuación:

$$F = K_{14} Q$$

Donde:

$$\begin{array}{ll} K_{14} = 0.204 & \text{para } \theta = 120^\circ \\ K_{14} = 0.260 & \text{para } \theta = 150^\circ \end{array}$$

Entonces el esfuerzo de tensión es:

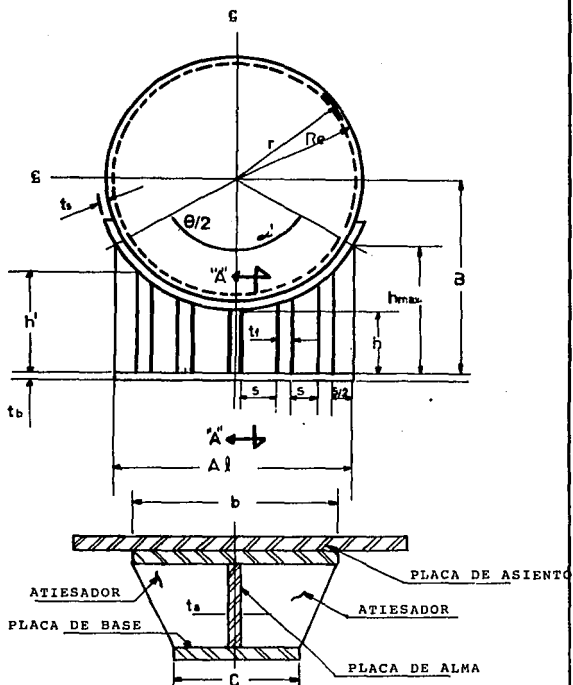
$$f = \frac{F}{A} = \frac{F}{bts + ctb + hta}$$

Para diseño:

$$f \leq 0.67 \sqrt{t} - 12,000 \text{ lb/pulg}^2.$$

Los parametros de (A) se pueden definir en la figura 3.8, y :

$$h = \beta - (Re + ts + tb) \text{ pulg.}$$



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA No. 3.8

ARREGLO GENERAL DE
UNA SILETA

ASESOR

ING. J.L. BUENROSTRO R.

PASANTES

PIERRO TELLEZ FERNANDO
MELIA SOTO SEVERIANO

3.13 OBSERVACIONES DE LOS RECIPIENTES.

El estado de esfuerzo para un elemento de un recipiente a presión se considera biaxial, aunque la presión interna cuando actúa normalmente a la pared del cilindro, produce un esfuerzo local de compresión igual a dicha presión. Una discontinuidad de la acción de membrana de un cascarón ocurre en todos los puntos de restricción externas ó en las juntas de elementos de cascarón que tienen diferentes características de rigides.

La mayoría de los recipientes, se fabrican de placas curvas separadas que se unen para formarlos. Un método común de realizar tal unión es soldar a tope las piezas mediante soldadura eléctrica de arco. La ranura donde se depositara el metal de soldadura se prepara de varias formas, que dependen del espesor de la placa. Los cálculos de las juntas se hacen con base en un esfuerzo de tensión permisible de la soldadura. Este esfuerzo se puede expresar en porcentaje de la resistencia de la placa original, este porcentaje puede variar según el labrado del material.

Para un trabajo ordinario se puede utilizar una reducción de 20% sobre el esfuerzo permisible en la placa entera, para el esfuerzo de la soldadura. Para este factor se dice que la eficiencia de la junta es de 80%. En trabajos de alta calidad, algunas especificaciones exigen una efectividad de 100% para una junta soldada.

En conclusión las formulas deducidas anteriormente, solo deben emplearse para casos de presión interna. Si un recipiente hermético (como un tanque al vacío ó un submarino) se ha de diseñar con base en la presión externa, se debe considerar el pandeo local de las paredes que pueda ocurrir y los cálculos de esfuerzos basados en las fórmulas anteriores carecen de significado.

INTRODUCCION.

En este capitulo se realizaran los cálculos para diseñar un cilindro horizontal, para la separación de gas dulce, para realizar este diseño se requiere contar con la siguiente información:

D_i = 60 pulgadas.

E = 100 %

L = 216 pulgadas.

P_o = 400 lb/pulg².

R = 30 pulgadas.

S = 17 500 lb/pulg² (Material SA-516-70).

T = 83 °F

C = 0.125 pulgadas.

γ = 0.0432 lb/pulg².

SIMBOLOGIA.

D_i = Diámetro interior.

L = Distancia entre líneas de tangencia.

T_o = Temperatura de operación.

γ = Peso específico del producto

C = Corrosión en cuerpo y tapas.

E = Eficiencia de soldadura en cuerpo y tapas.

P = Presión de diseño.

- T = Temperatura de diseño.
 t = Espesor nominal en cuerpo y tapas.
 S = Esfuerzo máximo permisible.
 tc = Espesor con corrosión.
 Do = Diámetro exterior del cilindro.
 A = Factor.
 B = Factor.
 Pa = Máxima presión exterior permisible.
 Ro = Radio exterior.
 Lt = Longitud parte recta.
 h = Flecha de la tapa.
 W = Peso del recipiente lleno de producto.
 Wo = Peso del producto contenido en el recipiente.
 WR = Peso del recipiente vacío.
 V = Volumen total del recipiente.
 Vo = Volumen del cilindro del recipiente.
 V' = Volumen de las tapas semielípticas.
 r = Radio interior del recipiente.
 W₁ = Peso de las tapas semielípticas.
 A₀ = Área del cilindro.
 A₁ = Área de las tapas.
 A = Área efectiva.
 D₁ = Diámetro del disco que forma una tapa semielíptica.
 S.F. = Ceja o parte recta.
 Q = Carga Máxima en una silleta.
 R = Radio del cilindro.
 S_A = S₁ = S₂ = S₃ = S₄ = S₅ = Esfuerzos longitudinales.
 E = Modulo de elasticidad.
 F = Fuerza separadora.
 to = Espesor mínimo en la oreja de izaje.
 A_S = Área de soldadura aplicada.
 A_r = Área mínima de soldadura.
 a = Espesor mínimo de los materiales a soldar.
 c = Altura total de la brida.
 E_D = Diámetro de soldadura.
 H = Diámetro exterior de la brida.
 J = Altura de apriete.
 K = Diámetro de realce.
 y = Esfuerzo del empaque metálico.
 W_m = Mínima carga de tornillos.
 hg = Distancia radial de la línea de centros de barrenos.
 A_b = Área transversal de tornillos.

4.1 CALCULO DE PRESION Y TEMPERATURA DE DISEÑO.

128

De acuerdo a la presión de operación de 400 lb/pulg , la temperatura de operación de 83 F y las normas establecidas en el código ASME sección VIII división I, se calculara la presión y temperatura de diseño.

$$P = 1.1 P_o$$

$$P = 1.1 (400 \text{ lb/pulg}) = 440 \text{ lb/pulg}^2.$$

$$T = T_o + 30 \text{ }^\circ\text{F} = 113 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T = 83 \text{ }^\circ\text{F} + 30 \text{ }^\circ\text{F} = 113 \text{ }^\circ\text{F}.$$

4.2 CALCULO DE ESPESOR DE LAS PAREDES DEL CILINDRO Y TAPAS POR PRESION INTERNA.

Cilindro:

Para determinar el espesor de un cilindro de pared delgada, sometido a una presión interna se tiene la siguiente expresión:

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

Para;

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

$$E = 100\%$$

$$P = 440 \text{ lb/pulg}^2.$$

$$R = 30 \text{ pulg.}$$

$$S = 17500 \text{ lb/pulg}^2 \text{ (material SA-516-70).}$$

Se tiene que el espesor (t) es:

$$t' = \frac{440 (30)}{17500 (1) - 0.6 (440)} + 0.125 = 0.890 \text{ pulg.}$$

El espesor de la placa para soportar presión interna es:

$$t = 1 \text{ pulgada.}$$

Tapas;

Para determinar el tipo de tapas que se usará, se obtendrá el espesor de cuatro diferentes tipos de tapas, de las cuales se elegirá la que tenga más ventajas en espesor y economía.

Tapa Semiesférica.

$$t = \frac{P R}{2 S E - 0.2 P} + C$$

$$t = \frac{440 (30)}{2(17500) (1) - 0.2 (440)} + 0.125 = 0.513 \text{ pulgadas.}$$

$$\therefore t_R = 1/2 \text{ pulg.} = 0.500 \text{ pulg.}$$

Tapa Semi-elíptica.

$$t = \frac{P D}{2 S E - 0.2 P} + C$$

$$t = \frac{440 (60)}{2 (17500) (1) - 0.2 (440)} + 0.125 = 0.881 \text{ pulg.}$$

$$\therefore t_R = 1 \text{ pulg.}$$

Tapa Torisférica.

$$t = \frac{0.885 P D}{SE - 0.1 P} + C$$

$$t = \frac{0.885 (440) (60)}{17500 (1) - 0.1 (440)} + 0.125 = 1.463 \text{ pulg.}$$

$$\therefore t_R = 1 \frac{1}{2} \text{ pulg.} = 1.500 \text{ pulg.}$$

Tapa 80 : 10

$$t = \frac{0.584 P D}{SE - 0.1 P} + C$$

$$t = \frac{0.584 (440) (60)}{17500 (1) - 0.1 (440)} + 0.125 = 1.008 \text{ pulg.}$$

$$\therefore t_R = 1 \text{ pulg.}$$

De acuerdo a los datos obtenidos, la tapa semielíptica es la que nos proporciona más ventajas, porque el espesor es el mismo que el del cuerpo, también porque es más económica que la semiesférica y la 80:10.

4.3 CALCULO POR PRESION EXTERNA.

Cilindro:

La expresión para verificar el espesor del envolvente de un recipiente a presión externa, es la siguiente:

$$P_a = \frac{4 B}{3 (D_o / t)}$$

Antes de utilizar la expresión se deben calcular las relaciones L/Do y Do/t y con los resultados obtenidos entramos a la figura 4.1 para obtener el valor de "A" y con este valor entramos a la figura 4.2 para encontrar el valor de "B".

Realizando cálculos tenemos lo siguiente:

$$L = L_t + 2h/3$$

Donde:

$$h = D/4$$

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

$$L_t = 216 \text{ pulg.}$$

Sustituyendo valores:

$$h = \frac{60}{4} = 15$$

$$L = 216 + \frac{2(15)}{3} = 226 \text{ pulg.}$$

Calculando Do y t :

$$Do = D + 2t$$

$$Do = 60 + 2(1) = 62 \text{ pulg.}$$

$$t_o = t_R - C$$

$$t_o = 1 - 0.125 = 0.875 \text{ pulg.} = 7/8"$$

Calculando las relaciones L/Do y Do/t .

$$\frac{L}{Do} = \frac{226}{62} = 3.64$$

$$\frac{Do}{t} = \frac{62}{0.875} = 70.85$$

Con estos valores entramos a la figura 4.1 y obtenemos el valor de "A" .

$$A = 0.0007$$

Con este valor y la temperatura de 113 F, entramos a la figura 4.2 y obtenemos el valor de "B".

$$B = 10000$$

Sustituyendo los valores anteriores en la presión externa aplicable al recipiente es:

$$P_a = \frac{4 (10000)}{3 (70.85)} = 188 \text{ lb/pulg}^2.$$

Sabiendo que la presión atmosférica es de 15 lb/pulg², este recipiente soportará la presión externa.

Tapas:

La expresión que determina la presión máxima exterior permisible que soportan las tapas semielípticas está dada por:

$$P_a = \frac{B}{R_o/t}$$

Donde el valor de B será calculado de la siguiente forma. Con el valor de "t" obtenido para soportar presión interna calcularemos el valor de "A" usando la siguiente ecuación.

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

Donde:

$$R_o = 0.9 D_o$$

$$R_o = 0.9 (62) = 55.8 \text{ pulg.}$$

Sustituyendo R_o en A.

$$A = \frac{0.125}{55.8/1} = 0.0022$$

Con el valor de "A" entramos a la figura 4.2 y obtenemos el valor de "B" .

$$B = 12400$$

Sustituyendo B en P_a :

$$P_a = \frac{12400}{55.8/1} = 222.2 \text{ lb/pulg}^2.$$

Por lo que concluimos que el espesor que tiene la tapa es suficiente para soportar presión externa.

4.4 LOCALIZACION Y CALCULO DE SILLETAS.

El procedimiento a seguir para el diseño de soportes para recipientes cilindricos horizontales, esta basado en el analisis presentado por L. P. Zick en 1951 . Un recipiente horizontal soportado en silletas se comporta como una viga. simplemente apoyada, con las siguientes consideraciones:

- 1.- Las condiciones de carga son diferentes cuando consideramos el recipiente total o parcialmente lleno.
- 2.- Los esfuerzos en el recipiente son función del "ángulo de agarre" de las silletas.

3.- Las cargas generadas por el propio peso del recipiente estan combinadas con otras cargas.

Al localizar las silletas, se recomienda que las distancias entre las lineas de tangencia de las tapas y las silletas, nunca será mayor de 0.2 veces la longitud del recipiente (L).

El valor mínimo de ángulo de contacto entre la silleta y el cuerpo es sugerido por el código ASME con una magnitud de 120 con excepción de recipientes muy pequeños. (ver figura 4.3).

Con el ángulo podemos desarrollar lo siguiente:

$$\theta = 120^\circ$$

$$\frac{A_o}{L} = 0.2$$

Despejando A_o tenemos:

$$A_o = 0.2 L$$

$$A_o = 0.2 (216) = 43.2 \text{ pulg.}$$

Procedimiento:

Carga total en cada silleta:

Para conocer el peso total del recipiente en su punto más crítico, se requiere que este lleno del producto especificado. Para este cálculo contamos con la siguiente expresión.

$$W = (W_o + W_R) \quad (1)$$

Calculando W_o :

$$W_o = \rho V_T$$

Ahora bien.

$$W = 0.0432 \text{ lb plg} \dots$$

$$y \quad V_T = V_0 + V' \quad (3)$$

$$V_0 = \pi r^2 L$$

$$V' = \frac{2\pi r^3}{3}$$

Sustituyendo los valores de $L = 216$ pulg. (longitud entre líneas de tangencia) y $r = 30$ pulg. (radio interior del recipiente) tenemos:

$$V_0 = (30)^2 (216) = 610725.6 \text{ pulg}^3.$$

$$V' = \frac{2\pi (30)^3}{3} = 56548.0 \text{ pulg}^3.$$

Sustituyendo V_0 y V' en (3)

$$V_T = 610725.6 \text{ pulg}^3 + 56548.0 \text{ pulg}^3.$$

$$V_T = 667273.6 \text{ pulg}^3. \quad (4)$$

Sustituyendo el W y (4) en (2), obtenemos el peso del producto contenido en el recipiente:

$$W_0 = 0.0432 \text{ lb/pulg}^3 \cdot (667273.6 \text{ pulg}^3.)$$

$$W_0 = 28826.2 \text{ lb} \quad (13087.11 \text{ Kg}) \quad (5)$$

Para calcular el peso del recipiente vacío se procederá a calcular el peso de las tapas, el peso del cilindro más 10% de cada uno de ellos por el peso de boquillas y otros accesorios, estableciéndose la siguiente ecuación:

$$W_R = 1.1 (W_1 + W_2) \quad (6)$$

Considerando que la densidad del acero al carbón es $\rho = 7.842$ g/cm = (0.129 Kg/pulg); bastara con calcular el área ocupada por la placa del cilindro (W_1) más el área ocupada por las tapas semielípticas (W_2) y multiplicarlas por el espesor nominal (t) y la densidad (ρ).

Así calculando W_1 tenemos:

$$W_1 = \rho A_1 (t) \quad (7)$$

Donde

$$A_1 = \pi DL = \pi (60) (216) = 40715 \text{ pulg.}$$

$$t = 1 \text{ pulg.}$$

Sustituyendo A_1 y t en (7)

$$W_1 = 0.129 (40715) (1) = 5252.2 \text{ Kg} = (11568.8 \text{ lb}) \quad (8)$$

Calculando W_2 tenemos

$$W_2 = A_2 (t) \quad (9)$$

Donde $t = 1$ pulg.

$$A_2 = \frac{2\pi D_1^2}{4}$$

Pero D es el diámetro del disco que forma una tapa semielíptica y esta dado por:

$$D_1 = 1.22 D_i + 2 \text{ S.F.} + t$$

Siendo:

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

$$\text{S.F.} = 0$$

$$t = 1$$

Sustituyendo D_i , S.F. y t en (10)

$$D_i = 1.22 (60) + 2(0) + 1 = 74.2 \text{ pulg.}$$

Calculando A_2 :

$$A_2 = \frac{2 \pi (72.2)^2}{4}$$

Sustituyendo A_2 y t en (9) tenemos

$$W_2 = (0.129) (8648.2) (1) = 1115.6 \text{ Kg} = (2457.3 \text{ lb}) \quad (11)$$

Sustituyendo (8) y (11) en (6)

$$W_R = 1.1 (5252.2 + 1115.6) = 7004.5 \text{ Kg} = 15428.5 \text{ lb} \quad (12)$$

Por lo tanto, el peso total del recipiente lleno de producto y de acuerdo con la ecuación (1) obtenemos:

$$W = 13087.11 + 7004.5 = 20091.7 \text{ Kg} = 442548 \text{ lb}$$

Donde la carga máxima soportada por cada base de las silletas será la mitad del recipiente, cuando este se encuentre completamente lleno, así:

$$Q = \frac{W}{2}$$

Sustituyendo

$$Q = \frac{20091.7}{2} = 10045.8 \text{ Kg} = 22127.41 \text{ lb} \quad (13)$$

4.5 ANALISIS DE ESFUERZOS

Tomando como base las dimensiones sugeridas en la figura 4.3 realizaremos el respectivo analisis de esfuerzos de los recipientes cilindricos horizontales soportados por silletas.

Los esfuerzos a los que estan sometidos los recipientes cilindricos horizontales, son los siguientes:

- 1.- Esfuerzos Longitudinales por Flexión.
- 2.- Esfuerzos de Corte Tangenciales.
- 3.- Esfuerzos Circunferenciales.

Acontinuación se mostraran los pasos a seguir para realizar el analisis de esfuerzos, generados en el cuerpo de un recipiente cilindrico horizontal soportado por dos silletas.

Para esto usaremos los siguientes valores.

- $A_0 = 43.2$ pulg.
- $h = 15$ pulg.
- $L_T = 216$ pulg.
- $Q = 22127.4$ lb
- $R = 30$ pulg.
- $t_c = 0.875$ pulg.

1.- Esfuerzos Longitudinales.

- A) El máximo esfuerzo longitudinal " S_1 " puede ser de tensión o de compresión.
- B) Cuando se calcule el esfuerzo a la tensión, en la ecuación de " S_1 " debemos usar el valor de k_1 en lugar del factor K.

- C) Cuando se calcule el esfuerzo a la compresión en la ecuación "S₁" debemos usar el valor de K_g en vez del factor K.
- D) Cuando se usen anillos atiesadores en el cuerpo, el valor de K será igual a π en la ecuación para "S₁".
- E) Cuando la relación t/R sea igual o mayor a 0.005 en un recipiente de acero, el esfuerzo de compresión no se deberá tomar en consideración y el recipiente será diseñado para trabajar solamente a presión interna.
- F) Si el valor del esfuerzo máximo permisible es excedido por el valor de "S₁" se deberán usar anillos atiesadores.

Para calcular los esfuerzos longitudinales aplicaremos la siguiente fórmula:

$$S_A = \pm \frac{QAO \left[1 - \frac{1 - \frac{AO}{L_T} \frac{R^2 + t^2}{2 AO L_T}}{1 + (4h/3L_t)} \right]}{K R t_c} \quad (14)$$

Donde K = K

Y K = 0.335 (ver tabla 4.4)

Sustituyendo valores en la ecuación anterior tenemos que:

$$S_A = \pm \frac{(22127.4)(42.2) \left[1 - \frac{1 - \frac{43.2}{216} + \frac{30^2 - 15^2}{2(43.2) 216}}{1 + \left(\frac{4(15)}{3(216)} \right)} \right]}{.335 (30)^2 .875} = 847.88 \frac{\text{lb}}{\text{Pulg}^2}$$

A COMPRESION.

Si la relación t_c/R es ≥ 0.005 el esfuerzo de compresión no se tomará en cuenta.

$$t_c/R = \frac{0.875}{30} = 0.0291$$

De lo que se concluye que el esfuerzo de compresión no es considerado.

$$0.0291 > 0.005$$

ESFUERZO LONGITUDINAL LOCALIZADO EN EL CENTRO DEL CLARO ENTRE APOYOS (S_1):

Tenemos la siguiente ecuación;

$$S_1 = \frac{QL_t/4}{R^2 t_c} \left[\frac{1 + 2 \frac{(R^4 - l^4)}{L_c^4}}{1 + (4h/3Lt)} - \frac{4 A_o}{L_c} \right] \quad (15)$$

Sustituyendo valores en la ecuación anterior:

$$S_1 = \frac{(22127.4) (216)}{4} \left[\frac{1 + 2 \frac{(30^4 - 15^4)}{216^4}}{1 + \frac{4 (15)}{3 (216)}} - \frac{4(43.2)}{216} \right] = 68.31 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

A COMPRESION.

Como en el caso anterior el esfuerzo a compresión no se considera.

CONDICIONES DE DISEÑO QUE DEBEN CUMPLIR LOS ESFUERZOS A TENSION CALCULADOS ANTERIORMENTE.

El esfuerzo S_1 , más el esfuerzo debido a la presión interna ($PR/2t_c$) no deberá exceder el valor del esfuerzo permisible del material del cuerpo, considerando la eficiencia de la soldadura perimetral. Para nuestro caso tomaremos como " S_1 " el valor de los esfuerzos a tensión.

Así

$$S_1 + PR/2t_c \leq SE$$

Sustituyendo valores

$$68.31 + (440(30)/2(.875)) \leq 17500(1)$$

$$7611.16 \leq 17500$$

Por lo que concluimos que el recipiente soportará el esfuerzo longitudinal por tensión.

2.- ESFUERZO DE CORTE TANGENCIAL

Al realizar este análisis se debe considerar lo siguiente.

Si $A_0 \leq R/2$, se considera que las silletas están cercanas a las tapas.

Si $A_0 > R/2$, se considera que las silletas están lejanas a las tapas.

A) Si se utilizan placas de respaldo en las silletas, el valor de la suma del espesor del cuerpo más el espesor de la placa de respaldo debe ser utilizado como " t_c " en las ecuaciones para

para calcular "S", haciendo que la placa de respaldo se proyecte R/10 sobre el extremo de las silletas y hacia los lados de la misma. Esto es cuando se da el caso que las silletas estan lejanas a las tapas.

- B) En recipientes sin anillos atiesadores, el maximo esfuerzo cortante se presenta en la parte superior de las silletas. Cuando la tapa es usada como anillo atiesador, colocando las silletas cerca de las tapas, el esfuerzo de corte tangencial puede causar un esfuerzo adicional en las tapas y debe considerarse sumandolo al causado por la presión interna en las tapas.

Ahora bien de lo anterior tenemos que:

$$A_o = 43.2 \text{ pulg}$$

$$R/2 = 30/2 = 15 \text{ pulg.}$$

Por lo que se usará la siguiente formula ya que no se usan anillos atiesadores de refuerzo.

$$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_c} \left[\frac{L_T - 2 A_o}{L_T + \frac{4h}{3}} \right] \quad (16)$$

Para 120° de la tabla 4.4 tenemos que K = 1.171

De la tabla 4.5 tenemos que:

$$t_k \text{ placa de respaldo} = 0.375$$

Entonces:

$$t_c = t_c \text{ (cuerpo corroído)} + t_k \text{ (placa de respaldo)}$$

$$t_c = .875 + .375$$

$$t_c' = 1.250 \text{ pulg.}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (16)

$$S_2 = \frac{(1.171) (22127)}{30 (1.250)} \left[\frac{216 - 2 (43.2)}{216 + \frac{4 (15)}{3}} \right] = 379.44 \frac{\text{lb}}{\text{Pulg}}$$

CONDICIONES DE DISEÑO QUE DEBEN CUMPLIRSE.

S_2 No debera exeder a 0.8 veces el esfuerzo a tensión permisible del material, es decir:

$$379.44 \leq 0.8 (17500)$$

$$379.44 \leq 14000$$

3.- ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES

A) Si se utilizan placas de respaldo en las silletas se puede usar el valor de la suma del espesor del cuerpo más el espesor de la placa de respaldo como "tc" en las ecuaciones para calcular " S_1 " y para el valor de "tc" se deberá tomar la suma de los cuadrados de los espesores, tanto del cuerpo como de la placa de respaldo, y se deberá dar a está una proyección de R/10 sobre la parte superior de la silleta, además de cumplir con la relación $A \leq R/2$. Los esfuerzos combinados circunferenciales en la parte superior de la placa de respaldo deberán ser chequeados, cuando se efectue este chequeo tomaremos:

$$tc^2 = 0.765$$

b = Ancho de la silleta

O = Angulo central de la placa de respaldo,
el cual nunca será mayor que el ángulo
de la silleta más 120 .

- B) Si se usa placa de respaldo en las silletas el valor de "tc" usado en la formula para obtener "Ss" puede ser tomado como la suma de los espesores del cuerpo y la placa de respaldo, siempre y cuando esta tenga un ancho mínimo igual a $b + 1.56 (Rtc)$.
- C) Si el cuerpo no tiene anillo atiesador el máximo esfuerzo se presentara en la parte superior de la silleta, y su valor no se agregara el esfuerzo producido por la presión interna.
- D) En un cilindro equipado con anillos atiesadores, los máximos valores del esfuerzo a la compresión se presentan en el fondo del cuerpo.
- E) Si el esfuerzo circunferencial exede del máximo permisible, se deberan usar anillos atiesadores.

4.4.1 UNION CON SILLETAS.

Para realizar la unión con la silleta se deben hacer los cálculos de este esfuerzo. Se hace la consideración de que no se usarán anillos atiesadores, en el plano de las silletas tenemos que:

$$L_t = 216 \text{ pulg.}$$

$$8R = 8 (30) = 240 \text{ pulg.}$$

$$216 \quad 240$$

Por lo que usaremos la siguiente ecuación:

$$S4 = \frac{Q}{4 t_c (b + 1.56 R t_s)} - \frac{12 K_6 Q R}{L_T T_s^2}$$

usando los valores de los espesores.

$$t_s^2 = t_c^2 + T_K^2$$

$$t_s^2 = 0.875^2 + 0.375^2 = 951 \text{ pulg.}$$

Distancia entre el plano de la silleta y la línea de la tangencia:

$$A = 0.5 R$$

$$A = 0.5 (30) = 15$$

El factor K_6 depende de la relación A/R y esta determinado por la grafica de la figura 4.6, si $A/R = 0.50$ con un ángulo de $\theta = 120^\circ$ tenemos que.

$$K_6 = 0.013$$

$$b = 9$$

Conociendo las variables, el esfuerzo de unión con la silleta es:

$$S4 = \frac{22127.4}{4 (0.951) (9 + 1.56 \quad 30 (0.951))} - \frac{12 (0.013) (22127.4) (30)}{216 (0.951)}$$

$$S4 = -194.63 \text{ lb/pulg.}$$

En la parte inferior del cuerpo de la figura 4.4 tenemos:

$$K_7 = 0.760$$

Para este cálculo tenemos la siguiente ecuación:

$$S5 = \frac{K7 Q}{ts (b + 1.56 R ts)}$$

Sustituyendo valores y, tomando $t_c = 0.875$, ya que no se cumple con las condiciones propuestas.

$$S5 = \frac{0.760 (22127.4)}{0.875 (9 + 1.56 \cdot 30 (0.875))} = 1135.68 \text{ lb/pulg}^2.$$

CONDICION DE DISEÑO:

Deberá cumplirse que $S5 \leq 0.5$ al esfuerzo de cedencia de compresión, donde el esfuerzo de cedencia de compresión = 2.17 al esfuerzo máximo de compresión.

Procedimiento para calcular el esfuerzo máximo de compresión. Determinar el factor "A".

$$A = \frac{0.125}{R/ts} = \frac{0.125}{30/0.951} = 0.0039$$

Con el valor de "A", entramos a la figura 4.2 y determinamos el factor "B".

$$B = 17 \ 000$$

Donde B representa el esfuerzo máximo de compresión, que es el valor buscado. Si el factor B no llegara a interceptarse con la línea de temperatura correspondiente, B será determinado por:

$$B = \frac{A E}{2}$$

Donde:

E = Modulo de Elasticidad.

De los resultados finales se puede concluir que la selección de silletas es la adecuada, ya que soportan los diferentes esfuerzos existentes. Sin embargo, queda por demostrar que el espesor de la placa que

forma a la silleta, no falla por la acción de la fuerza separadora "F".

Siguiendo las instrucciones de la figura 4.7 y conociendo el espesor recomendado de la figura 4.5, se obtiene K11 con $O = 120$.

$$H = 0.500$$

$$K11 = 0.204$$

Area efectiva

$$A = \frac{R M}{3} = \frac{30 (0.500)}{3} = 5 \text{ pulg}^2.$$

Fuerza separadora

$$F = K11 Q = 0.204 (22127.4) = 4513.9 \text{ lb.}$$

Así el esfuerzo a que estará sometido la placa de la silleta será:

$$S = \frac{F}{A} = \frac{4513.9}{5} = 902.78 \text{ lb/pulg}^2.$$

El material recomendado para las silletas es un acero estructural clasificado como SA-283-C cuyo esfuerzo máximo permisible a la tensión es:

$$S = 12700 \text{ lb/pulg}.$$

Siendo el esfuerzo máximo permitido.

$$S_{perm} = \frac{2 S}{3} = \frac{2 (12700)}{3} = 8466.6 \text{ lb/pulg}^2.$$

Valor que es mucho mayor al esfuerzo al que estará sometido, soportando así la fuerza separadora mencionada anteriormente.

DILATACIONES Y CONTRACCIONES DE LAS SILLETAS.

Algunos recipientes cilíndricos horizontales nos sirven para almacenar fluidos calientes o fríos, este incremento o decremento en la temperatura del recipiente origina dilataciones o contracciones en él.

Para absorber estas deformaciones, Una de las silletas de preferencia la del lado contrario a las conexiones a las de las tuberías principales, deberá ser dejada en libertad para desplazarse, en esta silleta debemoss hacer ranuras en lugar de barrenos en el anclaje para permitir su deslizamiento. La longitud de las ranuras será determinado de acuerdo a la magnitud de las deformaciones esperadas, el coeficiente de dilatación térmica para aceros al carbón es de aproximadamente 0.000067.

En la figura 4.8 se muestran algunas dimensiones recomendables para las ranuras en función de la distancia entre silletas y la temperatura de diseño.

En este caso se recomienda que la silleta fija tenga un diámetro de barrenos de 1 pulgada, y que la silleta móvil tenga ranuras de 1 x 1/4 de pulgadas, fijandolas a la cimentación por medio de anclas de 1/2 pulgada de diámetro y de material SA-193-87.

4.2 CALCULO DE OREJAS DE IZAJE.

Con el fin de transportar o dar mantenimiento a los recipientes a presión, es necesario equiparlos por lo menos con dos orejas de izaje. El espesor de estas se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$t_o = \frac{W_R}{S D}$$

Asi

$$t_o = \frac{15428.5}{(17\ 500)(1.5)} = 0.587 \text{ pulgadas.}$$

Donde D se obtiene con la tabla mostrada en la figura 4.9 y con W_R determinamos las dimensiones de las orejas de izaje. Para que este espesor del recipiente soporte las fuerzas aplicadas en las orejas de izaje, tenemos la siguiente ecuación:

$$t = \frac{W_R}{S(c + t_0)^2} = \frac{15428.5}{17\,500 (8.750 + 0.587)} = 0.0944 \text{ pulgadas.}$$

El valor obtenido es mucho menor a $t = 1$ pulgada, lo que demuestra que no será necesario usar placa de respaldo, porque la placa del cuerpo soporta los esfuerzos de corte producidos en la zona.

Finalmente comprobando si la soldadura aplicada es suficiente para fijar en forma aceptable la oreja de izaje. Usaremos la siguiente ecuación:

$$A_s = 1.4142 a c \quad \text{y} \quad A_r = \frac{W_R}{S}$$

Sustituyendo valores en cada una de las ecuaciones:

$$A_s = 1.4142 (1) (8.750) = 12.374 \text{ pulg}^2.$$

$$A_r = \frac{W_R}{S} = \frac{15428.5}{17\,500} = 0.881 \text{ pulg}^2.$$

En conclusión:

Como A_s es mayor que A_r , nos damos cuenta que la soldadura es más que suficiente.

4.6 CALCULO DE BOQUILLAS.

Las bridas se han estandarizado en rangos de presión que van de 150, 300, 400; 600, 900, 1500 y 2000 lb/pulg² .nominales. Esta clasificación correspondera a una presión de servicio según su temperatura, como puede observarse en la tabla 2. Es importante no confundir la normalización estandarizada con la presión maxima de trabajo que puede resistir una brida.

El comentario anterior nos sirve para establecer el tipo de brida a utilizar, si la presión de diseño es de 440 lb/pulg². se podría decir que la brida seleccionada debería estar en la presión nominal de 600 lb/pulg² pues es la inmediata superior, lo cual no es el caso. Considerando la temperatura de diseño de 113 F y con la presión de diseño antes mencionada, se puede deducir que la brida seleccionada será de 300 lb/pulg² . nominales ya que con los valores establecidos de presión y temperatura, está soportará hasta 675 lb/pulg². de presión máxima de trabajo.

Además la elección resulta económica porque a mayor rango nominal de presión se elevaran los costos. La figura 4.10 muestra las características físicas para bridas con cara realizada de 150 y 300 lb/pulg².

La brida especificada es del tipo WNRF y entre las más importantes tenemos el registro de hombre, la alimentación, salida de alimentación, salida de líquidos entre otros. Para determinar si una boquilla esta bien diseñada, se deberan hacer los siguientes cálculos:

Cálculo de brida.

Cálculo de cuello.

Cálculo de la placa de refuerzo.

Cálculo de la Brida (Registro de Hombre).

Para un registro de hombre se requiere de una brida ciega, la cual

se calcula como una tapa plana. Estableciendo los datos conocidos, tenemos:
El material SA-285-C entonces $S = 13800 \text{ lb/pulg}^2$. Ver tabla 2 .

$$c = 0.3$$

$$y = 7500 \text{ lb/pulg}^2. \text{ Obtenido de la figura 1.6.}$$

$$S_a = S_b = 25000 \text{ lb/pulg}^2. \text{ (Figura 4.16)}$$

Los datos de la brida de 18 pulgadas de diámetro tomados de la figura 4.10 y representado en la figura 4.11 Los datos son los siguientes.

$$c = 6.250 \text{ pulg.}$$

$$E = 18.00 \text{ pulg.}$$

$$G = 21.00 \text{ pulg.}$$

$$H = 28.00 \text{ pulg.}$$

$$J = 2.375 \text{ pulg.}$$

$$K = 21.00 \text{ pulg.}$$

$$\text{Número de tornillos} = 24$$

$$\text{Diámetro del circulo de barrenos} = 24.750 \text{ pulg.}$$

$$\text{Diámetro de los barrenos} = 1.375 \text{ pulg.}$$

El espesor de una brida ciega viene dado por la expresión:

$$t = d \left[\frac{c P}{S E} + \frac{1.9 W_{mg}}{S E d^3} \right]^{1/2}$$

Considerando independientemente las condiciones de operación y las condiciones de sello del empaque. El valor máximo obtenido será el resultado deseado.

Condiciones de Operación.

Calculando $W_{m1,2}$ de las ecuaciones.

$$W_{m1} = 0.785 G^2 P + 2b \pi G m P \quad \text{y} \quad W_{m2} = \pi b G y$$

Procedimiento:

$$\begin{aligned}
 A &= E - 2 \text{ (Espesor del cuello)} = 18 - 2 (7/8) = 16.38 \text{ pulg.} \\
 G &= 0.5 (K - A) + A = 0.5 (21 - 16.38) + 16.38 = 18.69 \text{ pulg.} \\
 b &= 0.5 b^{1/2} = 0.5 (0.866)^{1/2} = 0.466 \text{ pulg.} \\
 N &= 0.5 (K - A) = 0.5 (21 - 16.38) = 2.31 \text{ pulg.} \\
 bo &= 3N/8 = 3 (2.31)/8 = 0.866 \text{ (Mayor de } 1/4 \text{ pulg.)} \\
 m &= tr/tc = 0.765/0.875 = 0.874
 \end{aligned}$$

Mínima carga de tornillos requerido para la condición de operación

(W_{m1})

$$\begin{aligned}
 W_{m1} &= \text{Carga de compresión} + \text{Fuerza Hidrostática total.} \\
 &\quad \text{en el empaque.} \\
 &= 2 b G m P \pi + G^2 P \pi/4 \\
 &= 2 (0.466) (18.69) (0.874) (440) + (18.69)^2 (440) \pi/4 \\
 &= 141759.50
 \end{aligned}$$

Mínima carga de tornillos requerida para el asentamiento del empaque (W_{m2})

$$\begin{aligned}
 W_{m2} &= \pi b G y \\
 &= \pi (0.466) (18.69) (7500) = 205213.70
 \end{aligned}$$

Donde y = Fuerza del empaque metálico con alma de asbesto = 7500 lb/pulg. obtenido de la figura 1.6

Distancia radial de la línea de centros de barrenos a la línea de reacción del empaque.

$$\begin{aligned}
 hg &= \frac{\text{Circulo de barrenos} - G}{2} \\
 hg &= \frac{24.750 - 18.69}{2} = 3.03 \text{ pulg.}
 \end{aligned}$$

Espesor de la tapa en condición de operación.

$$t = d \sqrt{\frac{c' P}{S E} + \frac{1.9 W h g}{S E d^3}}$$

Se toma el valor mayor de W, sustituyendo:

$$t = 28 \sqrt{\frac{0.3 (440)}{17500 (1)} + \frac{1.9 (205213.70) 3.03}{17500 (1) (28)^3}} = 2.922 \text{ pulg.}$$

Espesor de la tapa en condición de sello de empaque "W".

Area transversal neta del tornillo.

$$A_b = \frac{\pi \phi \text{ Tornillo}^2 \# \text{ Tornillos}}{4}$$

$$A_b = \frac{\pi (1.375)^2 (24)}{4} = 35.64 \text{ pulg}^2$$

Area transversal de tornillos, requerida:

A_m = Se elige la mayor de A_{m1} o A_{m2}

$$S_a = S_b = 25000 \text{ lb/pulg}^2.$$

$$A_{m1} = W_{m1} / S_a = 141759.50 / 25000 = 5.67 \text{ pulg}^2.$$

$$A_{m2} = W_{m2} / S_a = 205213.70 / 25000 = 8.20 \text{ pulg}^2.$$

Sustituyendo:

$$W = \frac{(A_m + A_b)(S_a)}{2} = \frac{(8.20 + 35.64)(25000)}{2}$$

$$W = 548000 \text{ lb.}$$

Considerando a $P = 0$ obtenemos:

$$t = d \frac{1.9 W h g}{S E d^3}$$

$$t = 28 \frac{1.9 (548000) (3.03)}{13800 (1) (28)^3} = 2.85 \text{ pulg.}$$

El esfuerzo del material A-285-C es 13800 lb/pulg. Por lo tanto, el espesor máximo obtenido se considerará como el mínimo aceptable, agregándosele tolerancia por corrosión.

$$t_T = t + c = 2.85 + 0.125 = 2.975 \text{ pulg.}$$

$$t_T = 3.00 \text{ pulg.}$$

CALCULO DEL CUELLO.

Usando la formula:

$$t_{rn} = \frac{P R}{S E - 0.6 P}$$

El material del cuello es A-106-B donde $S = 15000$ lb/pulg.

Obtenemos:

$$t_{rn} = \frac{440 (8.19)}{15000 (1) - 0.6 (440)} = 0.244 \text{ pulgadas.}$$

A este espesor obtenido deberá agregársele la tolerancia por corrosión.

CALCULO DE LA PLACA DE REFUERZO.

Los cálculos efectuados en este inciso, están reflejados en el formato que se muestra en la página siguiente.

Cálculos anteriores reflejan que:

t_r = Espesor del cuerpo para soportar presión interna = 1 pulgada.

t = Espesor del cuerpo después de ser corroido = 0.875 pulgadas.

t_{rn} = Espesor del cuello del registro de hombre para soportar presión terna = 0.244 pulgadas.

t_n = Espesor del cuello del registro de hombre, después de corroido = 0.687 pulgadas.

S_v = Esfuerzo máximo permisible del material del recipiente (A-516-70) = 17500 lb/pulg .

S_n = Esfuerzo máximo permisible del material de la boquilla (A-106-B) = 15000 lb/pulg .

Así.

$$h = H_2 - 2c = 1.717 - 2(0.125) = 1.467 \text{ pulgadas.}$$

H_2 = el menor de:

$$2.5 t = 2.5 (0.875) = 2.187 \text{ pulgadas.}$$

$$2.5 t_n = 2.5 (0.687) = 1.717 \text{ pulgadas.}$$

H₁ el menor de:

$$2.5 t = 2.5 (0.875) = 2.187 \text{ pulgadas.}$$

$$2.5 t_n + t_c = 2.5 (0.687) + (0.875) = 2.60 \text{ pulgadas.}$$

W mayor de:

$$d = A + 2c = 16.38 + 2 (0.125) = 16.63 \text{ pulgadas.}$$

$$\frac{d}{2} + t_n + t' = \frac{16.63}{2} + 0.687 + 1 = 10.0 \text{ pulgadas.}$$

CALCULO DE AREAS.

$$A = dtr = (16.63)(.92) = 15.29$$

$$A_1 \text{ mayor de: } (t - tr)d = (1 - .92)16.63 = 1.33 \text{ pulg}^2$$

$$(t - tr)(t_n + t)2 = (1 - .092)(.687 + 1)2 = .269 \text{ pulg}^2$$

$$A_2 \text{ menor de: } (t_n - trn) 5t = (.687 - .244)5(1) = 2.215 \text{ pulg}^2$$

$$(t_n - trn)5t_n = (.687 - .244)5(.687) = 1.522 \text{ pulg}^2$$

$$A_4 = bh = b^2 = (.8125)^2 = .660 \text{ pulg}^2$$

$$A_5 = A - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4)$$

$$A_5 = 15.299 - (.269 + 1.522 + .660) = 12.848 \text{ pulg}^2$$

$$A_5 = (D_p - d - 2t_n) t_e S_p/S_v$$

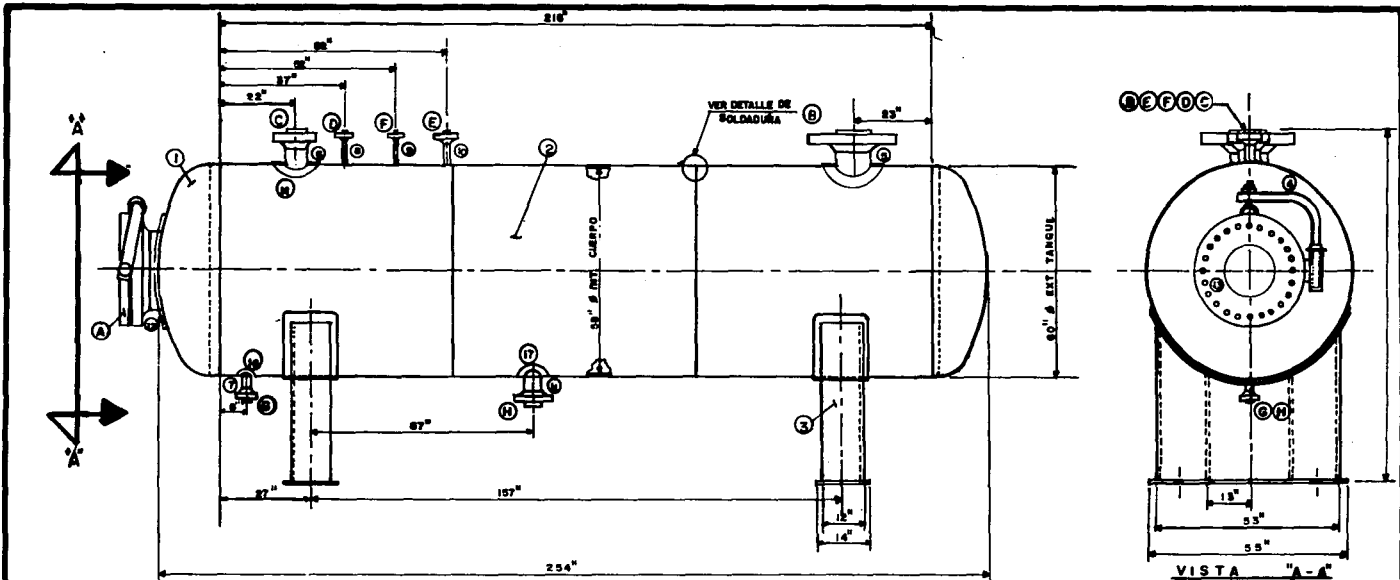
Despejando D_p para conocer el diámetro de la placa de refuerzo

$$Dp = \frac{As}{Sv + d + 2 tn}$$

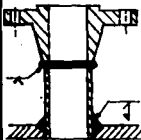
$$Dp = \frac{12.848}{.875+16.63+2 (.687)} = 29.10 \text{ pulg}$$

29.10 Vs 32

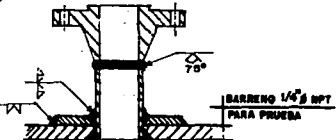
El valor de 32 pulg es un dato recomendado y obtenido de la figura
No. 4.12



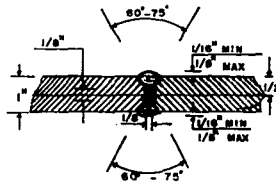
DETALLE DE BOQUILLAS E, F, y D



DETALLE DE BOQUILLAS B, C, y G



DETALLE TÍPICO DE SOLDADURA A TOPE



17	REPAREOS	SA-516	1	1/2" x 1/2" x 1/2"
15	REPAREOS	SA-516	1	1" x 1/2" x 1/2"
14	REPAREOS	SA-516	1	1" x 1/2" x 1/2"
13	TORNILLOS	ALTA RESIST.	24	1/2" x 3/8" C/TERCA
12	REPAREOS	SA-516	1	1" x 1/2" x 1/2"
11	TUBO	SA-106-B	1	2" x 1/2" CERO
10	TUBO	SA-106-B	1	2" x 1/2" CERO
9	TUBO	SA-106-B	1	1 1/2" x 1/2" CERO
8	TUBO	SA-106-B	1	1" x 1/2" CERO
7	TUBO	SA-106-B	1	1" x 1/2" CERO
6	TUBO	SA-106-B	1	1" x 1/2" CERO
5	TUBO	SA-106-B	1	1" x 1/2" CERO
4	PESCANTE	A-33-B	1	TUBO DE 2" x 1/2" CERO 40 x 30" LONG.
3	BILETA	SA-516	2	PLACA DE 1/2" ESP.
2	CUERPO	SA-516-70	2	PLACA 1" ESP x 72" x 107.5"
1	CABEZA	SA-516-70	2	DE 1" ESP x 60" x 60" EXT.
No.	NOMBRE	MATERIAL	CANTIDAD	DESCRIPCION

NOTAS DE DISEÑO Y CONSTRUCCION

DISEÑADO DE ACUERDO CON EL CÓDIGO ASME SECC VIII DIV 1
 CONSIDERANDO EL RADIOGRAFIADO CUERPO EN
 CATEGORÍA EFICACIA DE LAS JUNTAS COMO "L" 2
 CATEGORÍA "L" 2
 PRESION DE PRUEBA 440 LB/pulg.²
 TEMPERATURA DE DISEÑO 150° F
 ESPECIFICACIONES DE MATERIALES
 CUERPO SA-516-70 CABEZAS SA-516-70
 TUBO SA-106-B BILETAS SA-516
 REPAREOS SA-516 ENTUBOS SA-106-B EXT.

N	I	Ø	WRRF	400	SA-400	80	SA-106	SALINA DE LAVANDOS
6	I	5"	WRRF	400	SA-400	80	SA-106	BREVE
7	I	1 1/2"	WRRF	400	SA-106	80	SA-106	INDICACION DE PRESION
L	I	2"	WRRF	400	SA-106	80	SA-106	CONTROL DE NIVEL
D	I	1"	WRRF	400	SA-106	80	SA-106	VALVULA DE SEGURIDAD
C	I	6"	WRRF	400	SA-400	80	SA-106	SALINA DE GASES
B	I	10"	WRRF	400	SA-106	80	SA-106	ALIMENTACION
A	I	16"	WRRF	400	SA-106	80	SA-106	ENTRADA PARA MUESTRA

LETRA	CANTIDAD	DIAMET	TIPO	RABDO	MATERIAL	CENAL	IMPETON	SERVICIO

CUADRO DE BOQUILLAS

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN-UNAM

RECIPENTES A PRESION		
ESCALA: INDICADA	SEPARADOR DE GAS DULCE	ASERON DE AL. BUDGETO
ACOTACION: PULG		FRANSES
FIGURA No.		PISTON TALLEZ FERNANDO
		MEJIA SOTO SEVERIANO

CONCLUSIONES

Al realizar este trabajo nos dimos cuenta de la gran importancia que tienen los recipientes a presión en muchas de las áreas en la industria de México.

Este trabajo tuvo como base varias fuentes de información pero nos apegamos principalmente al código ASME sección VIII división I. Esta sección del código ASME establece las normas mínimas que rigen el diseño, construcción e inspección de los recipientes a presión. Este código es el resultado de las experiencias en el diseño de recipientes y que a través de las cuales se han obtenido factores, ecuaciones, gráficas y recomendaciones para facilitar más los trabajos de fabricación y por consiguiente obtener una mayor rapidez, eficiencia y seguridad.

Uno de los aspectos más importantes en el diseño de recipientes a presión es la selección de los materiales y los procesos de soldadura ya que estos deben de cumplir con determinadas especificaciones.

Debido al tiempo de entrega de la tesis y al número de páginas, que hubiera aumentado mucho el volumen de este trabajo, no se realizó un estudio económico. Sin embargo este tema puede servir de base para la elaboración de una tesis sobre el estudio económico de un recipiente a presión.

Por lo tanto concluimos que esta tesis es una guía para quienes deseen conocer las normas básicas para diseñar y construir recipientes a presión de acuerdo al reglamento que rige el código ASME sección VIII división I.

BIBLIOGRAFIA

Carlos Ruiz Rubio.

Proyecto y construcción de recipientes a presión.

Editorial URMO

Primera Edición 1976, España.

Marks.

Manual del ingeniero mecánico.

Editorial Mc Graw-Hill. México D.F.

Octava Edición. Volumen 1 1989

Helmut Thielsch.

Defectos y roturas en recipientes a presión y tuberías.

Editorial URMO. Primera edición. .

1981 España.

Código ASME sección VIII división 1.

Edición 1986

Instituto Mexicano del Petroleo.

Diseño y análisis de recipientes a presión.

Mexico D.F. 1981

Champion Hobart

Apuntes. Condiciones esenciales para soldar correctamente.

WYTSA Tapas y troquelados, s.a. de c.v.

Apuntes. Examinación por líquidos penetrantes técnica de color contrastante.

Procedimiento No. TCLP - 002

Juan Manuel León Estrada.
Diseño y cálculo de recipientes a presión.
Editorial Inglesa. México D.F. 1990

Código ASME sección IX
Breve introducción a la soldadura.
Edición 1974.

Eugene F. Megyesy
Pressure Vessel Handbook
Sixth Edition 1983

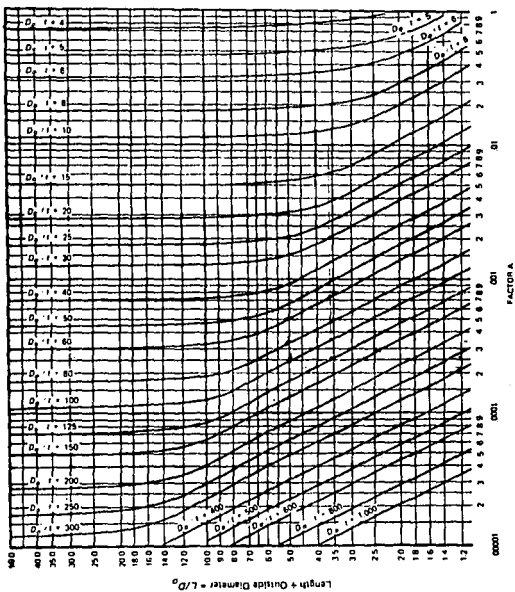
A P P E N D I C E

TABLA No. 4.5

SOPORTES PARA RECIPIENTES HORIZONTALES.

CARACTERIZTICAS																	
DIA- RECIP D	CARGA MAXIMA PARA 2 SOPORTES	TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS.													PESO DE UN SOPORTE Kg	CARTA- NES. INTER MEDIOS	
		A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	DIA. PUNTA	DIA. BARRENO	BARRENO OVALADO			FILETES SOLINERA
24	3410	19	6	22	3/8	7	8	23	5/16	11	3/16	3/4	1	1x1-1/2	1/4	23	1
30	4545	22	6		7/16	7	10-	29	5/16	13-1/2	3/16	3/4	1	1x1-1/2	1/4	30	1
36	6818	25	6	32	1/2	7	12-	34	3/8	10	1/4	3/4	1	1x1-1/2	1/4	41	1
42	9090	28	6	38	9/16	7	16	40	1/2	19	5/16	3/4	1	1x1-1/2	5/16	50	1
48	18180	31	8	43	5/8	9	18	45	1/2	21-1/2	7/8	7/8	1-1/8	1-1/8 x 1-3/4	3/8	91	1
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8 x 1-3/4	3/8	110	2
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8 x 1-3/4	3/8	123	2
66	34000	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8 x 1-3/4	3/8	136	2
72	38636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8 x 1-3/4	3/8	148	2
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8 x 1-3/4	3/8	160	2
84	58180	49	9	74	3/4	10	33	76	5/8	19	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8 x 1-3/4	1/2	225	2
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8 x 1-3/4	1/2	250	2
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1-1/4	1-1/4 x 2	1/2	270	2
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1-1/4	1-1/4 x 2	1/2	295	2
108	125000	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1-1/4	1-1/4 x 2	1/2	320	2
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1-1/4	1-1/4 x 2	1/2	345	2
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1-1/4	1-1/4 x 2	1/2	365	2
126	200000	70	10	110	3/4	11	48	112	5/8	28	1/2	1	1-1/4	1-1/4 x 2	1/2	385	2
132	227270	73	10	116	3/4	11	51	118	5/8	29	1/2	1	1-1/4	1-1/4 x 2	1/2	410	2
138	245450	76	10	121	3/4	11	53	123	5/8	30	1/2	1	1-1/4	1-1/4 x 2	1/2	430	2
144	263600	79	10	126	3/4	11	55	128	5/8	32	1/2	1	1-1/4	1-1/4 x 2	1/2	455	2

TABLE No. 4.1



66445

TABLE NO. 4.1

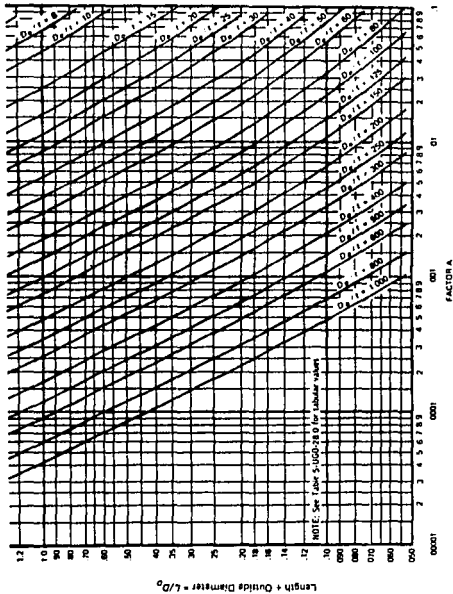


FIG. 5-UGO-28.0 GEOMETRIC CHART FOR CYLINDRICAL VESSELS UNDER EXTERNAL OR COMPRESSIVE LOADINGS (FOR ALL MATERIALS)

TABLA NO. 4.2

Fig. 5-UCS-28.1, 5-UCS-28.2

SECTION VIII — DIVISION 1

1986 Edition

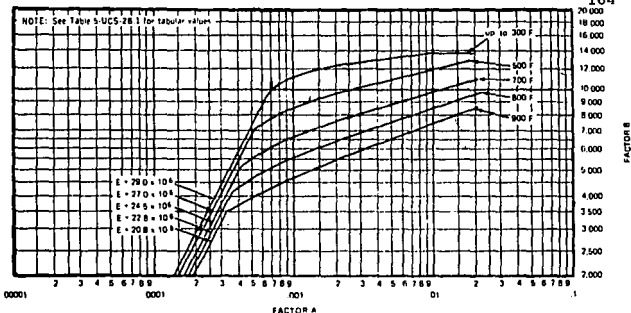


FIG. 5-UCS-28.1 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF CYLINDRICAL AND SPHERICAL VESSELS UNDER EXTERNAL PRESSURE WHEN CONSTRUCTED OF CARBON OR LOW ALLOY STEELS (SPECIFIED MINIMUM YIELD STRENGTH 24,000 psi TO, BUT NOT INCLUDING, 30,000 psi) (NOTE (1))

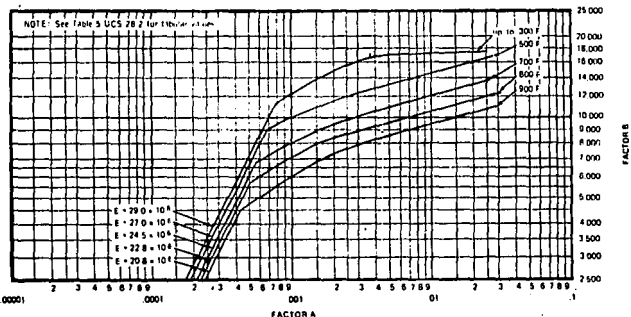


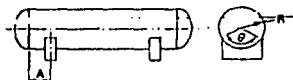
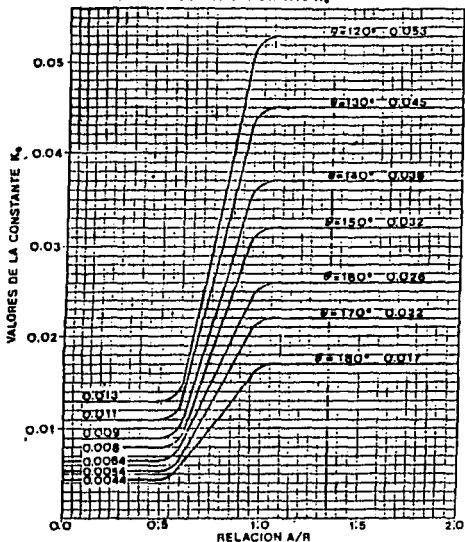
FIG. 5-UCS-28.2 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF CYLINDRICAL AND SPHERICAL VESSELS UNDER EXTERNAL PRESSURE WHEN CONSTRUCTED OF CARBON OR LOW ALLOY STEELS (SPECIFIED MINIMUM YIELD STRENGTH 30,000 psi AND OVER EXCEPT FOR MATERIALS WITHIN THIS RANGE WHERE OTHER SPECIFIC CHARTS ARE REFERENCED) AND TYPE 405 AND TYPE 410 STAINLESS STEELS (NOTE (2))

TABLA NO. 4.4
ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES
SOPORTADOS POR DOS SILLETAS

VALORES DE LA CONSTANTE "K"
 (INTERPOLAR PARA VALORES INTERMEDIOS)

ANGULO DE CONTACTO G	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆	K ₇	K ₈	K ₉	K ₁₀	K ₁₁
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603	0.34	0.053	0.204
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618			
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634			
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651			
128	0.376	1.050		0.751	0.369		0.732	0.669			
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.680	0.33	0.045	0.222
132	0.398	0.996		0.694	0.355		0.720	0.705			
134	0.409	0.971		0.667	0.347		0.714	0.722			
136	0.420	0.946		0.641	0.340		0.708	0.740			
138	0.432	0.923		0.616	0.344		0.702	0.739			
140	0.443	0.900		0.529	0.327		0.697	0.780	0.32	0.037	0.241
142	0.455	0.879		0.569	0.320		0.692	0.796			
144	0.467	0.858		0.547	0.314		0.687	0.813			
146	0.480	0.837		0.526	0.308		0.682	0.831			
148	0.492	0.818		0.505	0.301		0.678	0.853			
150	0.505	0.799		0.485	0.295		0.673	0.876	0.30	0.032	0.259
152	0.518	0.781		0.466	0.289		0.669	0.894			
154	0.531	0.763		0.418	0.283		0.665	0.913			
156	0.544	0.746		0.430	0.278		0.661	0.933			
158	0.557	0.729		0.413	0.272		0.657	0.954			
160	0.571	0.713		0.396	0.266		0.654	0.976	0.29	0.028	0.279
162	0.585	0.698		0.380	0.261		0.650	0.994			
164	0.599	0.683		0.365	0.256		0.647	1.013			
166	0.613	0.668		0.350	0.250		0.643	1.033			
168	0.627	0.654		0.336	0.243		0.640	1.054			
170	0.642	0.640		0.332	0.240		0.637	1.079	0.27	0.022	0.298
172	0.657	0.627		0.309	0.235		0.635	1.097			
174	0.672	0.614		0.296	0.230		0.632	1.116			
176	0.687	0.601		0.285	0.225		0.629	1.137			
178	0.702	0.589		0.271	0.220		0.627	1.158			
180	0.718	0.577		0.260	0.218		0.624	1.183	0.25	0.017	0.318

ESFUERZOS EN RECIPIENTES GRANDES A PRESION
SOPORTADOS POR DOS SILLETAS
VALORES DE LA CONSTANTE K_0



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUMUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

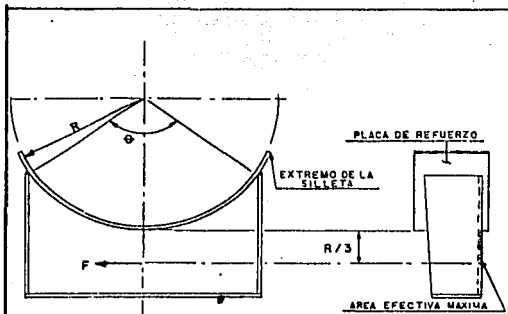
ACOTACION: SIN

FIGURA No. 4.6

ESFUERZOS EN RECIPIENTES
GRANDES A PRESION

ASESOR

ING. J.-L. BUENOSTRO R.
PASANTES
PIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO



La sección mas baja de la silleta deberá resistir la fuerza horizontal (F). La sección transversal efectiva de la silleta que resistirá esta carga estará a un tercio del radio del recipiente (R).

$$F = K_{II} Q$$

$$\text{Area efectiva} = \left(\frac{R}{3}\right)^2$$

DONDE:

Q = La carga sobre una de las silletas en lb.
 K_{II} = Constante (ver valores en tabla).

$$S = \frac{F}{A}$$

$$S_{perm.} = \left(\frac{2}{3}\right) S$$

El promedio de los esfuerzos no excederá a dos tercios del esfuerzo a la tensión permisible del material.

VALORES DE LA CONSTANTE K_{II}

ANGULO DE CONTACTO	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
K_{II}	0.204	0.222	0.241	0.259	0.279	0.298	0.318

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA No. 4.7

DISEÑO DE SILLETAS

ASESOR

ING. J.L. BUESPROSTRO R.

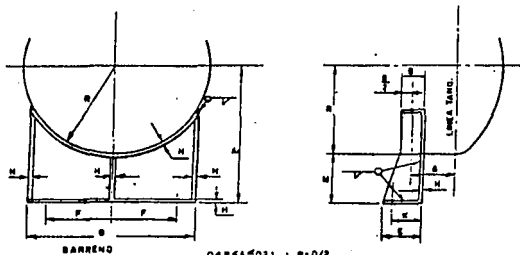
PASANTES

PIERRO TELLEZ FERNANDO

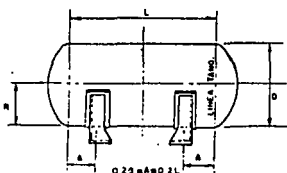
MEJIA SOTO SEVERIANO

TIPO DE SILLETA RECIPIENTES DE 6" A 20"

DIAM. RECIP. "D"	DIMENSIONES										DIAM. BARRÉN	PESO DE UNA SILLETA LBS
	EN PULGADAS											
	A	B	E	F	G	H	K	M	R			
6	1-1/2	1-1/2	3	2	6	1/2	1-3/4	4-3/16	1-5/16	3/2	3.2	
8	2-1/2	1-1/2	3	2	6	1/2	1-3/4	1-3/16	1-5/16	3/2	3.3	
10	3-1/2	1-1/2	3	2	10	1/2	1-3/4	1-3/8	1-3/8	3/2	3.5	
12	4-1/2	1-1/2	3	2	10	1/2	1-3/4	1-1/8	1-3/8	3/2	3.8	
14	5-1/2	1-1/2	3	2	12-1/2	3/8	1-3/4	1-1/2	1-1/2	7	11.0	
16	6-1/2	1-1/2	3	2	12-1/2	3/8	1-3/4	1-1/2	1-1/2	8	9.5	
18	7-1/2	1-1/2	3	2	14-1/2	3/4	1-3/4	1-1/2	1-1/2	9	13.5	
20	8-1/2	1-1/2	3	2	16-1/2	3/4	1-3/4	1-1/2	1-1/2	10	12.5	



MATERIALES OPTATIVOS
 ASTM A-285 GR7C
 ASTM A-38
 CORROSION 1/16"
 TODA LA SOLDADURA SERA
 CONTINUA LA DIMENSION DEL
 FILET 3/16
 DIAMETRO DEL ANCLA 3/8"



FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

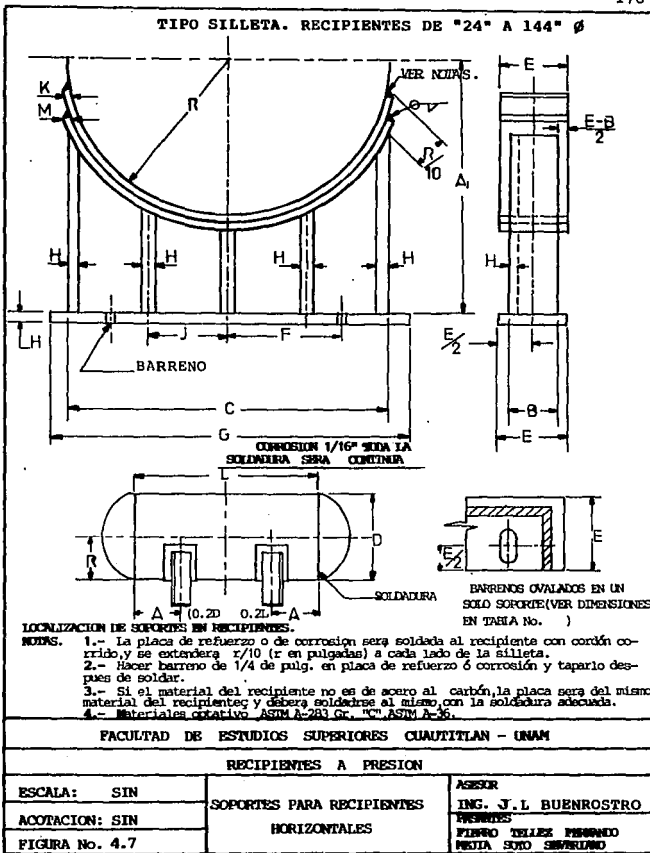
ESCALA: SIN

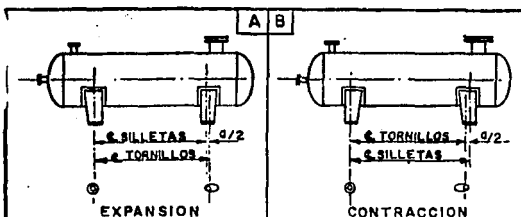
ACOTACION: SIN

FIGURA No. 4.7

TIPO DE SILLETA

ASESOR
 ING. J. L. BUENOSTRO R.
 PASANTES
 FIERRO TELLEZ FERNANDO
 MEJIA SOTO SEVERIANO





Con el objeto de absorber las dilataciones y expansiones debidas a los cambios de temperatura en recipientes cilindricos horizontales, es necesario permitir el deslizamiento de una de las silletas, preferentemente la que esta opuesta a las conexiones de tuberías principales. En esta silleta se deberán practicar ranuras en lugar de barrenos. La longitud de las ranuras deberá determinarse de acuerdo a las dilataciones térmicas esperadas. El coeficiente de dilatación térmica por unidad de longitud y por grado F es igual a 0.0000067. La tabla mostrada abajo muestra la longitud mínima de la ranura, la dimensión "a" fue calculada para absorber las dilataciones térmicas de recipientes de acero al carbono entre 70°F y 900°F. Cuando la dilatación térmica es mayor de 3/8" se deberá usar una placa de deslizamiento. Cuando el recipiente sea soportado en silletas de concreto, se deberá instalar una "cama" de material elástico a prueba de agua de un espesor mínimo de 1/4", la cual deberá ser aplicada entre la silleta y el cuerpo del recipiente.

LONGITUD MINIMA DE LA RANURA (a)

DISTANCIA ENTRE SILLETAS EN PIES.	TEMPERATURA EN °F									
	+50	100	200	300	400	500	600	700	800	900
10	0	0	0	1/4	3/8	3/8	1/2	5/8	3/4	3/4
20	0	0	1/4	1/2	5/8	3/4	1-0	1-1/8	1-1/4	1-3/8
30	1/4	1/2	3/8	1/2	7/8	1-1/4	1-3/8	1-5/8	1-9/8	2-0
40	1/4	1/2	3/8	1/2	1-1/2	1-7/8	2-1/2	2-3/4	2-3/4	2-1/2
50	3/8	1/2	1-1/2	1-0	1-5/8	2-1/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4
60	3/8	1/2	3/8	1-1/4	1-5/8	2-1/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4
70	1/2	1/2	3/4	1-3/8	1-7/8	2-1/2	2-3/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4
80	1/2	3/8	3/4	1-1/2	1-7/8	2-1/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4
90	5/8	1-3/8	1-7/8	1-3/4	2-1/2	2-3/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4
100	5/8	1-3/8	1-1/2	1-7/8	2-1/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4	2-3/4

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA No. 4.8

EXPANSION Y CONTRACCION EN

RECIPIENTES HORIZONTALES

ASESOR

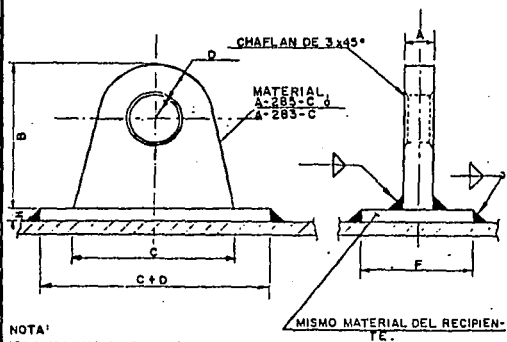
ING. J.L. BUENROSTRO R.

PASANTES

PIERRO TELLEZ FERNANDO
REJIA SOTO SEVERIANO

DIMENSIONES-EN PULGADAS

CAPACIDAD MAX. RBS.	A	B	C	D	F	DIAM. DL BARR.	S	N	CANT. PZAS POR RECIPENT.
2000	3/4	4 1/8	4 1/2	1 1/2	2 1/4	1 1/2	3/4	3/8	2
4500	3/4	7 3/4	7 3/4	1 1/2	2 1/4	1 1/2	3/4	3/8	2
5800	1	8 7/8	8 7/8	1 1/2	2 1/2	1 1/2	3/4	3/8	2
13500	1 1/2	8 3/4	8 3/4	1 1/2	3 1/2	1 1/2	3/4	1/2	2
24500	2	9 3/4	9 3/4	1 3/8	3 1/2	1 1/4	3/4	1/2	4



NOTA:
LA MÁXIMA DIMENSIÓN DE SOLDADURA
SERÁ IGUAL AL MENCOR ESPESOR DE LA
PLACA BASE

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

RECIPIENTES A PRESIÓN

ESCALA: SIN

ACOTACION: SIN

FIGURA No. 4.9

OREJA DE IZAJE

ASESOR
ING. J.L. BUENROSTRO R.
PASANTES
FIERRO TELLEZ FERNANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO

TUBE TURNS DE MEXICO, S. A.

BRIDAS ESTANGAR CON CARA REALADA O CARA PLANA



ESPECIFICACIONES

Dimensiones ANE B 165

Material ASTM A166 Grado 1 (S)

103 PSI		REALCE DE LA CARA 16 mm. (5/8" - 16)										103 PSI (cm)				
Diámetro nominal	Diámetro exterior	Espesor	Espesor real (1" (25.4))										No. de Tornillos	Dist. de los Tornillos	Dist. de los Tornillos	
			Car. norte		Car. sur		Car. este		Car. oeste		Car. norte					
Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	
1/2	12.70	3/16	4.75	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
3/4	19.05	3/16	4.75	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
1	25.40	3/16	4.75	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
1 1/4	31.75	1/4	6.35	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
2	50.80	1/4	6.35	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
3	76.20	1/4	6.35	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
4	101.60	3/8	9.52	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
5	127.00	3/8	9.52	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
6	152.40	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
8	203.20	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
10	254.00	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
12	304.80	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
14	355.60	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
16	406.40	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
18	457.20	3/4	19.05	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
20	508.00	3/4	19.05	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
24	609.60	3/4	19.05	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
30	762.00	3/4	19.05	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527

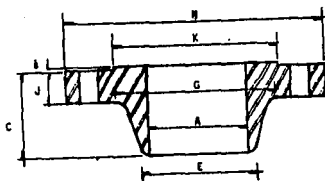
201 PSI		REALCE DE LA CARA 16 mm. (5/8" - 16)										201 PSI (cm)				
Diámetro nominal	Diámetro exterior	Espesor	Espesor real (1" (25.4))										No. de Tornillos	Dist. de los Tornillos	Dist. de los Tornillos	
			Car. norte		Car. sur		Car. este		Car. oeste		Car. norte					
Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	Pulg.	mm.	
1/2	12.70	3/16	4.75	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
3/4	19.05	3/16	4.75	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
1	25.40	3/16	4.75	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
1 1/4	31.75	1/4	6.35	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
2	50.80	1/4	6.35	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
3	76.20	1/4	6.35	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
4	101.60	3/8	9.52	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
5	127.00	3/8	9.52	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
6	152.40	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
8	203.20	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
10	254.00	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
12	304.80	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
14	355.60	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
16	406.40	1/2	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
18	457.20	3/4	19.05	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
20	508.00	3/4	19.05	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
24	609.60	3/4	19.05	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527
30	762.00	3/4	19.05	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	1/4	12.70	4	60.32	1527

1) La cara de V y B de tuber de las tres realce está alisada.
 2) La cara de B debe ser pulida o se puede el proceso normal (2) normal, se parte de la V y se realce en la cara y se pulida.
 3) Pueden obtenerse en cualquier tamaño de 1/2" a 30" Grade 1 (S).
 4) La altura de los tornillos es en igual de tubo de repaso.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	REALCE DE LA CARA	ASesor
ACOTACION: SIN	DE LA BRIDA	ING. J.-L. BUENROSTRO R.
FIGURA No. 4.10		PASANTES FIERRO TELLEZ FERNANDO MEJIA SOTO SEVERIANO

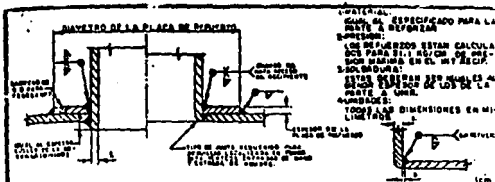


- A.- Diámetro de Boquilla
 C.- Altura total de la Brida
 E.- Diámetro de Soldadura con la boquilla
 G.- Diámetro base de la conicidad
 H.- Diámetro exterior
 J.- Altura de aprete
 K.- Diámetro de realce

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN	BRIDA WRF	ASESOR ING. J. L. BUENOSTRO R.
ACOTACION: SIN		PASANTES FERRRO TELLEZ FERNANDO REYTA GOTO SEVERIANO
FIGURA No. 4.11		



DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA	DIAMETRO PLACA DE MPD			ESPESES CUERPO CORROIDO															
	10%	50%	100%	10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25	26	27	28		
75	—	123	132	18	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25	26	27	28		
102	—	173	203	10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25	26	27	28		
133	234	264	308	10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25	26	27	28		
202	314	348	403	10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25	26	27	28		
254	378	433	508	10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25	26	27	28		
308	419	519	603	10	11	13	14	15	17	19	21	22	24	25	26	27	28		
378	479	540	616	13	14	16	17	18	21	22	24	25	27	28	29	30	31		
433	540	627	711	13	14	16	17	18	21	22	24	25	27	28	29	30	31		
479	603	721	813	13	14	16	17	18	21	22	24	25	27	28	29	30	31		
540	678	807	911	13	14	16	17	18	21	22	24	25	27	28	29	30	31		
603	721	882	1010	13	14	16	17	18	21	22	24	25	27	28	29	30	31		
678	781	978	1108	13	14	16	17	18	21	22	24	25	27	28	29	30	31		
781	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—		
DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA				ESPESES CUERPO CORROIDO															
				20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
				ESPESES DE LA PLACA DE REFUERZO															
75	—	133	134	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
102	—	173	204	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
133	234	264	308	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
202	314	348	406	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
254	378	433	508	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
308	419	519	608	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
378	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA				ESPESES CUERPO CORROIDO															
				20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
				ESPESES DE LA PLACA DE REFUERZO															
75	—	133	134	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
102	—	173	204	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
133	234	264	308	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
202	314	348	406	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
254	378	433	508	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
308	419	519	608	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
378	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA				ESPESES CUERPO CORROIDO															
				20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
				ESPESES DE LA PLACA DE REFUERZO															
75	—	133	134	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
102	—	173	204	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
133	234	264	308	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
202	314	348	406	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
254	378	433	508	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
308	419	519	608	20	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31					
378	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN - UNAM

RECIPIENTES A PRESION

ESCALA: SIN

PLACAS DE REFUERZO
PARA BOQUILLASASESOR
ING. J. L. BUENROSTRO R.

ACOTACION: SIN

PASANTES
FIERRO TELLEZ FERRANDO
MEJIA SOTO SEVERIANO

FIGURA No. 4.12