



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS  
ABIERTOS**

**DIPLOMADO EN INGENIERÍA DE CALDERAS**

**Y RECIPIENTES SUJETOS A PRESIÓN**

**MODULO I: MATERIALES PARA CALDERAS Y RECIPIENTES SUJETOS A  
PRESIÓN**

**TEMA:**

**MATERIALES SUJETOS A PRESIÓN**

**EXPOSITOR: ING. MANUEL CABRERA MORENO  
Mayo 1997**

10

11

12

**FACULTAD DE INGENIERIA**

**UNAM**

**DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**DIPLOMADO EN INGENIERIA DE CALDERAS  
Y RECIPIENTE SUJETOS A PRESION**

**Módulo I  
Materiales**

**Expositor: Ing. Manuel Cabrera Moreno**

Es muy importante tener en cuenta los antecedentes históricos que se tengan sobre determinados diseños o configuraciones geométricas.

Los códigos se encargan de resumir los distintos comportamientos que se han observado a lo largo de años de servicio bajo distintas condiciones de operación. Estas reseñas se presentan como adendas o como interpretaciones en el código ASME.

#### 4 COMPORTAMIENTO DE LAS DISTINTAS FORMAS ESTRUCTURALES

Para describir el comportamiento de los aceros y materiales estructurales debemos conocer dos de sus propiedades básicas, su resistencia y su ductilidad.

Estas propiedades definen el comportamiento de los aceros y materiales metálicos y, normalmente se presentan mediante gráficas esfuerzo-deformación. (Ver Gráfica # 1).

Una gráfica esfuerzo-deformación "comercial" puede o no mostrar las cuatro zonas principales que la componen, que a su vez representan los cuatro estados típicos de comportamiento de los metales. Estas zonas son:

- a) El rango elástico
- b) El rango plástico
- c) El rango deformación-endurecimiento
- d) El rango adelgazamiento-fractura-ruptura

Las gráficas "comerciales", pueden o no mostrar las cuatro áreas, pero todas cuando menos muestran los rangos elásticos y plásticos.

#### 5 CONCEPTOS DE DISEÑO

Como ya hemos visto, el comportamiento de las formas geométricas y estructuras metálicas al ser sometidas a cargas o presión, puede estar controlada por uno o más criterios. Estas propiedades se conocen como "límite de utilización estructural" y de entre ellas destacan:

- a) Punto de cedencia hipotético
- b) Máxima resistencia plástica
- c) Deformaciones máximas a las condiciones de servicio
- d) Inestabilidad
- e) Fatiga
- f) Fractura

Como resultado de la combinación de los "límites" anteriores, se han desarrollado diversos sistemas de diseño, entre los más destacados y estudiados se tienen el método del "esfuerzo máximo permisible" y el método de "diseño plástico"

El método de diseño por "esfuerzo máximo permisible", requiere se consideren los puntos a), d) y e) y frecuentemente el punto b).

El método de diseño por "diseño plástico" requiere se consideren, obligatoriamente, el punto b) y ocasionalmente el punto d).

El estudio de ambos métodos se verá durante el desarrollo del Diplomado

## **6 FACTORES DE SEGURIDAD**

El término "factor de seguridad" es relativamente reciente y se ha introducido como un elemento comercial de confiabilidad, a la luz que han arrojado los registros estadísticos que se han realizado en un gran número de recipientes sujetos a presión bajo las más distintas condiciones de operación. Este factor no debe considerarse como la posibilidad de sobrecargar o sobrepresurizar un recipiente.

Los elementos a considerar para seleccionar un margen de seguridad adecuado son:

- 1 Aproximaciones e incertidumbre en el método de análisis.
- 2 Calidad de la Mano de Obra
- 3 Presencia de esfuerzos residuales y concentraciones de esfuerzos
- 4 Posibles deficiencias en las propiedades físicas y mecánicas del material
- 5 Posibles adelgazamientos en las secciones consideradas
- 6 Ubicación y utilización del recipiente
- 7 Cargas a las que estará sometido. (adicionales a las consideradas en el cálculo).

Un método preciso para obtener un valor adecuado para el "factor de seguridad" requiere de análisis estadísticos del comportamiento de cada miembro en esa posición específica, ya que pueden presentarse variaciones al cambiar de posición o de tipo de servicio.

La mayoría de los accidentes que han ocurrido en la industria, involucrando el uso de estructuras metálicas en general, han sido resultado de la combinación de los puntos mencionados, los cuales han sido ignorados o analizados separadamente, por lo que no deben desdeñarse o considerarse exagerados algunos factores de seguridad considerados en los códigos y/o especificaciones.

## **7 CODIGOS Y ESPECIFICACIONES**

Esta es la parte esencial que nunca debe olvidar un diseñador. Las especificaciones son puntos torales de la construcción. Son la principal herramienta que guía al ingeniero hacia procedimientos de diseños seguros y universalmente aceptados, además de ser la mejor referencia en la selección tanto de materiales como de métodos de trabajo y/o proceso. Su utilización es recomendable.

Los códigos representan un conjunto de reglas de construcción que comprenden los aspectos de seguridad y bases comerciales por lo que su cumplimiento es obligatorio por Ley.

El seguimiento de las especificaciones y códigos, representan para el comprador, una garantía de que el recipiente cumplirá con los requisitos básicos de seguridad, funcionamiento y economía.

## **MATERIALES**

El amplio uso de materiales metálicos, especialmente los aceros, en la construcción de recipientes sujetos a presión, puede atribuirse a sus excelentes propiedades mecánicas, a la abundancia de las materias primas para fabricarlo y a su precio competitivo.

La principal cualidad del acero y de los materiales metálicos es que pueden producirse con una amplia gama de propiedades físicas y mecánicas, las cuales pueden controlarse con mucha precisión para obtener las características y propiedades deseadas.

Para la construcción de calderas y recipientes sujetos a presión existe una gran cantidad de aceros y materiales metálicos identificados bajo designaciones estandarizadas por diversas asociaciones, entre las que destacan las de ASTM, AISI, DIN, BSI, JIS, etc.

En el proceso de diseño, es importante considerar los siguientes criterios y parámetros:

## **PROPIEDADES IMPORTANTES**

Como ya se mencionó, la herramienta principal de que dispone un diseñador para determinar el comportamiento mecánico, son los diagramas esfuerzo-deformación.

Sin embargo, las propiedades importantes en el diseño mecánico y estructural que deben también considerarse son:

- 1 Punto de cedencia.
- 2 Punto de fluencia
- 3 Nivel de esfuerzo de cedencia
- 4 Límite proporcional
- 5 Resistencia a la tensión
- 6 Ductilidad
- 7 Módulo de elasticidad
- 8 Módulo de deformación permanente
- 9 Relación de Poisson
- 10 Módulo de elasticidad cortante
- 11 Soldabilidad
- 12 Maquinabilidad
- 13 Formabilidad
- 14 Resistencia a la corrosión y a la abrasión
- 15 Resistencia a la fatiga
- 16 Tenacidad
- 17 Resistencia a la fractura frágil
- 18 Sensibilidad a las grietas
- 19 Resistencia al impacto

- 20 Resistencia al deslizamiento (creeping)
- 21 Relajación.

Prácticamente, todas estas propiedades pueden deducirse al observar un diagrama esfuerzo deformación completo. En diseños de alto riesgo, es muy importante evaluarlas conjuntamente ya que todas están íntimamente relacionadas.

## **FACTORES QUE AFECTAN LAS PROPIEDADES MECANICAS**

Los factores que afectan los valores medidos o previstos de las distintas propiedades mecánicas de los aceros y de los materiales metálicos son:

- 1 Composición química
- 2 Tratamiento térmico
- 3 Historia de su deformación
  
- 4 Geometría
- 5 Temperatura
- 6 Relación de deformación
- 7 Estado de esfuerzos

Los factores del 1 al 3 dependen exclusivamente del proceso de manufactura del material base.

Los factores del 4 al 7 dependen de la aplicación, de la funcionalidad del diseño y de los detalles de diseño de cada miembro o componente.

## **DETERMINACION DE LAS PROPIEDADES MECANICAS**

Esta es una parte importante del proceso de diseño-fabricación.

En diseños de alto riesgo, deben tomarse probetas normalizadas y someterlas a las distintas pruebas indicadas en los códigos y/o especificaciones para corroborar que el material recibido cumple con las características mecánicas consideradas en el diseño.

La ASTM cuenta con procedimientos escritos, incluyendo la descripción de los aparatos requeridos para la determinación y evaluación de todas y cada una de las propiedades que debe tener un material conforme a una especificación predeterminada y los criterios de aceptación y rechazo.

## **DISPONIBILIDAD DE ACEROS Y MATERIALES METALICOS**

Es importante que nos aseguremos que realmente existen en su forma comercial los materiales considerados en nuestro diseño.

Es común encontrar que determinada especificación solo se produce comercialmente hasta o a partir de determinado espesor o diámetro y que en caso de que se nos fabrique

deberemos comprar un mínimo de "x" toneladas y este material tendrá un tiempo de entrega de "n" meses.

Esta situación puede resolverse comparando la concordancia entre las especificaciones ASTM con las DIN o con las JIS, etc., de tal manera que se evalúe en que grado son iguales o en que nos afectan las variantes que se presenten, recalculando los factores esenciales que puedan afectar el comportamiento de nuestro diseño.

### **IMPORTANCIA DE LA SELECCION DE MATERIALES**

Es evidente que para cumplir los requisitos de seguridad, funcionamiento y economía, existe una amplísima variedad de materiales que pueden seleccionarse o de donde escoger, siguiendo las guías que nos marcan las especificaciones y los procedimientos de trabajo para los distintos materiales.

El reto para los diseñadores es entonces, seleccionar el material más conveniente para una función o trabajo específicos.

Bajo estas consideraciones, la selección debe basarse entonces en:

- 1 El cumplimiento de las condiciones de servicio predeterminadas
- 2 El cumplimiento de las condiciones de seguridad predeterminadas
- 3 El cumplimiento de las expectativas mecánicas de los materiales
- 4 La economía

Es muy importante considerar en el aspecto económico, el precio del material base, fletes, los costos de fabricación, efectos del peso muerto en los costos de las estructuras y cimentaciones, áreas o espacios de operación y otros factores.

En el análisis, es importante considerar que en muchas ocasiones es más económico utilizar materiales base más resistentes, aparentemente más caros pero, que requerirán espesores menores y consecuentemente estructuras y/o cimentaciones más ligeras.

Este mismo criterio debe utilizarse cuando se requieran materiales resistentes a la corrosión o a la abrasión, analizando la posibilidad de utilizar materiales revestidos (clad), aplicación de soldadura de revestimiento, etc.

El diseñador, bajo ninguna circunstancia, puede ni debe violar el código sobre el que está basado el diseño en aras de la economía o de alguna condición operativa.

Para el diseñador, lo único que no es negociable ni está sujeto a análisis ni consideraciones de ningún tipo es la seguridad que debe tener el diseño o el recipiente durante la operación.

Sí es obligación del diseñador el realizar análisis exhaustivos sobre el comportamiento de distintos materiales para garantizar la funcionalidad y seguridad del recipiente dentro de los marcos de seguridad establecidos.



**Todos sus hallazgos y decisiones en este sentido debe consignarlos en la memoria de diseño y cálculo del recipiente a fin de que, cualquier otra persona debidamente calificada pueda revisarlos y rehacerlos cuando así sea necesario.**

**El diseñador nunca debe olvidar que todo tiene solución, menos la muerte. De un buen diseño dependen la funcionalidad y la economía, pero también la vida de las personas.**



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.  
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS  
ABIERTOS**

**DIPLOMADO EN INGENIERIA DE CALDERAS**

**Y RECIPIENTES SUJETOS A PRESIÓN**

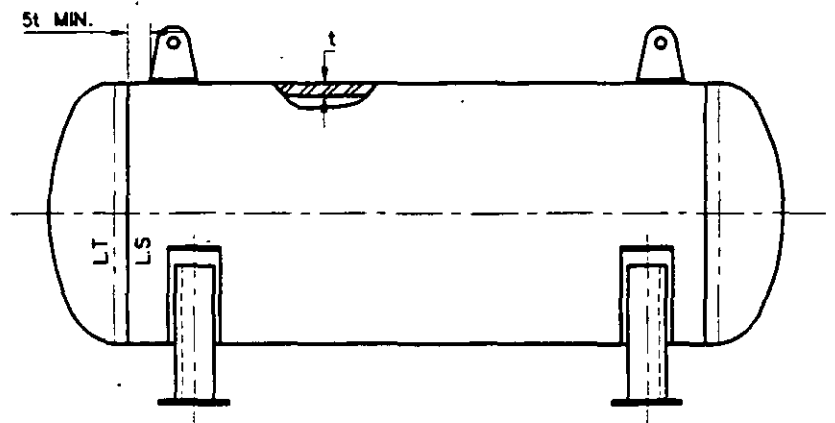
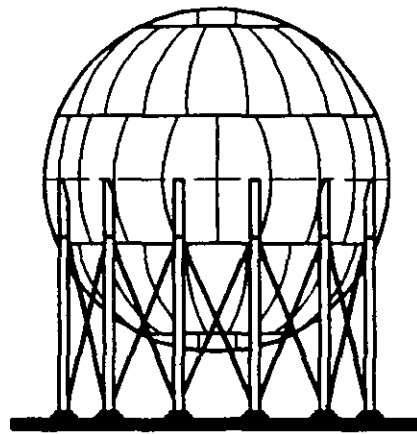
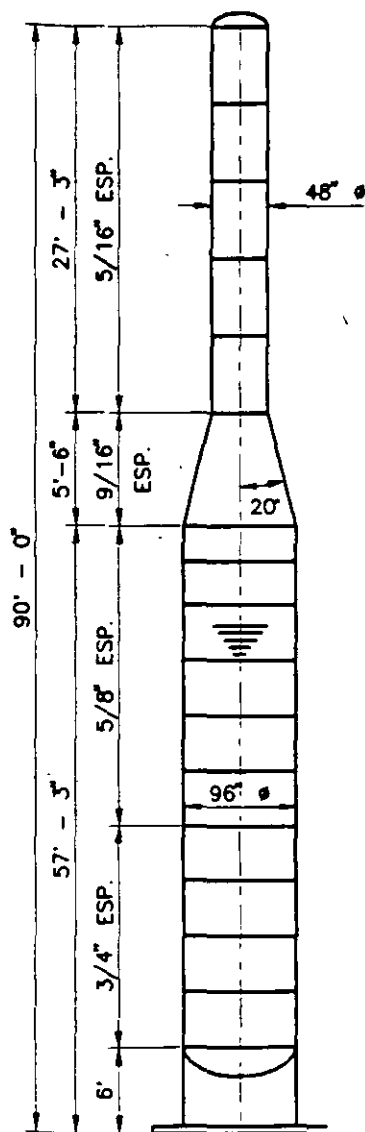
**MODULO I: MATERIALES PARA CALDERAS Y RECIPIENTES SUJETOS A  
PRESIÓN**

**TEMA:**

**DISEÑO DE RECIPIENTES SUJETOS A PRESIÓN (ASME SEC.VIII)**

**EXPOSITOR: ING. JUAN MANUEL LEÓN ESTRADA  
Mayo 1997**

# DISEÑO Y CÁLCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN



Ing. Juan Manuel León Estrada

1997





# Ingeniería León

MOLLENDO 1039 COL. LINDAVISTA MEXICO, D. F. C.P. 07360  
TELEFONOS 7-54-85-26 Y 5-86-23-79 FAX 7-54-61-26



## SEÑOR INDUSTRIAL:

NOS PERMITIMOS DISTRAER SU ATENCION PARA OFRECERLE LOS SERVICIOS QUE A CONTINUACION ENUNCIAMOS:

### REGULARIZACION ANTE LA SECRETARIA DEL TRABAJO Y PREVISION SOCIAL DE:

- RECIPIENTES A PRESION Y
- GENERADORES DE VAPOR

### LA REGULARIZACION CONSISTE EN:

- \* LEVANTAMIENTO EN EL CAMPO.
- \* ELABORACION DE DIBUJOS.
- \* MEMORIAS DE CALCULO.
- \* FIRMA DEL PERITO RESPONSABLE.
- \* TRAMITES EN LA SECRETARIA ANTES MENCIONADA, HASTA LA OBTENCION DE PERMISOS DE FABRICACION Y/O INSTALACION.

### PARA LA MEDICION DE LOS ESPESORES REALES DE LOS EQUIPOS:

- \* CONTAMOS CON EQUIPO DE ULTRASONIDO.

### PARA EL CALCULO DE RECIPIENTES Y SUS COMPONENTES:

- \* CONTAMOS CON COMPUTADORAS Y SOFTWARE PARA EFECTUAR CALCULOS RAPIDOS Y EXACTOS.

### OFRECEMOS TAMBIEN:

- DISEÑO Y CALCULO DE EQUIPOS DE PROCESO EN GENERAL DE ACUERDO A LAS NECESIDADES PARTICULARES DE SU PROCESO, ESTO INCLUYE:
  - \* LA SELECCION ADECUADA DE MATERIALES DE CONSTRUCCION.
  - \* ARREGLOS DE TUBERIA PARA CUALQUIER TIPO DE INDUSTRIA, LLAMESE:
    - QUIMICA,
    - REFRESQUERA,
    - TEXTIL,
    - ALIMENTICIA,
    - FARMACEUTICA,
    - AUTOMOTRIZ,
    - HULERA,
    - METALMECANICA...ETC.
- PRUEBAS HIDROSTATICAS.
- BITACORA PARA GENERADORES DE VAPOR Y/O RECIPIENTES A PRESION.
- VEINTICUATRO AÑOS DE EXPERIENCIA EN EL RAMO RESPALDAN NUESTRO PROFESIONALISMO.

LLAMENOS Y UN REPRESENTANTE NUESTRO PASARA A VISITARLOS.

**ATENTAMENTE**

**ING. JUAN MANUEL LEON ESTRADA  
DIRECTOR GENERAL**

**DISEÑO Y CÁLCULO**  
**DE**  
**RECIPIENTES A PRESIÓN**

**ING. JUAN MANUEL LEÓN ESTRADA**

**EDICIÓN 1997.**

**CRITERIOS UTILIZADOS EN EL DISEÑO Y CÁLCULO  
DE RECIPIENTES A PRESIÓN**

**CONTENIDO**

**CAPÍTULO 1.- GENERALIDADES.**

- 1.1.- Definición de conceptos.
- 1.2.- Tipos de recipientes.
- 1.3.- Tipos de tapas.
- 1.4.- Soldadura en recipientes a presión
- 1.5.- Boquillas en recipientes a presión.
- 1.6.- Registros de hombre.
- 1.7.- Materiales usados en recipientes a presión.
- 1.8.- Códigos aplicables.
- 1.9.- Breve historia del Código A.S.M.E.
- 1.10.- Limitaciones

**CAPÍTULO 2.- RECIPIENTES CILÍNDRICOS HORIZONTALES.**

- 2.1.- Cálculo por presión interna.
- 2.2.- Cálculo por presión externa (vacío).
- 2.3.- Cálculo de anillos atiesadores.
- 2.4.- Cálculo de soportes.
- 2.5.- Cálculo de orejas de izaje

**CAPÍTULO 3.- RECIPIENTES CILÍNDRICOS VERTICALES.**

- 3.1.- Cálculo por presión interna.
- 3.2.- Cálculo por presión externa (vacío).
- 3.3.- Cálculo por peso propio.
- 3.4.- Cálculo por presión del viento.

- 3.5.- Cálculo por sismo.
- 3.6.- Cálculo por vibraciones.
- 3.7.- Cálculo de la deflexión máxima.
- 3.8.- Cálculo de esfuerzos combinados.
- 3.9.- Cálculo del faldón.
- 3.10.- Cálculo del anillo base.
- 3.11.- Cálculo de soportes tipo columna.
- 3.12.- Cálculo de orejas de izaje.

#### **CAPÍTULO 4.- RECIPIENTES ESFÉRICOS.**

- 4.1.- Cálculo por presión interna.
- 4.2.- Cálculo por presión externa. (vacío).

#### **CAPÍTULO 5.- PRUEBAS EN RECIPIENTES A PRESIÓN**

- 5.1.- Pruebas hidrostáticas.
- 5.2.- Pruebas neumáticas.
- 5.3.- Pruebas de elasticidad.

ING. JUAN MANUEL LEÓN ESTRADA  
EDICIÓN 1997

## ÍNDICE

	PÁGINA
<b>CAPÍTULO 1.- <u>GENERALIDADES</u></b> -----	7
1.1.- Definición de conceptos. -----	7
1.1.1.- Recipientes a Presión. ....	7
1.1.2.- Presión de operación. ....	7
1.1.3.- Presión de diseño. ....	7
1.1.4.- Presión de prueba. ....	8
1.1.5.- Presión de trabajo máxima permisible. ....	8
1.1.6.- Esfuerzo de diseño a la tensión. ....	9
1.1.7.- Eficiencia de las soldaduras. ....	9
1.2.- Tipos de recipientes. ....	9
1.2.1.- Por su uso. ....	11
1.2.2.- Por su forma. ....	11
1.3.- <u>Tipos de tapas</u> . ....	11
1.3.1.- Tapas planas. ....	11
1.3.2.- Tapas planas con ceja. ....	11
1.3.3.- Tapas únicamente abombadas. ....	14
1.3.4.- Tapas abombadas con ceja invertida. ....	14
1.3.5.- Tapas toriesféricas. ....	14
1.3.6.- Tapas semielípticas. ....	14
1.3.7.- Tapas semiesféricas. ....	14
1.3.8.- Tapas 80:10. ....	14
1.3.9.- Tapas cónicas. ....	14
1.3.10.- Tapas toricónicas. ....	14
1.4.- <u>Soldadura en recipientes a presión</u> . ....	26
1.5.- <u>Boquillas en recipientes a presión</u> . ....	46
1.5.1.- Espesores de los cuellos de boquillas. ....	47



1.5.2.- Selección de bridas para boquillas.-----	53
1.5.3.- Tipos de caras de bridas.-----	60
1.6.- <u>Registros de hombre.</u> -----	62
1.7.- <u>Materiales en recipientes a presión.</u> -----	62
1.7.1.- Materiales más comunes.-----	62
1.7.2.- Lista de requisitos. -----	65
1.7.3.- Evaluación de los materiales sugeridos. -----	67
1.7.4.- Selección de material.-----	68
1.8.- <u>Códigos aplicables.</u> -----	69
1.9.- <u>Breve historia del Código ASME.</u> -----	69
1.10.- <u>Limitaciones.</u> -----	75

## **CAPÍTULO 2.- RECIPIENTES CILÍNDRICOS HORIZONTALES.--- 76**

2.1.- <u>Cálculo por presión interna.</u> -----	76
2.1.1.- Cálculo de cilindros.-----	77
2.1.2.- Cálculo de las tapas.-----	77
2.2.- <u>Cálculo por presión externa. (vacío)</u> -----	84
2.2.1.- Cálculo de cilindros por presión externa.-----	84
2.3.- <u>Cálculo de anillos atiesadores.</u> -----	87
2.3.1.- Cálculo del momento de Inercia "I".-----	90
2.4.- <u>Cálculo de soportes.</u> -----	106
2.4.1.1.- Reacción de las silletas.-----	107
2.4.1.2.- Presión interna.-----	107
2.4.1.3.- Presión externa.-----	107
2.4.1.4.- Cargas del viento.-----	107
2.4.1.5.- Cargas por impacto.-----	107
2.4.2.- Localización de las silletas.-----	107
2.4.3.- Esfuerzos en las silletas.-----	108
2.5.- Cálculo de las orejas de izaje.-----	115

**CAPÍTULO 3.- RECIPIENTES CILÍNDRICOS VERTICALES.-- 125**

3.1.- <u>Cálculo por presión interna.</u> -----	126
3.2.- <u>Cálculo por presión externa.</u> -----	130
3.3.- <u>Cálculo por peso propio.</u> -----	134
3.4.- <u>Cálculo por presión del viento.</u> -----	136
3.5.- <u>Cálculo por sismo.</u> -----	140
3.6.- <u>Cálculo por vibraciones.</u> -----	140
3.7.- <u>Cálculo de la deflexión máxima.</u> -----	143
3.8.- <u>Cálculo de esfuerzos combinados.</u> -----	144
3.9.- <u>Cálculo del faldón.</u> -----	144
3.10.- <u>Cálculo del anillo base.</u> -----	145
3.11.- <u>Cálculo de soportes tipo columnas.</u> -----	145
3.12.- <u>Cálculo de orejas de izaje.</u> -----	150

**CAPÍTULO 4.- RECIPIENTES ESFÉRICOS.----- 151**

4.1.- <u>Cálculo por presión interna.</u> -----	161
4.1.1.- <u>Cálculo de las presiones de diseño.</u> -----	161
4.1.2.- <u>Cálculo de los espesores.</u> -----	162
4.2.- <u>Cálculo por presión externa.</u> -----	164

**CAPÍTULO 5.- PRUEBAS EN RECIPIENTES A PRESIÓN.-164**

5.1.- <u>Prueba hidrostática</u> .-----	165
5.2.- <u>Prueba neumática</u> .-----	165
5.3.- <u>Prueba de elasticidad</u> -----	166
Bibliografía. -----	167

## CAPÍTULO 1.- GENERALIDADES

### 1.1.- Definición de conceptos.

#### 1.1.1.- RECIPIENTE A PRESIÓN

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

#### 1.1.2.- PRESIÓN DE OPERACIÓN ( $P_o$ )

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

#### 1.1.3.- PRESIÓN DE DISEÑO ( $P$ )

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

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

$$P = 1.1. P_o$$

$$\text{Si } P_o < 300 \text{ lb/pulg}^2.$$

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

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

Al determinar la presión de diseño ( $P$ ), debe tomarse en consideración la presión hidrostática debida a la columna del fluido que estemos manejando, si éste es líquido, sobre todo en recipientes cilíndricos verticales.

#### 1.1.4.- PRESIÓN DE PRUEBA ( $P_p$ )

Se entenderá por presión hidrostática de prueba y se cuantificará por medio de la siguiente ecuación:

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

Donde:

$P$  = Presión de diseño.

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

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

#### 1.1.5.- PRESIÓN DE TRABAJO MÁXIMA PERMISIBLE.

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

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

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

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

- a).- El recipiente no está corroído. (nuevo)
- b).-La temperatura no afecta a la resistencia a la tensión del material. (temperatura ambiente) (frío).

c).-Tampoco se consideran los efectos producidos por la acción del viento, presión hidrostática, etc.

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

### 1.1.6.- ESFUERZO DE DISEÑO A LA TENSIÓN. (S)

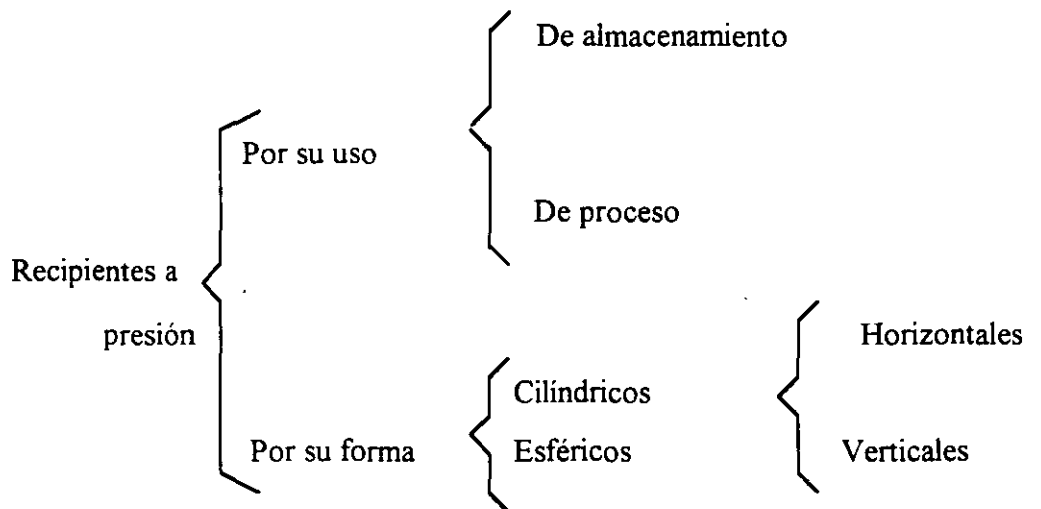
Es el valor máximo al que podemos someter un material, que forma parte de un recipiente a presión, en condiciones normales de operación. Su valor es aproximadamente el 25% del esfuerzo último a la tensión del material en cuestión.



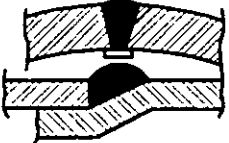




### 1.1.7.- EFICIENCIA DE LAS SOLDADURAS. (E)

Se puede definir la eficiencia de las soldaduras, como el grado de confiabilidad que se puede tener de ellas. Sus valores están dados en la figura No. 1, en la cual se muestran los tipos de unión más comúnmente usados en la fabricación de recipientes a presión.

### 1.2.- Tipos de recipientes.

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



	<b>EFICIENCIA DE SOLDADURAS VALORES DE "E"</b>	<b>NORMAS</b>		
		<b>FIGURA No. 1</b>		
<b>TIPOS DE UNIONES NORMA UW-12</b>		<b>EFICIENCIA DE LA UNION CUANDO LA JUNTA ESTA RADIOGRAFIADA</b>		
		<b>AL 100 %</b>	<b>POR PUNTOS</b>	<b>SIN</b>
	SOLDADURA A TOPE UNIDA CON SOLDADURA POR AMBOS LADOS, O BIEN POR OTRO METODO CON LO CUAL SE OBTENGA LA MISMA CALIDAD DEL METAL DE APORTE EN AMBOS LADOS DE LA SUPERFICIE SOLDADA. SI SE USA LA SOLERA DE RESPALDO, DEBERA QUITARSE DESPUES DE APLICAR LA SOLDADURA Y ANTES DE RADIOGRAFIAR.	1.00	0.85	0.70
	SOLDADURA SIMPLE A TOPE CON SOLERA DE RESPALDO LA CUAL PERMANECERA EN EL INTERIOR DEL RECIPIENTE.	0.90	0.80	0.65
	UNION SIMPLE POR UN SOLO LADO SIN SOLERA DE RESPALDO	---	---	0.60
	UNION TRASLAPADA CON DOBLE FILETE	---	---	0.55
	UNION TRASLAPADA CON FILETE SENCILLO Y TAPON DE SOLDADURA	---	---	0.50
	UNION TRASLAPADA CON FILETE SENCILLO SIN TAPON DE SOLDADURA	---	---	0.45

### **1.2.1.- POR SU USO.**

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

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

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

### **1.2.2.- POR SU FORMA.**

Por su forma, los recipientes a presión, pueden ser cilíndricos o esféricos. Los primeros pueden ser horizontales o verticales, y pueden tener, en algunos casos, chaquetas para incrementar o decrecer la temperatura de los fluidos según el caso.

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

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

### **1.3.- Tipos de tapas.**

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

Las características principales y usos de estas tapas son:

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

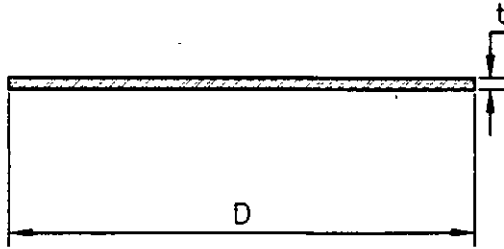
**1.3.2.- Tapas Planas con Ceja:** Al igual que las anteriores, se utilizan generalmente para presiones atmosféricas, su costo también es relativamente bajo, y tienen un límite dimensional de 6 metros de diámetro máximo.



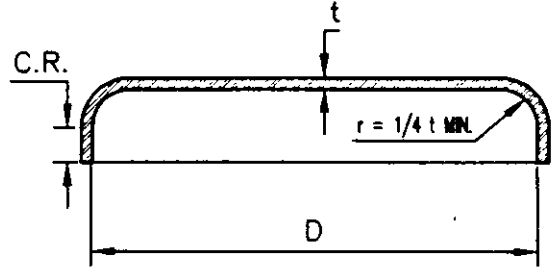
# TIPOS DE TAPAS

# NORMAS

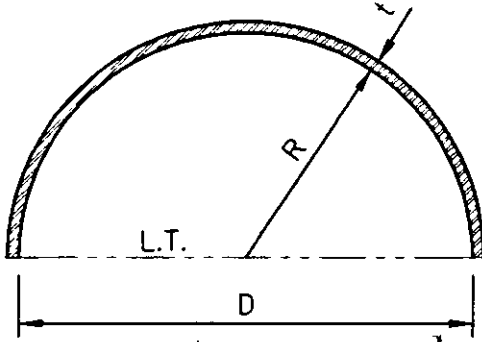
## FIGURA No. 2



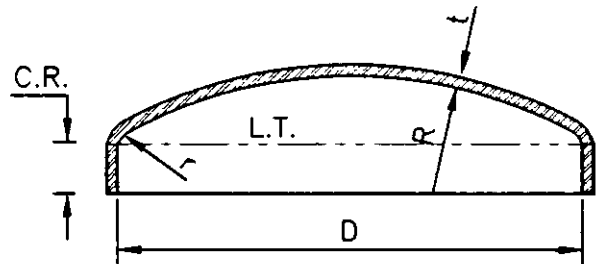
PLANA



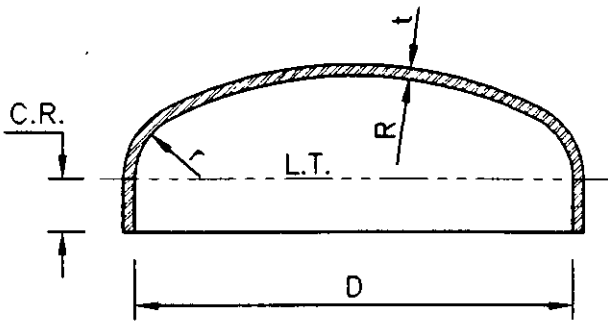
PLANA CON CEJA



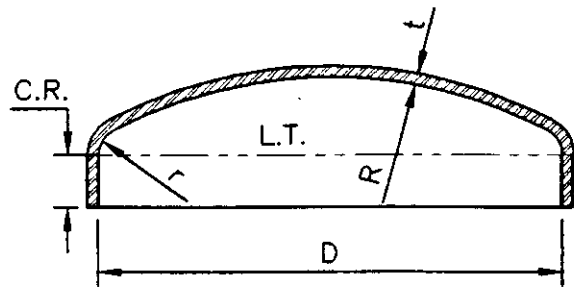
SEMIESFERICA



.80 : 10



SEMIELIPTICA



TORIESFERICA

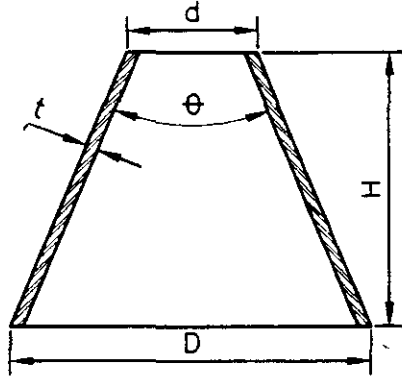




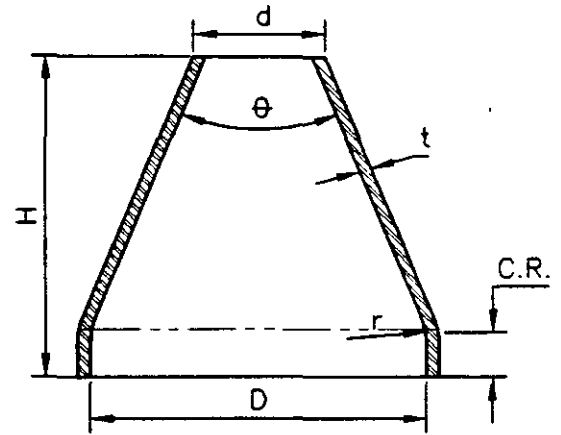
### TIPOS DE TAPAS

### NORMAS

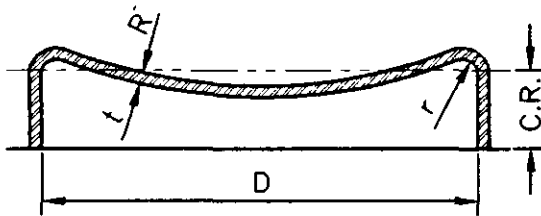
FIGURA No. 3



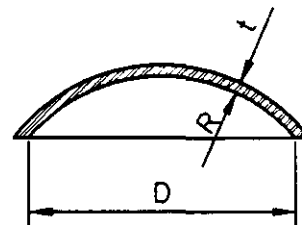
CONICA



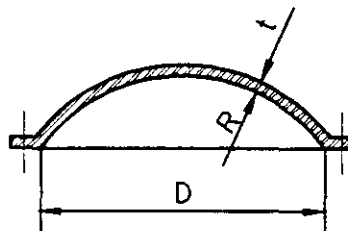
TORICONICA



ABOMBADA CON CEJA INVERTIDA



UNICAMENTE ABOMBADA



ABOMBADA CON CEJA PLANA

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

**1.3.4.- Tapas Abombadas con Ceja Invertida:** Su uso es limitado debido a su difícil fabricación, por lo que su costo es alto, siendo empleadas solamente en casos especiales.

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

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

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

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

**1.3.9.- Tapas Cónicas:** Se utilizan, generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación, no hay límite en cuanto a dimensiones para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo del vértice no deberá ser mayor de  $60^\circ$ . Las tapas cónicas con ángulo mayor de  $60^\circ$  en el vértice, deberán ser calculadas como tapas planas. Deberá tenerse la precaución de reforzar las uniones cono-cilindro de acuerdo al procedimiento que se muestra en la figura No. 70.

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

A continuación se muestran las ecuaciones usadas para calcular los espesores de tipos de tapas utilizadas con mayor frecuencia.

**TAPAS PLANAS**

$$(1) \quad t = d \sqrt{CP / SE} \quad \text{ó} \quad (2) \quad t = d \sqrt{(CP / SE) + 1.9Whg / SEd^3}$$

Las ecuaciones anteriores serán usadas con las siguientes restricciones:

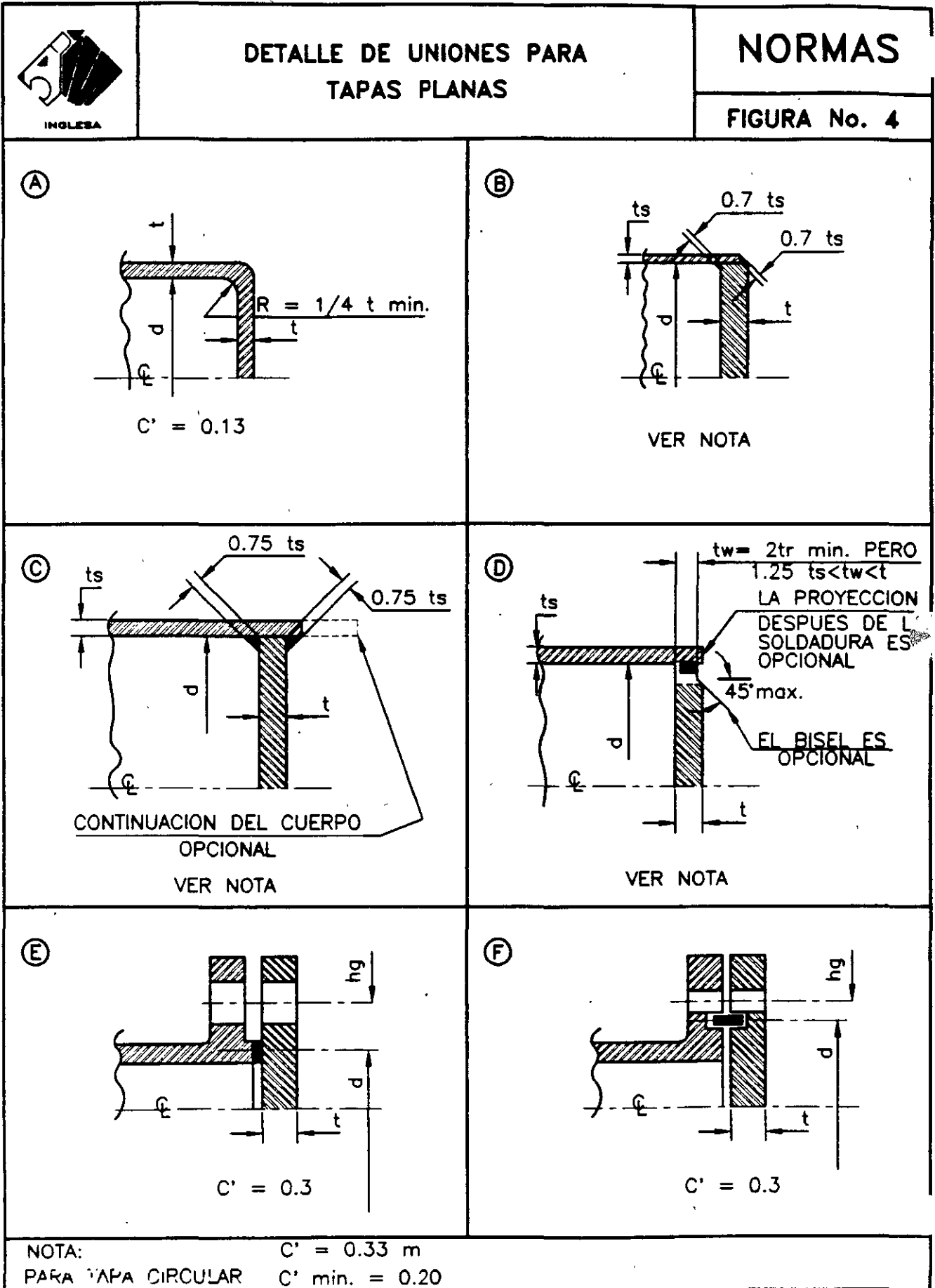
- 1.- La tapa deberá ser ciega, es decir, no deberá tener aberturas ni boquillas.
- 2.- Deberá ser circular.
- 3.- Deberá ser fabricada con alguno de los materiales ferrosos listados en las normas ANSI B-16.5.
- 4.- Deberá estar entre los rangos de presión y temperatura mostrados en la tabla B-16.5 de las normas ANSI.
- 5.- El espesor obtenido, de la ecuación correspondiente, deberá considerarse como mínimo y deberá agregarse la tolerancia por corrosión si existiera.
- 6.- La ecuación (2) se usará para calcular bridas ciegas atornilladas, de acuerdo con los detalles "E" y "F" de la figura No. 4, y se deberán considerar independientemente las condiciones de operación y las condiciones de sello de empaque, usando la mayor de ellas.

Para las condiciones de operación, el valor de "P" será dado por la presión de diseño, el valor de "S" se tomará a la temperatura de diseño y el valor de "W" será el que resulte mayor de:

$$Wm_1 = 0.785 G^2P + 2b (\pi) GmP \quad \text{ó} \quad Wm_2 = (\pi) bGy$$

Para las condiciones de sello del empaque, se tomará  $P = 0$ , el valor de "S" a la temperatura ambiente y "W" será :

$$W = \frac{(Am + Ab)}{2} Sa$$



**Donde:**

$A_b$  = Área transversal neta de los tornillos en Pulg.<sup>2</sup> (mm<sup>2</sup>)

$A_m$  = Área transversal requerida de los tornillos tomada como la que resulte mayor de  $A_{m1}$  y  $A_{m2}$  en Pulg.<sup>2</sup> (mm<sup>2</sup>)

$A_{m1}$  = Área transversal neta requerida de los tornillos en condiciones de operaciones en Pulg.<sup>2</sup> (mm<sup>2</sup>) =  $\frac{W_{m1}}{S_b}$

$A_{m2}$  = Área neta de los tornillos =  $\frac{W_{m2}}{S_a}$

$b$  = Ancho efectivo de contacto del empaque. (ver figura 5)

$b_o$  = Ancho básico del empaque. (ver figura 5)

$C'$  = Constante adimensional que depende de la forma de unión entre la tapa y el cilindro. (ver figura 4)

$d$  = Diámetro medido como se indica en la figura No. 4.

$E$  = Eficiencia de soldaduras. (ver figura 1)

$G$  = Diámetro donde se localiza la reacción del empaque en pulgadas (mm) (ver figura 5)

$hg$  = Brazo de palanca, distancia radial de la línea de centros de barrenos a la línea de reacción del empaque, en pulgadas (mm) (ver figura 5)

$m$  = Relación  $t_r/t_s$  adimensional.

$P$  = Presión de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (KPa)

$S$  = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (KPa)

$t_r$  = Espesor requerido en el cuerpo

$t_s$  = Espesor real del cuerpo


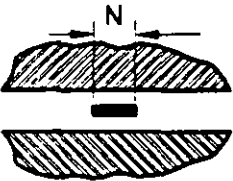
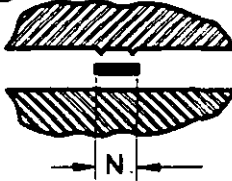
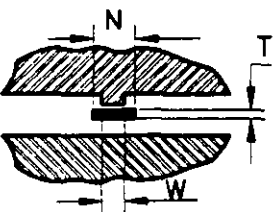
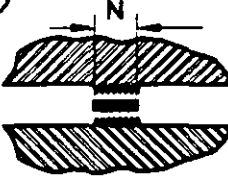
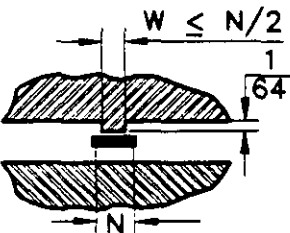
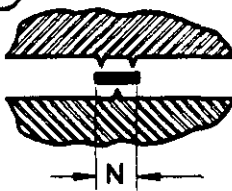
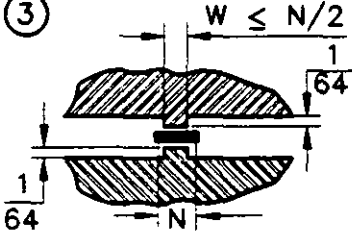
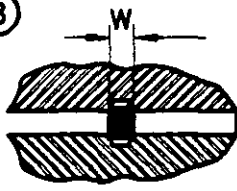
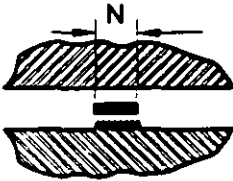
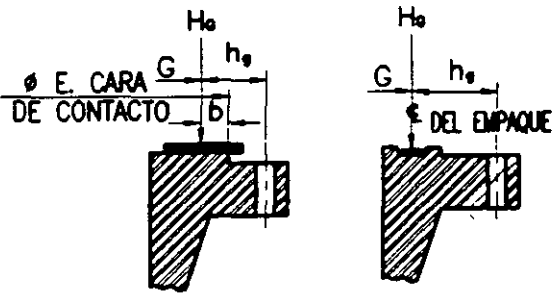
$S_a$  = Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a temperatura ambiente, en lb/pulg.<sup>2</sup> (MPa)









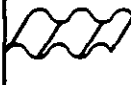




$S_b$  = Esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (MPa)

$t$  = Espesor mínimo requerido en la tapa, sin considerar corrosión, en pulgadas. (mm)

$W$  = Carga total de los tornillos, en libras. (N)

$y$  = Carga máxima permisible en el empaque o en la superficie de sello, en lb/pulg.<sup>2</sup> (Mpa). su valor depende de la forma y material del empaque. (ver figura 6)

	ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b"				NORMAS		
	TIPO DE CARA		bo		TIPO DE CARA		bo
		columna I	columna II			columna I	columna II
1a 	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$	5 	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$		
1b 	$\frac{W + T}{2}$ $\frac{W + N}{4} \text{ max.}$	$\frac{W + T}{2}$ $\frac{W + N}{4} \text{ max.}$	6 	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$		
2 	$\frac{W + N}{4}$	$\frac{W + 3N}{8}$	7 	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$		
3 	$\frac{N}{4} \text{ min.}$	$\frac{3N}{8}$	8 	$\frac{W}{8}$			
4 	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$	LOCALIZACION DE LA REACCION DE CARGA DEL EMPALME 				
ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b" $b = bo$ ,CUANDO $bo < 1/4''$ $b = \frac{\sqrt{bo}}{2}$ ,CUANDO $bo > 1/4''$							

 <b>MATERIALES DE EMPAQUE Y CARAS DE CONTACTO</b> <small>FACTORES DE EMPAQUE (m) PARA CONDICIONES DE OPERACION Y ESFUERZO MINIMO DE ASENTAMIENTO 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 PRUBADO EN FORMA SATISFACTORIA SERVICIO ACTUAL USADO ANCHO EFECTIVO (b) DE SELLO DEL EMPAQUE DE LA TABLA No. 2 LOS VALORES DE DISEÑO, OTROS DETALLES DADOS EN ESTA TABLA SON SUGERIDOS Y NO OBLIGATORIOS.</small>		<b>NORMAS</b> <b>FIGURA No. 6</b> <b>TABLA No. 1</b>				
		MATERIAL DEL EMPAQUE	FACTOR DE EMPAQUE m	ESFUERZO DE "Y"	FORMA Y TIPO	REFERIDO A LA FORMA DE CARA
HULE SIN TEJER O UN ALTO PORCENTAJE DE FIBRA ASBESTO	CON DUREZA SHORE MENOR DE 75	0.50	0		1(a,b,c,d) 4,5	II
	CON DUREZA SHORE 75 Y MAYOR	1.00	200			
ASBESTO CON UN LIGADO ACEPTABLE PARA LAS CONDICIONES DE OPERACION	1/8 ESPESOR	2.00	1600			
	1/16 ESPESOR	2.75	3700			
	1/32 ESPESOR	3.50	6500			
HULE CON TEJIDO DE ALGODON INSERTADO		1.25	400			
HULE CON TEJIDO DE ASBESTO INSERTADO CON O SIN REFUERZO DE ALAMBRE	3 JUEGOS	2.26	2200			
	2 JUEGOS	2.50	2900			
	1 JUEGO	2.75	3700			
FIBRAS VEGETALES		1.75	1100			
METAL DEVANADO ESPIRAL CON ACERO AL CARBON ASBESTO ACERO INOX. O MONEL		2.50	2900		1(a,b)	
		3.00	-4500			
METAL CORRUGADO CON ASBESTO INSERTADO O METAL CORRUGADO CON ALMA DE ACERO	ALUMINIO SUAVE	2.50	2900			
	COBRE SUAVE BRONCE	2.75	3700			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.00	4500			
	MONEL O 4-5 % Cr.	3.25	5500			
	ACERO INOX.	3.50	6500			
METAL CORRUGADO CON:	ALUMINIO SUAVE	2.75	3700			
	COBRE SUAVE BRONCE	3.00	4500			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.25	5500			
	MONEL O 4-5 % Cr.	3.50	6500			
	ACEROS INOXIDABLES	3.75	7600			
METAL PLANO CON ALMA DE ASBESTO	ALUMINIO SUAVE	3.25	5500		1(a,b,c,d) 2	
	COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7600			
	MONEL	3.50	8000			
	4-6 % Cr.	3.75	9000			
	ACEROS INOXIDABLES	3.75	9000			
METAL RANURADO	ALUMINIO SUAVE	3.25	5500		1(a,b,c,d) 2,3	
	COBRE SUAVE O BRONCE	3.50	6500			
	HIERRO O ACERO SUAVE	3.75	7600			
	MONEL O 4-6 % Cr.	3.75	9000			
	ACEROS INOXIDABLES	4.25	10100			
METAL SOLIDO DE PLACA	ALUMINIO SUAVE	4.00	8800		1(a,b,c,d) 2,3,4,5	
	COBRE SUAVE O BRONCE	4.75	13000			
	HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000			
	MONEL O 4-6 % Cr.	6.00	21800			
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000			
JUNTA REDONDA	HIERRO O ACERO SUAVE	5.50	18000		6	
	MONEL O 4-6 % Cr.	6.00	21800			
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000			





## TAPAS TORIESFÉRICAS

$$t = \frac{PLM}{2SE-0.2P}$$

**Donde:**

P = Presión de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (KPa)

L = Radio de abombado, en pulgadas. (mm.)

M = Factor adimensional que depende de la relación L/r (ver tabla).

r = Radio de esquina o radio de nudillos, en pulgadas. (mm.)

S = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (KPa)

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

E = Eficiencia de las soldaduras. (ver figura 1)

**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	1.17

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	13.0	14.0	15.00	16.0
M	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75

L/r	16.666
M	1.77

**TAPAS SEMIELÍPTICAS 2:1**

$$t = \frac{PD}{2SE-0.2P}$$

**Donde:**

D = Diámetro interior de la tapa, en pulgadas. (mm.)

E = Eficiencia de las uniones soldadas. (ver figura 1)

P = Presión de diseño, en lb/pulg<sup>2</sup>.

S = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg<sup>2</sup>. (KPa)

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

### TAPAS SEMIESFÉRICAS

$$t = \frac{PR}{2SE-0.2P}$$

**Donde:**

E = Eficiencia de soldaduras. (ver figura 1)

P = Presión de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (KPa)

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

S = Esfuerzo máximo permisible, del material de la tapa, a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (KPa)

—t— = Espesor mínimo requerido en la tapa, sin corrosión, en pulgadas. (mm.)

### TAPAS 80:10

$$t = \frac{0.73 PL}{SE-0.1P}$$

**Donde:**

E = Eficiencia de las soldaduras. (ver figura 1)

L = Diámetro interior de la tapa (0.8) en pulgadas (mm.)

P = Presión de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (KPa)

S = Esfuerzo máximo permisible, del material de la tapa, a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (KPa)

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

### TAPAS CÓNICAS

$$t = \frac{PD}{2 \text{ Cos. } \alpha \quad (\text{SE-0.6P})}$$

**Donde:**

$$\alpha = \frac{\text{Ángulo en el vértice}}{2} \leq 30^\circ$$

D = Diámetro interior mayor, del cono, en pulgadas. (mm.)

E = Eficiencia de las soldaduras. (ver figura 1)

P = Presión de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (KPa)

S = Esfuerzo máximo permisible, del material de la tapa, a tensión y a temperatura de diseño, en lb/pulg.<sup>2</sup> (KPa)

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

### TAPAS TORICÓNICAS

Se aplica la misma ecuación que para las tapas cónicas, y el espesor de la zona toroidal será determinado por la siguiente ecuación:

$$t = \frac{PLM}{2SE-0.2P}$$

**Donde :**

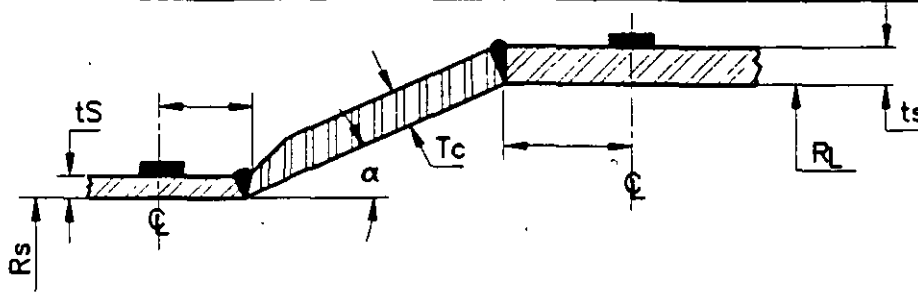
$$L = \frac{D1}{2 \text{ Cos. } \alpha}$$



# CALCULO DE REFUERZOS EN LA UNION CONO - CILINDRO

# NORMAS

FIGURA No. 8



UNION CILINDRO MAYOR

UNION CILINDRO MENOR

DATOS DE DISEÑO	MEDIO ANGULO DEL VERTICE $\alpha =$ GRADOS	ESFUERZO DEL MAT. $S =$ LB/PULG. <sup>2</sup>
	EFICIENCIA SOLDADURA $E =$	ESPESOR MINIMO REQUERIDO DEL CIL. $t =$ PULG.
	PRESION INTERNA DE DISEÑO $P =$ LB/PULG. <sup>2</sup>	ESPESOR REAL DEL CONO $t_c =$ PULG.
	RADIO INTERIOR $R_L =$ PULG.	ESPESOR REAL DEL CILINDRO $t_s =$ PULG.

TABLA	P/SE	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
	$\Delta$ , GRAD.	11	15	18	21	23	25	27	28.5	30

PROCEDIMIENTO	ECUACIONES	CALCULOS
CALCULE LA RELACION	$P/SE$	
ENCUENTRE EL VALOR DE $\Delta$ DE LA TAB. ( $\Delta = 30'$ PARA VALORES MAYORES DE $P/SE$ NO MOSTRADOS EN LA TABLA)	$\Delta =$ GRADOS $\alpha - \Delta =$ GRADOS	
CALCULE EL AREA REQUERIDA PARA ESFUERZO "A" EN PULG. <sup>2</sup>	$A = \frac{PR^2}{2SE} (1 - \frac{\Delta}{\alpha}) \tan \alpha$	
DETERMINE EL VALOR DE $t_s$ EN PULG.	$t_s =$ EL MENOR DE $(t_s - t) \text{ O } (t_s - \frac{t}{\cos \alpha})$	
CALCULE EL AREA DE MATERIAL EN EXCESO APROVECHABLE COMO REFUERZO $A_s$ EN PULG. <sup>2</sup>	$A_s = 4 t_s \sqrt{R_L t_s}$	
DIFERENCIA DE AREAS EN PULG. <sup>2</sup> REQUERIDA COMO REFUERZO	$A - A_s =$	
CALCULE EL LIMITE DEL ESFUERZO FUERA DEL EJE EN PULGADAS CENTROIDE EN PULGADAS	$\sqrt{R_L t_s}$ $0.5 \sqrt{R_L t_s}$	MAXIMA DISTANCIA DESDE LA UNION MAXIMA DISTANCIA DE LA UNION AL CENTROIDE

DATOS DE DISEÑO	MEDIO ANGULO DEL VERTICE $\alpha =$ GRADOS	ESFUERZO DEL MATERIAL $S =$ LB/PULG. <sup>2</sup>
	EFICIENCIA DE SOLDADURA $E =$	ESPESOR MINIMO REQUERIDO DEL CILINDRO $t =$ PULG.
	PRESION INTERNA DE DISEÑO $P =$ LB/PULG. <sup>2</sup>	ESPESOR REAL DEL CONO $t_c =$ PULG.
	RADIO INTERIOR $R_s =$ PULG.	ESPESOR REAL DEL CILINDRO $t_s =$ PULG.

TABLA	P/SE	0.002	0.005	0.010	0.020	0.040	0.080	0.100	0.125
	$\Delta$ , GRAD.	4	6	9	12.5	17.5	24	27	30

PROCEDIMIENTO	ECUACIONES	CALCULOS
CALCULE LA RELACION	$P/SE$	
ENCUENTRE EL VALOR DE $\Delta$ DE LA TAB. ( $\Delta = 30'$ PARA VALORES MAYORES DE $P/SE$ NO MOSTRADOS EN LA TABLA)	$\Delta =$ GRADOS $\alpha - \Delta =$ GRADOS	
CALCULE EL AREA REQUERIDA PARA ESFUERZO "A" EN PULG. <sup>2</sup>	$A = \frac{PR^2}{2SE} (1 - \frac{\Delta}{\alpha}) \tan \alpha$	
DETERMINE EL VALOR DE $m$	$m =$ EL MENOR DE $\frac{t_c}{t} \cos (\alpha - \Delta) \text{ O } \frac{t_c \cos \alpha \cos (\alpha - \Delta)}{t}$	
CALCULE EL AREA DE MATERIAL EN EXCESO APROVECHABLE COMO REFUERZO EN PULG. <sup>2</sup>	$A_s = m \sqrt{R_s t} [ (t_c - \frac{t}{\cos \alpha}) + (t_s - t) ]$	
DIFERENCIA DE AREAS EN PULG. <sup>2</sup> REQUERIDA COMO REFUERZO	$A - A_s =$	
CALCULE EL LIMITE DEL ESFUERZO FUERA DEL EJE EN PULGADAS CENTROIDE EN PULGADAS	$\sqrt{R_s t_s}$ $0.5 \sqrt{R_s t_s}$	

$D_1$  = Diámetro interior medido perpendicularmente al eje de la tapa y a la altura donde termina la parte cónica y se inicia el radio de nudillos o radio de esquina.

En la página anterior se muestra un formato que nos sirve para calcular el tamaño y localización de los refuerzos requeridos en la unión cono-cilindro, es de hacerse notar que deberán efectuarse independientemente los cálculos para el refuerzo del cono en su diámetro menor y en el diámetro mayor.

#### **1.4.- SOLDADURAS EN RECIPIENTES A PRESIÓN.**

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

En las figuras de la 9 a la 27, se muestran algunos detalles para la preparación del material y aplicación de soldaduras, que se utilizan actualmente.

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

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

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

La eficiencia de las soldaduras está mostrada en la figura No. 1, en ella se dan los diferentes valores de la eficiencia (E) que debemos usar en los cálculos de acuerdo con el tipo de unión.

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



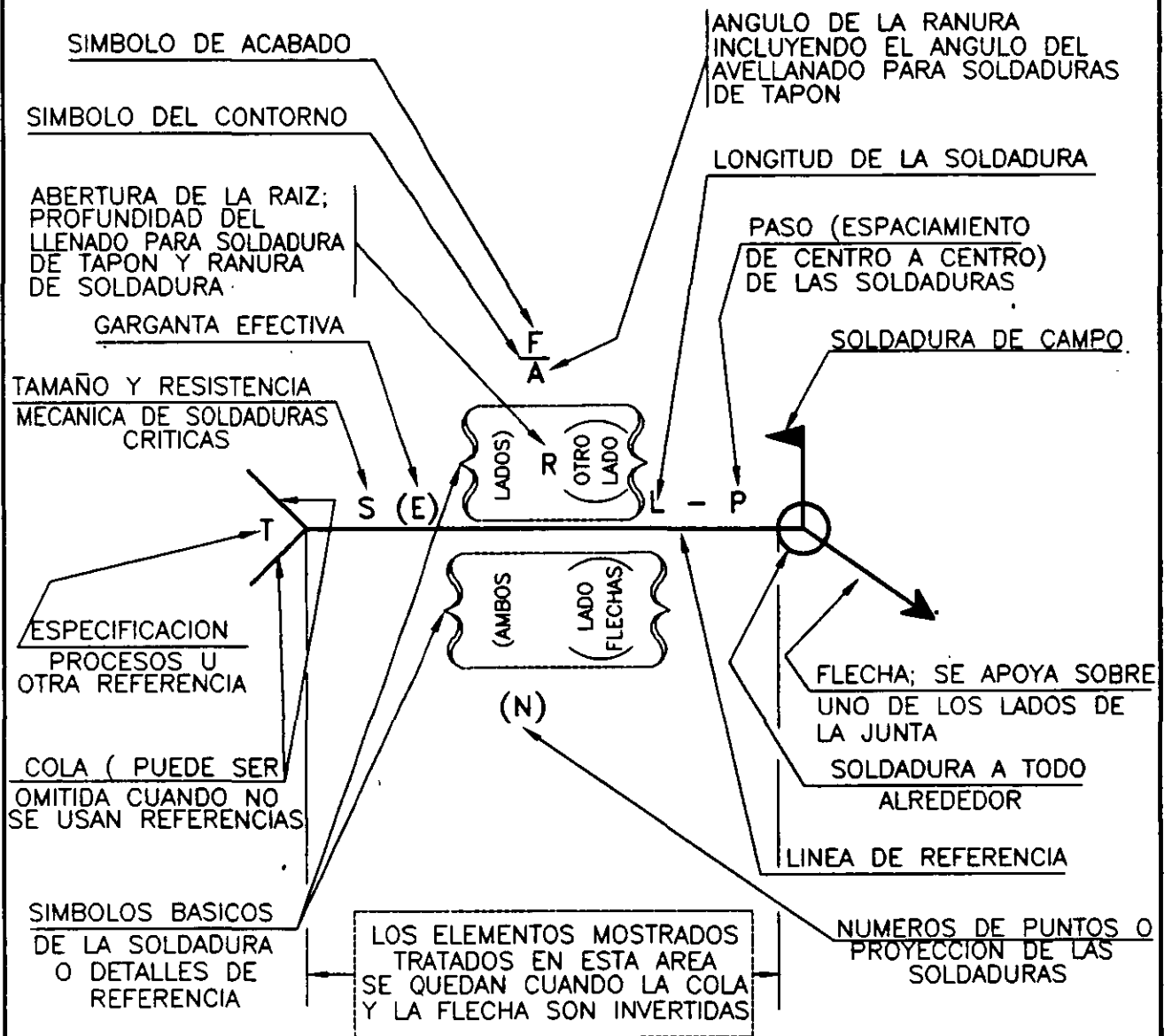
# SIMBOLOS BASICOS PARA LA REPRESENTACION GRAFICA DE SOLDADURAS

# NORMAS

## FIGURA No. 9

LAS CARACTERISTICAS DE LAS JUNTAS SOLDADAS SON ESTABLECIDAS POR MEDIO DE REPRESENTACIONES GRAFICAS, QUE CONSTAN, EN EL CASO MAS COMUN DE LOS ELEMENTOS QUE SE INDICAN A CONTINUACION Y CUYA LOCALIZACION RELATIVA SE ILUSTRA EN EL " STANDAR DE LOCALIZACION "

LINEA DE REFERENCIA, FLECHA, SIMBOLOS BASICOS, DIMENSIONES Y OTRAS ESPECIFICACIONES, SIMBOLOS COMPLEMENTARIOS, SIMBOLOS DE ACABADO, COLA, ESPECIFICACIONES RELATIVAS A LOS PROCESOS Y ELECTRODOS.



STANDAR DE LOCALIZACION DE LOS ELEMENTOS Y SIMBOLOS DE SOLDADURA



# SIMBOLOS BASICOS PARA LA PRESENTACION GRAFICA DE SOLDADURAS

# NORMAS

FIGURA No. 10

LA LINEA DE REFERENCIA, QUE PREFERENTEMENTE SE TRAZARA PARALELA A LOS CANTOS DEL PAPEL Y ES LA CONSTRUCCION QUE SIRVE DE BASE PARA EL ORDENAMIENTO DE LOS SIMBOLOS Y ESPECIFICACIONES.

LA " FLECHA " SE COLOCA EN LA PROLONGACION DE UNO DE LOS EXTREMOS DE LA LINEA DE REFERENCIA, Y SIRVE PARA SEÑALAR LA JUNTA POR SOLDAR, LA PUNTA DE LA FLECHA RESPECTIVA SE APOYARA, AL EFECTO, PRECISAMENTE SOBRE UNO DE LOS LADOS DE LA JUNTA POR LO QUE DE UNA MANERA GENERAL, EN TODA CONEXION SOLDADA SE ESTABLECERA UN LADO MARCADO POR LA FLECHA Y UN LADO CONTRARIO A LA FLECHA.

LOS SIMBOLOS BASICOS DEFINEN EN DETALLE, LAS CARACTERISTICAS DE LA CONEXION, EL TIPO DE SOLDADURA Y LAS RANURAS O CAJAS QUE DEBAN HACERSE A LOS MIEMBROS DE LA JUNTA, MISMOS QUE SE INDICAN A CONTINUACION.

TIPO DE SOLDADURA	LADO FLECHA	LADO OPUESTO	AMBOS LADOS	SIGNIFICADO CUANDO NO ESTA DEFINIDO EL LADO DE LA DERECHA	
FILETE				SIN USO	
RANURA O TAPON			SIN USO	SIN USO	
PROYECCION POR PUNTOS			SIN USO		
COSTURA			SIN USO		
RANURA	RECTANGULAR O CUADRADA				SIN USO
	V				SIN USO
	BISEL				SIN USO
	U				SIN USO
	J				SIN USO
	ACAMPANADO EN " V "				SIN USO
	BISEL ACAMPANADO				SIN USO
DE RESPALDO			SIN USO	SIN USO	
DE RECUBRIMIENTO		SIN USO	SIN USO	SIN USO	
UNION	CANTO			SIN USO	SIN USO
	ANGULAR			SIN USO	SIN USO





# SIMBOLOS BASICOS PARA LA PRESENTACION GRAFICA DE SOLDADURAS

# NORMAS

## FIGURA No. 11

LAS DIMENSIONES ESTABLECIDAS EN CONCORDANCIA CON EL SIMBOLO BASICO, EL ESPESOR DEL CORDON DE SOLDADURA, LA LONGITUD DEL MISMO, EL PASO CUANDO SE TRATA DE FILETES NO CORRIDOS SINO DE SOLDADURA A PUNTOS, LA SEPARACION EN LA RAIZ DE LAS CAJAS O RANURAS, EL ANGULO ABARCADO POR ESTAS Y EL ESPESOR DE UN TAPON. (EN TODOS LOS CASOS LAS ACOTACIONES SERAN EN MM. O EN PULGADAS)

LOS SIMBOLOS COMPLEMENTARIOS QUE SE USAN COMO ADICIONES AL SIMBOLO BASICO SE INDICAN A CONTINUACION:

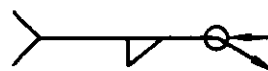
RESPALDO SEPARADOR.	SOLD. TODO AL REDEDOR	SOLD. DE CAMPO	PENETRACION COMPLETA	CONTORNO (SUPERFICIE)		
				ENRASADA	CONVEXA	CONCAVA

SIMBOLO DE SOLDADURA DE CAMPO



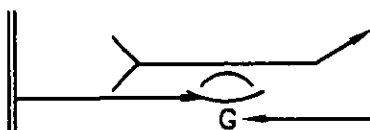
EL SIMBOLO DE SOLDADURA DE CAMPO INDICA QUE LA JUNTA POR SOLDARSE, NO DEBERA SER HECHA EN TALLER O EN EL LUGAR EN QUE SE EJECUTAN LAS FASES INICIALES DE LA FABRICACION.

SIMBOLO DE SOLDADURA EN TODO AL REDEDOR



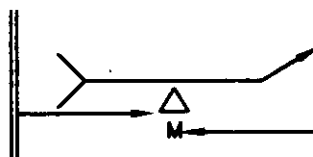
EL SIMBOLO DE SOLDADURA TODO AL REDEDOR INDICA QUE LA SOLDADURA SE EXTIENDE COMPLETAMENTE AL REDEDOR DE LA JUNTA.

EL SIMBOLO DEL CONTORNO CONVEXO INDICA QUE LA CARA DE LA SOLDADURA DEBERA SER ACABADA CON UN CONTORNO CONVEXO



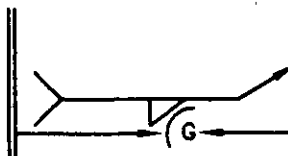
SIMBOLO DE ACABADO (STANDAR DEL USUARIO) INDICAR EL METODO PARA OBTENER EL CONTORNO ESPECIFICADO PERO NO EL GRADO DE ACABADO.

EL SIMBOLO DEL CONTORNO AL RAS INDICA QUE LA CARA DE LA SOLDADURA DEBERA SER HECHA AL RAS. CUANDO NO ES USADO UN SIMBOLO DE ACABADO, INDICA QUE LA SOLDADURA DEBERA SER EJECUTADA AL RAS SIN ACABADO SUBSIGUIENTE.



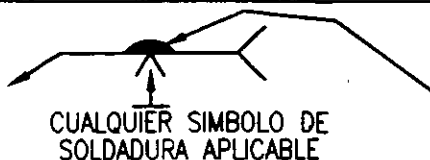
SIMBOLO DE ACABADO (STANDAR DEL USUARIO) INDICAR EL METODO PARA OBTENER EL CONTORNO ESPECIFICADO PERO NO EL GRADO DE ACABADO.

EL SIMBOLO DEL CONTORNO CONCAVO INDICA QUE LA CARA DE LA SOLDADURA DEBERA SER ACABADA CON UN CONTORNO CONCAVO



SIMBOLO DE ACABADO (STANDAR DEL USUARIO) INDICAR EL METODO PARA OBTENER EL CONTORNO ESPECIFICADO PERO NO EL GRADO DE ACABADO.

SIMBOLO DE PENETRACION COMPLETA



EL SIMBOLO DE PENETRACION COMPLETA NO ES DIMENSIONADO (EXCEPTO LA ALTURA)

SI NO HAY UNA INDICACION EXPRESA TODAS LAS SOLDADURAS SE ENTENDERAN CONTINUAS



**SIMBOLOGIAS**  
SIMBOLOS BASICOS DE SOLDADURAS DE ARCO Y GAS

**NORMAS**

FIGURA No. 12

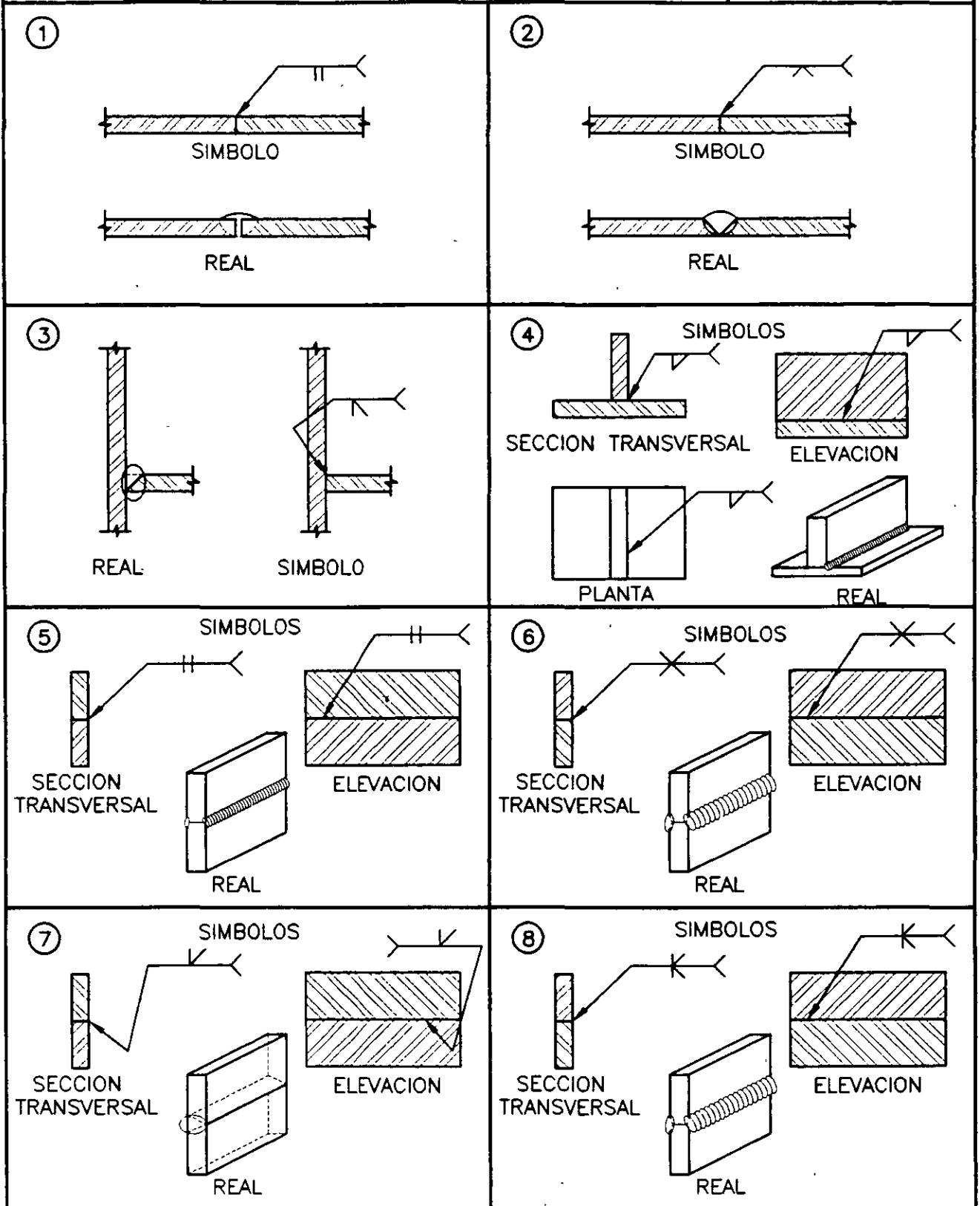
RANURA						
RECTANGULAR	" V "	BISEL	" U "	" J "	ACAMPANADO EN " V "	BISEL ACAMPANADO
FILETE	TAPON O RANURA	POR PUNTOS	COSTURA	TODO ALREDEDOR	DE CAMPO	PENETRACION COMPLETA
DE RESPALDO	RECUBRIMIENTO	UNION		CONTORNO		
		CANTO	ANGULAR	A RAS	CONVEXO	CONCAVO



# SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA

# NORMAS

FIGURA No. 13



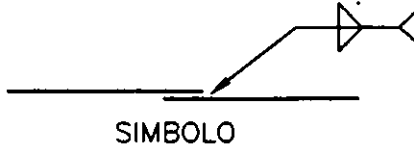


# SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA

# NORMAS

FIGURA No. 14

9

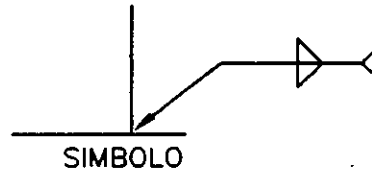


SIMBOLO

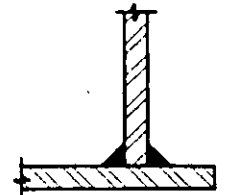


REAL

10

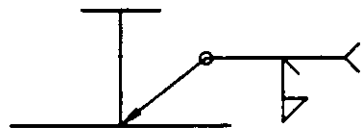


SIMBOLO



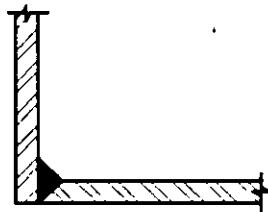
REAL

11



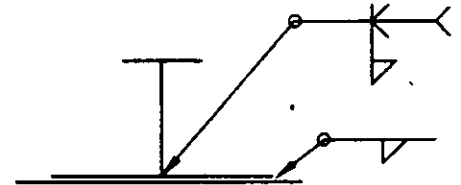
SIMBOLO

⊕



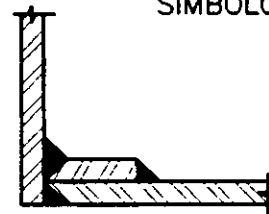
REAL

12



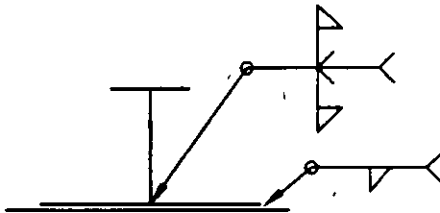
SIMBOLO

⊕



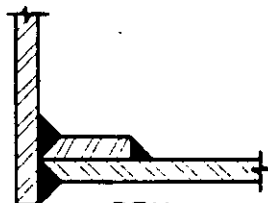
REAL

13



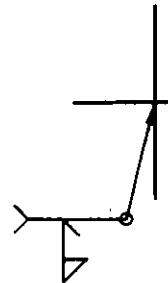
SIMBOLO

⊕

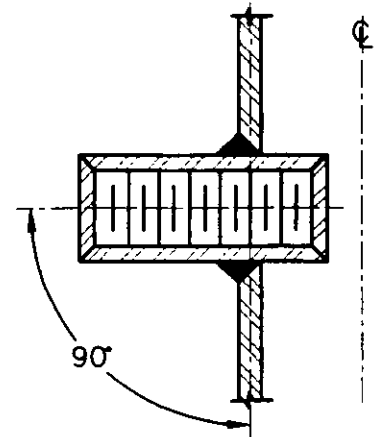


REAL

14



SIMBOLO



REAL

90°

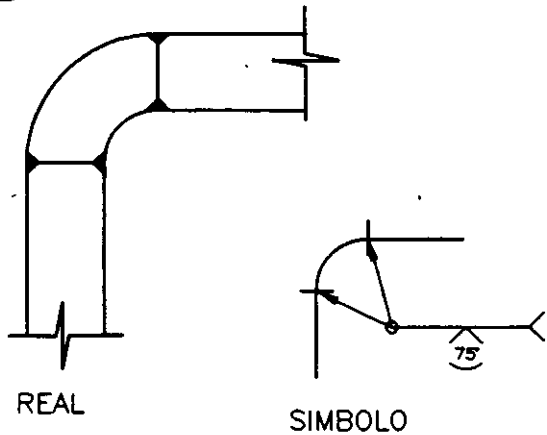


# SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURAS

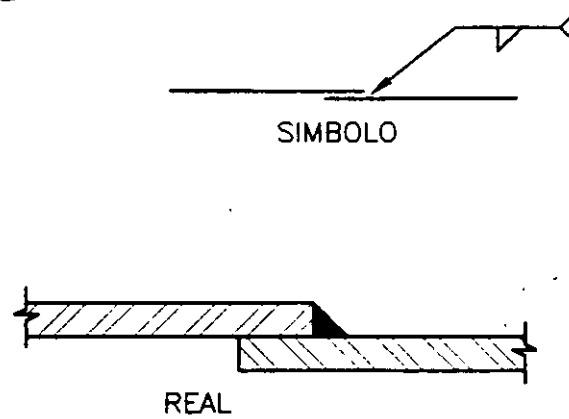
# NORMAS

FIGURA No. 15

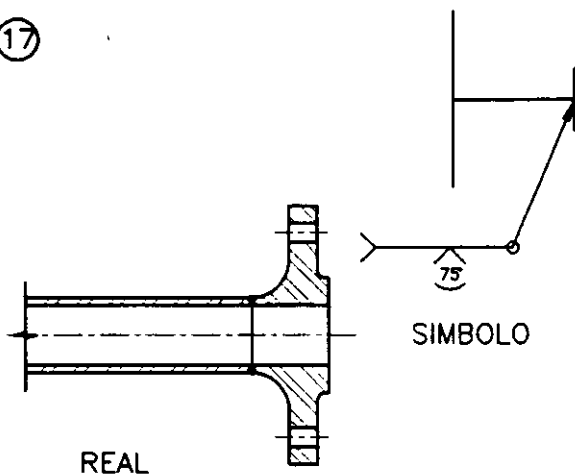
15



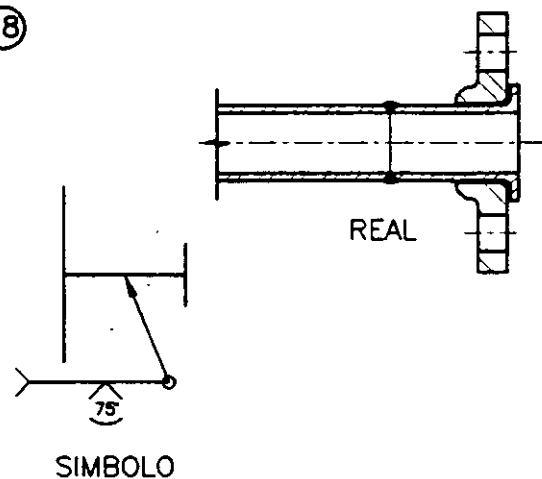
16



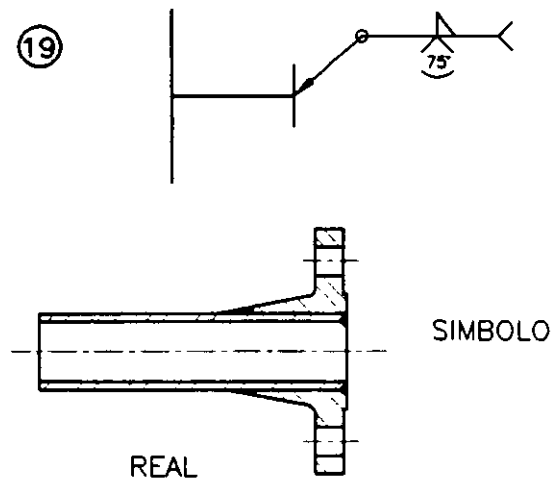
17



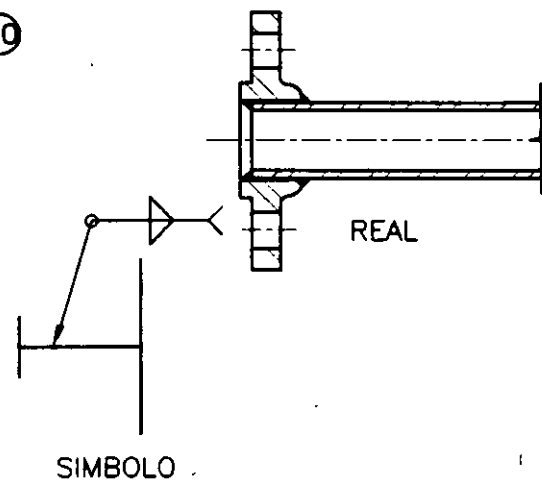
18



19



20



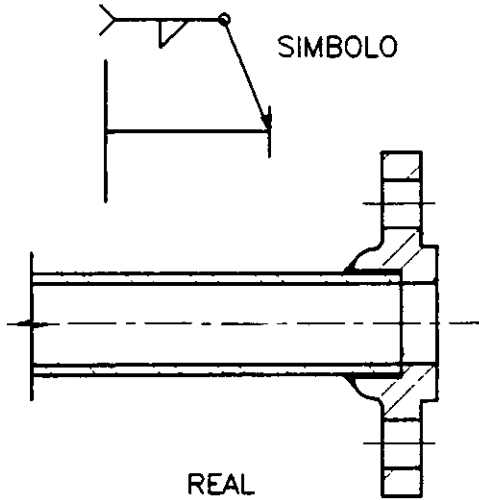


# SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURAS

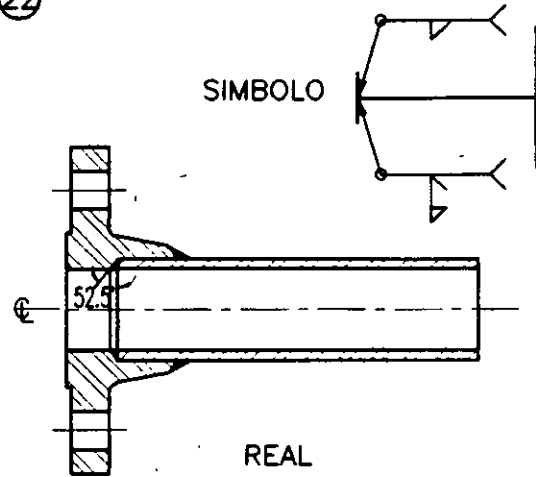
# NORMAS

FIGURA No. 16

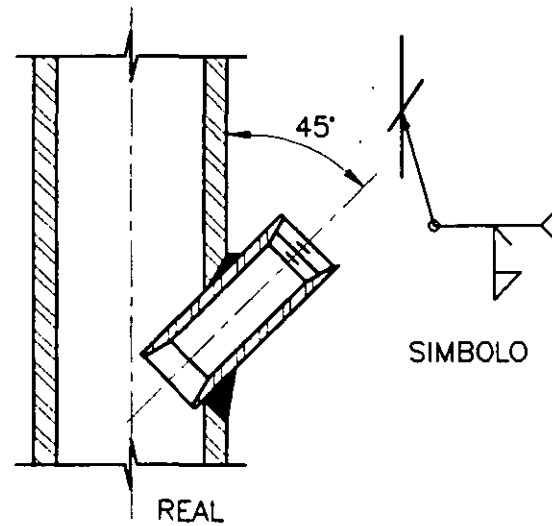
21



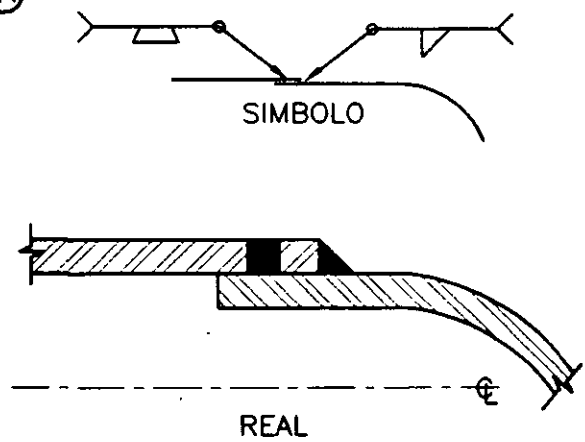
22



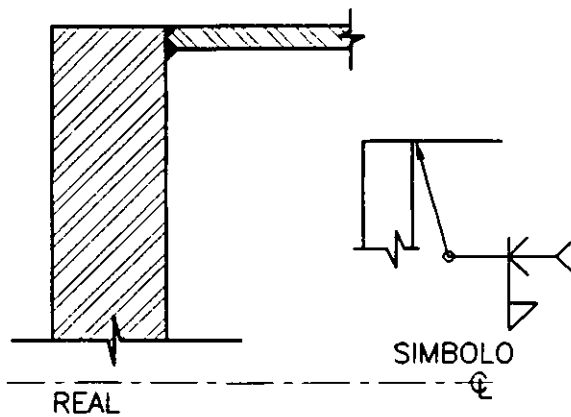
23



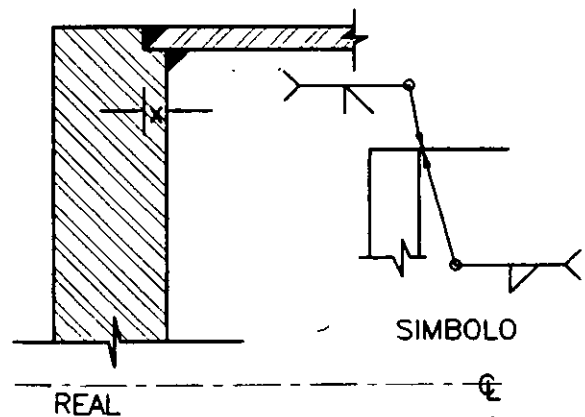
24



25



26

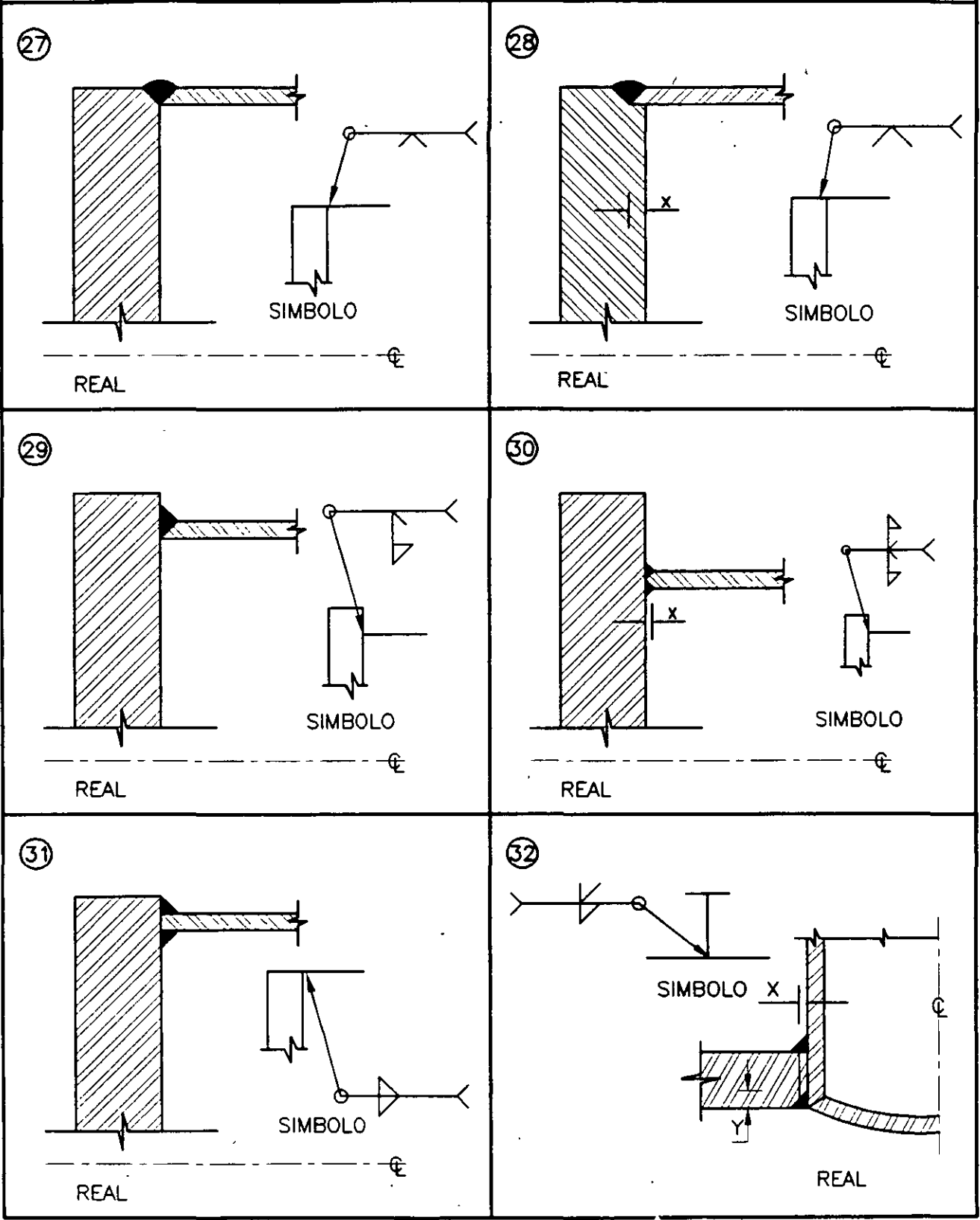




# SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURAS

# NORMAS

FIGURA No. 17

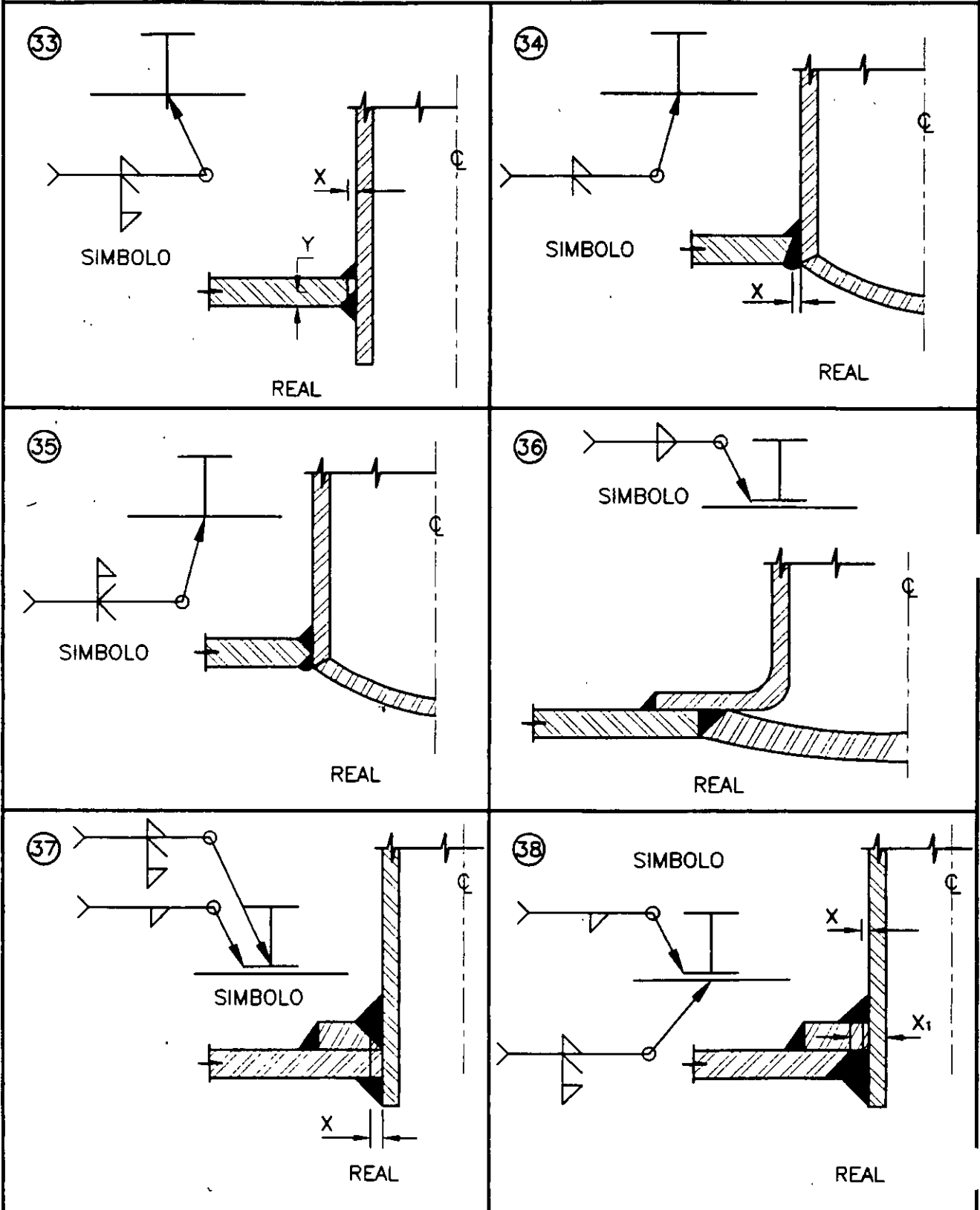




# SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURAS

# NORMAS

FIGURA No. 18





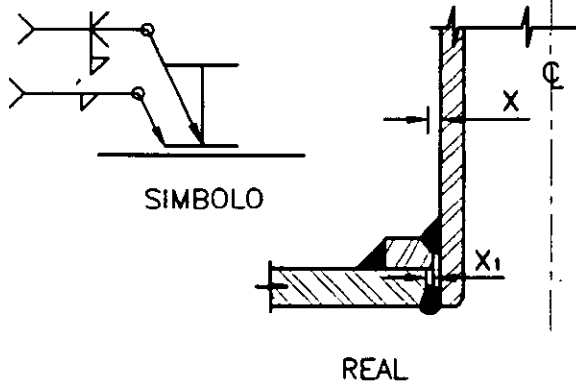


# SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURAS

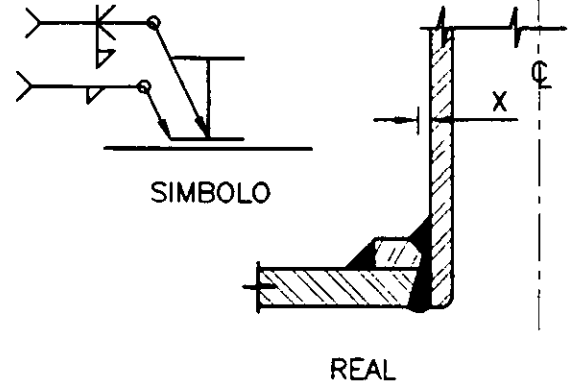
# NORMAS

FIGURA No. 19

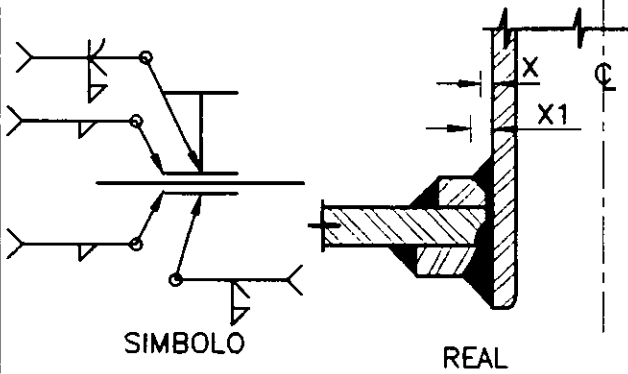
39



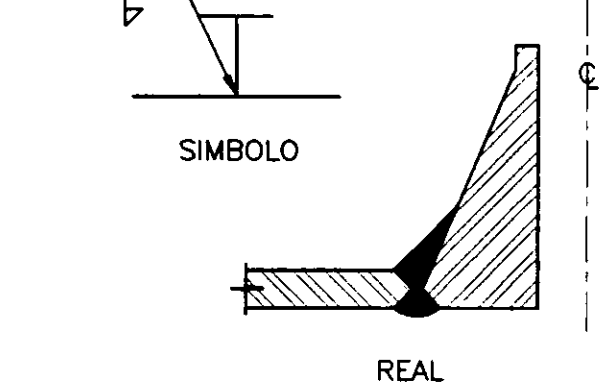
40



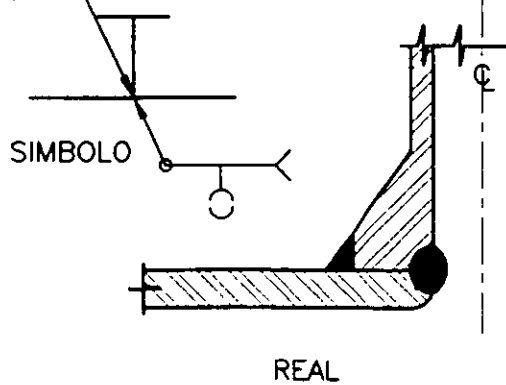
41



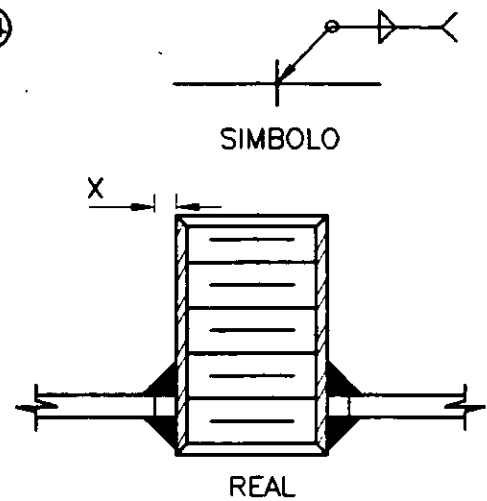
42



43



44



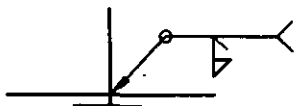


# SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA

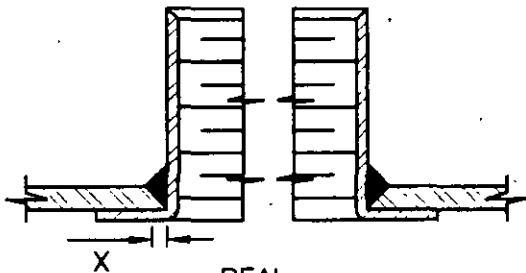
# NORMAS

FIGURA No. 20

45

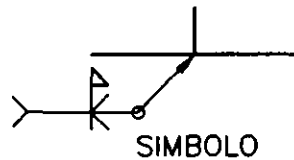


SIMBOLO

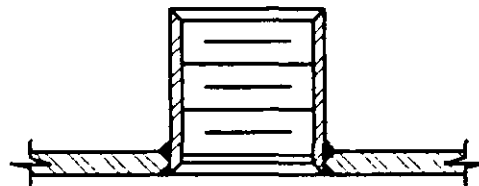


REAL

46

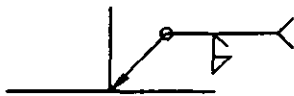


SIMBOLO

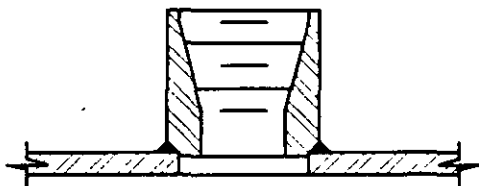


REAL

47

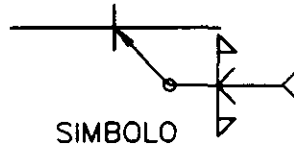


SIMBOLO

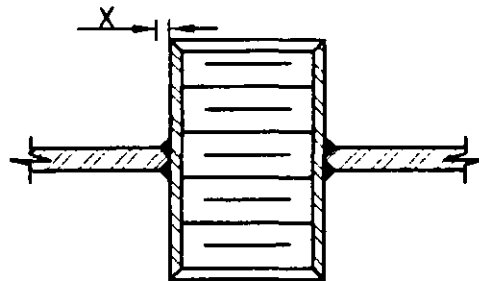


REAL

48

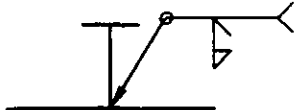


SIMBOLO

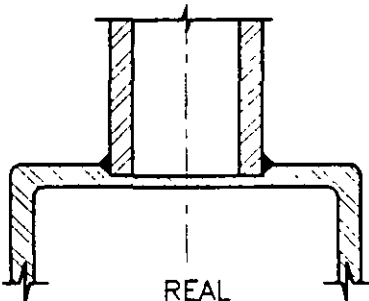


REAL

49

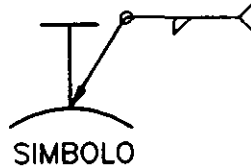


SIMBOLO

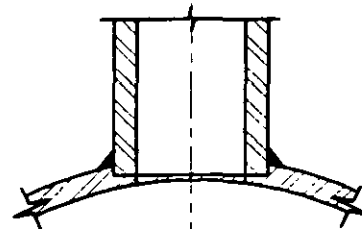


REAL

50



SIMBOLO



REAL

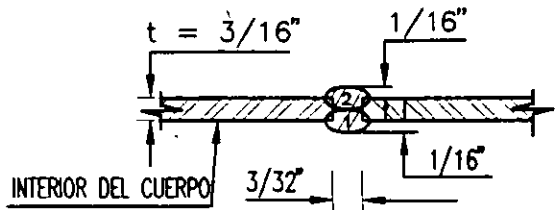


PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS  
PARA PLACAS DE ACERO AL CARBON

NORMAS

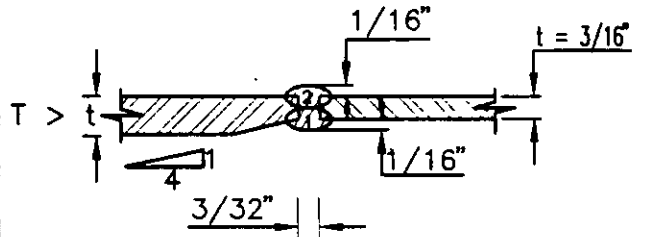
FIGURA No. 21

①



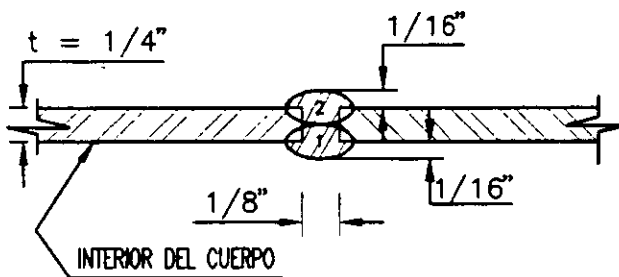
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

②



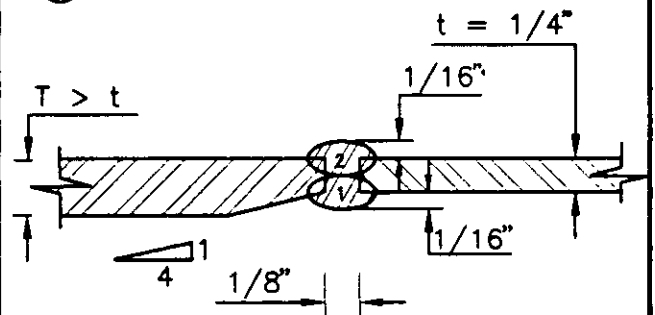
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

③



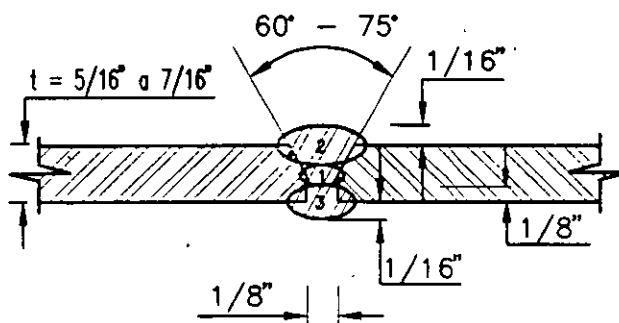
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

④



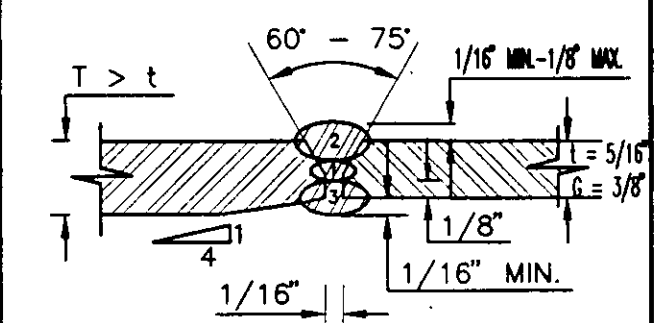
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

⑤



ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 3/16" MAX.

⑥



ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 3/16" MAX.

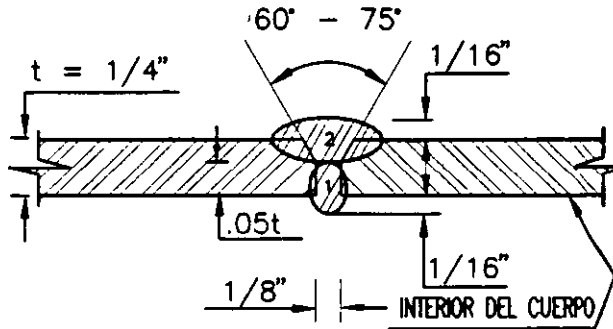


PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS  
PARA PLACAS DE ACERO AL CARBON

NORMAS

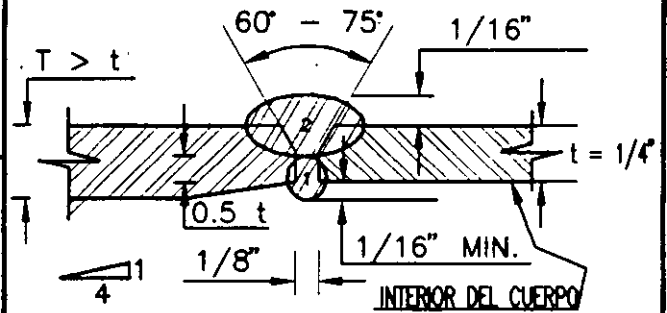
FIGURA No. 22

⑦



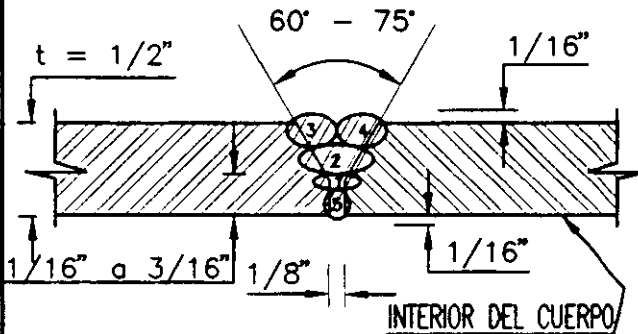
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

⑧



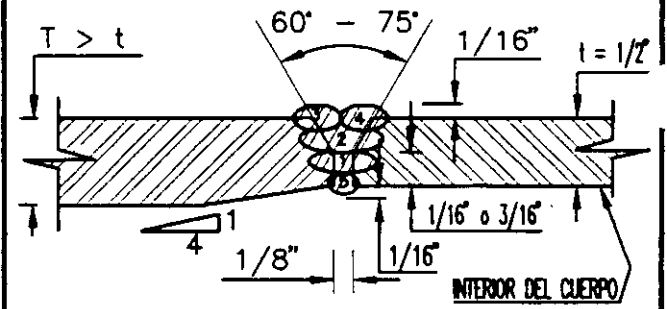
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

⑨



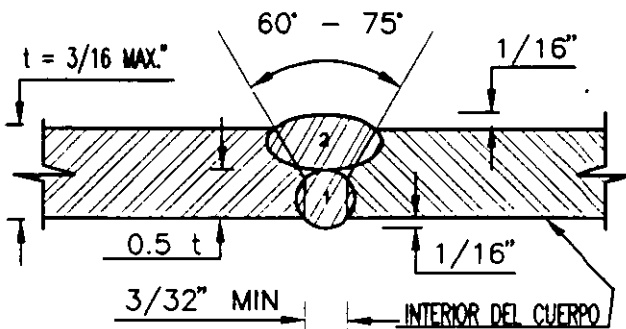
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 3/16" MAX.

⑩



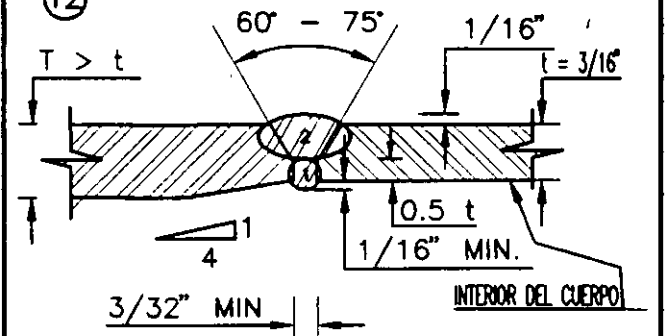
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 3/16" MAX.

⑪



ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

⑫



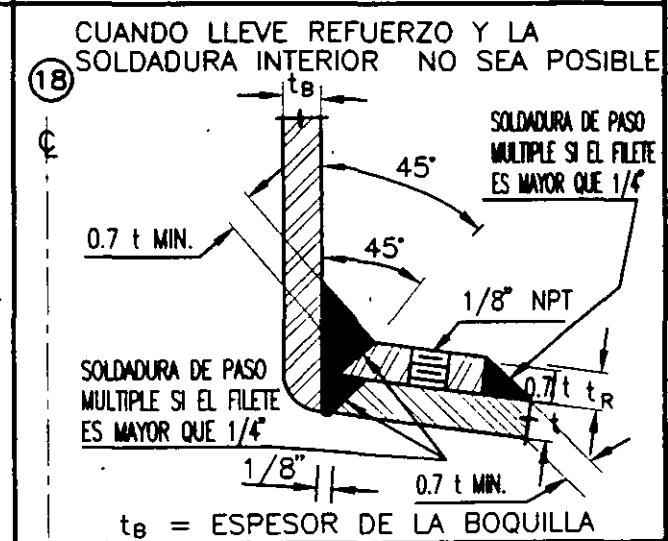
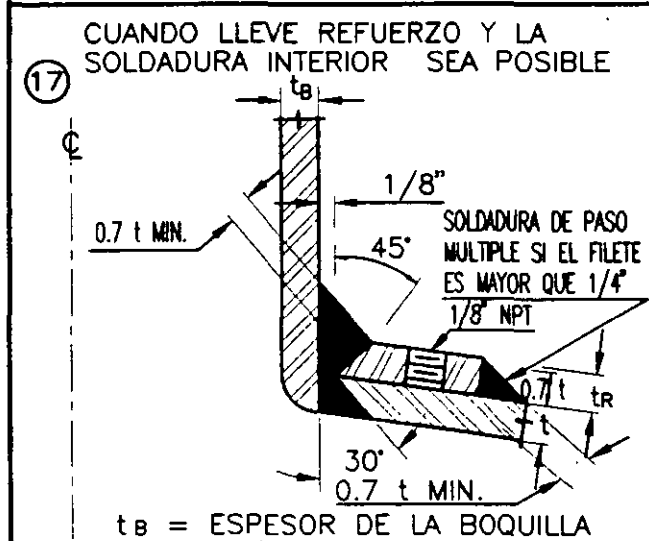
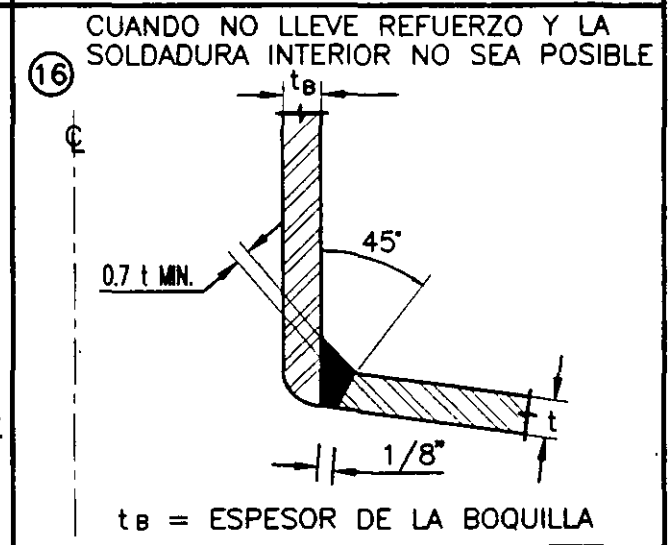
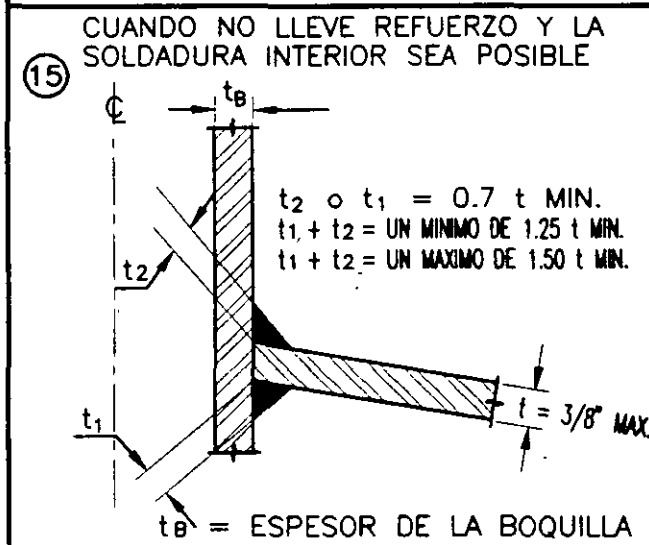
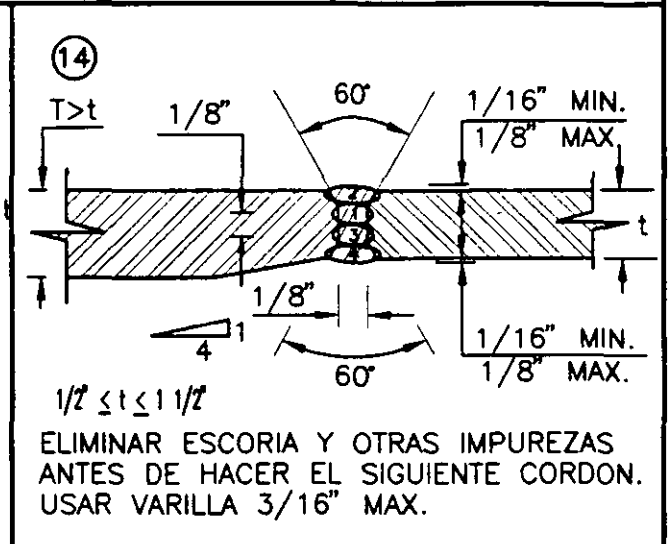
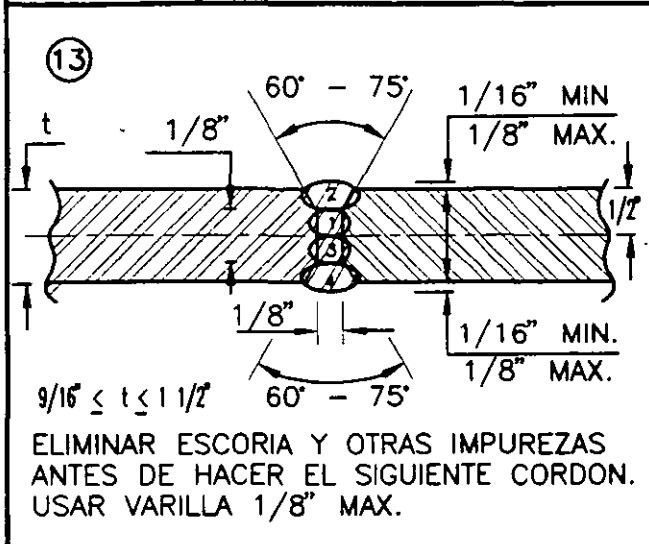
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.



PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS  
PARA PLACAS DE ACERO AL CARBON

NORMAS

FIGURA No. 23



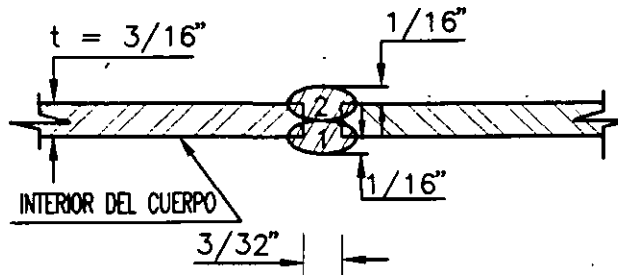


PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS  
PARA PLACAS DE ACERO INOXIDABLE

NORMAS

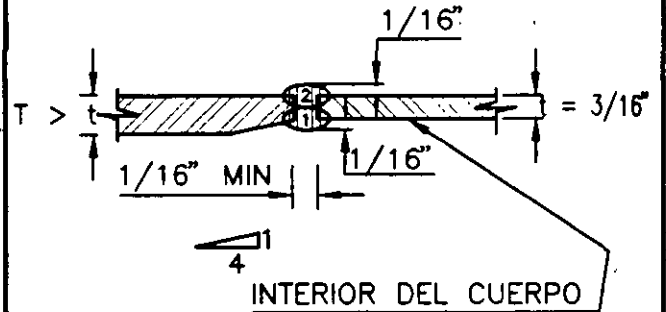
FIGURA No. 24

①



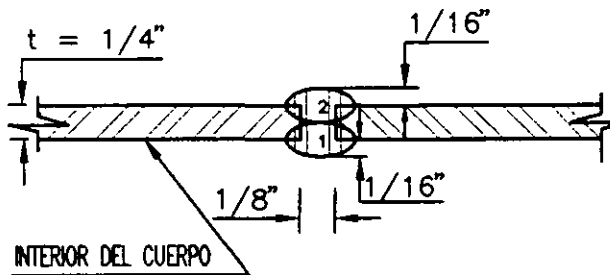
\*  
USAR VARILLA 1/8" MAX.

②



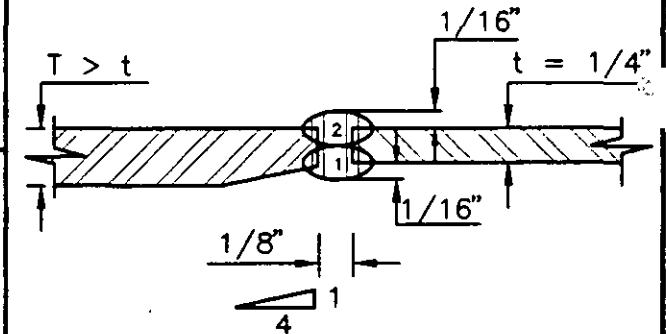
\*  
USAR VARILLA 1/8" MAX.

③



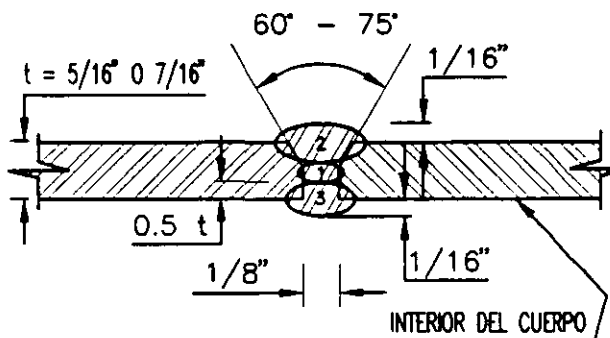
\*  
USAR VARILLA 1/8" MAX.

④



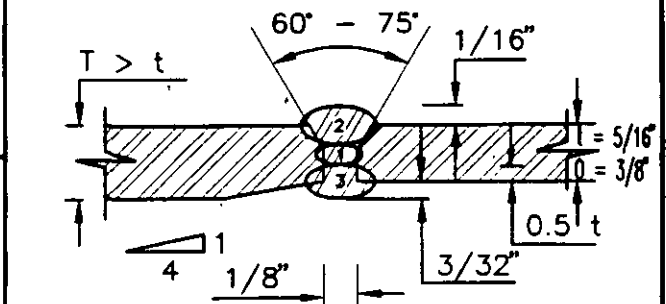
\*  
USAR VARILLA 1/8" MAX.

⑤



\*  
USAR VARILLA 3/16" MAX.

⑥



\*  
USAR VARILLA 3/16" MAX.

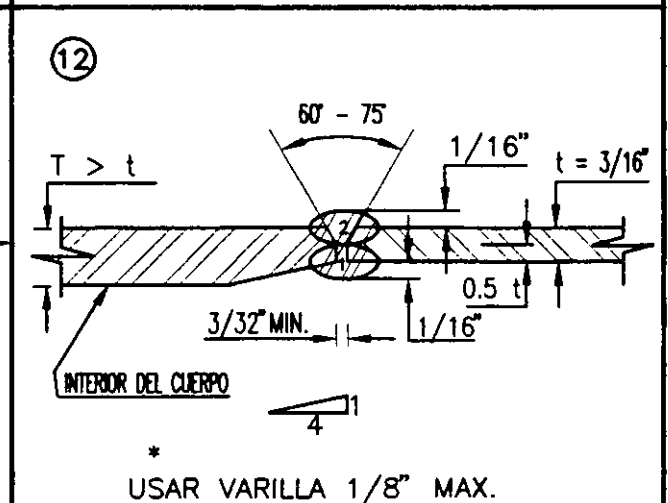
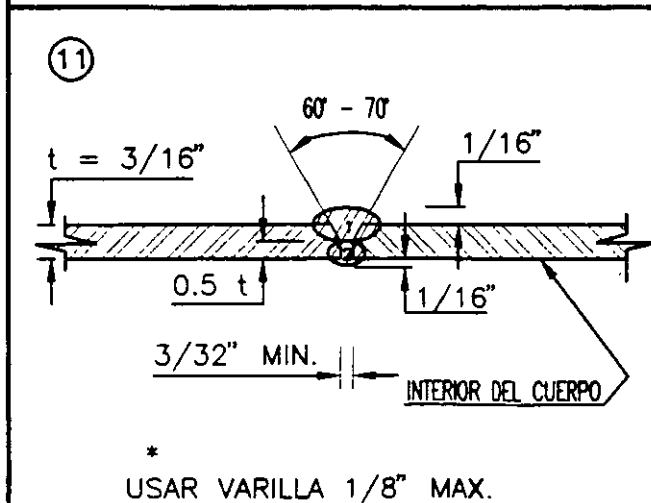
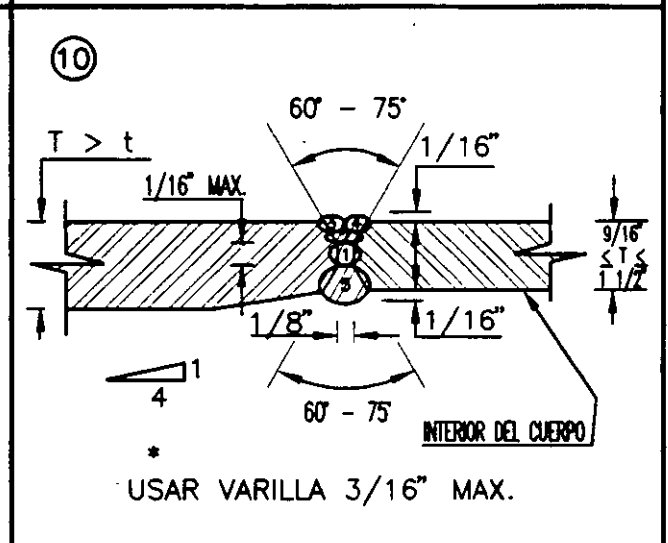
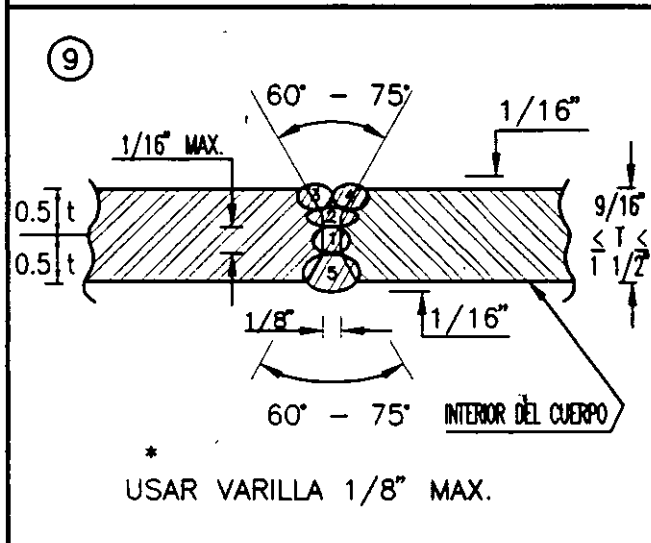
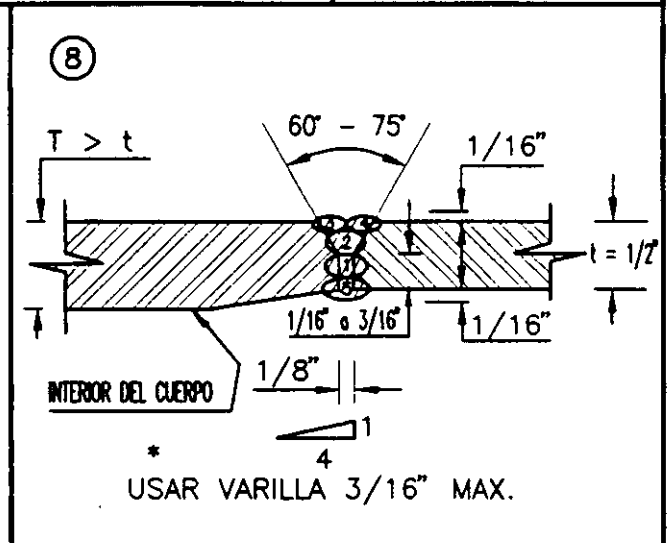
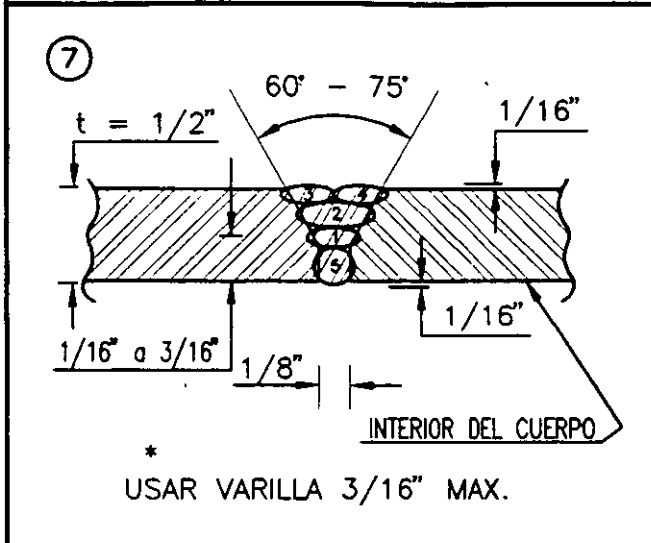
\* ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON



PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS  
PARA PLACAS DE ACERO INOXIDABLE

NORMAS

FIGURA No. 25



\* ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON

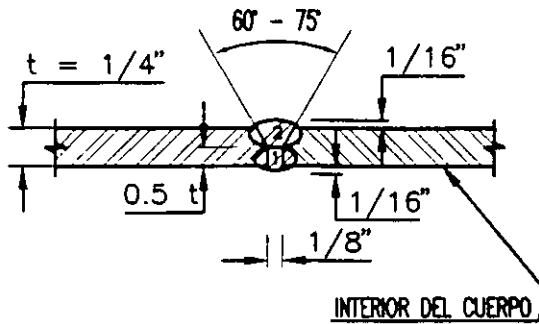


PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS  
PARA PLACAS DE ACERO INOXIDABLES

NORMAS

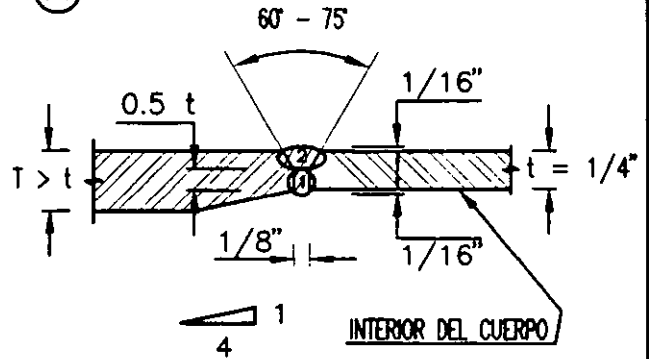
FIGURA No. 26

13



\* USAR VARILLA 1/8" MAX.

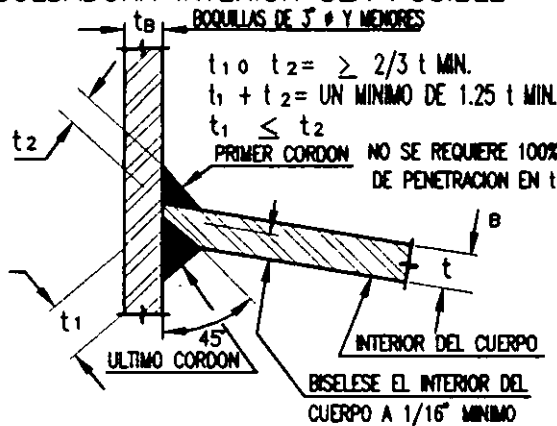
14



\* USAR VARILLA 1/8" MAX.

15

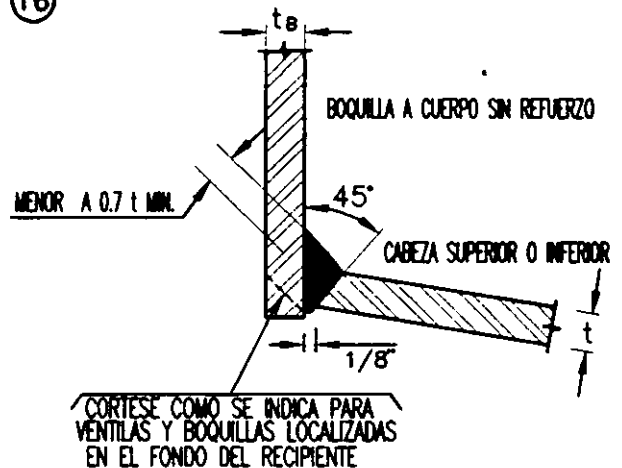
CUANDO NO LLEVE REFUERZO Y LA SOLDADURA INTERIOR SEA POSIBLE



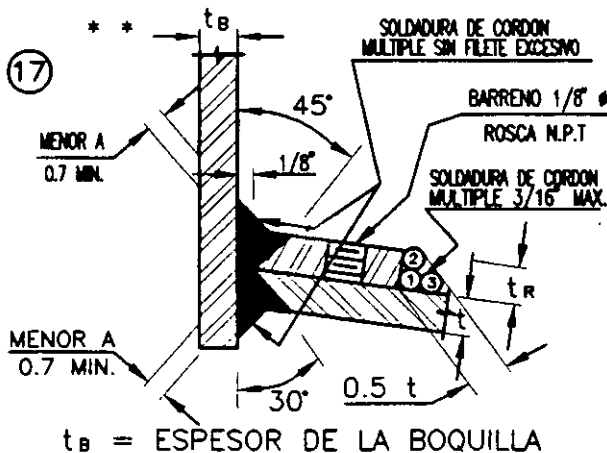
$t_b$  = ESPESOR DE LA BOQUILLA

16

CUANDO NO LLEVE REFUERZO Y LA SOLDADURA INTERIOR NO SEA POSIBLE

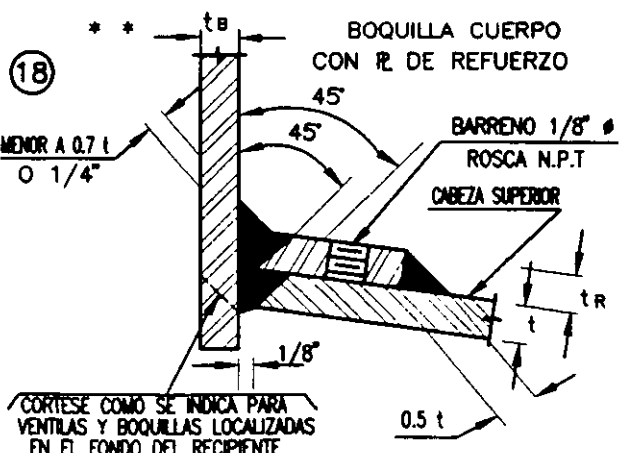


17



$t_b$  = ESPESOR DE LA BOQUILLA

18



\* ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON  
\* \* CUANDO LLEVE REFUERZO Y LA SOLDADURA INTERIOR SEA POSIBLE

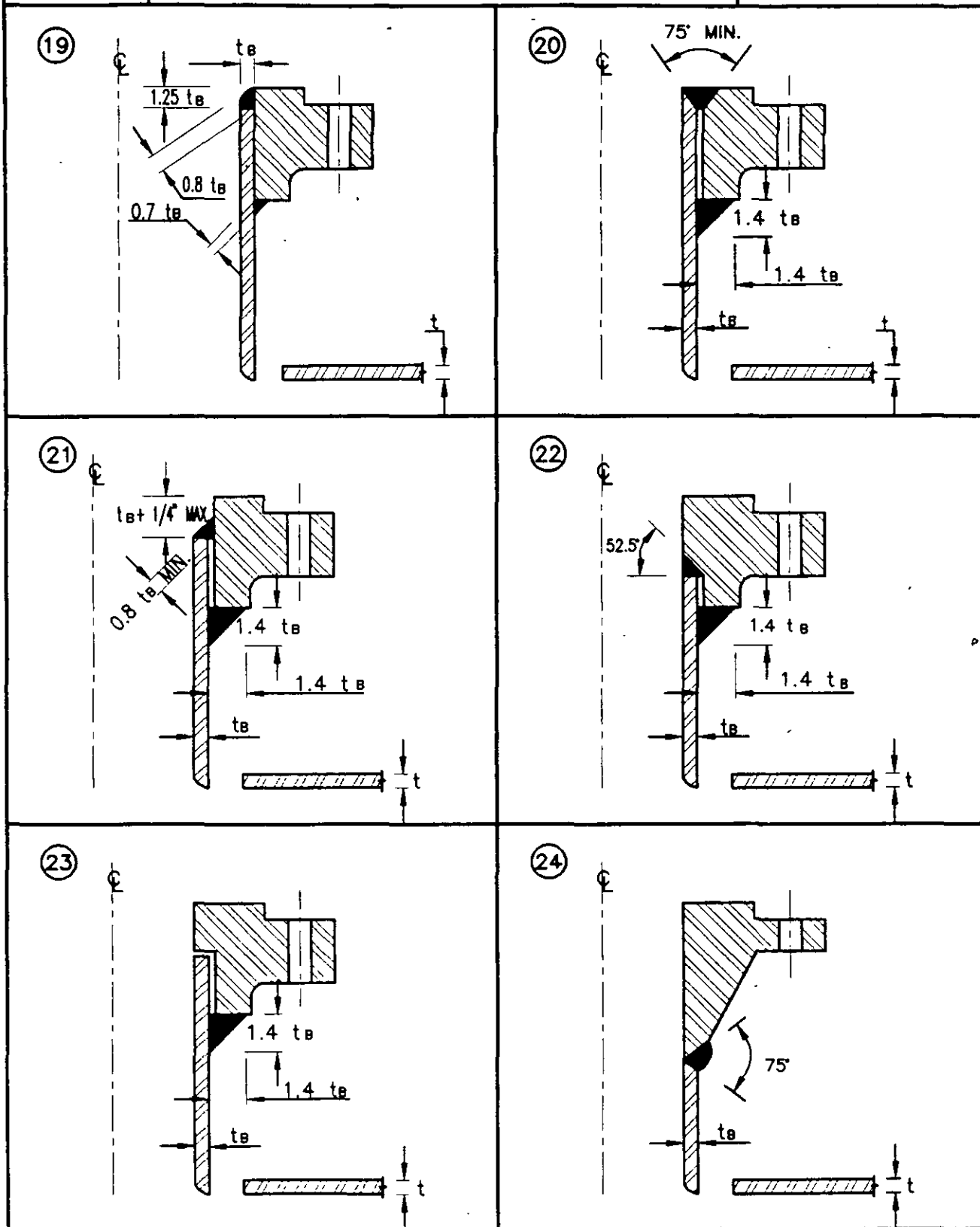




# PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS EN BOQUILLAS DE ACERO INOXIDABLE

# NORMAS

FIGURA No. 27



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

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

Debemos tratar de evitar los cruces de dos o más cordones de soldadura. La distancia mínima entre dos cordones paralelos será de 5 veces el espesor de la placa, sin embargo, cuando sea inevitable el cruce de dos cordones el Código ASME Sección VIII División 1, nos recomienda radiografiar una distancia mínima de 102 milímetros a cada lado de la intersección.

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

### **1.5.- BOQUILLAS EN RECIPIENTES A PRESIÓN**

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

- A.- Entrada (s) de producto.
- B.- Salida (s) de producto.
- C.- Drene.
- D.- Venteo.
- E.- Entrada (s) de hombre.
- F.- Conexión para válvula de seguridad.
- G.- Conexión para manómetro.
- H.- Conexión para termómetro (termopozo).
- I.- Conexiones para indicadores de nivel.
- J.- Conexiones para control de nivel, etc.

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

En concordancia con el código ASME Sección VIII División 1, todas las boquillas mayores de 3 pulgadas de diámetro, instaladas en recipientes a presión, deberán tener una placa de refuerzo en la unión del cuello de la boquilla con el recipiente. En México se ha hecho una costumbre reforzar también las boquillas de 3 pulgadas, lo cual es aconsejable.

Todas las placas de refuerzo de boquillas de 12 pulgadas de diámetro y menores, deberán llevar un barreno de prueba de 1/4" de diámetro con cuerda NPT, las placas de refuerzo de boquillas de 14" de diámetro y mayores, deberán tener dos barrenos de prueba.

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

En las figuras 28 y 29 se muestran formatos para calcular las placas de refuerzo. En ellas se pueden distinguir las áreas que sustituirán el área que ocupa el agujero practicado para localizar la boquilla.

Las figuras 30, 31 y 32 muestran los diámetros y espesores recomendados para reforzar boquillas, en recipientes a presión, cuyas presiones de diseño sean respectivamente menores o iguales a 150, 300 y 400 libras/pulgada<sup>2</sup>.

En las figuras antes mencionadas ya fueron realizados los cálculos para las presiones y diámetros mostrados en las mismas, en los casos no mostrados, o en algunos casos especiales, deberán calcularse las dimensiones de las placas de refuerzo de acuerdo con los formatos mostrados en las figuras No. 28 y 29.

### **1.5.1.- ESPESORES DE LOS CUELLOS DE LAS BOQUILLAS.**

Los espesores de los cuellos de las boquillas (cédulas) deberán ser determinados en base a:

- a).- Presión interna.
- b).- Tolerancia por corrosión.
- c).- Fuerzas y momentos debidos a dilataciones térmicas en las tuberías, fuerzas transmitidas por otros equipos y acciones debidas al peso propio de las tuberías.

a).- Presión interna:

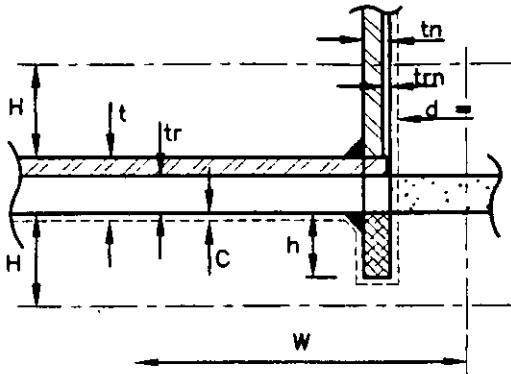
Generalmente el espesor del cuello de una boquilla calculado para soportar presión interna, resulta muy pequeño debido al diámetro tan reducido que ellas tienen en comparación con el diámetro del recipiente.



## CALCULO DE BOQUILLAS SIN REFUERZO

# NORMAS

**FIGURA No. 28**



PRESION DE DISEÑO (P) = \_\_\_\_\_ PSI  
TEMPERATURA DE DISEÑO = \_\_\_\_\_ °F

RECIPIENTE MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sv) = \_\_\_\_\_

BOQUILLA MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sn) = \_\_\_\_\_

$$S_N/S_v \leq 1 =$$

E = CORROSION PERMISIBLE (C) = \_\_\_\_\_

**BOQUILLA**

$$tr_n = \frac{PR}{S_{NE} - 0.6 P}$$

$$t_n =$$

$$h \leq H - 2C =$$

RECIPIENTE (USE LAS FORMULAS ADECUADAS)

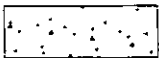
$$tr =$$

$$t =$$

**LIMITE DE REFUERZOS**

$$H = \text{EL MENOR DE } \begin{cases} 2.5 t = \\ 2.5 t_n = \end{cases}$$

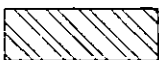
$$W = \text{EL MAYOR DE } \begin{cases} d = \\ d/2 + t_n + t = \end{cases}$$



$$= A = d tr =$$



$$= A_1 = \text{EL MAYOR DE } \begin{cases} (E_1 t - tr) d = \\ (E_1 t - tr) (t_n + t) 2 = \end{cases}$$



$$= A_2 = \text{EL MENOR DE } \begin{cases} (t_n - tr_n) 5 t = \\ (t_n - tr_n) 5 t_n = \end{cases}$$



$$= A_3 = 2h(t_n - C) =$$



(AREA TOTAL DE SOLDADURA DENTRO DE LOS LIMITES DEL REFUERZO)

$$= A_4 =$$

$$\text{Si } A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \geq A$$

NO REQUIERE  $\phi$  DE REFUERZO

$$\text{Si } A_1 + A_2 + A_3 + A_4 < A$$

SI REQUIERE  $\phi$  DE REFUERZO SIENDO ENTONCES:

$$\text{EL AREA DE REFUERZO NECESARIA} = A - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4)$$

LOCALIZACION DE BOQUILLA: \_\_\_\_\_ CALCULADO POR: \_\_\_\_\_

BOQUILLA No. \_\_\_\_\_ FECHA \_\_\_\_\_

TIPO DE CONSTRUCCION: \_\_\_\_\_ ORDEN No. \_\_\_\_\_

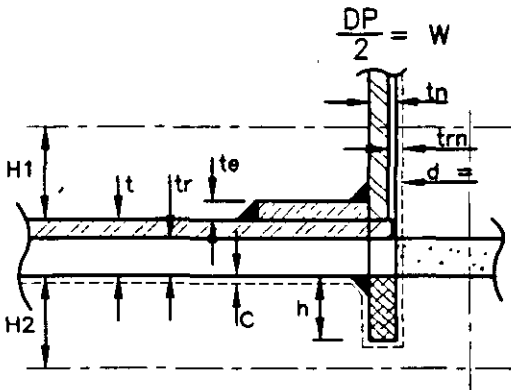
HOJA No. \_\_\_\_\_ APROBO: \_\_\_\_\_



## CALCULO DE REFUERZO PARA BOQUILLAS

# NORMAS

FIGURA No. 29



PRESION DE DISEÑO (P) = \_\_\_\_\_ PSI  
TEMPERATURA DE DISEÑO = \_\_\_\_\_ °F

RECIPIENTE MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sv) = \_\_\_\_\_

BOQUILLA MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sn) = \_\_\_\_\_

REFUERZO MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sp) = \_\_\_\_\_

$S_n/S_v \leq 1 =$   
 $S_p/S_v \leq 1 =$

E1 = CORROSION PERMISIBLE (C) = \_\_\_\_\_

RECIPIENTE (USE LAS FORMULAS ADECUADAS)

tr = \_\_\_\_\_  
t = \_\_\_\_\_

LIMITE DE REFUERZOS

H1 = EL MENOR DE  $\begin{cases} 2.5 t = \\ 2.5 t_n + t_e = \end{cases}$

H2 = EL MENOR DE  $\begin{cases} 2.5 t = \\ 2.5 t_n = \end{cases}$

W = EL MAYOR DE  $\begin{cases} d = \\ d/2 + t_n + t = \end{cases}$

BOQUILLA

trn =  $\frac{PR_n}{SE - 0.6 P}$

tn = \_\_\_\_\_

h ≤ H - 2C = \_\_\_\_\_

REFUERZO

te = \_\_\_\_\_  
Dp = \_\_\_\_\_

= A = d tr = \_\_\_\_\_

= A1 = EL MAYOR DE  $\begin{cases} (t - tr) d = \\ (t - tr) (t_n + t)2 = \end{cases}$

= A2 = EL MENOR DE  $\begin{cases} (t_n - trn) 5 t = \\ (t_n - trn) 5 t_n = \end{cases}$

= A3 = 2tnh



(AREA TOTAL DE SOLDADURA DENTRO DE LOS LIMITES DEL REFUERZO)

= A4 = \_\_\_\_\_



= A5 = (Dp - d - 2tn) te Sp/Sv = \_\_\_\_\_

A1 + A2 + A3 + A4 + A5 = ≥ \_\_\_\_\_

EL AREA DE REFUERZO NECESARIA = A - (A1 + A2 + A3 + A4 + A5) = \_\_\_\_\_

LOCALIZACION DE BOQUILLA: \_\_\_\_\_  
BOQUILLA No. \_\_\_\_\_  
TIPO DE CONSTRUCCION: \_\_\_\_\_  
HOJA No. \_\_\_\_\_

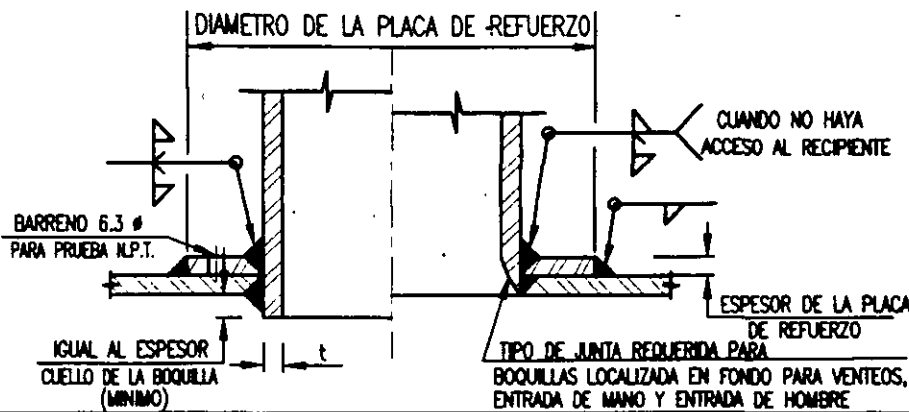
CALCULADO POR: \_\_\_\_\_  
FECHA \_\_\_\_\_  
ORDEN No. \_\_\_\_\_  
APROBO: \_\_\_\_\_



**PLACAS DE REFUERZOS  
PARA BOQUILLAS  
10.5 Kg/cm<sup>2</sup> (150 P.S.I.)**

**NORMAS**

**FIGURA No. 30**



- 1.- MATERIAL: IGUAL AL ESPECIFICADO PARA LA PARTE A REFORZAR
- 2.- PRESION: LOS REFUERZOS ESTAN CALCULADOS PARA 10.5 Kg/cm<sup>2</sup> DE PRESION MAXIMA EN EL INT. DEL RECIPIENTE
- 3.- SOLDADURA: ESTAS DEBERAN SER IGUALES AL MENOR ESPESOR DE LOS DE LA PARTE A UNIR.
- 4.- UNIDADES: TODAS LAS DIMENSIONES EN MILIMETROS

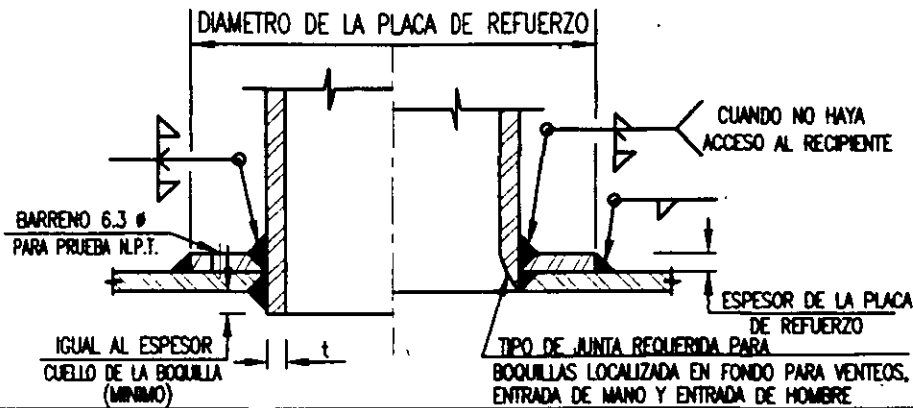
DIAMETRO NOMINAL DE BOQUILLA	DIAMETRO PLACA DE RFO. E	ESPAESOR DE CUERPO CORROIDO													
		70%	85%	100%	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21
76	—	130	152	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
102	—	172	200	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
152	—	257	302	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
203	—	337	397	5	6	8	10	11	13	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	
DIAMETRO EXTERIOR	t.	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 ø Y MAYORES													
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	749	927	1080	8	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24
DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA		ESPAESOR CUERPO CORROIDO													
		22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51			
76	—	ESPAESOR DE LA PLACA DE REFUERZO													
		130	156	22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51	
102	—	175	206	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	
DIAMETRO EXTERIOR	t.	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 ø Y MAYORES													
356	13	479	543	638	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54
406	13	540	629	737	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54
457	13	600	714	835	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54
508	13	660	797	937	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54
559	13	721	883	1035	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54
610	13	781	968	1134	25	27	29	32	35	38	41	45	48	51	54



**PLACAS DE REFUERZOS  
PARA BOQUILLAS**  
21.1 Kg/cm<sup>2</sup> (300 P.S.I)

**NORMAS**

**FIGURA No. 31**



- 1.- MATERIAL:  
IGUAL AL ESPECIFICADO PARA LA PARTE A REFORZAR
- 2.- PRESION:  
LOS REFUERZOS ESTAN CALCULADOS PARA 21.1 Kg/cm<sup>2</sup> DE PRESION MAXIMA EN EL INT. DEL RECIPIENTE
- 3.- SOLDADURA:  
ESTAS DEBERAN SER IGUALES AL MENOR ESPESOR DE LOS DE LA PARTE A UNIR.
- 4.- UNIDADES:  
TODAS LAS DIMENSIONES EN MILIMETROS

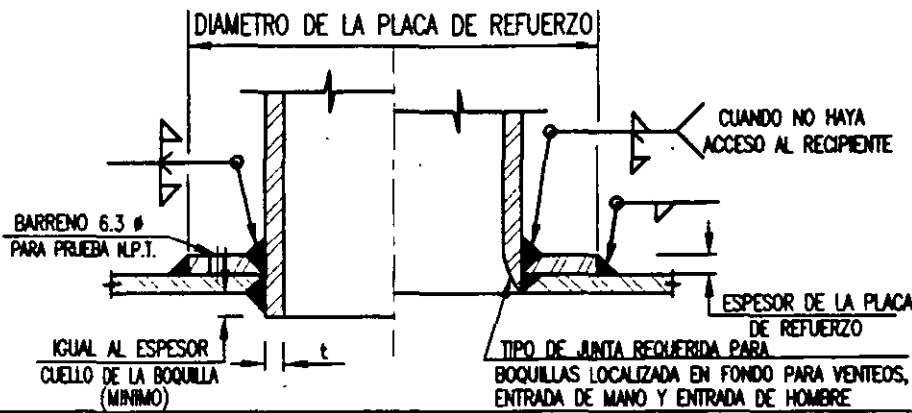
DIAMETRO NOMINAL DE BOQUILLA	DIAMETRO PLACA DE RFO. E	ESPESOR DE CUERPO CORROIDO													
		ESPESOR DE LA PLACA DE REFUERZO													
		10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25			
76	—	133	152	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25	
102	—	175	203	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25	
152	254	264	305	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25	
203	314	346	403	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25	
254	378	435	508	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25	
305	419	518	603	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25	
DIAMETRO EXTERIOR	t.	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 Ø Y MAYORES													
356	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	1108	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA	t.	ESPESOR CUERPO CORROIDO													
		ESPESOR DE LA PLACA DE REFUERZO													
		29	32	35	38	41	45	48	51						
76	—	133	156	29	32	35	38	41	45	48	51				
102	—	175	203	29	32	35	38	41	45	48	51				
152	254	264	308	29	32	35	38	41	45	48	51				
203	314	346	403	29	32	35	38	41	45	48	51				
254	378	435	508	29	32	35	38	41	45	48	51				
305	419	517	603	29	32	35	38	41	45	48	51				
DIAMETRO EXTERIOR	t.	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 Ø Y MAYORES													
356	13	479	549	616	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			
508	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			



**PLACAS DE REFUERZOS  
PARA BOQUILLAS**  
28.1 Kg/cm<sup>2</sup> (400 P.S.I)

**NORMAS**

**FIGURA No. 32**



- 1.- MATERIAL:  
IGUAL AL ESPECIFICADO PARA LA PARTE A REFORZAR
- 2.- PRESION:  
LOS REFUERZOS ESTAN CALCULADOS PARA 28.1 Kg/cm<sup>2</sup> DE PRESION MAXIMA EN EL INT. DEL RECIPIENTE
- 3.- SOLDADURA:  
ESTAS DEBERAN SER IGUALES AL MENOR ESPESOR DE LOS DE LA PARTE A UNIR.
- 4.- UNIDADES:  
TODAS LAS DIMENSIONES EN MILIMETROS

DIAMETRO NOMINAL DE BOQUILLA	DIAMETRO PLACA DE RFO. E	ESPOSOR DE CUERPO CORROIDO													
		70%	85%	100%	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25
76	—	133	156		10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25
102	—	175	206		10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25
152	254	264	311		10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25
203	314	346	406		10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25
254	378	435	511		10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25
305	419	518	610		10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25
DIAMETRO EXTERIOR	t.	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 Ø Y MAYORES													
356	13	479	514	600	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
406	13	540	600	702	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
457	13	594	683	800	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
508	13	657	772	899	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
559	13	675	854	997	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
610	13	838	940	1099	13	14	16	17	19	21	22	24	25	27	29
DIAMETRO NOMINAL BOQUILLA		ESPOSOR CUERPO CORROIDO													
					29	32	35	38	41	45	48	51			
		ESPOSOR DE LA PLACA DE REFUERZO													
76	—	130	156		29	32	35	38	41	45	48	51			
102	—	175	203		29	32	35	38	41	45	48	51			
152	251	260	305		29	32	35	38	41	45	48	51			
203	308	340	400		29	32	35	38	41	45	48	51			
254	372	429	502		29	32	35	38	41	45	48	51			
305	410	508	597		29	32	35	38	41	45	48	51			
DIAMETRO EXTERIOR	t.	BOQUILLAS O ENTRADAS DE HOMBRE DE 356 Ø Y MAYORES													
356	13	467	537	629	32	35	38	41	45	48	51	54			
406	13	518	622	730	32	35	38	41	45	48	51	54			
457	13	587	708	832	32	35	38	41	45	48	51	54			
508	13	648	794	934	32	35	38	41	45	48	51	54			
559	13	711	883	1032	32	35	38	41	45	48	51	54			
610	13	772	968	1134	32	35	38	41	45	48	51	54			



b).- Tolerancia por corrosión:

La corrosión es uno de los factores decisivos para seleccionar las cédulas de los cuellos de las boquillas, ya que los espesores de los cuellos de tubos de diámetro pequeño son muy reducidos y únicamente la corrosión puede acabar con ellos.

c).- Es muy importante, al diseñar recipientes a presión, analizar los arreglos de tuberías para hacer recomendaciones a los responsables de este departamento respecto a que las tuberías no deberán transmitir grandes fuerzas y momentos a nuestros recipientes.

Cuando se trabaja con líneas de tuberías relativamente grandes en diámetro y que éstas manejan fluidos a altas temperaturas, debemos recomendar al departamento de tuberías hacer un estudio de análisis de esfuerzos en las líneas críticas a fin de minimizar las cargas y los momentos en las boquillas de los recipientes. Este análisis de esfuerzos incluye la selección y localización adecuada de soportes para las tuberías.

En la figura No. 34, se muestran las cédulas recomendadas en los cuellos de las boquillas, en función del diámetro, corrosión y presiones.

La figura No. 35, indica las proyecciones más comunes de las boquillas de acuerdo a su diámetro.

Las dimensiones comunes o estándar de las bridas más usadas, están mostradas en la figura No. 36.

### **1.5.2.- SELECCIÓN DE BRIDAS PARA BOQUILLAS.**

Se recomienda que las boquillas de 1-1/4" de diámetro y menores sean instaladas por medio de coples roscados de 3,000 y 6,000 libras/pulgada<sup>2</sup>. Las boquillas de 1-1/2" y mayores, deberán ser bridadas.

De acuerdo a la forma de unir las bridas a los cuellos 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.

ESPESOR NOMINAL DE PARED															
TAMAÑO NOMINAL DEL TUBO	DIAMETRO EXTERIOR	CEDULA 10	CEDULA 20	CEDULA 30	PESO NORMAL	CEDULA 40	CEDULA 60	EXTRA FUERTE	CEDULA 80	CEDULA 100	CEDULA 120	CEDULA 140	CEDULA 160	X X FUERTE	TAMAÑO NOMINAL DEL TUBO
1/8	0.405	---	---	---	0.068	0.068	---	0.095	0.095	---	---	---	---	---	1/8
1/4	0.540	---	---	---	0.088	0.088	---	0.119	0.119	---	---	---	---	---	1/4
3/8	0.675	---	---	---	0.091	0.091	---	0.126	0.126	---	---	---	---	---	3/8
1/2	0.840	---	---	---	0.109	0.109	---	0.147	0.147	---	---	---	0.187	0.294	1/2
3/4	1.050	---	---	---	0.113	0.113	---	0.154	0.154	---	---	---	0.218	0.308	3/4
1	1.315	---	---	---	0.133	0.133	---	0.179	0.179	---	---	---	0.250	0.358	1
1 1/4	1.660	---	---	---	0.140	0.140	---	0.191	0.191	---	---	---	0.250	0.382	1 1/4
1 1/2	1.900	---	---	---	0.145	0.145	---	0.200	0.200	---	---	---	0.281	0.400	1 1/2
2	2.375	---	---	---	0.154	0.154	---	0.218	0.218	---	---	---	0.343	0.436	2
2 1/2	2.875	---	---	---	0.203	0.203	---	0.276	0.276	---	---	---	0.375	0.552	2 1/2
3	3.500	---	---	---	0.216	0.216	---	0.300	0.300	---	---	---	0.438	0.600	3
3 1/2	4.000	---	---	---	0.226	0.226	---	0.318	0.318	---	---	---	---	0.636 <sup>3</sup>	3 1/2
4	4.500	---	---	---	0.237	0.237	---	0.337	0.337	---	0.438	---	0.531	0.674	4
5	5.563	---	---	---	0.258	0.258	---	0.375	0.375	---	0.500	---	0.625	0.750	5
6	6.625	---	---	---	0.280	0.280	---	0.432	0.432	---	0.562	---	0.718	0.864	6
8	8.625	---	0.250	0.277	0.322	0.322	0.406	0.500	0.500	0.593	0.718	0.812	0.906	0.875	8
10	10.750	---	0.250	0.307	0.365	0.365	0.500	0.500	0.593	0.718	0.843	1.000	1.125	---	10
12	12.750	---	0.250	0.330	0.375	0.406	0.562	0.500	0.687	0.843	1.000	1.125	1.312	---	12
14	14.00	0.250	0.312	0.375	0.375	0.438	0.593	0.500	0.750	0.937	1.093	1.250	1.406	---	14
16	16.00	0.250	0.312	0.375	0.375	0.500	0.656	0.500	0.843	1.031	1.218	1.438	1.593	---	16
18	18.00	0.250	0.312	0.438	0.375	0.562	0.750	0.500	0.937	1.156	1.375	1.562	1.781	---	18
20	20.00	0.250	0.375	0.500	0.375	0.593	0.812	0.500	1.031	1.281	1.500	1.750	1.968	---	20
24	24.00	0.250	0.375	0.562	0.375	0.687	0.968	0.500	1.218	1.531	1.812	2.062	2.343	---	24
	30.00	0.312	0.500	0.625	0.375 <sup>3</sup>	---	---	0.5 <sup>c</sup>	---	---	---	---	---	---	30



**DIMENSIONES DE TUBERIA**

1.- TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS  
 2.- EL ESPESOR NOMINAL DE PARED MOSTRADO ESTÁ SUJETO AL 12.5 % DE TOLERANCIA  
 3.- NO INCLUIDO EN LA NORMA ANSI B36.10

FIGURA No. 33

**NORMAS**





**PROYECCIONES MINIMAS RECOMENDADAS  
PARA BOQUILLAS**

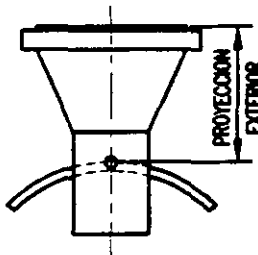
**NORMAS**

**FIGURA No. 35**

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

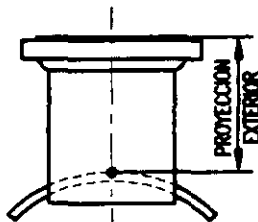
**PROYECCION EXTERIOR EN PULGADAS PARA BRIDAS WELDING NECK**

DIAM. NOM. TUBO	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	

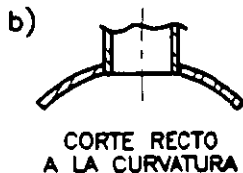
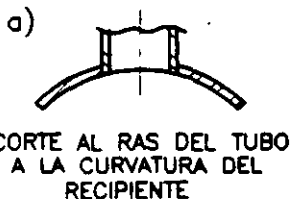


**PROYECCION EXTERIOR EN PULGADAS PARA BRIDAS (SLIP-ON / LAP-JOINT)**

DIAM. NOM. TUBO	RANGO DE PRESION DE LA BRIDA EN LBS.					
	50	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**

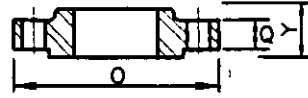
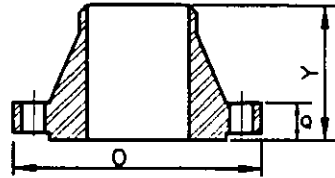




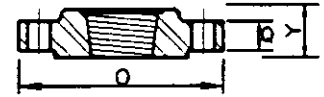
**TUBE TURNS DE MEXICO S.A.**  
BRIDAS ESTANDAR CON CARA REALZADA O CARA PLANA

**NORMAS**

**FIGURA No. 36**



ESPECIFICACIONES:  
DIMENSIONES: ANSI B 16.5  
MATERIAL: ASTM A105 GRADO I (3)



- (1) EN EL VALOR DE "Y" Y "Q", EL VALOR DE LA CARA REALZADA ESTA INCLUIDO
- (2) EN LAS BRIDAS CON CUELLO Y DE RECESO EL DIAMETRO INTERIOR (d) SURTIDO, ES PARA TUBERIA PESO ESTANDAR OTROS DIAMETROS SE SURTEN A SOLICITUD
- (3) PUEDE SURTIRSE A SOLICITUD, EN CALIDAD A181-II O A105 GRADO I O II
- (4) LA ALTURA DE LAS BRIDAS CIEGAS ES IGUAL AL VALOR DEL ESPESOR.

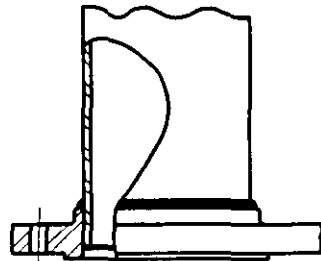
150 PSI						REALCE DE LA CARA 1.5 mm. (1/16") (4)						10.5 Kg/cm <sup>2</sup>				
DIAMETRO NOMINAL		DIAMETRO EXTERIOR		ESPESOR Q (1) (4)		ALTAURA TOTAL "Y" (1) (4)				No. DE BARRENOS	DIAM. DEL CIRCULO DE BARRENOS		DIAMETRO DE LOS BARRENOS			
PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	CON CUELLO		DESIZABLE (2) BOSCADA RECESO			TRASLAPE					
1/2	12.70	3 1/2	88.90	7/16	11.11	1 7/8	47.62	5/8	15.87	5/8	15.87	4	2 3/8	60.32	1/2	12.7
3/4	19.05	3 7/8	98.42	1/2	12.70	2 1/16	52.38	5/8	15.87	5/8	15.87	4	2 3/4	69.85	1/2	12.7
1	25.40	4 1/4	107.95	9/16	14.29	2 3/16	55.56	11/16	17.46	11/16	17.46	4	3 1/8	79.37	1/2	12.7
1 1/4	31.75	4 5/8	117.47	5/8	15.87	2 1/4	57.15	13/16	20.63	13/16	20.63	4	3 1/2	88.90	1/2	12.7
1 1/2	38.10	5	127.00	11/16	17.46	2 7/16	61.91	7/8	22.22	7/8	22.22	4	3 7/8	98.42	1/2	12.7
2	50.80	6	152.40	3/4	19.05	2 1/2	63.50	1	25.40	1	25.40	4	4 3/4	120.65	5/8	15.87
2 1/2	63.50	7	177.80	7/8	22.22	2 3/4	69.85	1 1/8	28.57	1 1/8	28.57	4	5 1/2	139.70	5/8	15.87
3	76.20	7 1/2	190.50	15/16	23.81	2 3/4	69.85	1 3/16	30.16	1 3/16	30.16	4	6	152.40	5/8	15.87
3 1/2	88.90	8 1/2	215.90	15/16	23.81	2 13/16	71.43	1 1/4	31.75	1 1/4	31.75	8	7	177.80	5/8	15.87
4	101.60	9	228.60	15/16	23.81	3	76.20	1 5/16	33.33	1 5/16	33.33	8	7 1/2	190.50	5/8	15.87
5	127.00	10	254.00	15/16	23.81	3 1/2	88.90	1 7/16	36.51	1 7/16	36.51	8	8 1/2	215.90	3/4	19.05
6	152.40	11	279.40	1	25.40	3 1/2	88.90	1 9/16	39.69	1 9/16	39.68	8	9 1/2	241.30	3/4	19.05
8	203.20	13 1/2	342.90	1 1/8	28.57	4	101.60	1 3/4	44.45	1 3/4	44.45	8	11 3/4	298.45	3/4	19.05
10	254.00	16	406.40	1 3/16	30.16	4	101.60	1 15/16	49.21	1 15/16	49.21	12	14 1/4	361.95	7/8	22.22
12	304.80	19	482.60	1 1/4	31.75	4 1/2	114.30	2 3/16	55.56	2 3/16	55.56	12	17	431.80	7/8	22.22
14	355.60	21	533.40	1 3/8	34.92	5	127.00	2 1/4	57.15	3 1/8	79.37	12	18 3/4	476.25	1	25.4
16	406.40	23 1/2	596.90	1 7/16	36.51	5	127.00	2 1/2	63.50	3 7/16	87.31	16	21 1/4	539.75	1	25.4
18	457.20	25	635.00	1 9/16	39.69	5 1/2	139.70	2 11/16	68.26	3 13/16	96.83	16	22 3/4	577.85	1 1/8	28.57
20	508.00	27 1/2	698.50	1 11/16	42.86	5 11/16	144.46	2 7/8	73.02	4 1/16	103.18	20	25	635.00	1 1/8	28.57
24	609.60	32	812.80	1 7/8	47.62	6	152.40	3 1/4	82.55	4 3/8	111.12	20	29 1/2	749.30	1 1/4	31.75
300 PSI						REALCE DE LA CARA 1.5 mm. (1/16")						21.1 Kg/cm <sup>2</sup>				
DIAMETRO NOMINAL		DIAMETRO EXTERIOR		ESPESOR Q (1) (4)		ALTAURA TOTAL "Y" (1) (4)				No. DE BARRENOS	DIAM. DEL CIRCULO DE BARRENOS		DIAMETRO DE LOS BARRENOS			
PULG.	mm.	PULG.	mm.	PULG.	mm.	CON CUELLO		DESIZABLE (2) BOSCADA RECESO			TRASLAPE					
1/2	12.70	3 3/4	95.25	9/16	14.28	2 1/16	52.38	7/8	22.22	7/8	22.22	4	2 5/8	66.67	1/2	12.7
3/4	19.05	4 5/8	117.47	5/8	15.87	2 1/4	57.15	1	25.40	1	25.40	4	3 1/4	82.55	5/8	15.87
1	25.40	4 7/8	123.82	11/16	17.46	2 7/16	61.91	1 1/16	26.98	1 1/16	26.98	4	3 1/2	88.90	5/8	15.87
1 1/4	31.75	5 1/4	133.35	3/4	19.05	2 9/16	65.08	1 1/16	26.98	1 1/16	26.98	4	3 7/8	98.42	5/8	15.87
1 1/2	38.10	6 1/8	155.57	13/16	20.63	2 11/16	68.26	1 3/16	30.16	1 3/16	30.16	4	4 1/2	114.30	5/8	15.87
2	50.80	6 1/2	165.10	7/8	22.22	2 3/4	69.85	1 5/16	33.33	1 5/16	33.33	8	5	127.00	5/8	15.87
2 1/2	63.50	7 1/2	190.50	1	25.40	3	76.20	1 1/2	38.10	1 1/2	38.10	8	5 7/8	149.22	3/4	19.05
3	76.20	8 1/4	209.55	1 1/8	28.57	3 1/8	79.37	1 11/16	42.86	1 11/16	42.86	8	6 5/8	168.27	3/4	19.05
3 1/2	88.90	9	228.60	1 3/16	30.16	3 3/16	80.96	1 3/4	44.45	1 3/4	44.45	8	7 1/4	184.15	3/4	19.05
4	101.60	10	254.00	1 1/4	31.75	3 3/8	85.72	1 7/8	47.62	1 7/8	47.62	8	7 7/8	200.02	3/4	19.05
5	127.00	11	279.40	1 3/8	34.92	3 7/8	98.42	2	50.80	2	50.80	8	9 1/4	234.95	3/4	19.05
6	152.40	12 1/2	317.50	1 7/16	36.51	3 7/8	98.42	2 1/16	52.38	2 1/16	52.38	12	10 5/8	269.87	3/4	19.05
8	203.20	15	381.00	1 5/8	41.27	4 3/8	111.12	2 7/16	61.91	2 7/16	61.91	12	13	330.20	7/8	22.22
10	254.00	17 1/2	444.50	1 7/8	47.62	4 5/8	117.47	2 5/8	66.67	3 3/4	95.25	16	15 1/4	387.35	1	25.4
12	304.80	20 1/2	520.70	2	50.80	5 1/8	130.17	2 7/8	73.02	4	101.60	16	17 3/4	450.85	1 1/8	28.57
14	355.60	23	584.20	2 1/8	53.97	5 5/8	142.87	3	76.20	4 3/8	111.12	20	20 1/4	514.35	1 1/8	28.57
16	406.40	25 1/2	647.70	2 1/4	57.15	5 3/4	148.05	3 1/4	82.55	4 3/4	120.65	20	22 1/2	571.50	1 1/4	31.75
18	457.20	28	711.20	2 3/8	60.32	6 1/4	158.75	3 1/2	88.90	5 1/8	130.17	24	24 3/4	628.65	1 1/4	31.75
20	508.00	30 1/2	774.70	2 1/2	63.50	6 3/8	161.92	3 3/4	95.25	5 1/2	139.70	24	27	685.80	1 1/4	31.75
24	609.60	36	914.40	2 3/4	69.85	6 5/8	168.27	4 3/16	106.36	6	152.40	24	32	812.80	1 1/2	38.1



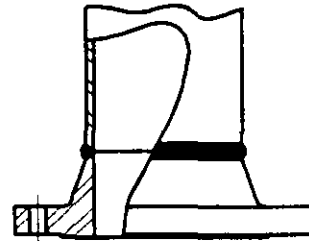
# TIPOS DE BRIDAS

# NORMAS

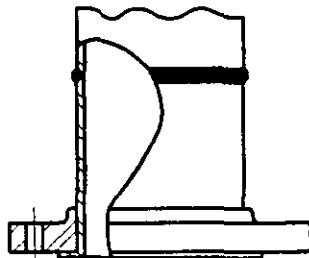
FIGURA No. 37



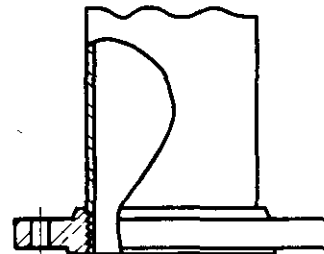
DESLIZABLE (SLIP - ON)



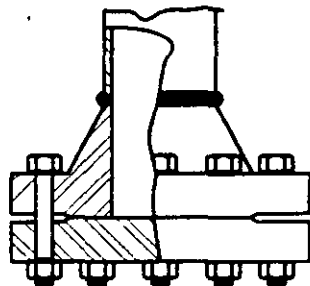
CUELLO SOLDABLE (WELDING NECK)



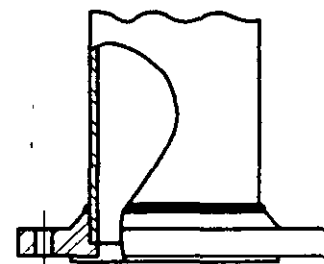
DE UNION O EMPALME (LAP JOINT)



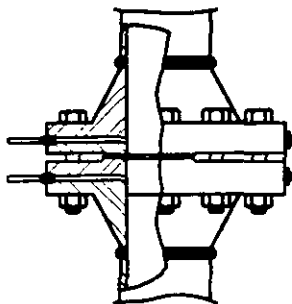
ROSCADA (THREADED)



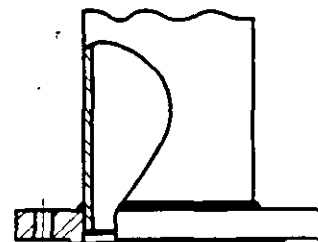
CIEGA (BLIND)



TIPO ENCHUFE (SOCKET TYPE)



DE ORIFICIO (ORIFICE)



ESPECIAL (SPECIAL)

En la figura No. 37, se muestran los tipos de bridas antes mencionados.

### **Bridas de cuello soldable. (Welding Neck)**

Se distinguen de las demás por su cono largo y por 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. La ligera transición desde el espesor de la brida hasta el espesor de la pared del tubo, efectuada por el cono de la brida, es extremadamente benéfico bajo los efectos de flexión repetida, causada por la expansión de la línea u otras fuerzas variables y produce una resistencia de duración equivalente a la de una unión soldada entre tubos.

Por lo anterior, este tipo de brida se prefiere para todas las condiciones severas de trabajo, ya sea que ésto resulte de altas presiones o de temperaturas elevadas o menores de cero, ya sea también para condiciones de carga que sean sustancialmente constantes o que fluctúen entre límites amplios. Las bridas de cuello soldable se recomiendan para el manejo de fluidos explosivos, inflamables o costosos, donde una falla puede ser acompañada de dasastrosas consecuencias.

### **Bridas deslizables. (SLIP-ON)**

Estas bridas se prefieren sobre las de cuello soldable, debido a su costo más bajo, a la menor precisión requerida al cortar los tubos a la medida, a la mayor facilidad de alineamiento en el ensamble ya que su costo de instalación final es menor que las bridas de cuello soldable. Su resistencia calculada bajo presión interna, es del orden de 2/3 de las anteriores y su vida bajo condiciones de fatiga es aproximadamente 1/3 de las últimas.

Por estas razones las bridas deslizables en presiones de 1,500 libras/pulgada<sup>2</sup> existen solamente en diámetros de 1/2" a 2-1/2", y no existen en presiones de 2,500 libras/pulgada<sup>2</sup>. El manual de construcción de calderas ASME, limita su uso a 4" de diámetro.

### **Bridas de traslape. (Lap-Joint)**

Generalmente se instalan en tuberías de acero inoxidable o aleaciones especiales. Siempre que utilicemos este tipo de brida, debemos acompañarla de un extremo adaptador (stub-end). También usaremos este tipo de bridas traslapadas cuando las tuberías no son paralelas a los ejes de los recipientes.

### **Bridas roscadas. (Threaded)**

Se usan para unir tuberías difíciles de soldar, como aluminio, PVC, etc; se recomienda usarlas en diámetros menores de 6". Las bridas roscadas son inconvenientes para condiciones que involucren temperaturas o esfuerzos de flexión de cualquier magnitud, particularmente bajo condiciones cíclicas donde puede haber fugas a través de las cuerdas en pocos ciclos de esfuerzos o calentamiento.

### **Bridas de enchufe soldable. (Socket Welding)**

Cuando se manejan fluidos tóxicos, altamente explosivos, muy corrosivos, aquellos que al existir fugas provocarían gran riesgo, debemos usar bridas de este tipo. También es recomendable usarlas en tuberías que trabajan a muy altas presiones.

### **Bridas ciegas. (Blind)**

Se usan para cerrar los extremos de boquillas, tuberías y válvulas. Desde el punto de vista de presión interna y fuerzas ejercidas sobre los pernos, estas bridas, principalmente en tamaños grandes, son las que están sujetas a esfuerzos mayores. Al instalar las bridas ciegas debe tomarse en consideración la temperatura y el golpe de ariete, si existiera.

### **Bridas especiales.**

Cuando una brida no corresponde a los tipos antes mencionados, le llamamos brida especial. Su uso es muy común en cambiadores de calor, cuyos diámetros no corresponden generalmente a los estandarizados de bridas.

### **1.5.3.- TIPOS DE CARAS DE BRIDAS.**

De acuerdo con la presión y fluido que se maneje, debemos seleccionar el tipo de cara que tendrán las bridas que instalaremos en recipientes a presión. Los tipos de cara de bridas más comunes son:

- 1.- Cara plana. (Flat Face)
- 2.- Cara realzada. (Raised Face)
- 3.- Cara machihembrada. (Male and Female)
- 4.- Cara de Ranura y Lengüeta. (Tongue and Groove)
- 5.- Cara de junta de anillo. (Raing Joint)

#### **Bridas de cara plana:**

Se usan generalmente para bajas presiones y cuando la brida será recubierta con algún material como hule, vidrio, etc.

#### **Bridas de cara realzada:**

Son las de uso más común, en recipientes a presión, ya que el realce nos ayuda a tener un buen sello entre caras.

Las bridas de cara machihembrada, ranura y lengüeta y junta de anillo, las usamos en recipientes y tuberías que manejan fluidos tóxicos, explosivos y peligrosos en general, donde las fugas del fluido manejado representan grandes riesgos.

Al instalar estos tipos de bridas en recipientes a presión, se recomienda unir la brida "hembra" al recipiente y la "macho" a la tubería.

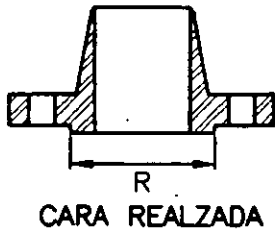




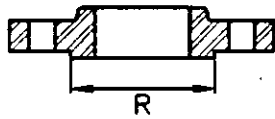
### CARAS DE BRIDAS ESTANDAR

# NORMAS

FIGURA No. 38



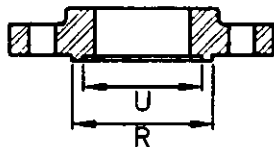
CARA REALZADA



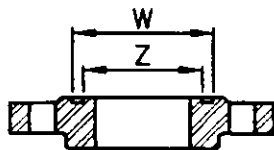
R



MACHO HEMBRA GRANDE

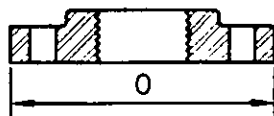


U

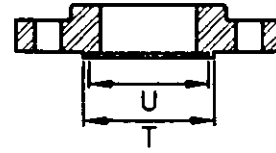


W

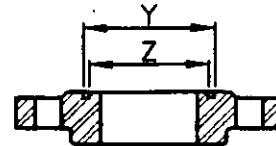
RANURA Y LENGUETA GRANDE



CARA PLANA

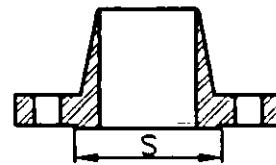


U

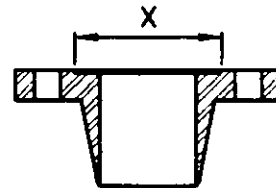


Y

RANURA Y LENGUETA PEQUEÑA

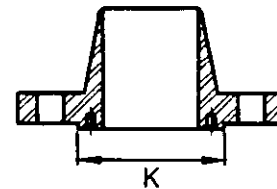


S



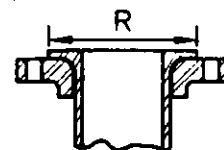
X

MACHO Y HEMBRA PEQUEÑO



K

JUNTA ANILLO



R

BRIDA TRASLAPE

En la figura No. 38 muestran gráficamente los tipos de caras de bridas antes mencionados.

### **1.6.- Registros de hombre.**

Cuando se requiere tener acceso al interior de un recipiente a presión, ya sea para mantenimiento, carga o descarga de sólidos, etc. es necesario instalar en él un registro de hombre. El diámetro mínimo para este tipo de registros es de 16", aunque éste no es muy recomendable por que dificulta el rápido acceso al interior del equipo, lo usual es instalar registros de 18 o 20 pulgadas de diámetro.

Ya que al abrir un registro de este tipo los operadores tendrían que cargar la tapa y éstas son muy pesadas, se recomienda instalar un pescante en la tapa de cada registro. En la figura No. 39 se muestran los detalles de los registros y pescantes recomendables.

Los cuellos, para los registros de hombre, deben ser calculados como cilindros de pared delgada. La tapa será una brida ciega comercial, del mismo material y rango que las usadas en las demás boquillas del recipiente en cuestión.

Las placas de refuerzo, en los registros de hombre, serán calculadas con el mismo criterio como si se tratase de una boquilla cualquiera.

### **1.7.- Materiales en recipientes a presión.**

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

#### **1.7.1.- MATERIALES MÁS COMUNES.**

El Código ASME indica la forma de suministro de los materiales más utilizados, la cual va implícita en su especificación. A continuación se dan algunos ejemplos de materiales, su especificación y forma de suministro.

#### **PLACA**

Especificación	SA-515-70	SA-285-C	SA-36
Composición nominal	C-Si	C-Si	C-Si
Esfuerzo de cedencia KPSI	38	30	36
Esfuerzo último en KPSI	70	55	58
Esfuerzo de diseño en KPSI.	17.5	13.8	12.7

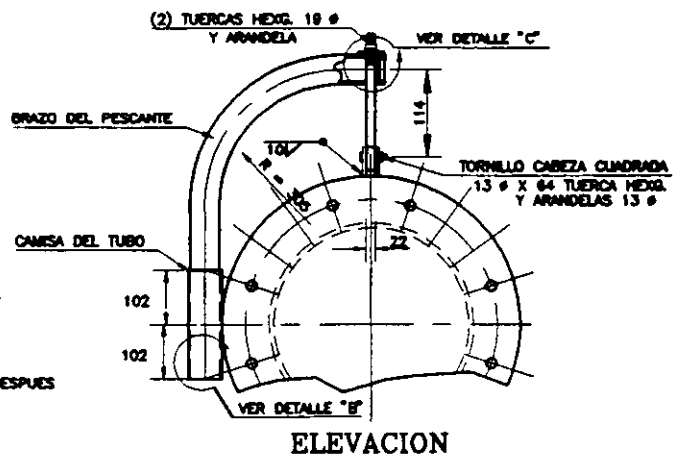
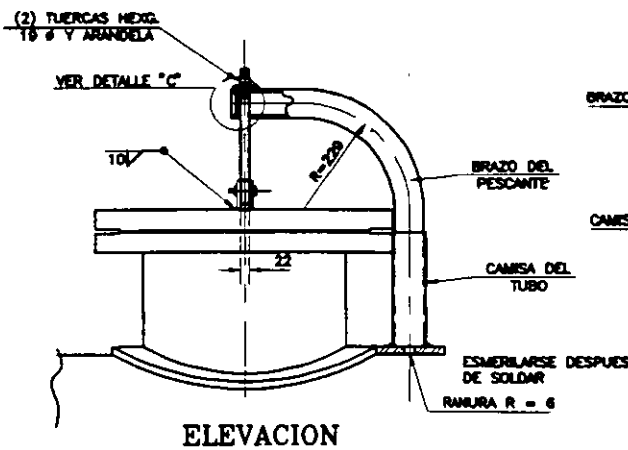
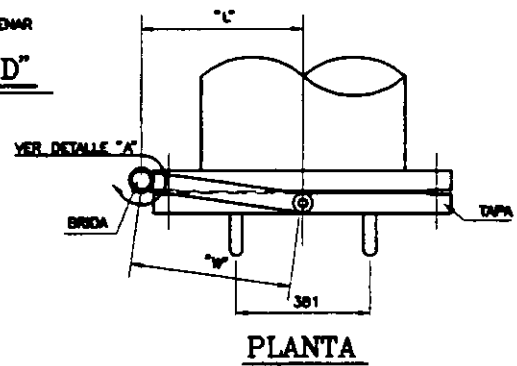
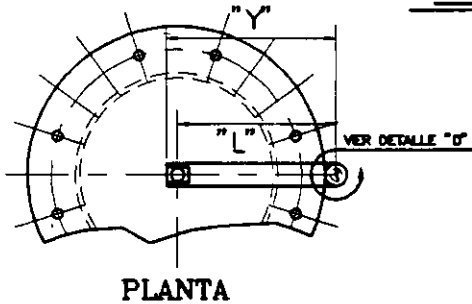
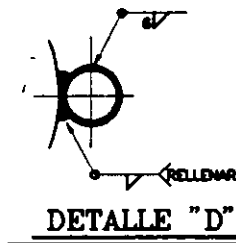
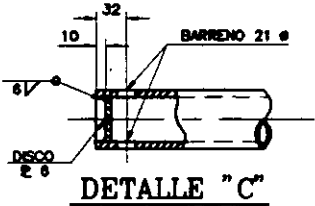
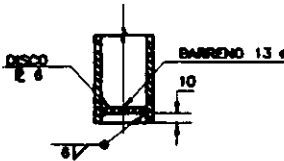
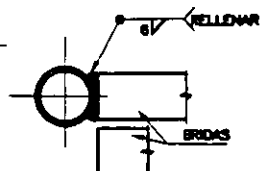
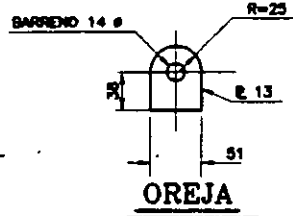
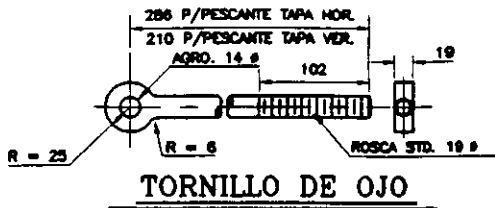
(de -20 a 650 °F)



# ENTRADA DE HOMBRE EN RECIPIENTES A PRESION CON PESCANTE

## NORMAS

FIGURA No. 39



PRESION Kg/cm <sup>2</sup>	DIAMETRO	BRAZO	CAMISA		"L"	"Y"	"Y"
			DIAMETRO	CEJILLA			
10.5	16"	38	51	80	329	364	380
	18"	38	51	80	348	383	378
150ø	20"	51	64	40	386	421	418
	24"	51	64	40	443	479	475
21.1	16"	51	64	40	360	388	382
	18"	51	64	40	382	430	424
300ø	20"	64	78	80	432	470	464
	24"	78	80	40	508	548	540
25.1	16"	51	64	40	380	388	382
	18"	64	78	80	400	438	432
400ø	20"	64	78	80	432	470	464
	24"	78	80	40	508	548	540
42.2	16"	64	78	80	387	428	418
	18"	78	80	40	422	464	464
600ø	20"	78	80	40	457	500	488
	24"	78	80	40	521	585	553

**PESCANTE P/REGISTRO HORIZONTAL**

**PESCANTE P/REGISTRO VERTICAL**

**FORJA (Bridas)**

Especificación	SA-105	SA-181	SA-266-II
Composición nominal	C-Si	C-Si	C-Si
Esfuerzo de cedencia en KPSI	36	36	35
Esfuerzo último en KPSI	70	70	70
Esfuerzo de diseño en KPSI (de -20 a 650°F)	17.5	17.5	17.5

**TUBOS DE CÉDULA**

Especificación	SA-106-B	SA-53	SA-333-1
Composición nominal	C-Si	C-Si	C-Si
Esfuerzo de cedencia en KPSI	30	30	30
Esfuerzo último en PKSI	48	48	55
Esfuerzo de diseño en KPSI (de -20 a 650°F)	15	15	13.7

**TUBOS DE CALIBRE**

Especificación	SA-179	SA-334-1	SA-556-C2
Composición nominal	C-Si	C-Si	C-Mn
Esfuerzo de cedencia en KPSI		30	40
Esfuerzo último en KPSI	46	55	70
Esfuerzo de diseño en KPSI	11.7	13.7	17.5

Entre los materiales más comunmente usados en la fabricación de recipientes a presión, está principalmente el acero al carbón, y algunas aleaciones especiales como:

Aceros Especiales austeníticos y ferríticos

Titanio	Incoloy
Zirconio	Hastelloy
Hafnio	Monel
Tántalo	Inconel
Molibdeno	Admiralty

En la siguiente página se muestra un formato en el que se interrelacionan los diferentes materiales usados en la fabricación de los recipientes a presión.

### **1.7.2.- PROPIEDADES QUE DEBEN TENER, Y REQUISITOS QUE DEBEN LLENAR LOS MATERIALES PARA SATISFACER LAS CONDICIONES DE SERVICIO.**

#### **a).- PROPIEDADES MECÁNICAS.**

Al considerar las propiedades mecánicas del material, es deseable que tenga buena resistencia a la tensión, alto punto de cedencia, porciento de alargamiento alto y mínima reducción de área, con estas propiedades principalmente, se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.

#### **b).- PROPIEDADES FÍSICAS.**

En este tipo de propiedades, se buscará que el material deseado tenga bajo coeficiente de dilatación térmica.

#### **c).- PROPIEDADES QUÍMICAS.**

La principal propiedad química que debemos considerar en el material que utilizaremos en la fabricación de recipientes a presión, es su resistencia a la corrosión. Este factor es de muchísima importancia, ya que un material mal seleccionado nos causará múltiples problemas, las consecuencias que se derivan de ello son:

##### **I.- Reposición del equipo corroído.**

Un material que no sea resistente al ataque corrosivo puede corroerse en poco tiempo de servicio.



MOLESA

LISTA DE MATERIALES

• HASTA 51 mm DE ESPESOR  
 + VER SA - 20  
 X HASTA 1000 °F SE PUEDE EMPLEAR ESTE MATERIAL  
 XX HASTA 20 °F SE PUEDE EMPLEAR ESTE MATERIAL

ORMAS

...ORA No. 40

TEMPERATURA DE DISEÑO °F	-321° A -425°	-320° A -151°	-150° A -91°	-90° A -51°	-50° A 41°	-40° A +60°	+61° A +650°	+651° A +775°	+776° A +850°	+851° A +1050°	+1051° A +1150°
CASCARON, CABEZAS Y PARRILLAS DE REFUERZO	SA-240-TP-304 SA-240-TP-304L	SA-353 (0.9% Ni) SA-563TP-(0.9% Ni) SA-240TP-304(18-8) SA-240TP-304L(18-8)	SA-203E S5 (+)	SA-203B S5 (+)	SA-516-65 S5 (+)	SA-516-70 S5 (+)	SA-285-C	SA-515-70	SA-204-B SA-204-C ó SA-263 ó SA-264	SA-387 11 CL2 (ó EN CLAD SA-263 ó SA-264)	SA-204 TP-304
BORNOS CIRCOS PLACA FORJA	FORJA SA-182 F-304 SA-182 F-304L	FORJA SA-352 (0.9% Ni) SA-182 F-304 SA-182 F-304L	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	SOLO P. PARA SA-515-70	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	FORJA
SILLETAS o FALDON. 1.2 m DE LT.	IDEM. CASC. Y CABS. SA-283-C	IDEM. CASC. Y CABS. SA-283-C	IDEM. CASC. Y CABS. SA-283-C	IDEM. CASC. Y CABS. SA-283-C	IDEM. CASC. Y CABS. SA-283-C	IDEM. CASC. Y CABS. SA-283-C	SA-283-C	IDEM. CASC. Y CABS. SA-283-C	IDEM. CASC. Y CABS. SA-283-C	IDEM. CASC. Y CABS. SA-283-C	IDEM. CASC. Y CABS. SA-283-C
RECUBRIMIENTO: CASC. CABS. BORNOS Y NEG.						VER CROQUIS Y HOJA DE PROCESO	VER CROQUIS Y HOJA DE PROCESO	VER CROQUIS Y HOJA DE PROCESO	VER CROQUIS Y HOJA DE PROCESO	VER CROQUIS Y HOJA DE PROCESO	
BOQUILAS Y BORNOS FORJADOS	IDEM. BORNOS CIRCOS DE FORJA	IDEM. BORNOS CIRCOS DE FORJA	SA-350 LF-3	SA-350 LF-3	SA-350 LF-2	SA-350 LF-2	SA-105	SA-105	IDEM. BORNOS CIRCOS DE FORJA	SA-182 F11	SA-182 F304 H
P. PARA CUELLO DE BORNOS	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	SA-115-70	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	SA-240 TP-304
COPLÉS	IDEM. BORNOS CIRCOS DE FORJA	IDEM. BORNOS CIRCOS DE FORJA	SA-350 LF-3	SA-350 LF-3	SA-350 LF-2	SA-350 LF-2	SA-105	SA-105	IDEM. BORNOS CIRCOS DE FORJA	SA-182 F11	SA-182 F304 H
HOJAS PARA PLACA Y CASCARON DE CASCARON PERFILES ESTRUCTURALES EN GENERAL	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	SA-283-C	SA-115-70	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	SA-204 TP-304
BORNOS DE BORNOS CIRCOS Y BORNOS	TODO PERFIL QUE SE SUELDE A CASC. CABS. Y FALDON SERA DE IDENTICO MAT. QUE ESTOS						A-36	A-36	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	SA-240 TP-304
	TODO ACCESORIO DE PLACA QUE SE SUELDE A CASC. CABS. Y FALDON SERA DE IDENTICO MAT. QUE ESTOS						A-36	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	SA-240 TP-304
REJILLAS	ACERO INOXIDABLE O ALUMINIO (VER CATALOGO)						ACERO AL CARBON		ACERO INOXIDABLE O ALUMINIO (VER CATALOGO)		
TUBERIA INTERIOR	SA-312 TP-304 SA-312 TP-304L	SA-333-(0.9% Ni) SA-312 TP-304 SA-312 TP-304L	SA-333-3	SA-333-7	SA-333-6	SA-333-6	SA-53-B	SA-53-B	SA-335-P1	SA-335-P11	SA-312 TP-304H
CONEXIONES SOLDABLES	SA-403 WP304 SA-403 WP304L	SA-420 WPL3 SA-312 TP-304 SA-312 TP-304L	SA-420 WPL3	SA-420 WPL3	SA-420 WPL6	SA-420 WPL6	SA-234 WPA SA-234 WPB	SA-234 WPB	SA-234 WP1	SA-234 WP11	SA-403 WP304H
ESPIRAGOS EXTERIORES	SA-320-B8	SA-320-B8	SA-320-L7	SA-320-L7	SA-320-L7	SA-193-B7(xx)	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-193-B7	SA-193-B7(x)	SA-193-B8
TURCAS EXTERIORES	SA-194-8	SA-194-8	SA-194-4	SA-194-4	SA-194-4	SA-194-2H	SA-194-2H	SA-194-2H	SA-194-2H	SA-194-2H	SA-194-8
TORNILLERIA INTERIOR	SA-320-B8 y SA-194-8	SA-320-B8 y SA-194-8	SA-320-L7 y SA-194-4	SA-320-L7 y SA-194-4	SA-320-L7 y SA-194-4	SA-193-B7(xx) y SA-194-2H	SA-193-B7 y SA-194-2H	SA-193-B7 y SA-194-2H	SA-193-B7 y SA-194-2H	SA-193-B7(x) y SA-194-2H	SA-193-B8 y SA-194-8
EMPAQUES INTERIORES	A S B E S T O C O M P R I D O										
EMPAQUES EXTERIORES	FLEXITALIC "CG" ó EQUIVALENTE Y TIPO MACHO Y HEMBRA CON RANURA PEQUEÑA (VER D - 201 EN 3, 4, 8 REV. 2)										
MALLAS	ACERO INOXIDABLE T - 304										
CUELLO DE BOQUILAS Y CONEXIONES SOLDABLES	SA312 TP-304 SA-312 TP-304L	SA-333 -(0.9% Ni) SA-312 TP-304 SA-312 TP-304L	SA-333-3	SA-333-7	SA-333-6	SA-333-6	SA-53-B SA-106-B	SA-106-C SA-106-B	SA-335-P1	SA-335-P11	SA-312 TP-304H
PLATOS	VER HOJA DE DATOS DE PROCESO										
NOTAS :											

## II.- Sobre diseño en las dimensiones.

Para materiales poco resistentes a la corrosión, es necesario dejar un excedente en los espesores, dejando margen para la corrosión, esto trae como consecuencia que los equipos resulten más pesados, encarecen el diseño y además de no ser siempre la mejor solución.

## III.- Mantenimiento preventivo.

Para proteger a los equipos del medio ambiente corrosivo es necesario usar pinturas protectoras.

## IV.- Paros debidos a la corrosión de los equipos.

Un recipiente a presión que ha sido atacado por la corrosión, necesariamente debe ser retirado de operación, lo cual implica pérdidas en la producción.

## V.- Contaminación o pérdida del producto.

Cuando en los componentes de los recipientes a presión se han llegado a producir perforaciones en las paredes metálicas, los productos de la corrosión contaminan el producto, lo cual en algunos casos es costosísimo.

## VI.- Daños a equipos adyacentes.

La destrucción de un recipiente a presión por corrosión, puede dañar los equipos con los que esté colaborando en el proceso.

## VII.- Consecuencias de tipo social.

La falla repentina de un recipiente a presión corroído puede ocasionar desgracias personales, además de que los productos de la corrosión pueden ser nocivos para la salud.

## **d).- SOLDABILIDAD.**

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

### **1.7.3.- EVALUACIÓN DE LOS MATERIALES SUGERIDOS.**

En esta etapa se toman en cuenta los aspectos relacionados con la vida útil de la planta donde se instalarán los recipientes o equipos que se estén diseñando, y se fija la atención en los siguientes puntos:

### I.- Vida estimada de la planta.

Una planta se proyecta para un determinado tiempo de vida útil, generalmente 10 años, ésto sirve de base para formarnos un criterio sobre la clase de posibles materiales que podemos utilizar.

### II.- Duración estimada del material.

Para ésto es necesario auxiliarnos de la literatura existente sobre el comportamiento de los materiales en situaciones similares, reportes de experiencias de las personas que han operado y conocen los problemas que se presentan en plantas donde se manejan productos idénticos para hacer buenas estimaciones.

### III.- Confiabilidad del material.

Es necesario tener en cuenta las consecuencias económicas, de seguridad del personal y del equipo en caso de que se llegaran a presentar fallas inesperadas.

### IV.- Disponibilidad y tiempo de entrega del material.

Es conveniente tener en cuenta la producción nacional de materiales para construcción de recipientes a presión, ya que existiría la posibilidad de utilizar los materiales de que se dispone sin tener grandes tiempos de entrega y a un costo menor que las importaciones.

### V.- Costo del material y de fabricación.

Por lo general, a un alto costo de material le corresponde un alto costo fabricación.

### VI.- Costo de mantenimiento e inspección.

Un material de propiedades mecánicas y resistencia a la corrosión menores, requiere de mantenimientos e inspecciones frecuentes, lo cual implica tiempo fuera de servicio, y mayores gastos por este concepto.

## 1.7.4.- SELECCIÓN DEL MATERIAL.

La decisión final sobre el material a utilizar será de acuerdo a lo siguiente:

Material más adecuado.

Será aquel que cumpla con el mayor porcentaje de requisitos tales como:

#### 1.- Requisitos Técnicos.

Cumplir con el mayor número de requisitos técnicos es lo más importante para un material, ya que de éstos depende el funcionamiento correcto y seguro del equipo.

#### 2.- Requisitos Económicos.

Estos requisitos lo cumplen los materiales que impliquen los menores gastos como son los iniciales, de operación y de mantenimiento, sin que por este concepto se tenga que sacrificar el requisito técnico, que repetimos, es el más importante.



### **1.8.- CÓDIGOS APLICABLES**

El principal Código utilizado en México, Estados Unidos de Norteamérica y en muchos otros países del mundo, es el "CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1". Este código es publicado por la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos, su edición es trianual; 1965, 1968, 1971, 1974, 1977, 1980, 1983, 1986, 1989, 1992, 1995, ... etc. sin embargo, la asociación antes mencionada emite adendas trimestrales las cuales modifican constantemente el Código, manteniendolo siempre actualizado.

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

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

<b>PAISES</b>	<b>CÓDIGOS</b>
Alemania Occidental.	A.D. Merkblatt Code.
Estados Unidos de Norteamérica	ASME Code. Section VIII División 1 y 2.
Inglaterra.	British Code BS. 5500.
Italia.	Italian Pressure Vessel Code.
Japón.	Japanesse Pressure Vessel Code.
Japón.	Japanesse Std. Pressure Vessel Construction.

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

Para el diseño mecánico de Cambiadores de calor de coraza y tubos, además del Código ASME, debemos usar los estandares publicados por el TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association).

### **1.9.- BREVE HISTORIA DEL CÓDIGO A.S.M.E.**

A continuación, y a manera de ilustración, se describirá brevemente el origen del Código ASME.

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

Inglaterra fué uno de los primeros países que sintió esta necesidad, y fué después de uno de los más grandes desastres que sufrió la ciudad de Londres al explotar una caid en el año de 1815. La investigación de las causas de esta explosión la llevó a cabo la Cámara de los Comunes por medio de un Comité, el cual, después de agotar todas sus pesquisas, logró establecer tres de las principales causas del desastre: Construcción inapropiada, material inadecuado y aumento gradual y excesivo de la presión. Al final de su informe, dicho Comité recomendaba el empleo de cabezas simiesféricas, el hierro forjado como material de construcción, y el empleo de dos válvulas de seguridad.

En los Estados Unidos de Norteamérica, las personas dedicadas a la fabricación de calderas, se agruparon en una asociación en el año de 1889; Esta Asociación nombró un Comité encargado de preparar reglas y especificaciones, en las que se basara la fabricación en taller de las calderas. Como resultado de los estudios hechos por este Comité, se presentó ante la Asociación un informe en el que se cubrían temas como: Especificaciones de materiales, armado por medio de remaches, factores de seguridad, tipos de cabezas y de bridas, así como reglas para la prueba hidrostática.

No obstante los dos intentos anteriores por evitar las explosiones de calderas, éstas seguían sucediendo; A principios de este siglo, tan solo en los Estados Unidos de Norteamérica, ocurrieron entre 350 y 400, con tremendas pérdidas de vidas y propiedades, Llegó a ser costumbre que la autorización para usar una caldera la diera el cuerpo de bomberos. Hasta la primera década de este siglo, las explosiones de calderas habían sido catalogadas como "Actos de Dios". Era necesario pues, la existencia de un Código legal sobre calderas.

El 10 de marzo de 1905, ocurrió la explosión de una caldera en una fábrica de zapatos en Crocktown, Massachussetts, matando a 58 personas, hiriendo a otras 117, y con pérdidas materiales de más de un cuarto de millón de dólares. Este accidente catastrófico hizo ver a las gentes de Massachussetts la imperiosa necesidad de legislar sobre la construcción de calderas para garantizar su seguridad. Después de muchos debates y discusiones públicas, el Estado promulgó, en 1907, el primer Código legal de reglas para la construcción de calderas de vapor, al año siguiente, el Estado de Ohio aprobó un reglamento similar.

Otros Estados y Ciudades de la Unión Americana que habían padecido explosiones similares, se dieron cuenta que éstas podían evitarse mediante un buen diseño y una fabricación adecuada, y también se dieron a la tarea de formular reglamentos para este propósito. De esta manera, se llegó a una situación tal, que cada Estado, y aún cada ciudad interesada en este asunto, tenía su propio reglamento. Como los reglamentos diferían de un estado a otro, y a menudo estaban en desacuerdo, los fabricantes empezaron a encontrar difícil el fabricar un equipo con el reglamento de un Estado que pudiera ser aceptado por otro. Debido a esta falta de uniformidad, en 1911, los fabricantes y usuarios de calderas y recipientes a presión, apelaron ante el concilio de la ASME, para corregir esta situación.

El concilio respondió a esto nombrando un Comité " Para que formule especificaciones uniformes para la construcción de calderas de vapor y otros recipientes a presión especificados para su cuidado en servicio.

Sección	VIII	Recipientes a Presión no sometidos a fuego directo. (Unfired Pressure Vessels)	1925
Sección	IX **	Requisitos de Soldadura (Welding Qualifications)	1940
Sección	X	Recipientes a Presión de Plástico Reforzado y fibra de vidrio. (Fiber Glass Reinforced Plastic Pressure Vessel)	
Sección	XI	Reglas para Inspección en Servicio de Plantas de Potencia Nuclear. (Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plants)	

\* Esta sección estuvo incorporada a la sección I desde su aparición hasta 1949, finalmente fue cancelada en 1952.

\*\* La primera vez que apareció esta sección, fue en 1937 como suplemento al Código.

El aumento de secciones en el Código, refleja el progreso de la industria en este campo. Se ha conservado un crecimiento espontaneo y se han requerido revisiones constantes.

Como ilustración diremos que en 1914 las calderas se operaban a una presión máxima de 20 kg/cm<sup>2</sup> (285 psi) y a temperaturas de 300°C (572°F), actualmente estas se diseñan para presiones tan altas como son 305 kg/cm<sup>2</sup> (4,331 psi) y a temperaturas de 600°C (1,112°F); Los recipientes se diseñan para presiones de 200 kg/cm<sup>2</sup> (2,845 psi) y a un rango de temperatura entre -210°C a 550°C (de -346°F a 1,022°F).

Cada nuevo material, cada nuevo diseño, cada nuevo método de fabricación, cada nuevo sistema de protección, trae consigo nuevos problemas de estudio para el Comité del Código, exigiendo la experiencia técnica de muchos sub-Comités, para expedir nuevos suplementos y nuevas revisiones del Código. Como resultado del espléndido trabajo de esos Sub-Comités, el Código ASME ha desarrollado un conjunto de Normas que garantizan cualquier diseño y cualquier construcción de calderas y recipientes a presión dentro de los límites del propio Código.

El Código ASME ha tenido que mantenerse al día, dentro del cambiante mundo de la tecnología. Este grupo celebra seis reuniones anuales para adaptar el Código. Las ediciones del Código se hacen cada tres años, la mas reciente fue en 1995, consta de once secciones en catorce tomos y son:

Sección I Calderas de Potencia.  
(Power Boilers)

El comité estaba formado por siete miembros, todos ellos de reconocido prestigio dentro de sus respectivos campos, 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, formado de 18 miembros que representaban varias fases del diseño, construcción, instalación y operación de calderas.

Basándose en los reglamentos de Massachussetts y de Ohio y en otros datos de utilidad, el Comité presentó un informe preliminar en 1913, y envió 2,000 copias de él, a los profesores de Ingeniería Mecánica, a departamentos de Ingeniería de compañías de seguros de calderas, a jefes de inspectores de los departamentos de inspección de calderas de Estados y Ciudades, a fabricantes de calderas, a editores de revistas de Ingeniería y a todos los interesados en la construcción y operación de calderas, pidiendo sus comentarios.

Después de tres años de innumerables reuniones y audiencias públicas, fue adoptado en la primavera de 1925, el primer Código ASME, "Reglas para la Construcción de Calderas Estacionarias y para las Presiones Permisibles de Trabajo", conocido como la edición 1914.

Desde entonces el Código ha sufrido muchos cambios y se han agregado muchas secciones de acuerdo a las necesidades. Las secciones han aparecido en el siguiente orden:

Sección	I	Calderas de Potencia (Power Boilers)	1914
Sección	II	Especificaciones de Materiales (Material Specifications)	1924
Sección	III	Calderas de Locomotoras (Boilers of Locomotives)	1921
Sección	IV	Calderas para Calefacción baja presión (Low-Pressure Heating Boilers)	1923
Sección	V	Calderas de miniatura (Miniature Boilers)	1922
Sección	VI *	Inspección (Inspection)	1924
Sección	VII	Reglas sugeridas para el cuidado de las calderas de potencia. (Suggested Rules for care of Power Boilers)	1926

Sección	II	Especificaciones de Materiales. (Material Specifications) Parte A: Especificaciones de Materiales Ferrosos (Ferrous Materials) Parte B: Especificaciones de Materiales no Ferrosos. (Non Ferrous Materials) Parte C: Especificaciones de Materiales de Soldadura. (Welding Materials)
Sección	III	Plantas de Potencia Nuclear. División 1, y División 2. Componentes: Requerimientos Generales. (Nuclear Power Plants) División 1 & División 2. (Components: General Requirements)
Sección	IV	Calderas para Calefacción (Heating Boilers)
Sección	V	Pruebas no Destructivas (Non Destructive Examinations)
Sección	VI	Reglas Recomendadas para el Cuidado y Operación de calderas para Calefacción. (Recommended Rules for Care and Operation of Heating Boilers)
Sección	VII	Reglas Sugeridas para el Cuidado de Calderas de Potencia. (Recommended Rules for Care of power Boilers)
Sección	VIII	División 1: Recipientes a Presión. (Pressure Vessels) División 2: Reglas para Diferentes Alternativas para Recipientes a Presión.

		(Alternative Rules for Pressure Vessels)
Sección	IX	Requisitos de Soldadura. (Welding Qualifications)
Sección	X	Recipientes a Presión de Plástico Reforzado y fibra de vidrio. (Fiber Glass Reinforced Plastic Pressure Vessel)
Sección	XI	Reglas para Inspección en Servicio de Plantas de Potencia Nuclear. (Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plants)

Una vez teniendo una idea de lo que es y como está formado el Código ASME, nos enfocaremos a la Sección VIII ya que es la relacionada con Recipientes a Presión.

La Sección VIII del Código ASME, contiene dos Divisiones, la División 1, que cubre el diseño de los recipientes a presión no sujetos a fuego directo, y la división 2, que contiene otras alternativas para el cálculo de recipientes a presión.

Las reglas de la División 1, de esta Sección del Código, cubre los requisitos mínimos para el diseño, fabricación, inspección y certificación de recipientes a presión, además de aquellas que están cubiertas por la Sección I. (Calderas de Potencia), Sección III (Componentes de Plantas Nucleares) y Sección IV. (Calderas para Calefacción).

Como se dijo anteriormente, el considerable avance tecnológico que se ha tenido en los últimos años, ha traído como consecuencia el incremento de nuevos Códigos y Normas, el Código ASME, consciente de ello, crea dentro de la Sección VIII de su Código, un nuevo tomo denominado División 2. "REGLAS ALTERNATIVAS PARA CONSTRUCCIÓN DE RECIPIENTES A PRESIÓN".

En 1955, Reconociendo el gran volumen de la nueva información desarrollada por el Comité de Investigación de Recipientes a Presión (P.V.R.C.), y otras organizaciones, el Comité del ASME para Calderas y Recipientes a Presión, organizó su Comité especial para revisar las bases de los esfuerzos del Código.

El Comité fue consultado para desarrollar las bases lógicas para establecer los valores de esfuerzos permisibles, de 1958 a 1962, el Comité especial interrumpió sus trabajos para preparar la Sección III, el Código para Recipientes Nucleares. Su labor original fue terminada en 1968 con la publicación de la Sección VIII División 2. En esta División, los esfuerzos permisibles están basados en un coeficiente de seguridad aproximadamente igual a tres.

### 1.10.- LIMITACIONES

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

1.10.1.- Espesor mínimo; Se establece que para recipientes construidos en acero al carbón, el espesor mínimo será de 3/32" (2.38 mm.) independientemente de su uso, ya que para algunos usos particulares, se especifican espesores mínimos diferentes.

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

1.10.3.- Los recipientes diseñados y construidos bajo este Código no deberán tener elementos principales móviles, ya sean rotatorios o reciprocantes, razón por la cual se excluyen del alcance del mismo las bombas, compresores, turbinas, y cualquier equipo que tenga elementos principales móviles.

1.10.4.- El volumen mínimo que deberán tener los recipientes a presión diseñados y construidos bajo este Código deberá ser de 120 galones.

1.10.5.- La presión mínima a que deberán diseñarse los recipientes será de 15 PSIG. (1 atmósfera).

1.10.6.- El diámetro interior mínimo será de 6".

1.10.7.- La presión máxima de diseño será de 3,000 PSIG.

• 1.10.8.- Deberán ser estacionarios.

## **CAPÍTULO 2.- RECIPIENTES CILÍNDRICOS HORIZONTALES.**

En este y en los siguientes capítulos, enunciaremos los procedimientos a seguir para efectuar los cálculos necesarios en el diseño de diferentes tipos de recipientes a presión, en el caso de los cilíndricos horizontales, es necesario efectuar los siguientes cálculos.

- 2.1.- Cálculo por presión interna.
- 2.2.- Cálculo por presión externa. (vacío)
- 2.3.- Cálculo de anillos atiesadores.
- 2.4.- Cálculo de soportes.
- 2.5.- Cálculo de orejas de izaje.

### **2.1- CÁLCULO POR PRESIÓN INTERNA**

Al calcular un recipiente cilíndrico horizontal por presión interna, es necesario realizar independientemente el cálculo del cuerpo y las tapas. Con el fin de hacer más clara la comprensión de este capítulo, realizaremos a modo de ejemplo, los cálculos necesarios para seleccionar adecuadamente los espesores del cuerpo y las tapas de un recipiente cilíndrico horizontal, arbitrariamente supondremos los datos para su diseño.

#### **DATOS:**

D = Diámetro interior en pulgadas (mm.) = 72 pulgadas.

t = Espesor mínimo requerido en pulgadas (mm.) = ?

P = Presión de diseño = 130 lb/pulg<sup>2</sup>.

Po = Presión de operación = 100 lb/pulg<sup>2</sup>.

R = Radio interior del cilindro = 36 pulgadas.

E = Eficiencia de las soldaduras (ver valores en fig. No. 1).

S = Esfuerzo máximo permisible a tensión del material seleccionado para fabricar el recipiente, a la temperatura de diseño. (ver valores en la figura No. 7), para un material SA-285-C; S = 13,800 lb/pulg<sup>2</sup>. a una temperatura de diseño de -20° a 650°F.

L = Radio de abombado de la tapa en pulgadas.

r = Radio de esquina o de nudillos en pulgadas.

L<sub>1</sub> = Longitud entre líneas de tangencia del recipiente = 144 pulgadas.

T = Temperatura de diseño = 500°F.



### 2.1.1.- CÁLCULO DEL CILÍNDRO

En la figura No. 41 se muestra un formato para el cálculo del espesor del cilindro por presión interna, en él se puede observar que se realizaron tres cálculos con eficiencia de soldaduras de 0.7, 0.85, y 1.0 respectivamente.

Al usar  $E = 0.7$  calculamos que  $t = 0.488''$

Usando  $E = 0.85$  tenemos que  $t = 0.402''$

Para  $E = 1.0$  obtenemos que  $t = 0.341''$ .

Todos los espesores han sido calculados sin considerar tolerancia por corrosión.

Usando en nuestro recipiente  $t = 0.488''$  no gastaremos en radiografías, pero el espesor resultante es muy alto, y consecuentemente caro.

En el tercer caso obtuvimos que  $t = 0.341''$ , usaríamos un espesor pequeño pero gastaríamos mucho en radiografiar al 100 %.

El punto óptimo de eficiencia de soldaduras, por experiencia para los cuerpos cilíndricos lo tenemos cuando  $E = 0.85$ , es decir, el espesor no es muy grande, y el costo del radiografiado es relativamente bajo.

Por lo anterior, es recomendable usar  $E = 0.85$  en la mayoría de los cilindros sometidos a presión interna, solamente en casos especiales, utilizaremos otro valor de la eficiencia de soldaduras.

### 2.1.2.- CÁLCULO DE LAS TAPAS

Los formatos mostrados en las figuras 42, 43, 44, 45 y 46 serán utilizados para calcular los espesores de las tapas Tori esféricas, Semi elípticas, 80:10, esféricas y cónicas respectivamente.

Así como en los cilindros de recipientes sometidos a presión es recomendable usar una eficiencia de 0.85, en las tapas es conveniente usar un valor de  $E = 1.0$ , en algunos casos las tapas son fabricadas de una sola pieza, ello involucra que no tengan soldaduras y automáticamente el valor de la eficiencia es 1.0; Cuando las tapas no son fabricadas de una sola pieza, es conveniente radiografiar totalmente las soldaduras, cuyas longitudes son generalmente pequeñas, y consecuentemente, el radiografiado no es muy costoso comparado con el costo resultante del incremento en el espesor de las tapas.

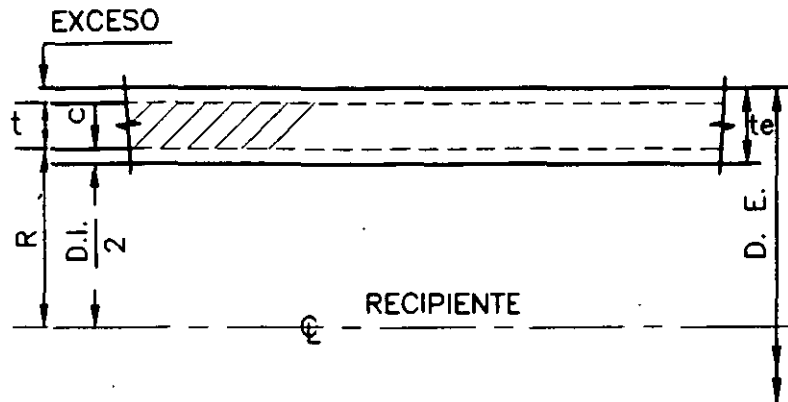


**MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DEL CUERPO CILINDRICO CON PRESION INTERNA (DIAMETRO INTERIOR) UG - 27**

PROCEDIMIENTOS SECCION DE DISEÑO DE RECIPIENTES

**NORMAS**

**FIGURA No. 41**



MATERIAL DEL CUERPO	= SA-285-C
PRESION DE OPERACION	= 100 PSIG.
PRESION DE DISEÑO	(P) = 130 PSIG.
TEMPERATURA DE OPERACION	= 140 °F
TEMPERATURA DE DISEÑO	= 650 °F
ESFUERZO DE TRABAJO (A TEMP. DE DISEÑO) (S)	= 13,800 PSIG.
EFICIENCIA	(E) = 0.85. ∴ RAYOS "X"
DIAMETRO INTERIOR	(D.I.) = 72" PLGS.
CORROSION PERMISIBLE	(C) = 0.0 PLGS
ESPESOR MINIMO REQUERIDO EXCL. CORROSION	= (t) 0.402"
ESPESOR ESPECIFICADO EN CUERPO	= (t)

CON E = 0.7

$$t = \frac{130 (36)}{13,800 (0.7) - 0.6 (130)}$$

t = 0.488" < 0.5" (1/2")

CON E = 0.85

$$t = \frac{130 (36)}{13,800 (0.85) - 0.6 (130)}$$

t = 0.402" < 0.437" (7/16")

CON E = 1.0

$$t = \frac{130 (36)}{13,800 (1.0) - 0.6 (130)}$$

t = 0.341" < 0.375" (3/8")

NOTAS:

$\frac{D. I.}{2} + C = \quad + \quad = (R) = \quad$  PLGS.

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

t =

+

C = \_\_\_\_\_ PLGS ∴ **te = \_\_\_\_\_ PLGS.**

D. E. = D. I. + 2 (te) = \_\_\_\_\_ PLGS  
 EXCESO = te - (t + c) = \_\_\_\_\_ PLGS.

**CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA**

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = (P. H. C.)  
 ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA = (SATM) = 13,800 PSI

$P.H.C. = 1.5 \times \frac{SATM}{S} \times P = 1.5 \times \frac{13,800}{13,800} \times 130 = 195$

**P.H.C. = 195 PSIG.**

APROBO:

CALCULO:

PROYECTO:

PLANTA

TAG.:

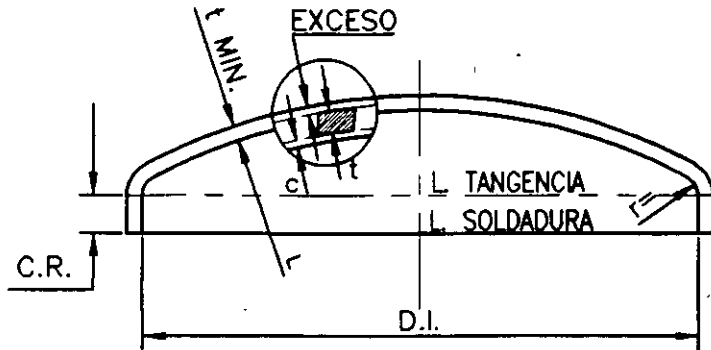


**MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE CABEZA TORIESFERICA F & D BAJO PRESION INTERIOR UG - 32 Y UA - 4**

PROCEDIMIENTOS SECCION DE DISEÑO DE RECIPIENTES

**NORMAS**

**FIGURA No. 42**



MATERIAL DE LA CABEZA	= SA-285-C
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D.I.)	= 72 PLGS.
TEMPERATURA DE DISEÑO	= 500 °F
ESFUERZO DE TRABAJO (A TEMP. DE DISEÑO) (S)	= 13,800 PSIG.
PRESION INT. DE DISEÑO (P)	= 130 PSIG.
RADIO INTERIOR DE LA CORONA (L)	= 72 PLGS.
EFICIENCIA MENOR DE CABEZA (E)	= VER CALCULOS
CORROSION PERMISIBLE (C)	= 0.0 PLGS.
RADIO INTERIOR DE TRANSICION (r)	= 4 - 1/2 " PLGS.
ESPESOR MINIMO REQUERIDO EXCL. CORR.	= t
ESPESOR MINIMO ESPECIFICADO EN CABEZA	= t MIN.
FACTOR DEL COCIENTE DE RADIOS (M): OBTENER (M/2)	=

$$t = \frac{PL (M/2)}{SE - 0.1 P} = \text{---} = \text{---} \text{ PLGS.}$$

t =

+

C =                      PLGS. . . t MIN. =                      PLGS.

EXCESO = t MIN. - (t + C) =                      PLGS.

**CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA (P.C.H.)**

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = (P. H. C.)  
 ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA = (SATM) = 13,800 PSI

$$P.H.C. = 1.5 \times \frac{SATM}{S} \times P = 1.5 \times \frac{13,800}{13,800} \times 130 = 195$$

P.H.C. = 195 PSIG.

CON E = 0.7

$$t = \frac{0.885 (130) 72}{13,800 (0.7) - 0.1 (130)}$$

t = 0.859" < 0.875" (7/8")

CON E = 0.85

$$t = \frac{0.885 (130) 72}{13,800 (0.85) - 0.1 (130)}$$

t = 0.707" < 0.750" (3/4")

CON E = 1.0

$$t = \frac{0.885 (130) 72}{13,800 (1.0) - 0.1 (130)}$$

t = 0.601" < 0.625" (5/8")

NOTAS:

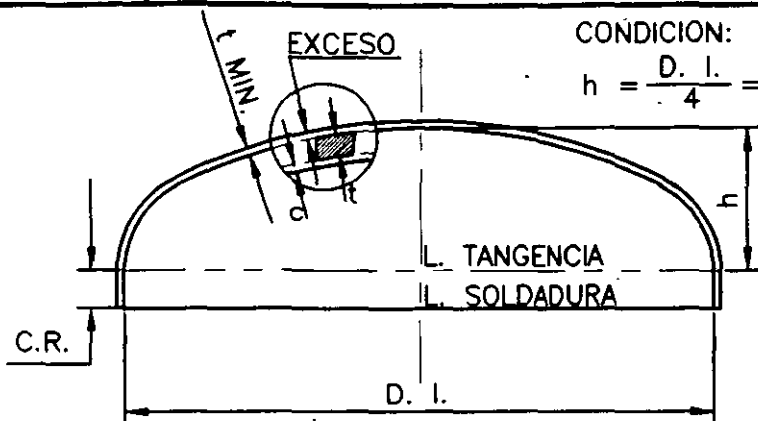
APROBO:	CALCULO:	PROYECTO:	PLANTA	TAG.:
---------	----------	-----------	--------	-------



**MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE CABEZA SEMIELIPTICA BAJO PRESION INTERNA SOLO CAB. CON REL. 2:1 (UG-32 Y UA-4)**  
**PROCEDIMIENTOS SECCION DE DISEÑO DE RECIPIENTES**

**NORMAS**

**FIGURA No. 43**



CONDICION:  
 $h = \frac{D. I.}{4} =$

MATERIAL DE LA CABEZA	= SA-285-C
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D.I.)	= 72 PLGS.
TEMPERATURA DE DISEÑO	= 500 °F
ESFUERZO DE TRABAJO (A TEMP. DE DISEÑO) (S)	= 13,800 PSIG.
PRESION INT. DE DISEÑO (P)	= 130 PSIG.
EFICIENCIA MENOR DE CABEZA (E)	= VER CALCULOS
CORROSION PERMISIBLE (C)	= 0.0 PLGS.
ESPESOR MINIMO REQUERIDO EXCL. CORR.	= t
ESPESOR MINIMO ESPECIFICADO EN CABEZA = (t MIN.)	=

CON E = 0.7  
 $t = \frac{130 (36)}{13,800 (0.7) - 0.1 (130)}$   
 $t = 0.485" < 0.5" (1/2")$

CON E = 0.85  
 $t = \frac{130 (36)}{13,800 (0.85) - 0.1 (130)}$   
 $t = 0.399" < 0.437" (7/16")$

CON E = 1.0  
 $t = \frac{130 (36)}{13,800 (1.0) - 0.1 (130)}$   
 $t = 0.339" < 0.375" (3/8")$

D. I. + 2C = D = \_\_\_\_\_ PLGS.

$t = \frac{PD}{2(SE - 0.1 P)} = \frac{\quad}{\quad} =$

t = \_\_\_\_\_ = \_\_\_\_\_ PLGS.

t =  
 +

C = \_\_\_\_\_ PLGS. ∴ t MIN. = \_\_\_\_\_ PLGS.

EXCESO = t MIN. - (t + C) = \_\_\_\_\_ PLGS.

**CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA (P.C.H.)**

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = (P. H. C.)  
 ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA = (SATM) = 13,800 PSI

$P.H.C. = 1.5 \times \frac{SATM}{S} \times P = 1.5 \times \frac{13,800}{13,800} \times 130 = 195$

**P.H.C. = 195 PSIG.**

NOTAS:

APROBO:	CALCULO:	PROYECTO:	PLANTA	TAG.:
---------	----------	-----------	--------	-------

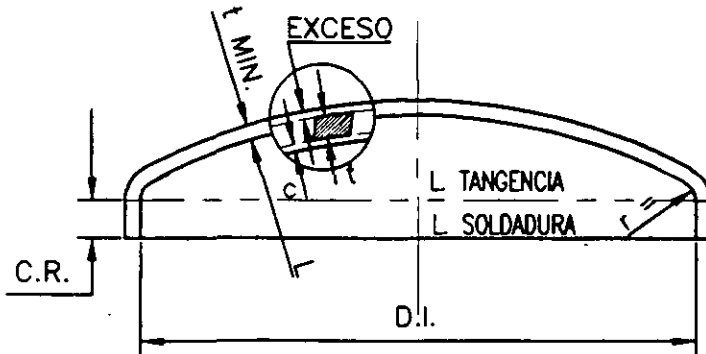


**MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE CABEZA 80 : 10 BAJO PRESION INTERIOR**  
**UG - 32 Y UA - 4**

**NORMAS**

PROCEDIMIENTOS SECCION DE DISEÑO DE RECIPIENTES

**FIGURA No. 44**



MATERIAL DE LA CABEZA = SA-285-C  
 DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D.I.) = 72 PLGS.  
 TEMPERATURA DE DISEÑO = 500 °F  
 ESFUERZO DE TRABAJO (A TEMP. DE DISEÑO) (S) = 13,800 PSIG.  
 PRESION INT. DE DISEÑO (P) = 130 PSIG.  
 RADIO INTERIOR DE LA CORONA (L) = 57.6 PLGS.  
 EFICIENCIA MENOR DE CABEZA (E) = VER CALCULOS  
 CORROSION PERMISIBLE (C) = 0.0 PLGS.  
 RADIO INTERIOR DE TRANSICION (r) = 7 - 1/4" PLGS.  
 ESPESOR MINIMO REQUERIDO EXCL. CORR. = (t)  
 ESPESOR MINIMO ESPECIFICADO EN CABEZA = (t MIN.)  
 FACTOR DEL COCIENTE DE RADIOS (M) = 1.46

CON E = 0.7  

$$t = \frac{1.46 (130) 57.6}{2 (13,800) 0.7 - 0.2 (130)}$$

$$t = 0.567" < 0.625" (5/8")$$

CON E = 0.85  

$$t = \frac{1.46 (130) 57.6}{2 (13,800) 0.7 - 0.2 (130)}$$

$$t = 0.467" < 0.500" (1/2")$$

$$t = \frac{1.46 PD}{2 SE - 0.2 P} = \text{---} = \text{---} \text{ PLGS.}$$
  

$$t = \text{---}$$
  

$$+ \text{---}$$
  

$$C = \text{---} \text{ PLGS.} \quad \boxed{t \text{ MIN.} = \text{---} \text{ PLGS.}}$$

CON E = 1.0  

$$t = \frac{1.46 (130) 57.6}{2 (13,800) 0.7 - 0.2 (130)}$$

$$t = 0.396" < 0.437" (7/16")$$

EXCESO = t MIN. - (t + C) = --- PLGS.

**CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA (P.C.H.)**

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = (P. H. C.)  
 ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA = (SATM) = 13,800 PSI  

$$P.H.C. = 1.5 \times \frac{SATM}{S} \times P = 1.5 \times \frac{13,800}{13,800} \times 130 = 195$$

$$P.H.C. = 195 \text{ PSIG.}$$

NOTAS:

APROBO:	CALCULO:	PROYECTO:	PLANTA	TAG.:
---------	----------	-----------	--------	-------



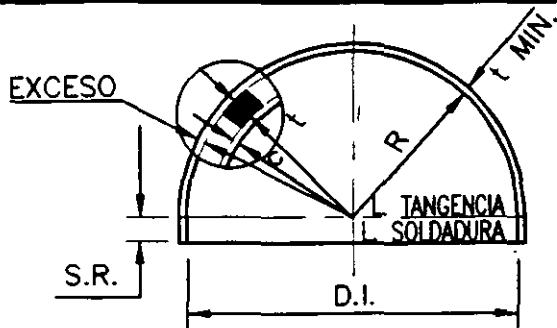
**MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE CABEZA SEMIESFERICA BAJO PRESION INTERIOR**

**UG - 32 Y UA - 4**

PROCEDIMIENTOS SECCION DE DISEÑO DE RECIPIENTES

**NORMAS**

**FIGURA No. 45**



MATERIAL DE LA CABEZA	= SA-285-C
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D.I.)	= 72 PLGS.
TEMPERATURA DE DISEÑO	= 500 °F
ESFUERZO DE TRABAJO (A TEMP. DE DISEÑO) (S)	= 13,800 PSIG.
PRESION INT. DE DISEÑO (P)	= 130 PSIG.
RADIO INTERIOR (R)	= 36 PLGS.
EFICIENCIA MENOR DE CABEZA (E)	= VER CALCULOS
CORROSION PERMISIBLE (C)	= 0.0 PLGS.
ESPESOR MINIMO REQUERIDO EXCL. CORR. = (t)	PULGS.
ESPESOR MINIMO ESPECIFICADO EN CABEZA = (t MIN.)	=

CON E = 0.7

$$t = \frac{130 (36)}{2 (13,800) 0.7 - 0.2 (130)}$$

t = 0.243" < 0.250" (1/4")

CON E = 0.85

$$t = \frac{130 (36)}{2 (13,800) 0.85 - 0.2 (130)}$$

t = 0.200" < 0.250" (1/4")

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2 P} = \text{-----} = \text{PLGS.}$$

t =

+

C = ----- PLGS. . . t MIN. = PLGS.

CON E = 1.0

$$t = \frac{130 (36)}{2 (13,800) 1.0 - 0.2 (130)}$$

t = 0.17" < 0.187" (3/16")

EXCESO = t MIN. - (t + C) = PLGS.

**CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA (P.C.H.)**

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = (P. H. C.)  
 ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA = (SATM) = 13,800 PSI

$$P.H.C. = 1.5 \times \frac{SATM}{S} \times P = 1.5 \times \frac{13,800}{13,800} \times 130 = 195$$

**P.H.C. = 195 PSIG.**

NOTAS:

APROBO:	CALCULO:	PROYECTO:	PLANTA	TAG.:
---------	----------	-----------	--------	-------

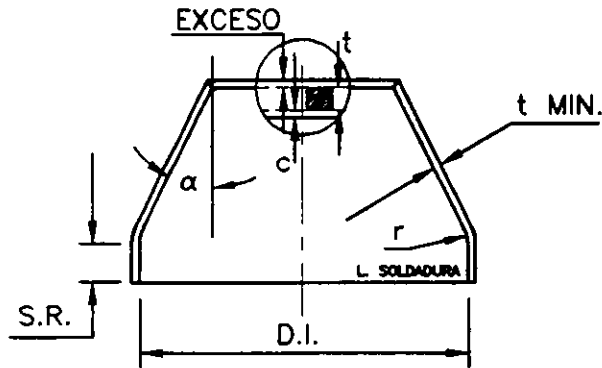


**MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE  
CABEZA CONICA BAJO PRESION INTERIOR  
UG - 32 Y UA - 4**

**NORMAS**

PROCEDIMIENTOS SECCION DE DISEÑO DE RECIPIENTES

**FIGURA No. 46**



MATERIAL DE LA CABEZA	= SA-285-C
DIAMETRO INTERIOR DE LA CABEZA (D.I.)	= 72 PLGS.
TEMPERATURA DE DISEÑO	= 500 °F
ESFUERZO DE TRABAJO (A TEMP. DE DISEÑO) (S)	= 13,800 PSIG.
PRESION INT. DE DISEÑO (P)	= 130 PSIG.
RADIO INTERIOR DE TRANSICION (r)	= PLGS.
EFICIENCIA MENOR DE CABEZA (E)	= VER CALCULOS
CORROSION PERMISIBLE (C)	= 0.0 PLGS.
ESPESOR MINIMO REQUERIDO EXCL. CORR. = (t)	PULGS.
ESPESOR MINIMO ESPECIFICADO EN CABEZA = (t MIN.)	PULGS.

CON E = 0.7

$$t = \frac{130 (72)}{2 \cos \alpha (13,800) 0.7 - 0.6 (130)}$$

t = 0.564" < 0.625" (5/8")

CON E = 0.85

$$t = \frac{130 (72)}{2 \cos \alpha (13,800) 0.85 - 0.6 (130)}$$

t = 0.464" < 0.500" (1/2")

CON E = 1.0

$$t = \frac{130 (72)}{2 \cos \alpha (13,800) 1.0 - 0.6 (130)}$$

t = 0.394" < 0.437" (7/16")

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

t =

+ C = PLGS. ∴ t MIN. = PLGS.

EXCESO = t MIN. - (t + C) = PLGS.

**CALCULO DE LA MAXIMA PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA POR TEMPERATURA (P.C.H.)**

PRESION HIDROSTATICA CORREGIDA = (P. H. C.)  
 ESFUERZO A TEMPERATURA ATMOSFERICA = (SATM) = 13,800 PSI

$$P.H.C. = 1.5 \times \frac{SATM}{S} \times P = 1.5 \times \frac{13,800}{13,800} \times 130 = 195$$

P.H.C. = 195 PSIG.

NOTAS:

APROBO:	CALCULO:	PROYECTO:	PLANTA	TAG.:
---------	----------	-----------	--------	-------

En las figuras antes mencionadas, hemos elaborado los cálculos de los espesores de las tapas usando valores de  $E = 0.7, 0.85, \text{ y } 1.0$  respectivamente, el objeto de haber realizado, es hacer una comparación entre los resultados obtenidos, y de esta manera formarnos un criterio propio basado en este tipo de experiencia.

## 2.2.- CÁLCULO POR PRESIÓN EXTERNA. (VACÍO).

### 2.2.1.- CÁLCULO DE CILINDROS POR PRESIÓN EXTERNA.

Los parámetros usados en el cálculo de espesores en recipientes sometidos a presión externa son los siguientes:

$A$  = Factor determinado por medio de la gráfica mostrada en la figura No. 48.

$A_s$  = Área de la sección transversal del anillo atiesador en pulgadas<sup>2</sup>.

$B$  = Factor determinado por medio de las gráficas mostradas en las figuras No. 49, 50, 51, y 52 cuyo valor depende del material utilizado y de la temperatura de diseño.

$D_o$  = Diámetro exterior del cilindro en pulgadas.

$E$  = Módulo de elasticidad del material. (Ver figuras de la 49 a la 52).

$I_s'$  = Momento de inercia requerido en el anillo atiesador combinado con la sección del cilindro tomada para incrementar el momento de inercia. En pulgadas<sup>4</sup>. (El ancho de la sección del cilindro estará determinado por la forma del anillo a usar según figura N° 54).

$I_s$  = Momento de inercia requerido en el anillo atiesador respecto a su eje neutro paralelo al eje del cilindro, en pulgadas<sup>4</sup>.

$L$  = Longitud de una de las secciones del recipiente tomada como la mayor de las siguientes:

1.- La distancia entre las líneas de tangencia de las tapas más un tercio de las flechas de las mismas, si no se usan anillos atiesadores.

2.- La mayor distancia entre dos anillos atiesadores adyacentes.

3.- La distancia entre la línea de centro del primer anillo atiesador a la línea de tangencia más próxima, más un tercio de la flecha de la tapa.

4.- La distancia del primer anillo atiesador en el cilindro a la unión cono cilindro.

Estos valores se pueden ver claramente en la figura No.47.

$P$  = Presión exterior de diseño, en lb/pulg<sup>2</sup>.

$P_a$  = Valor calculado de la máxima presión exterior permisible para el supuesto valor de  $t$ , en lb/pulg<sup>2</sup>.

$R_o$  = Radio exterior de la tapa esférica =  $0.9D_o$  para tapas elípticas = radio de abombado para tapas toriesféricas.



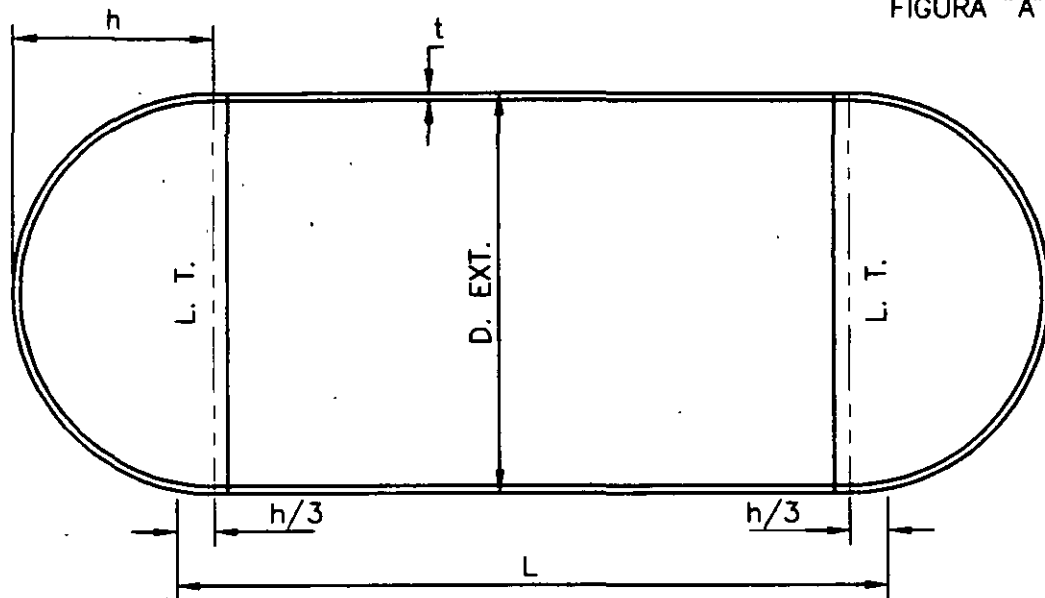


LIMITES DE " L "

NORMAS

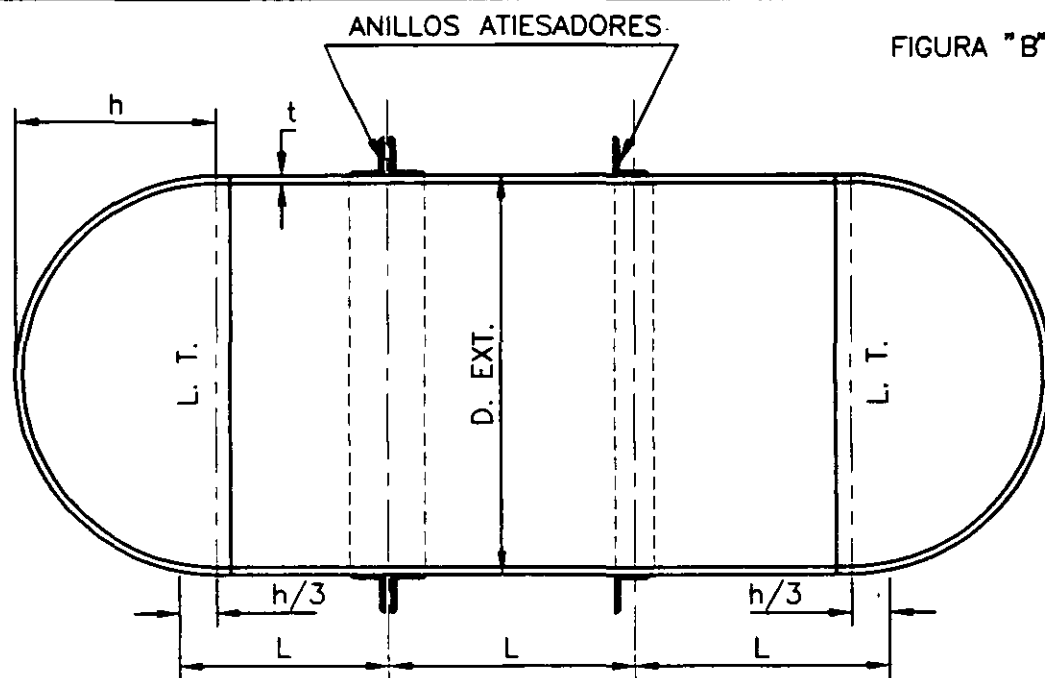
FIGURA No. 47

FIGURA "A"



RECIPIENTE SIN ANILLO ATIESADOR

FIGURA "B"



RECIPIENTE CON ANILLOS ATIESADORES

El procedimiento para verificar el espesor del cilindro de un recipiente presión externa es el siguiente:

1.- Suponemos un valor de "t" y calculamos las relaciones L/Do y Do/t. Cuando hayamos calculado un recipiente para soportar presión interna, y tengamos un valor de "t", usaremos este mismo valor para obtener la relación antes mencionada.

2.- Con el valor de L/Do entramos a la gráfica mostrada en la figura No. 48, si L/Do es mayor que 50, entramos con este valor. Así mismo, si L/Do es menor que 0.5, usaremos este valor para entrar a la gráfica.

3.- A la altura del valor L/Do, nos movemos horizontalmente hacia la derecha hasta encontrar la línea representativa del valor Do/t, de esta intersección nos moveremos verticalmente hacia abajo y determinaremos el valor del factor "A".

4.- Entramos a la gráfica aplicable en las figuras No. 49, 50, 51, o 52, para el material utilizado con el valor del factor "A". Hasta la línea representativa de la temperatura de diseño, desde esta intersección nos moveremos horizontalmente hacia la derecha y leeremos el valor de "B".

5.- Con el valor de "B", calculamos la máxima presión exterior de trabajo permitida por medio de la ecuación:

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

Si el valor de "A" estuviera a la izquierda de la línea de temperatura indicada en el punto No. 4, el valor de la máxima presión exterior de trabajo permisible será calculada por medio de la ecuación:

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_o/t)}$$

### 2.3.- CÁLCULO DE LOS ANILLOS ATIESADORES.

Hasta ahora hemos hablado de los anillos atiesadores sin profundizar en ellos. A continuación describiremos el procedimiento para calcular este tipo de anillos.

1.- Seleccione el tipo de anillo atiesador más económico de acuerdo con los mostrados en la figura No. 54, y calcule su área  $A_s$ .

2.- Suponga un número de anillos y distribúyalos uniformemente entre la sección enchaquetada, la unión cono-cilindro, o la distancia entre las líneas de tangencia más un tercio de la flecha de cada tapa y determine el valor de  $L$ .

3.- Calcule el momento de inercia del anillo propuesto ( $I_s'$ ) combinado con la sección del cuerpo mostrada en la figura No. 54, o sin incluir la sección del cuerpo ( $I_s$ ).

4.- El momento de inercia requerido en el anillo atiesador no deberá ser menor que el determinado por una de las siguientes ecuaciones:

$$I_s' = \frac{D_o^2 L (t + A_s/L) A}{10.9} \quad \text{ó} \quad I_s = \frac{D_o^2 L (t + A_s/L) A}{14}$$

Donde  $A_s$  es el área transversal del anillo propuesto.

El valor de "A" deberá ser calculado por el siguiente procedimiento:

I.- Calcule el factor "B" usando la ecuación:

$$B = \frac{3}{4} \left[ \frac{P D_o}{t + A_s/L} \right]$$

II.- Entre a la gráfica correspondiente al material utilizado en las figuras Nos. 49 a la 52 con el valor de "B" y muévase horizontalmente hasta la curva representativa de la temperatura de diseño.

III.- Desde esta intersección muévase verticalmente hacia abajo y lea el valor de "A".

Cuando el valor de "B" resulte menor a 2,500, "A" debe calcularse por la ecuación:

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

IV.- Calcule el momento de inercia requerido con las ecuaciones anteriormente mostradas.

Si el momento de inercia del anillo, o de la combinación del anillo con la sección del cuerpo es mayor que el momento de inercia requerido, el atiesamiento del cuerpo es adecuado, en caso contrario, debemos proponer un anillo atiesador con un momento de inercia mayor, o debemos incrementar el número de anillos para disminuir el valor de L.

En las figuras No. 55, 56 y 57, se muestran formatos útiles para realizar los cálculos relacionados con los anillos atiesadores.

### 2.2.3.- CÁLCULO DE LAS TAPAS POR PRESIÓN EXTERNA..

El cálculo de los espesores requeridos en las tapas, deberán cumplir con lo siguiente:

1.- Tapas Semiesféricas sometidas a presión externa.

La presión exterior máxima permisible será calculada por la ecuación:

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

El valor de "B" será calculado por el siguiente procedimiento:

I.- Suponga un valor de "t" (ver figura No. 53) y calcule el valor de "A" usando la ecuación:

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

II.- Entre a la gráfica del material correspondiente (figura 49 a la 52) con el valor de "A" y muévase verticalmente hasta la línea representativa de la temperatura de diseño.

III.- Desde esta intersección muévase horizontalmente y encuentre el valor de "B".

Cuando el valor de "A" está a la izquierda de la línea de temperatura aplicable, el valor de Pa deberá ser calculado por la ecuación:

$$Pa = \frac{0.0625 E}{(Ro/t)^2}$$

Si la máxima presión de trabajo permisible Pa calculada por las fórmulas anteriores es menor que la presión de diseño, deberá repetirse el procedimiento usando un valor de "t" mayor que el supuesto originalmente.

#### 2.- Tapas semielípticas sometidas a presión externa.

El espesor requerido para soportar presión por el lado convexo de una tapa semielíptica, deberá ser el mayor de los que siguen:

a).- El espesor calculado por las ecuaciones para soportar presión interna, usando como presión interna la presión exterior multiplicada por 1.67 y tomando como eficiencia de las soldaduras  $E = 1.0$ .

b).- El espesor usado en la ecuación  $Pa = \frac{B}{(Ro/t)}$

Donde  $Ro = 0.9 D$  y "B" será determinado por el procedimiento indicado en el cálculo de las tapas semiesféricas.

#### 3.- Tapas toriesféricas sometidas a presión externa.

El espesor requerido y la máxima presión externa permisibles en este tipo de tapas, se determinará por el mismo procedimiento usado para las tapas semielípticas haciendo  $Ro \text{ Máximo} = Do$ .

### CÁLCULO DEL MOMENTO DE INERCIA "I".

Para calcular el momento de inercia de los anillos atiesadores usados en cilindros de recipientes a presión, se utiliza el siguiente procedimiento:

1.- Determine el ancho de la franja del cuerpo que nos ayudará a soportar el momento flexionante circunferencial por medio de las ecuaciones mostradas en la figura No. 54 croquis A, B, C, D, E y F.

2.- Seleccione un perfil para el área que tendrá el anillo atiesador, divídalo en rectángulos y calcule el área de cada rectángulo (a), incluyendo la franja del cuerpo que tomaremos como refuerzo, sume las áreas (a) y obtendrá el área total (A).

3.- Multiplique las áreas (a) por las distancias (y) desde la parte exterior del cuerpo del recipiente al centro de gravedad de cada rectángulo, sume los productos y a la suma le llamaremos (AY).

4.- Determine la distancia del eje neutro del anillo atiesador a la parte exterior del recipiente por medio de la ecuación  $C = AY/A$ .

5.- Determine las distancias (h), del eje neutro de la sección del anillo atiesador al centro de gravedad de cada uno de los rectángulos que componen la sección tomada como anillo atiesador.

6.- Multiplique el cuadrado de las distancias ( $h^2$ ) por las áreas y sume resultados, a esta suma la llamaremos  $AH^2$ .

7.- Calcule el momento de inercia  $I_g$  de cada rectángulo  $I_g = bd^3/12$ , donde b es el ancho y d el largo de cada rectángulo.

8.- La suma de  $AH^2$  y  $I_g$  nos dará el momento de inercia del anillo atiesador y el área efectiva del cuerpo.



# LOS VALORES DEL FACTOR A FORMULAS UTILIZADAS PARA RECIPIENTES BAJO PRESION EXTERNA

# NORMAS

FIGURA No. 48

LONGITUD + DIAMETRO EXTERIOR =  $L/D_o$

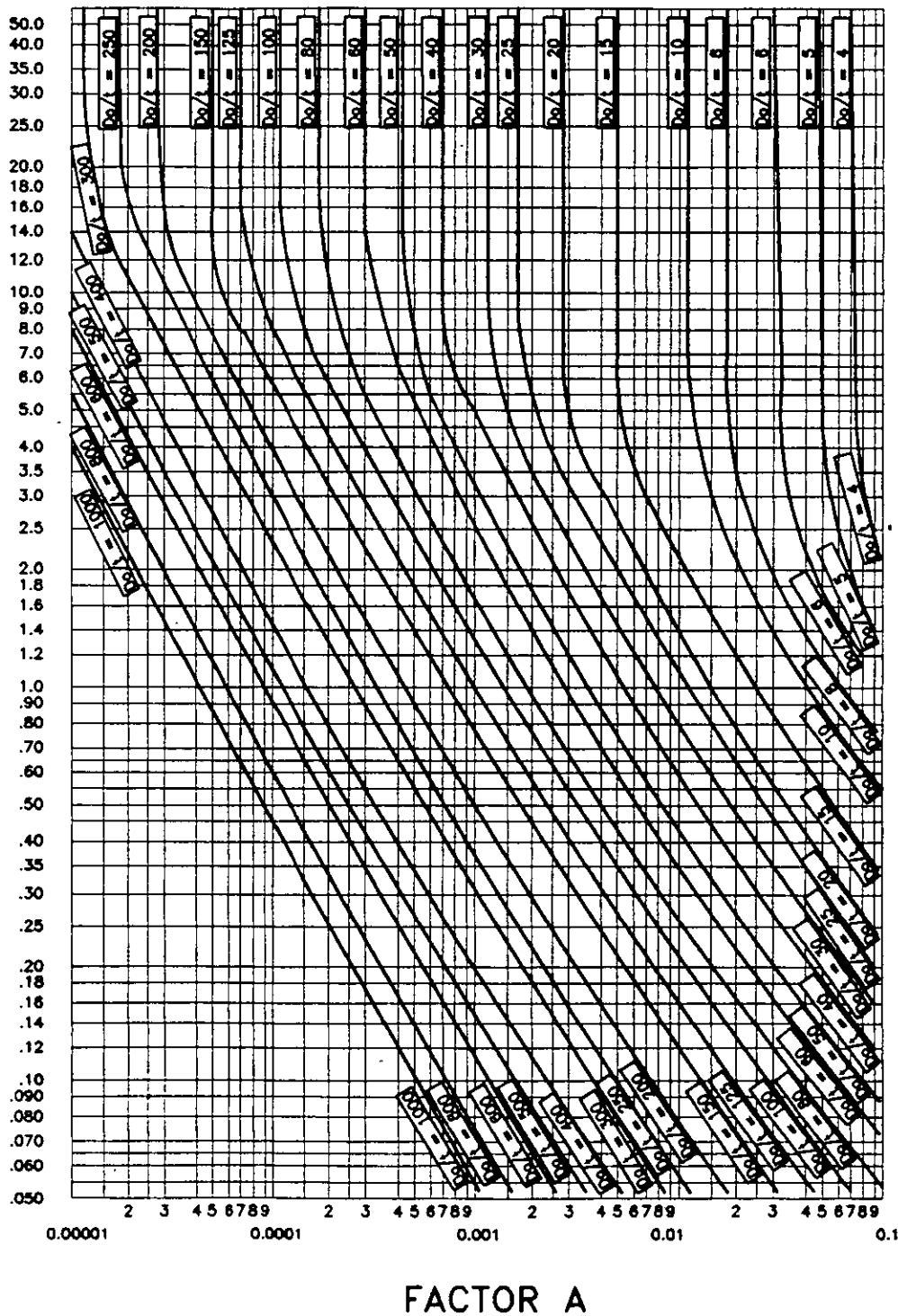


FIG.5-UGO-28.0 (CODIGO ASME) GRAFICA GEOMETRICA PARA RECIPIENTES  
CILINDRICOS SUJETOS A CARGAS EXTERNAS O COMPRESIVAS  
(PARA TODOS LOS MATERIALES)

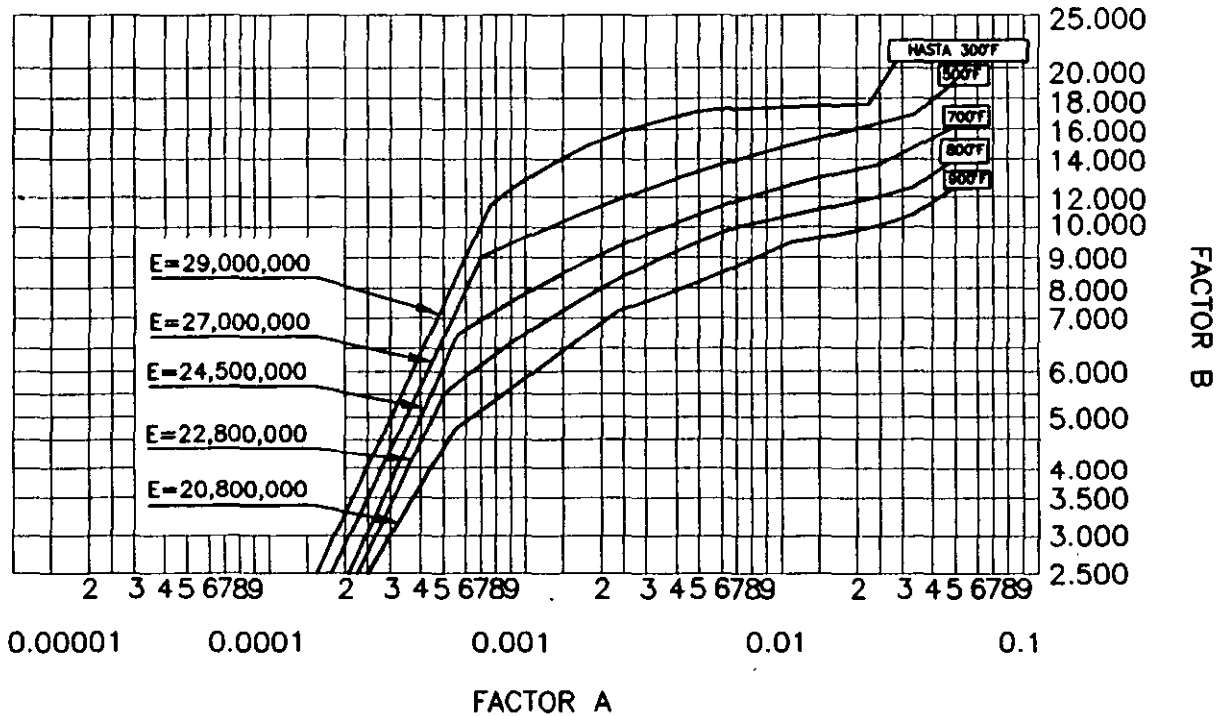


INVERSA

LOS VALORES DEL FACTOR B  
 GRAFICAS UTILIZADAS PARA DETERMINAR  
 LA PRESION EXTERNA MAXIMA Y EL  
 ESPESOR DE ENVOLVENTES DE RECIPIENTES  
 CILINDRICOS Y ESFERICOS BAJO PRESION EXTERNA

**NORMAS**

FIGURA No. 49



LOS VALORES DE LA TABLA SON APLICABLES CUANDO EL RECIPIENTE ES FABRICADO CON ACERO AL CARBON Y LAS ESPECIFICACIONES ADMITAN LA PRESION DE 30,000 PSI. Y OTRAS. PARA ESTAS CATEGORIAS PERTENECEN LOS SIGUIENTES MATERIALES USADOS MAS FRECUENTEMENTE:

SA-283 C  
 SA-285 C  
 SA-515  
 SA-516  
 SA-53-B  
 SA-106-B

TODOS LOS GRADOS

TIPO 405 }  
 TIPO 410 } ACEROS INOX.

FIG. 5-UCS-28.2 (CODIGO ASME)

NOTA (PARA TODAS LAS TABLAS)  
 EN CASOS DONDE EL VALOR DE "A" CAE A LA DERECHA DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA, SE DEBE ASUMIR UNA INTERSECCION CON LA PROYECCION HORIZONTAL DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA.





LOS VALORES DEL FACTOR B  
FORMULAS UTILIZADAS PARA RECIPIENTES  
BAJO PRESION EXTERNA

FIGURA No. 50

NORMAS

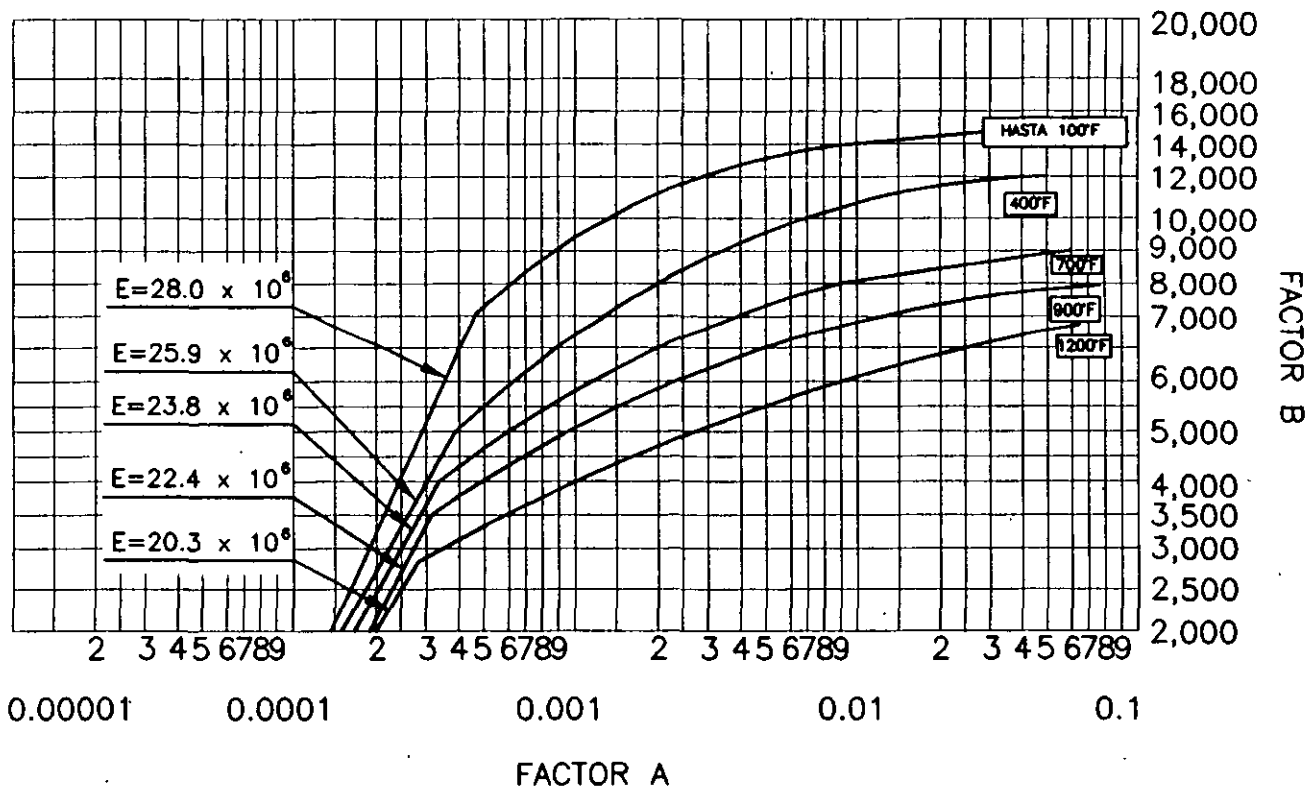


FIG. 5-UHA-28.1 (CODIGO ASME) GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESORES DE ENVOLVENTE DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS A PRESION EXTERNA CUANDO SE CONSTRUYEN DE ACERO AUSTENITICO (18 Cr-8 Ni TIPO 304.)

NOTA (PARA TODAS LAS TABLAS)  
EN CASOS DONDE EL VALOR DE "A" CAE A LA DERECHA DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA, SE DEBE ASUMIR UNA INTERSECCION CON LA PROYECCION HORIZONTAL DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA.



INOLESA

**NORMAS**

FIGURA No. 51

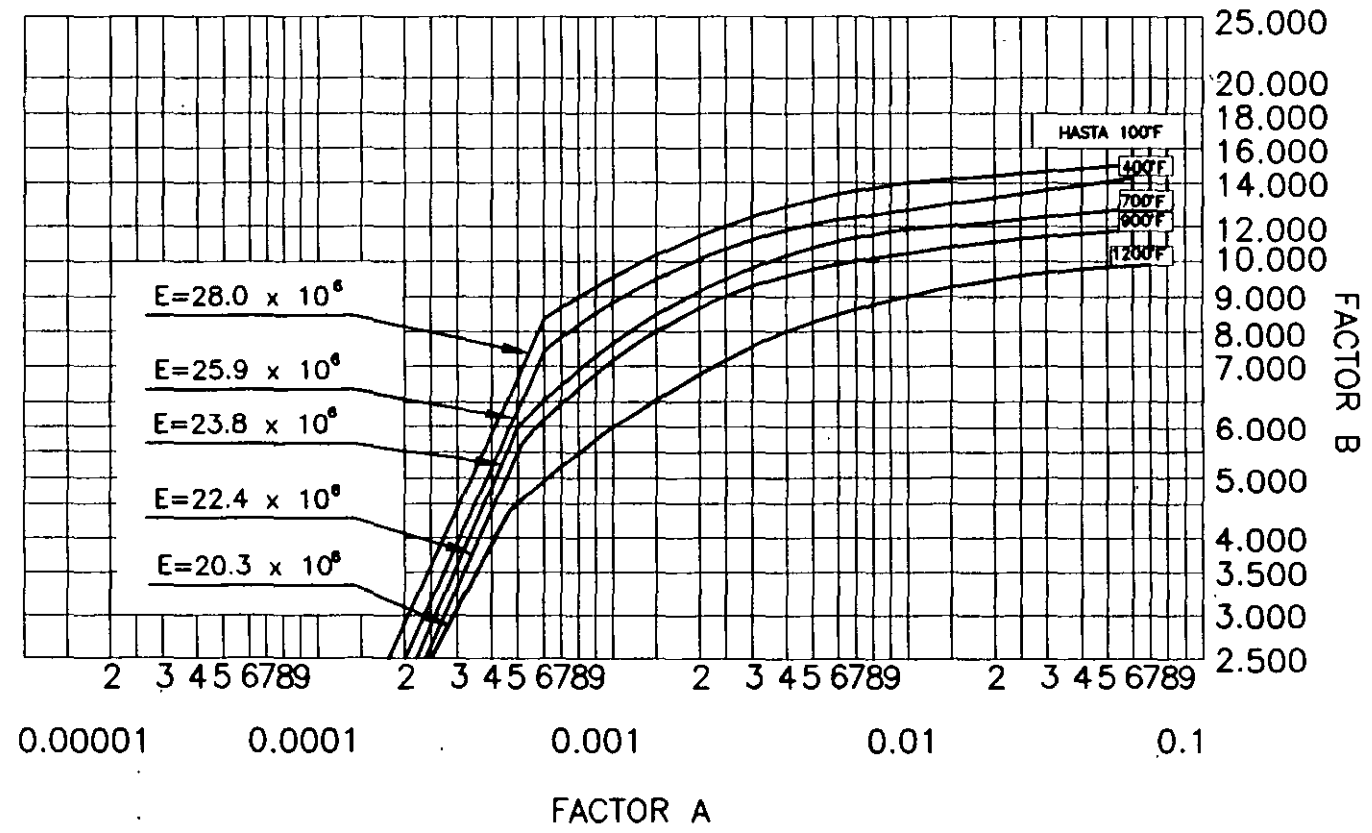


FIG. 5-UHA-28.2 GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESOR DE ENVOLVENTE DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS A PRESION EXTERNA CUANDO SON CONSTRUIDOS DE ACERO AUSTENITICO (18 Cr.-8Ni-Mo, TIPO 316; 18 Cr.-8Ni-Ti; TIPO 321; 18Cr-8Ni-Cb, TIPO 347; 25Cr-12 Ni, TIPO 309 (A TRAVES DE 1100°F SOLAMENTE); 25Cr-20Ni, TIPO 310 Y 17Cr, ACERO INOXIDABLE TIPO 430B (A TRAVES DE 700°F SOLAMENTE)

NOTA (PARA TODAS LAS TABLAS)  
 EN CASOS DONDE EL VALOR DE "A" CAE A LA DERECHA DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA, SE DEBE ASUMIR UNA INTERSECCION CON LA PROYECCION HORIZONTAL DE EL FINAL DE LA LINEA DE TEMPERATURA.



# NORMAS

FIGURA No. 52

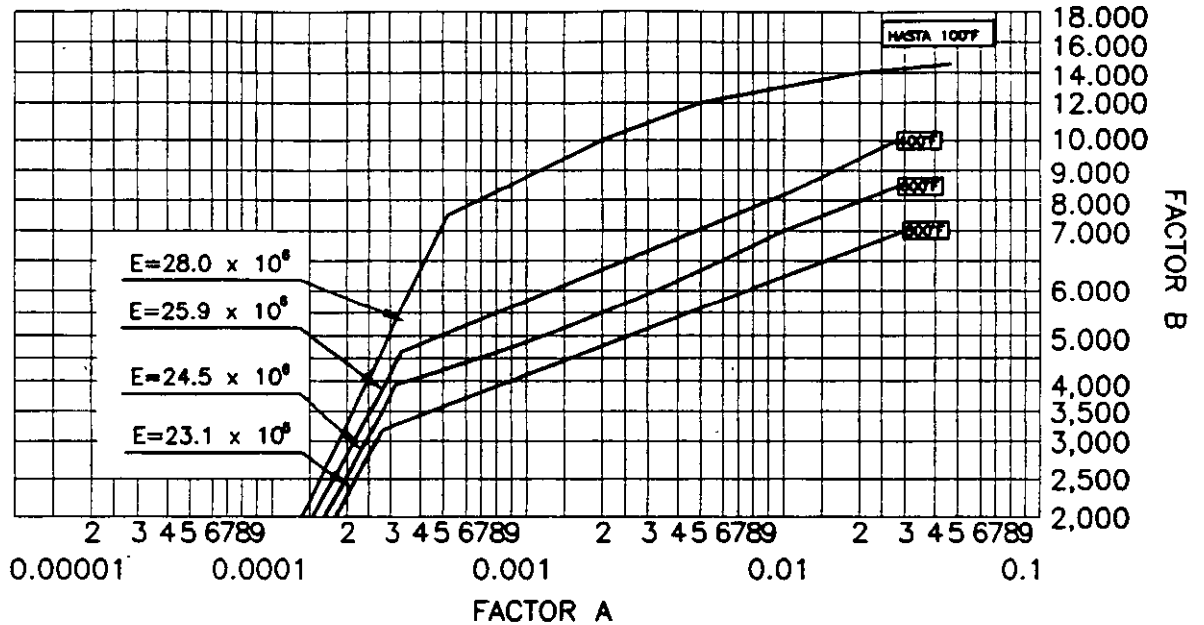


FIG. 5-UHA-28.3 GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESORES DE ENVOLVENTES DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS PRESION EXTERNA CONS-TRUIDOS DE ACERO AUSTENITICO (18Cr.-8Ni-0.03 MAXIMO DE CARBONO, TIPO 304L) (VER TABLA UHA-23).

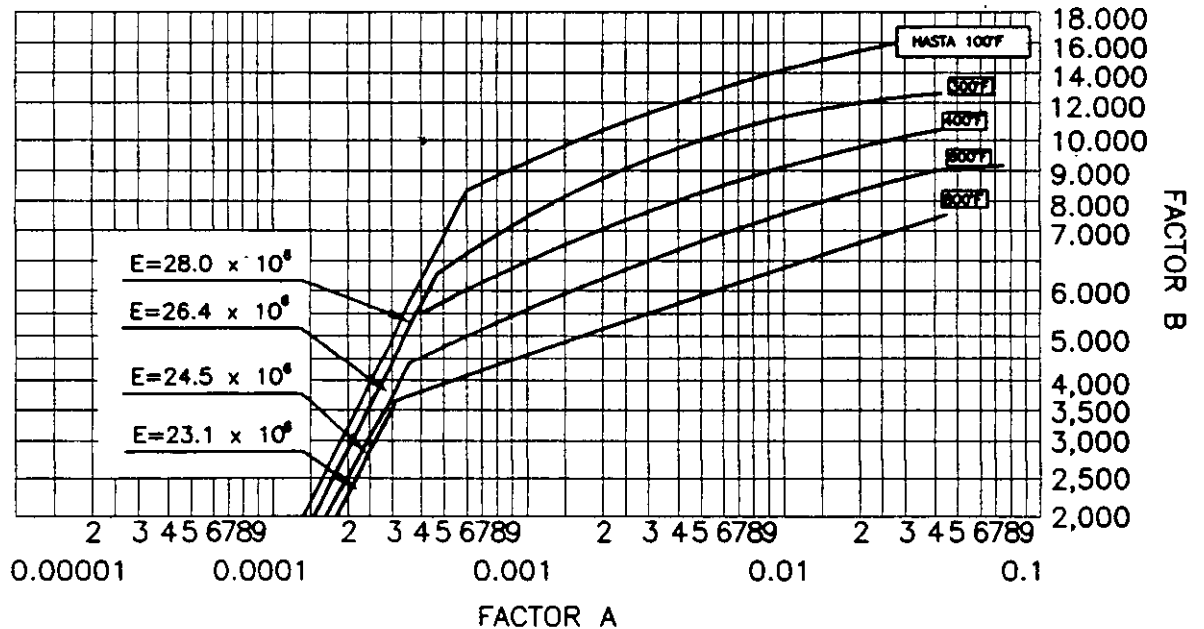


FIG 5-UHA-28.4 CARTA PARA DETERMINAR ESPESORES DE ENVOLVENTES DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS PRESION EXTERNA CONS-TRUIDOS DE ACERO AUSTENITICO (18Cr.-8Ni-Mo-0.03 MAXIMO DE CARBON, TIPO 316L, 317L) (VER TABLA UHA-23).

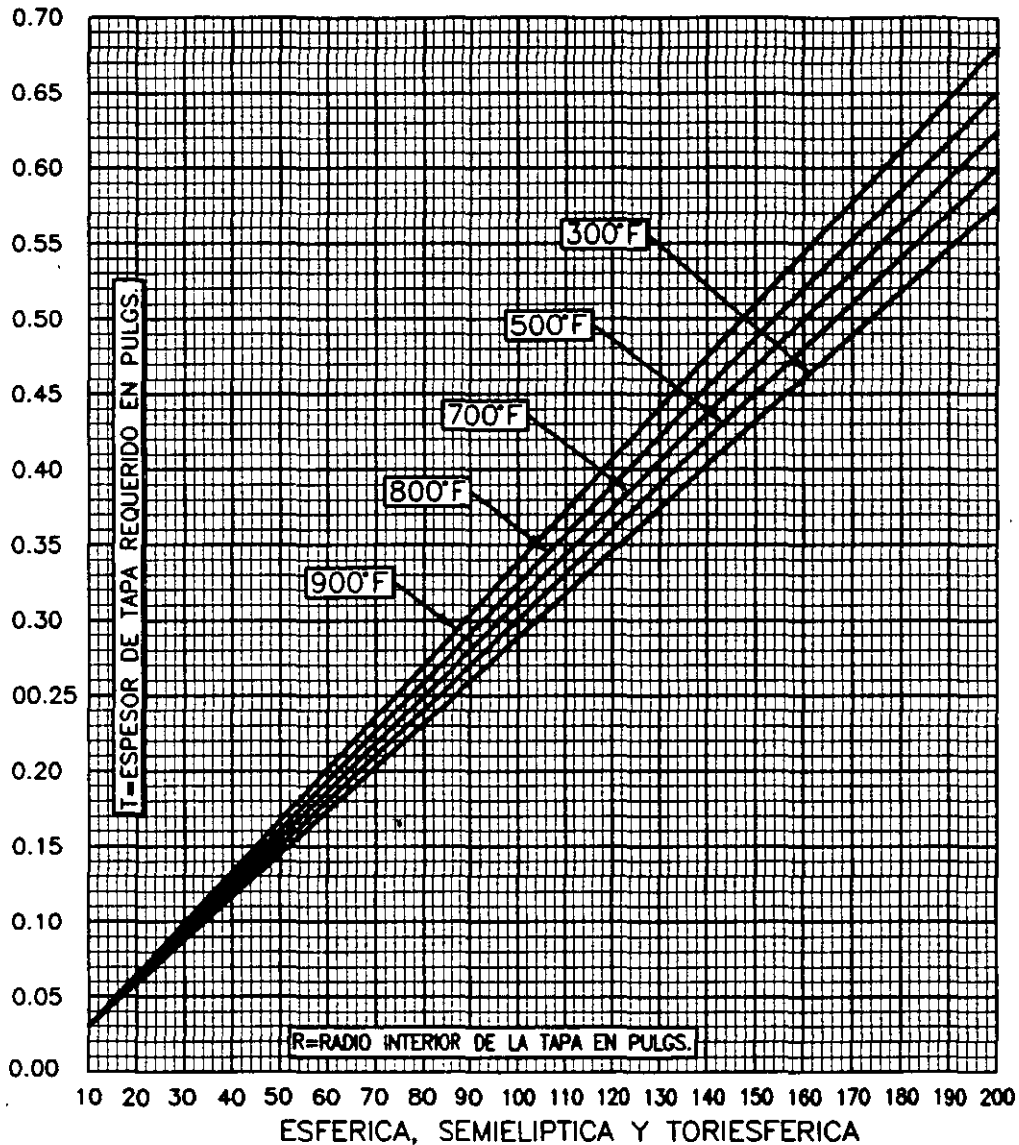


# TABLAS PARA DETERMINAR EL ESPESOR DE PARED DE RECIPIENTES SOMETIDOS A VACIO TOTAL

# NORMAS

## FIGURA No. 53

USANDO LAS TABLAS, TRATANDO CON ESPESORES DIFERENTES LAS TABLAS TENDRAN QUE SER DESARROLLADAS DE ACUERDO CON EL METODO DE DISEÑO DEL CODIGO ASME SECC. VIII DIV 1



(CON UN ESFUZO DE CEDENCIA DE 30000 - 38000 PSI. INCLUSIVE)  
PARA ENCONTRAR EL ESPESOR DE LA TAPA

- 1.-DETERMINE R
- 2.-ENTRE EN LA TABLA CON EL VALOR DE R
- 3.-MUEVASE VERTICALMENTE HASTA LA LINEA DE TEMPERATURA.
- 4.-MUEVASE HORIZONTALMENTE Y LEA EL VALOR DE t

t = ESPESOR REQUERIDO DE LA TAPA EN PULGADAS

R = PARA TAPAS SEMIESFERICAS, RADIO INTERIOR EN PULGADAS

PARA SEMIELIPTICA 2:1  $0.9 \times D_o$

PARA TAPA TORRIESFERICA RADIO DE CORONA INTERIOR PULGS  $R_{max.} = D_o$

$D_o$  = DIAMETRO EXTERIOR DE LA TAPA EN PULGADAS

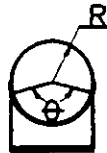
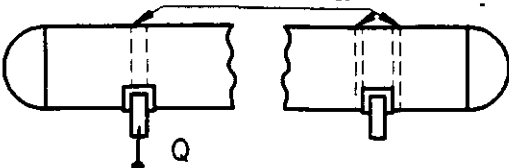


# ANILLOS ATESADORES PARA RECIPIENTES LARGOS HORIZONTALES SOPORTADOS POR SILLETAS

# NORMAS

FIGURA No. 54

ANILLOS ATESADORES



NOTACION :

- A = AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL DEL ANILLO MAS AREA EFECTIVA DEL CUERPO EN PULG.<sup>2</sup>
- I = MOMENTO DE INERCIA, EN PULG.<sup>4</sup>
- K = CONSTANTE
- Q = CARGA SOBRE UNA SILLETA EN LIBRAS.
- R = RADIO EN EL CUERPO EN PULGADAS
- S<sub>g</sub> = MAXIMOS ESFUERZOS COMBINADOS LB/PULG.<sup>2</sup>
- φ = ANGULO DE CONTACTO EN GRADOS

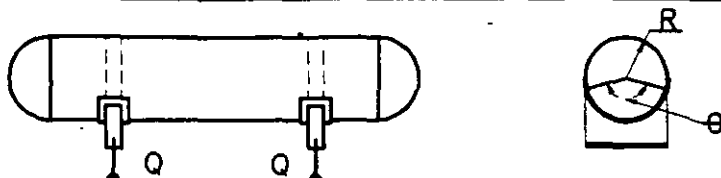
TIPO DE ANILLOS	MAX. ESFUERZOS	ECUACIONES	MAX. ESFUERZO PERMISIBLE
<b>(A)</b> 	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_g = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	EN TENSION EL VALOR DEL ESFUERZO PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATESADOR, EL QUE RESULTE MENOR. EN COMPRESION 0.5 VECES EL PUNTO DE CEDENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATESADOR, EL QUE RESULTE MENOR
<b>(B)</b> 	ANILLO EXTERIOR ESFUERZOS EN EL CUERPO	$S_g = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_g = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	
<b>(C)</b> 	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_g = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_g = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
<b>(D)</b> 	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_g = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_g = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	
<b>(E)</b> 	ANILLO EXTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_g = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
<b>(F)</b> 	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_g = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_g = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	



# CALCULO DEL ANILLO ATIESADOR

# NORMAS

FIGURA No. 55



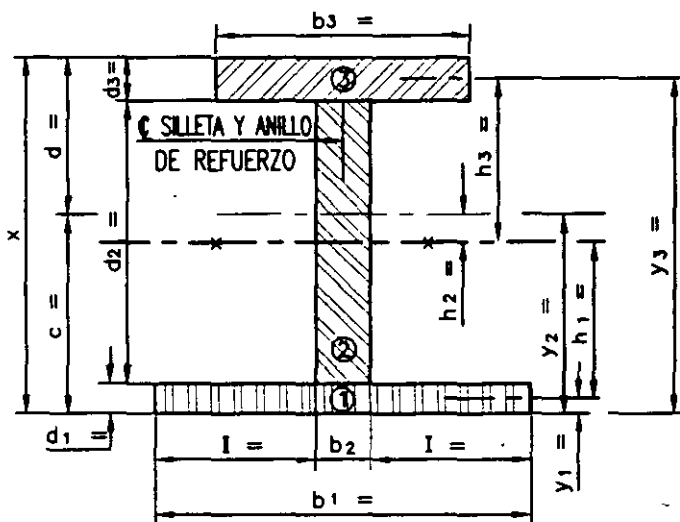
CONDICIONES DE DISEÑO

$d_1$  = ESPESOR DEL CUERPO EN PULG.  
 $Q$  = CARGA EN UNA SILLETA EN LIBRAS

$R$  = RADIO EXTERIOR DEL CUERPO EN PLG.  
 $\phi$  = ANGULO DE CONTACTO EN GRADOS

MOMENTO DE INERCIA ( I )  
 (TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS)

$$I = 0.78 \sqrt{Rd}$$



MOMENTO DE INERCIA (I<sub>a</sub>)

AREA 1  
AREA 2  
AREA 3

$$\frac{b_1 d_1^3}{12}$$

$$\frac{b_2 d_2^3}{12}$$

$$\frac{b_3 d_3^3}{12}$$

	AREA (a)	y	a x Y	h	h <sup>2</sup>	ah <sup>2</sup>	I <sub>g</sub> = $\frac{bd^3}{12}$
①							
②							
③							
TOTAL	A =		AY =			AH <sup>2</sup> =	I <sub>g</sub> =

ESFUERZOS DE ANILLOS ATIEZADORES (S<sub>a</sub>)  $C = \frac{AY}{A} =$  \_\_\_\_\_

$I = AH^2 + I_g =$  \_\_\_\_\_

CONDICION	ECUACIONES	CALCULOS	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE
<p>CON ANILLO INTERIOR                      CONTROLA COMPRESION                      EN EL CUERPO</p>	$S_a = \frac{K\phi Q}{A} - \frac{K_{10}QR}{1/C}$		A TENSION EL MENOR VALOR DEL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATIESADOR.  A COMPRESION EL MENOR VALOR 0.5 VECES EL PUNTO DE CEDENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATIESADOR.
<p>CON ANILLO EXTERIOR                      ESFUERZO EN EL CUERPO</p>	$S_a = \frac{K\phi Q}{A} + \frac{K_{10}QR}{1/C}$		
	$S_a = \frac{K\phi Q}{A} - \frac{K_{10}QR}{1/d}$		

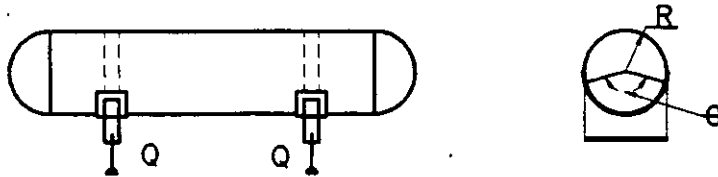
ANGULO DE CONTACTO	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	ANGULO DE CONTACTO	120°	130°	140°	150°	160°	170°	1
K =	0.34	0.33	0.32	0.30	0.29	0.27	0.25	K <sub>10</sub>	0.053	0.045	0.037	0.032	0.026	0.022	0.011



# CALCULO DEL ANILLO ATIESADOR

# NORMAS

FIGURA No. 56



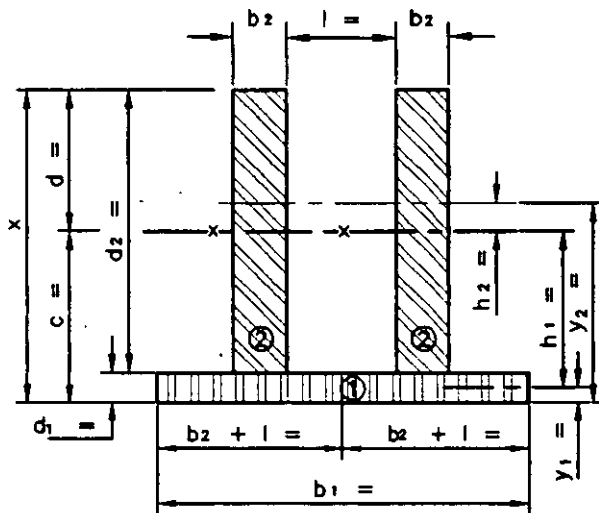
CONDICIONES DE DISEÑO

$d_1$  = ESPESOR DEL CUERPO EN PULG.  
 $Q$  = CARGA EN UNA SILLETA EN LIBRAS

$R$  = RADIO EXTERIOR DEL CUERPO EN PLG.  
 $\phi$  = ANGULO DE CONTACTO EN GRADOS

MOMENTO DE INERCIA (I)  
(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS)

$$I = 1.56 \sqrt{Rd}$$



MOMENTO DE INERCIA (I<sub>g</sub>)

AREA 2

$$\frac{b_1 d_1^3}{12}$$

$$\frac{b_2 d_2^3}{12}$$

	AREA (a)	y	a x Y	h	h <sup>2</sup>	ah <sup>2</sup>	I <sub>g</sub> = $\frac{bd^3}{12}$
①							
②							
TOTAL	A =		AY =			AH <sup>2</sup> =	I <sub>g</sub> =

ESFUERZOS DE ANILLOS ATIEZADORES (S<sub>e</sub>)  $C = \frac{AY}{A} = \text{---}$  I = AH<sup>2</sup> + I<sub>g</sub> =

CONDICION	ECUACIONES	CALCULOS	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE
 CON ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_e = \frac{K_0 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/C}$		A TENSION EL MENOR VALOR DEL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATIESADOR.  A COMPRESION EL MENOR VALOR 0.5 VECES EL PUNTO DE CEDENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATIESADOR.
 CON ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_e = \frac{K_0 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/C}$		
 +	$S_e = \frac{K_0 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$		

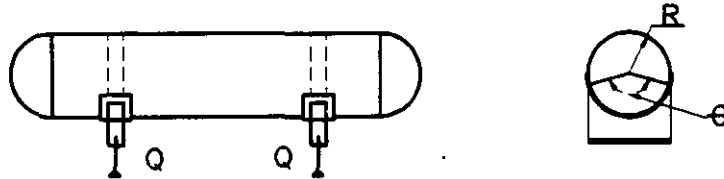
ANGULO DE CONTACTO	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	ANGULO DE CONTACTO	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
K =	0.34	0.33	0.32	0.30	0.29	0.27	0.25	K <sub>10</sub>	0.053	0.045	0.037	0.032	0.026	0.022	0.017



CALCULO DEL ANILLO ATIESADOR

NORMAS

FIGURA No. 57



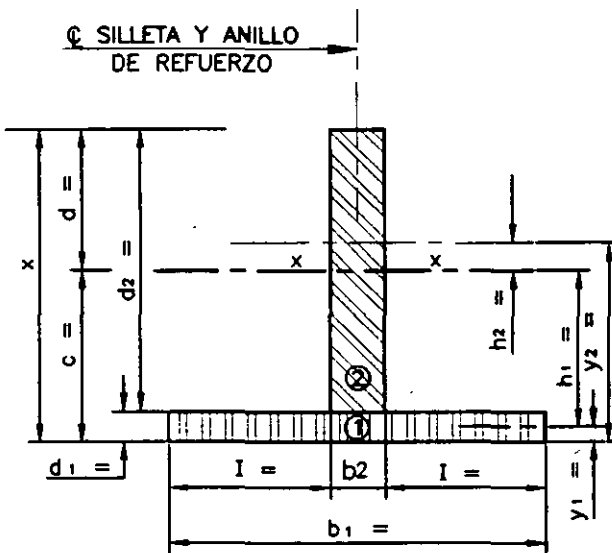
CONDICIONES DE DISEÑO

$d_1$  = ESPESOR DEL CUERPO EN PULG.  
 $Q$  = CARGA EN UNA SILLETA EN LIBRAS

$R$  = RADIO EXTERIOR DEL CUERPO EN PLG.  
 $\theta$  = ANGULO DE CONTACTO EN GRADOS

MOMENTO DE INERCIA (I)  
(TODAS LAS DIMENSIONES SON EN PULGADAS)

☉ SILLETA Y ANILLO DE REFUERZO



$$I = 0.78 \sqrt{R d_1}$$

MOMENTO DE INERCIA (I<sub>g</sub>)

AREA 2  
AREA 1

$$\frac{b_1 d_1^3}{12}$$

$$\frac{b_2 d_2^3}{12}$$

	AREA (a)	y	a x Y	h	h <sup>2</sup>	ah <sup>2</sup>	I <sub>g</sub> = $\frac{bd^3}{12}$
①							
②							
TOTAL	A =		AY =			AH <sup>2</sup> =	I <sub>g</sub> =

ESFUERZOS DE ANILLOS ATIESADORES (S<sub>e</sub>)  $C = \frac{AY}{A} =$   $I = AH^2 + I_g =$

CONDICION	ECUACIONES	CALCULOS	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE
<p>CON ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO</p>	$S_e = \frac{KQ}{A} - \frac{K_{10}QR}{I/C}$		A TENSION EL MENOR VALOR DEL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATIESADOR.  A COMPRESION EL MENOR VALOR 0.5 VECES EL PUNTO DE CEDENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATIESADOR.
<p>CON ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO</p>	$S_e = \frac{KQ}{A} + \frac{K_{10}QR}{I/C}$ $S_e = \frac{KQ}{A} - \frac{K_{10}QR}{I/d}$		
ANGULO DE CONTACTO K =	120° 0.34 130° 0.33 140° 0.32 150° 0.30 160° 0.29 170° 0.27 180° 0.25	ANGULO DE CONTACTO K <sub>10</sub>	120° 0.053 130° 0.045 140° 0.037 150° 0.032 160° 0.026 170° 0.022 180° 0.017



**DESCRIPCIÓN TÉCNICA**

TIPO : CILÍNDRICO HORIZONTAL \_\_\_\_ CILÍNDRICO VERTICAL \_\_\_\_  
DIÁMETRO: \_\_\_\_\_ INTERIOR \_\_\_\_ EXTERIOR \_\_\_\_  
TIPO DE TAPAS: TORIESFÉRICAS ASME \_\_\_\_ TORIESFÉRICA STD. \_\_\_\_  
SEMIELÍPTICA 2:1 \_\_\_\_ SEMIESFÉRICA \_\_\_\_ CÓNICA \_\_\_\_ PLANA \_\_\_\_  
ESPESOR MÍNIMO DE TAPAS: \_\_\_\_\_  
ESPESOR MÍNIMO DE ENVOLVENTE: \_\_\_\_\_  
LONGITUD ENTRE TANGENCIAS: \_\_\_\_\_  
TIPO DE SOPORTES: FALDÓN \_\_\_\_ SILLETAS \_\_\_\_ PATAS ESTRUC. \_\_\_\_  
MATERIALES: CUERPO, TAPAS, Y PLACAS DE REFUERZO: \_\_\_\_\_  
SOPORTES: \_\_\_\_\_ BRIDAS FORJADAS \_\_\_\_ CUELLOS TUBO \_\_\_\_  
TUBERÍA INTERIOR \_\_\_\_ CONEX. SOLD. \_\_\_\_ ESPARRAGOS \_\_\_\_  
TUERCAS \_\_\_\_ TORNILLERÍA INT. \_\_\_\_ EMPAQUES \_\_\_\_  
BRIDAS PARA BOQUILLAS TIPO: W.N. \_\_\_\_ S.O. \_\_\_\_ L.J. \_\_\_\_  
BRIDAS PARA REGISTROS TIPO: W.N. \_\_\_\_ S.O. \_\_\_\_ L.J. \_\_\_\_  
RADIOGRAFIADO CON RAYOS "X" \_\_\_\_ CON RAYOS GAMMA \_\_\_\_  
EN TAPAS: NO REQUIERE POR SER DE UNA PIEZA \_\_\_\_ TOTAL \_\_\_\_  
EN ENVOLVENTE: SIN RADIOGRAFIAR \_\_\_\_ POR PUNTOS \_\_\_\_ TOTAL \_\_\_\_  
PRUEBAS : HIDROSTÁTICA \_\_\_\_ NEUMÁTICA \_\_\_\_  
RELEVADO DE ESFUERZOS: NO REQUIERE \_\_\_\_ SI REQUIERE \_\_\_\_  
EXAMEN CON LIQUIDO PENETRANTE (DYE CHECK)  
EN SOLDADURA DEL CUERPO: NO REQUIERE \_\_\_\_ SI REQUIERE \_\_\_\_  
EN SOLDADURA DE BOQUILLAS: NO REQUIERE \_\_\_\_ SI REQUIERE \_\_\_\_  
SOPORTES DE PLATOS INCLUIDOS: SI \_\_\_\_ NO \_\_\_\_ NO REQUIERE \_\_\_\_  
CARACTERÍSTICAS: \_\_\_\_\_  
PREPARACIÓN DE SUPERFICIES INTERIORES:  
ESMERILADO DE CORDONES DE SOLDADURA\_PULIDO\_NO REQUIERE  
LIMPIEZA: SOLO POR EL EXTERIOR CON CHORRO DE ARENA.  
ACABADO: COMERCIAL \_\_\_\_ A METAL BLANCO \_\_\_\_  
PINTURA: SOLO POR EL EXTERIOR \_\_\_\_\_

---

A continuación, a manera de ejemplo, calcularemos los espesores requeridos para soportar presión externa en el recipiente cilíndrico horizontal cuyos datos aparecen en página No. 101.

### CÁLCULO DEL CILÍNDRICO

Como mencionamos con anterioridad, primeramente debemos calcular las relaciones  $L/Do$  y  $Do/t$ , para ello necesitamos definir el valor de "L", este valor será:  $L = 144 + (2/3)h$  donde "h" es la flecha de la tapa ( $h = D/4$  en tapas semielípticas relación 2:1), por lo tanto  $L = 144 + 12 = 156$ ".

$$L/Do = \frac{156}{72} = 2.17 \quad Do/t = \frac{72}{0.4375} = 164.76$$

Siguiendo las instrucciones dadas páginas atrás, entramos con los valores obtenidos a la gráfica mostrada en la figura No. 48 y de ella obtenemos que "A" = 0.0003.

Entrando con este valor a la figura No. 49, y siguiendo las instrucciones antes mencionadas, tenemos que para una temperatura de diseño  $T = 500^{\circ}F$ , "B" = 4,000.

Con este valor de "B", obtenemos la máxima presión externa aplicable a nuestro recipiente, y esta será:

$$Pa = \frac{4B}{3(Do/t)} = \frac{4(4,000)}{3(164.76)} = 32.7 \text{ lb/Pulg}^2$$

Ya que la presión atmosférica es aproximadamente  $15 \text{ lb/Pulg}^2$ , este recipiente puede soportar vacío total, y no es necesario instalar en su cuerpo anillos atiesadores.

### CÁLCULO DE TAPAS ESFÉRICAS.

Siguiendo las instrucciones antes dadas, tenemos que de la figura No. 53,  $t = 0.12$ , sin embargo, para soportar la presión interna necesitamos un espesor  $t = 0.1875$  y usaremos este valor para nuestros cálculos.

$$A = \frac{0.125}{(Ro/t)} = \frac{0.125}{(36/0.1875)} = 0.00065$$

Entrando con este valor a la gráfica mostrada en la figura No. 49, tenemos que "B" = 8,500 :

$$Pa = \frac{B}{(Ro/t)} = \frac{8,500}{36/0.1875} = 44.27 \text{ lb/Pulg}^2.$$

Lo cual significa que nuestra tapa semiesférica puede soportar una presión exterior de hasta 44.27 lb/Pulg<sup>2</sup>. por lo tanto, también puede soportar vacío total.

### CÁLCULO DE TAPAS SEMIELÍPTICAS.

Primeramente calcularemos el espesor necesario para soportar una presión interna  $P' = 1.67(15) = 25 \text{ lb/Pulg}^2$ .

$$t = \frac{P'D}{2(SE-0.1P)} = \frac{25.05(72)}{2(13,800-2.5)} = 0.065"$$

Ya que este valor de "t" es menor que el requerido para soportar presión interna, utilizaremos "t" = 0.375" ya que este fué el valor del espesor requerido en una tapa semielíptica para soportar presión interna.

Por lo tanto, haciendo  $Ro = 0.9Do = 0.9(72) = 64.8$

$$A = \frac{0.125}{Ro/t} = \frac{0.125}{64.8/0.375} = 0.000723$$

Con el valor obtenido de "A", entramos a la gráfica mostrada en la figura No. 49, y de ella obtenemos que B = 9,200 por lo tanto, calcularemos Pa con este valor.

$$Pa = \frac{B}{(Ro/t)} = \frac{9,200}{(64.8/0.375)} = 53.24 \text{ lb/Pulg}^2.$$

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

### CÁLCULO DE TAPAS TORIESFÉRICAS

Continuando con el procedimiento explicado anteriormente, procederemos a calcular el espesor requerido en este tipo de tapas.

$$P = \frac{0.885 P' L}{SE - 0.1 P'} = \frac{0.885(25.05)72}{13,800(1) - 0.1(25.05)} = 0.116''$$

(Lo anterior usando  $P' = 25.05$ )

Ya que el espesor requerido para soportar presión interna es (0.625") mayor que el mínimo necesario para resistir la presión externa, utilizaremos el valor de 0.625" en nuestros cálculos.

Haciendo  $R_o = D_o = 72''$ .

$$A = \frac{0.125}{(R_o/t)} = \frac{0.125}{(72/0.625)} = 0.001085$$

De la figura No. 49, entrando con el valor de "A" tenemos que "B" = 10,300:

$$P_a = \frac{B}{(R_o/t)} = \frac{10,300}{(72/0.625)} = 89.41 \text{ lb/pulg.}^2$$

Nuevamente hemos verificado que también para este tipo de tapa, el espesor requerido por presión interna es el que gobierna.

## TAPAS CÓNICAS Y TORICÓNICAS.

Para este tipo de tapas, al igual que para las anteriores, existe un método a seguir y es el siguiente:

La presión máxima que puede soportar una tapa cónica o toricónica, por el lado exterior, está dada por la ecuación:

$$P_a = \frac{4B}{3(DI/te)}$$

Los parámetros usados en el cálculo de las tapas cónicas son:

A = Factor determinado de la gráfica mostrada en la figura No. 48.

B = Factor determinado por medio de las gráficas mostradas en las figuras No. 49 a la 52.

$\alpha$  = La mitad del ángulo del vértice en grados.

DI = Diámetro exterior del lado mayor del cono.

Ds = Diámetro exterior en el lado menor del cono.

E = Módulo de elasticidad del material usado, ver figuras de la 49 a la 52.

L = Longitud del cono.

Le = Longitud equivalente de la sección cónica.

$$Le = (L/2) (1+Ds/DI)$$

P = Presión externa de diseño.

$P_a$  = Máxima presión exterior de trabajo permisible.

t = Espesor mínimo requerido.

te = Espesor efectivo =  $t \cos. \alpha$

y los pasos a seguir son:

1.- Suponga un valor del espesor "t".

El valor de "B" deberá ser determinado por el siguiente procedimiento:

2.- Determine te, Le, y las relaciones Le/DI y DI/te.

3.- Entre a la gráfica mostrada en la figura No. 48 con el valor de Le/DI (L/Do). Entre con un valor de 50 cuando Le/DI sea mayor que 50, y muévase horizontalmente hasta encontrar la línea representativa del valor Do/t. desde este punto muévase verticalmente hacia abajo y determine el valor del factor "A".

4.- Entre a la gráfica correspondiente en función del material y encuentre el valor de "A", de este punto muévase verticalmente hacia arriba hasta encontrar el punto de intersección con la línea representativa de la temperatura de diseño, muévase horizontalmente hacia la derecha y lea el valor de "B".

5.- Con el valor de "B", calcule la máxima presión exterior de trabajo permisible "Pa". Si Pa es menor que la presión de diseño, el procedimiento deberá ser repetido incrementando el valor de "t" supuesto originalmente, o decreciendo el valor de "L" por medio de anillos atiesadores.

Cuando los valores de "A" se encuentren a la izquierda de la línea de temperatura aplicable, el valor de Pa deberá ser calculado por medio de la ecuación.

$$Pa = \frac{2AE}{3(DI/te)}$$

El procedimiento anterior es aplicable solamente cuando  $\alpha$  es menor o igual a  $60^\circ$ .

En el caso en que  $\alpha$  sea mayor de  $60^\circ$  la tapa cónica deberá ser tratada como una tapa plana, cuyo diámetro será igual al diámetro exterior mayor del cono

#### **2.4.- CÁLCULO DE SOPORTES.**

El método del diseño de soportes para recipientes cilíndricos horizontales, está basado en el análisis presentado por L.P. Zick en 1951. El Código ASME publicó el trabajo de L.P. Zick, (Pressure vessel and piping design) como un método recomendable. El Estándar API 2510 también recomienda el análisis de L.P. Zick. El estándar Británico 1515 adoptó este método con ligeras modificaciones, el trabajo de L.P. Zick ha sido utilizado también en diferentes estudios y publicaciones en varios libros y revistas técnicas de varios países.

El método mostrado a continuación está basado en el análisis mencionado anteriormente (Pressure Vessel and piping design and analysis ASME 1972).

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 peso propio del recipiente están combinadas con otras cargas.

## **2.4.1.- CARGAS A CONSIDERAR.**

### **2.4.1.1.- Reacción en las silletas.**

Se recomienda calcular las reacciones en las silletas, considerando el peso del recipiente lleno de agua.

### **2.4.1.2.- Presión interna.**

Ya que el esfuerzo longitudinal en los recipientes es solo la mitad de los esfuerzos circunferenciales, aproximadamente la mitad del espesor del envolvente nos sirve para soportar la carga debida al peso del equipo.

### **2.4.1.3.- Presión externa.**

Si el recipiente no ha sido diseñado para soportar vacío total, porque se espera que el vacío ocurra solamente en condiciones accidentales, se deberá instalar una válvula rompedora de vacío, especialmente cuando la descarga del recipiente esté conectada a una bomba.

### **2.3.1.4.- Cargas del viento.**

Cuando la relación  $t/r$  es muy pequeña en recipientes a presión, están expuestos a sufrir distorsión debida a la presión ejercida por el viento. De acuerdo con el Método de Zick "Las experiencias indican que un recipiente diseñado para soportar una presión exterior de 1 libra/pulg<sup>2</sup>. tendrá la resistencia suficiente para soportar las cargas externas a las que será sometido en condiciones de operación normales.

### **2.4.1.5.- Cargas por impacto.**

La experiencia nos ha demostrado que durante el embarque y transporte de los recipientes a presión, pueden sufrir daños debidos a golpes recibidos. Debemos tener esto en mente al diseñar el ancho de las silletas y las dimensiones de las soldaduras.

## **2.4.2.- LOCALIZACIÓN DE LAS SILLETAS.**

Desde el punto de vista estético y económico, es preferible el uso de dos silletas únicamente, y esto es posible mediante el uso de anillos atiesadores en el recipiente, cuando usamos más de dos silletas como soporte, corremos el riesgo de que algunas de ellas se "sienten" y en vez de ayudarnos a soportar el equipo, los soportes serán soportados por éste, involucrando cargas que originalmente no habíamos considerado.

La localización de las silletas está determinado algunas veces por la posición de boquillas o sumideros en el fondo del recipiente, si este no es nuestro caso, las silletas deberán ser localizadas en el lugar óptimo desde el punto de vista estético. En recipientes cuyo espesor de pared sea pequeño, y su diámetro relativamente grande, se recomienda localizar los soportes cerca de las líneas de tangencia de las tapas, con el fin de utilizar estas como atiesadores. El lugar óptimo para localizar las silletas en este tipo de recipientes, es aquel en el cual los momentos flexionantes resultantes son iguales tanto en los puntos donde están localizadas las silletas como en el centro de la distancia entre ellas, la localización de estos puntos es función del ángulo de agarre de las silletas. Al localizar las silletas, se recomienda que la distancia entre la línea de tangencia de las tapas y la silleta, nunca sea mayor de 0.2 veces la longitud del recipiente (L).

### **Ángulo de agarre.**

El valor del mínimo ángulo de contacto entre la silleta y el cuerpo es sugerido por el Código ASME con una magnitud de  $120^\circ$ , con excepción de recipientes muy pequeños. Cuando diseñamos un cuerpo cilíndrico para soportar presión externa sin anillos atiesadores, el "ángulo de agarre" es mandatorio y está limitado por el Código ASME a un valor de  $120^\circ$ .

### **2.4.3.- ESFUERZOS.**

Los recipientes cilíndricos horizontales soportados por medio de silletas, están sometidos a los siguientes tipos de esfuerzos:

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

En la figura No. 58, se muestra un formato diseñado para hacer el análisis de los esfuerzos generados en el cuerpo de un recipiente cilíndrico horizontal soportado por medio de dos silletas.

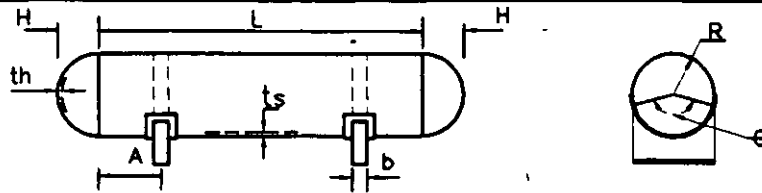




# ANALISIS DE ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES SOPORTADOS EN DOS SILLETAS

# NORMAS

FIGURA No. 58



CONDICIONES DE DISEÑO		L = PULG.	A = PULG.	ts = PULG.	b = PULG.	P = LB/PULG <sup>2</sup>	PRESION DE DISEÑO INTERNA	S = LB/PULG <sup>2</sup>	VALOR DEL ESFUERZO DEL MATERIAL DEL RECIPIENTE
		R = PULG.	H = PULG.	th = PULG.	theta = GRAD.	E =	EFICIENCIA DE SOLDADURA PERIMETRAL	Q = LIBRAS	CARGA EN UNA SILLETA
ESFUERZOS	CONDICIONES	MAXIMO ESFUERZO EN			ECUACIONES	CALCULOS		MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE	
PANDEO LONGITUDINAL	CUERPO REFORZADO POR TAPAS O ANILLOS O CUERPO SIN REFORZAR	EN LAS SILLETAS (TENSION EN LA PARTE SUPERIOR COMPRESION EN EL FONDO)			$S_1 = \pm \frac{QA \left( \frac{1 - \frac{A}{L} \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1 R^2 t_s}$ (VER IMPORTANTE EN PAG. SIG.)				Si A TENSION MAS EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA PR/2 ts NO DEBERA EXCEDER EL VALOR DEL ESFUERZO PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL CUERPO CONSIDERANDO LA EFICIENCIA DE LA SOLDADURA PERIMETRAL EN COMPRESION EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA MENOS S1 NO DEBERA EXCEDER LA MITAD DEL VALOR DEL LUNTO DE CEDENCIA A COMPRESION DEL MATERIAL O VALOR DADO POR  $S_1 \leq \left( \frac{E}{29} \right) (1/R) \times (2 - (2/3)(100)(1/R))$ E = MODULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DEL CUERPO O ANILLO ATIESADOR LB/PULG. <sup>2</sup>
		EN EL CENTRO (TENSION EN EL FONDO COMPRESION EN LA PARTE SUPERIOR)			$S_1 = \pm \frac{\frac{QA}{4} \left( \frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4A}{L} \right)}{\pi R^2 t_s}$				
CORTE TANGENCIAL	SILLETAS LEJANAS A LAS TAPAS A > R/2 <small>VER NOTA</small>	EN EL CUERPO			$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left( \frac{L - 2A}{L + 4/3H} \right)$				S2 NO DEBERA EXCEDER 0.8 VECES DEL ESFUERZO A TENSION PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL RECIPIENTE  S3 MAS EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA NO DEBERA EXCEDER DE 1.25 VECES EL ESFUERZO A TENSION PERMISIBLE DEL MATERIAL DE LA TAPA.  NOTA: USE LA FORMULA CON EL FACTOR K2 SI NO SE USAN ANILLOS DE REFORZOS O SI ESTOS ESTAN PROXIMOS A LAS SILLETAS USE LA ECUACION CON EL FACTOR K3 SI EL ANILLO DE REFORZO ESTA EN EL PLANO DE LA SILLETA
		EN EL CUERPO			$S_2 = \frac{K_3 Q}{R t_s} \left( \frac{L - 2A}{L + 4/3H} \right)$				
	EN EL CUERPO SILLETAS CERCANAS A LAS TAPAS A ≤ R/2			$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s}$					
	EN LAS TAPAS			$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h}$					
		ESFUERZOS ADICIONALES EN LAS TAPAS			$S_3 = \frac{K_5 Q}{R t_h}$				
CIRCUNFERENCIAL	SIN ATIESADORES L > 8R	EN UNION CON LA SILLETA			$S_4 = \pm \frac{Q}{4t_s (b + 1.56 \sqrt{Rt_s})} - \frac{3K_6 Q}{2 t_s^2}$				S4 NO DEBERA EXCEDER 1.5 VECES EL VALOR DE ESFUERZO A LA TENSION DEL MATERIAL DEL CUERPO.  S5 NO DEBERA EXCEDER 0.5 VECES EL VALOR A COMPRESION DEL LIMITE DE FLUENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO.
		EN LA PARTE INFERIOR DE LA SILLETA			$S_4 = \pm \frac{Q}{4t_s (b + 1.56 \sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6 QR}{L t_s^2}$				
	CON O SIN ATIESADOR L < 8R			$S_5 = \pm \frac{K_7 Q}{t_s (b + 1.56 \sqrt{Rt_s})}$					

Los valores positivos obtenidos en las ecuaciones mostradas en la figura No. 58, indican que se trata de esfuerzos a tensión, y los valores de signo negativo nos indican que son elementos que trabajan a compresión; "E" nos representa el Módulo de Elasticidad del material del cuerpo o anillo atiesador en lb/Pulg.<sup>2</sup>

#### **2.4.3.1.- Esfuerzos longitudinales por flexión.**

- 1.- El máximo esfuerzo longitudinal  $S_1$  puede ser de tensión o compresión.
- 2.- Cuando se calcule el esfuerzo a la tensión, en la ecuación de  $S_1$ , debemos usar el valor de  $K_1$  en vez del factor K.
- 3.- Cuando se calcule el esfuerzo a compresión en la ecuación de  $S_1$ , debemos usar el valor de  $K_3$  en vez del factor K.
- 4.- Cuando se usen anillos atiesadores en el cuerpo, el valor de K será igual a 3.14 en la ecuación para  $S_1$ .
- 5.- Cuando la relación  $t/R$  sea mayor o igual 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.
- 6.- Si el valor del esfuerzo máximo permisible es excedido por el valor de  $S_1$ , se deberán usar anillos atiesadores en el cilindro del recipiente.

#### **2.4.3.2.- Esfuerzos de Corte Tangenciales.**

- 1.- 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 deberá ser utilizado como  $t_r$  en las ecuaciones para calcular  $S_2$ , haciendo que la placa de respaldo se proyecte  $R/10$  sobre el extremo de la silleta y hacia los lados de la misma.
- 2.- En recipientes sin anillos atiesadores, el máximo 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 ( $S_3$ ). Este esfuerzo debe considerarse sumándolo al causado por la presión interna en las tapas.
- 3.- Cuando se usan anillos atiesadores, el máximo esfuerzo cortante se presenta en la parte central del recipiente.

#### **2.4.3.3.- Esfuerzos Circunferenciales.**

- 1.- 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  $t_r$  en las ecuaciones para calcular  $S_4$ , y para el valor de  $t_r^2$  se deberán tomar la suma de los cuadrados de los espesores, tanto del cuerpo como de la placa de respaldo, y se deberá dar a esta una proyección  $R/10$  sobre la parte superior de la silleta, además de que deberá 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 efectúe este chequeo tomaremos:

$t_r$  = Espesor del envolvente.

$b$  = Ancho de la silleta.

$\ominus$  = Angulo central de la placa de respaldo, el cual nunca será mayor que el ángulo de la silleta más  $12^\circ$ .

2.- Si se usa placa de respaldo en las silletas, el valor de  $t_r$  usado en la fórmula para obtener  $S_5$ , puede ser tomado como la suma de los espesores del cuerpo y la placa de respaldo, siempre y cuando ésta tenga un ancho mínimo igual  $a:b + 1.56 \sqrt{Rt_r}$ .

3.- Si el cuerpo no tiene anillo atiesador, el máximo esfuerzo se presentará en la parte superior de la silleta, y su valor no se deberá agregar al esfuerzo producido por la presión interna.

4.- En un cilindro equipado con anillos atiesadores, los máximos valores del esfuerzo a compresión se presentan en el fondo del cuerpo.

5.- Si el esfuerzo circunferencial excede del máximo permisible según la figura No. 58, se deberán usar anillos atiesadores.

En las figuras No. 59 y 60 respectivamente, se muestran los valores de  $K_1$  a  $K_8$ , a continuación se tabulan los valores de  $K_9$  y  $K_{10}$ , en los cuales se deberán hacer interpolaciones para valores intermedios.

#### ÁNGULO DE

#### CONTACTO

	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
$K_9$	0.34	0.33	0.32	0.30	0.29	0.27	0.25
$K_{10}$	0.053	0.045	0.037	0.032	0.026	0.022	0.017

A continuación haremos algunas consideraciones que se deberán tomar en cuenta al usar las ecuaciones mostradas en la figura No. 61.

1.- En las figuras y ecuaciones de la "A" a la "F" los signos positivos nos indican esfuerzos a tensión, y los negativos nos dicen que el elemento en estudio trabaja a compresión.

2.- La primera parte de la ecuación para obtener  $S_6$  nos da directamente el valor del esfuerzo, y la segunda da el esfuerzo circunferencial por flexión.

3.- Si el esfuerzo gobernante es el de tensión, se le agregará el esfuerzo debido a la presión interna  $Pr/t_r$ .



**ESFUERZOS EN RECIPIENTES CILINDRICOS  
HORIZONTALES SOPORTADOS POR DOS  
SILLETAS**

**NORMAS**

**FIGURA No. 59**

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

ANGULO DE CONTACTO $\theta$	K <sub>1</sub> *	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	K <sub>4</sub>	K <sub>5</sub>	K <sub>6</sub>	K <sub>7</sub>	K <sub>8</sub>	K <sub>9</sub>	K <sub>10</sub>	K <sub>11</sub>	
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	0.689	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	0.319 PARA CUALQUIER ANGULO DE CONTACTO $\theta$	0.641	0.340		0.708	0.740				
138	0.432	0.923		0.616	0.334		0.702	0.759				
140	0.443	0.900		0.592	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	VER FIGURA No. 60	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		0.448	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	0.026	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	0.245	0.640	1.054						
170	0.642	0.640	0.322	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	0.283	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	0.216	0.624	1.183	0.25	0.017	0.3'			

\* K1 = 3.14 SI EL RECIPIENTE TIENE ANILLO DE REFUERZO O CABEZA (A < R/2)

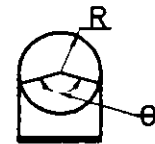
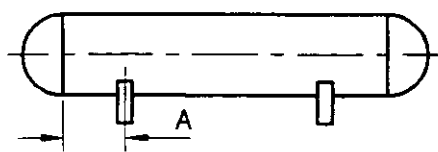
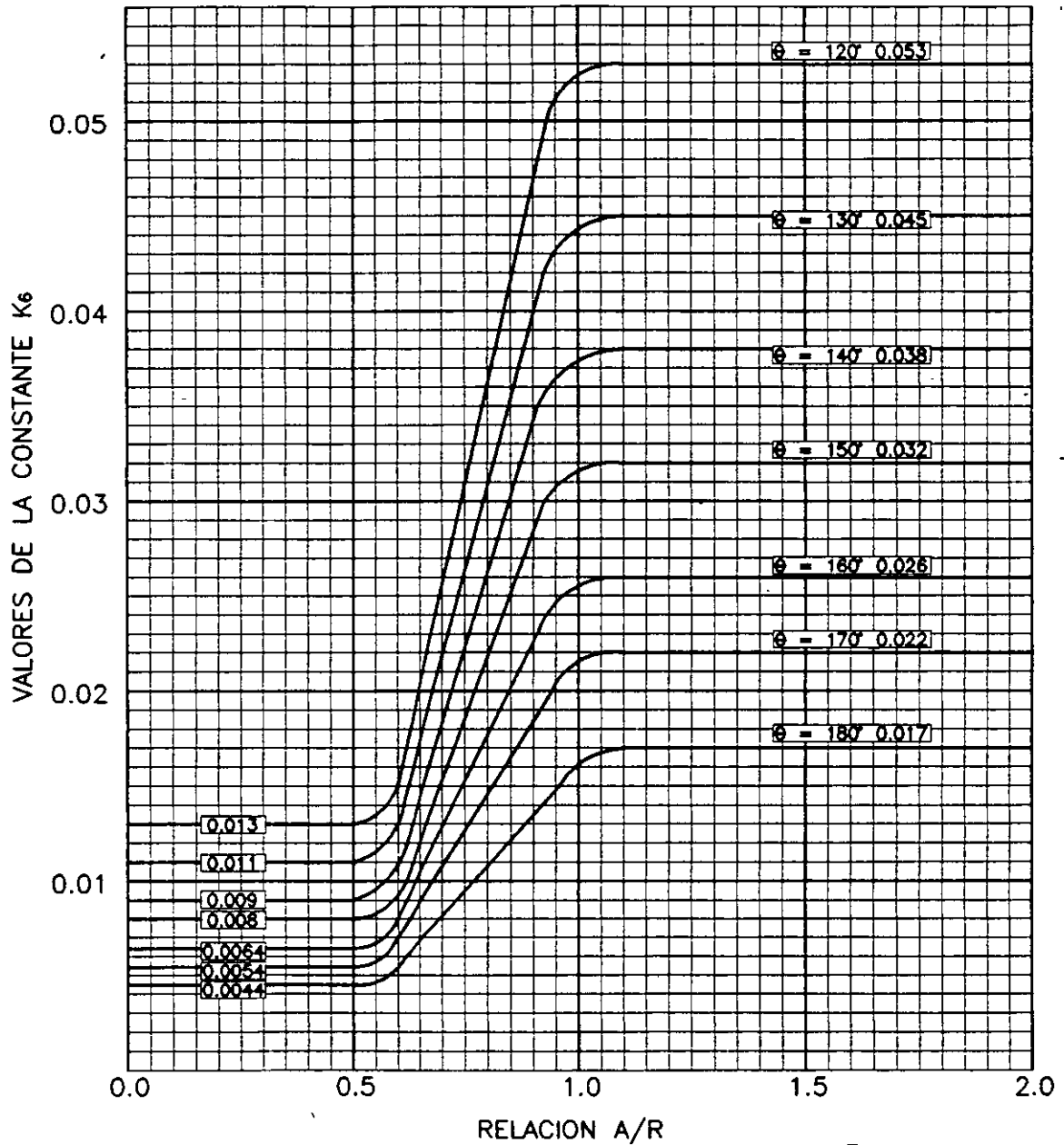


# ESFUERZOS EN RECIPIENTES GRANDES A PRESION SOPORTADOS POR DOS SILLETAS

# NORMAS

## FIGURA No. 60

### VALORES DE LA CONSTANTE $K_6$

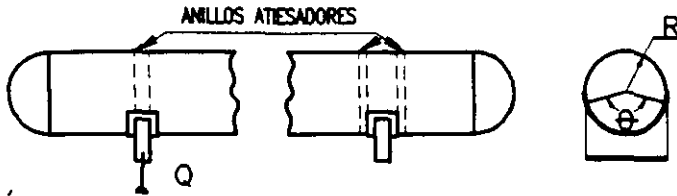




**ANILLOS ATIESADORES PARA RECIPIENTES LARGOS HORIZONTALES SOPORTADOS POR SILLETAS**

**NORMAS**

**FIGURA No. 61**



NOTACION :  
 A = AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL DEL ANILLO  
 MAS AREA EFECTIVA DEL CUERPO EN PULG.<sup>2</sup>  
 I = MOMENTO DE INERCIA EN PULG.<sup>4</sup>  
 K = CONSTANTE  
 Q = CARGA SOBRE UNA SILLETA EN LIBRAS.  
 R = RADIO EN EL CUERPO EN PULGADAS  
 S<sub>e</sub> = MAXIMOS ESFUERZOS COMBINADOS LB/PULG.<sup>2</sup>  
 alpha = ANGULO DE CONTACTO EN GRADOS

TIPO DE ANILLOS	MAX. ESFUERZOS	ECUACIONES	MAX. ESFUERZO PERMISIBLE
<b>(A)</b> C SILLETA Y ANILLO 	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_e = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	EN TENSION EL VALOR DEL ESFUERZO PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATIESADOR, EL QUE RESULTE MENOR. EN COMPRESION 0.5 VECES EL PUNTO DE CEDENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL O ATIESADOR, EL QUE RESULTE MENOR
<b>(B)</b> tr + 1.56*sqrt(Rts) C SILLETA Y ANILLO	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_e = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
<b>(C)</b> C SILLETA Y ANILLO 	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_e = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	
	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_e = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
<b>(D)</b> C SILLETA Y ANILLO 	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_e = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_e = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
<b>(E)</b> 2(tr + 1.56*sqrt(Rts)) C SILLETA Y ANILLO	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_e = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	
	ANILLO EXTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_e = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
<b>(F)</b> C SILLETA Y ANILLO 	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_e = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_e = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	

Cabe hacer notar que los valores de "B" obtenidos por medio de las gráficas mostradas en las figuras No. 49, 50, 51 y 52 representan los valores del esfuerzo a compresión de los materiales, los cuales como puede observarse, dependen además del material de que se trate y de su forma.

Finalmente, para determinar el cálculo de las silletas, es necesario definir el espesor de las mismas. En la figura No. 62 se muestra un formato para calcular este espesor.

Anteriormente hemos enunciado la forma de llevar a cabo los cálculos necesarios para diseñar silletas y anillos atiesadores en recipientes a presión cilíndricos horizontales, sin embargo, cuando las dimensiones de nuestro recipiente son relativamente pequeñas, podemos usar las dimensiones para silletas mostradas en las figuras No. 64 y 65, aunque siempre debemos confirmar con nuestros cálculos si el diseño de las silletas es adecuado en cada caso.

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 de las tuberías principales, deberá ser dejada en libertad para desplazarse. En esta silleta debemos hacer ranuras en vez de agujeros 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  $0.0000067$   $\text{pie}/^{\circ}\text{F}$ .

En la figura No. 63 se muestran algunas dimensiones recomendables para las ranuras en función de la distancia entre silletas y la temperatura de diseño.

## **2.5.- CÁLCULO DE OREJAS DE IZAJE**

Con el fin de transportar, localizar, dar mantenimiento, etc. a los recipientes a presión, es necesario equiparlos por lo menos con dos orejas de izaje, el espesor de éstas se calcula por medio de la siguiente ecuación:

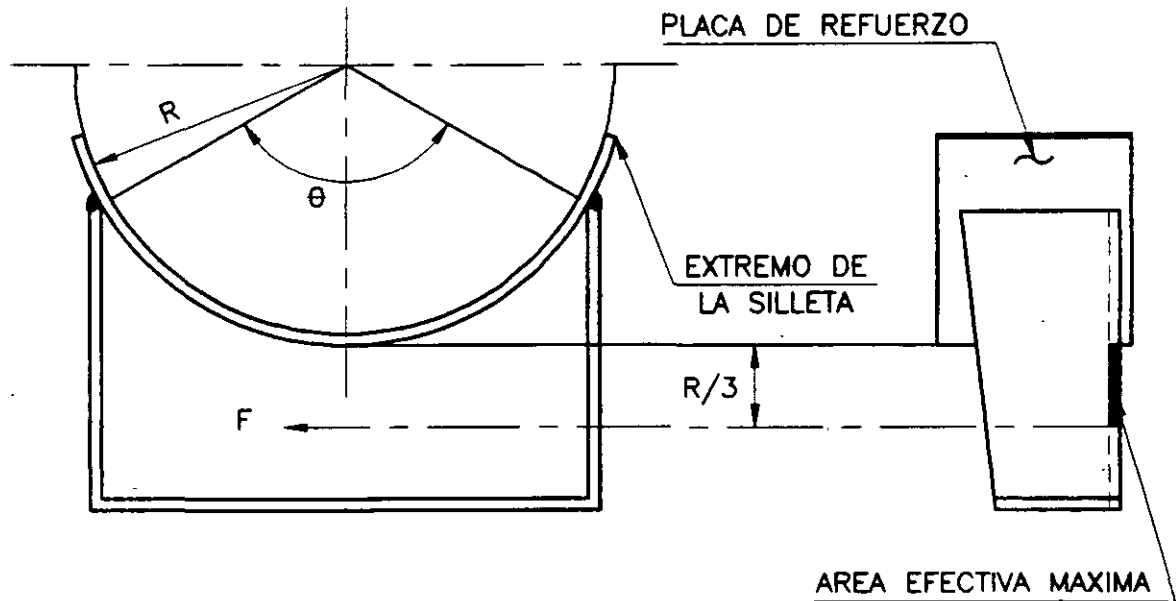
$$t_o = \frac{W}{SD}$$



DISEÑO DE SILLETAS

NORMAS

FIGURA No. 62



LA SECCION MAS BAJA DE LA SILLETA DEBERA RESISTIR LA FUERZA HORIZONTAL (F). LA SECCION TRANSVERSAL EFECTIVA DE LA SILLETA QUE RESISTIRA ESTA CARGA ESTARA A UN TERCIO DEL RADIO DEL RECIPIENTE (R).

$$F = K_{11} (Q)$$

$$\text{AREA EFECTIVA} = \left(\frac{R}{3}\right) t$$

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

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

DONDE:

Q = LA CARGA SOBRE UNA DE LAS SILLETAS EN LB.

K<sub>11</sub> = CONSTANTE (VER VALORES EN TABLA).

EL PROMEDIO DE LOS ESFUERZOS NO EXCEDERA A DOS TERCIOS DEL ESFUERZO A LA TENSION PERMISIBLE DEL MATERIAL.

VALORES DE LA CONSTANTE K<sub>11</sub>

ANGULO DE CONTACTO $\theta$	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
K <sub>11</sub>	0.204	0.222	0.241	0.259	0.279	0.298	0.318

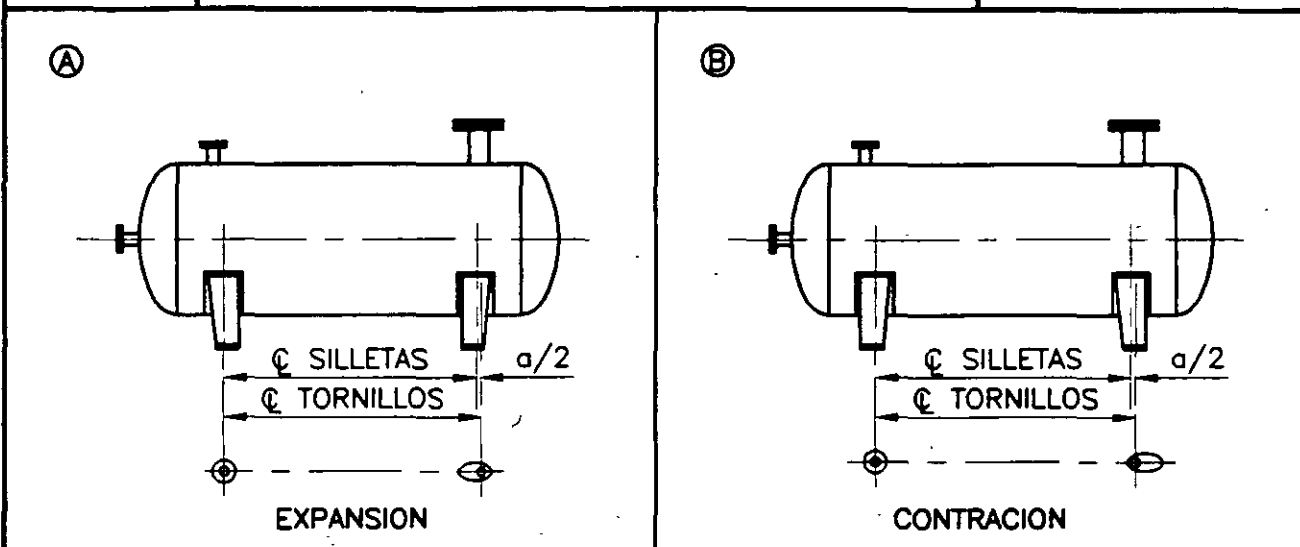




## EXPANSION Y CONTRACCIONES EN RECIPIENTES HORIZONTALES

# NORMAS

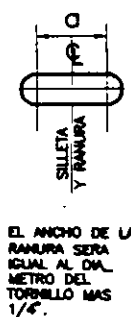
FIGURA No. 63



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 TUBERIA PRINCIPALES. EN ESTA SILLETA SE DEBERAN PRACTICAR RANURAS EN LUGAR DE BARRENOS. LA LONGITUD DE LAS RANURAS DEBERA DETERMINARSE DE ACUERDO A LAS DILATACIONES TERMICAS ESPERADAS. EL COEFICIENTE DE DILATACION TERMICA POR UNIDAD DE LONGITUD Y POR GRADO F ES IGUAL A 0.000067. LA TABLA MOSTRADA ABAJO MUESTRA LA LONGITUD MINIMA DE LA RANURA, LA DIMENSION "a" FUE CALCULADA PARA ABSORBER LAS DILATACIONES TERMICAS DE RECIPIENTES DE ACERO AL CARBON ENTRE 70°F Y 900°F. CUANDO LA DILATACION TERMICA ES MAYOR DE 3/8" SE DEBERA USAR UNA APLACA DE DESLIZAMIENTO. CUANDO EL RECIPIENTE SEA SOPORTADO EN SILLETAS DE CONCRETO, SE DEBERA INSTALAR UNA "CAMA" DE MATERIAL ELASTICO A PRUEBA DE AGUA DE UN ESPESOR MINIMO DE 1/4", LA CUAL DEBERA 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	3/8	5/8	3/4	1	1-1/8	1-1/4	1-3/8	
30	1/4	1/8	3/8	5/8	7/8	1-1/8	1-3/8	1-5/8	1-5/8	2	
40	1/4	1/8	3/8	3/4	1-1/8	1-1/2	1-7/8	2-1/8	2-3/8	2-1/2	
50	3/8	1/4	1/2	1	1-3/8	1-5/8	2-1/4	2-5/8	3	3-3/8	
60	3/8	1/4	5/8	1-1/4	1-5/8	2-1/8	2-3/4	3-1/8	3-5/8	4-1/8	
70	1/2	1/4	3/4	1-3/8	1-7/8	2-1/2	3-1/8	3-5/8	4-1/4	4-5/8	
80	1/2	3/8	3/4	1-1/2	2-1/8	2-7/8	3-5/8	4-1/8	4-7/8	5-3/8	
90	5/8	3/8	7/8	1-3/4	2-3/8	3-1/4	4	4-5/8	5-3/8	6	
100	5/8	3/8	1	1-7/8	2-5/8	3-5/8	4-1/2	5-1/8	6	6-5/8	





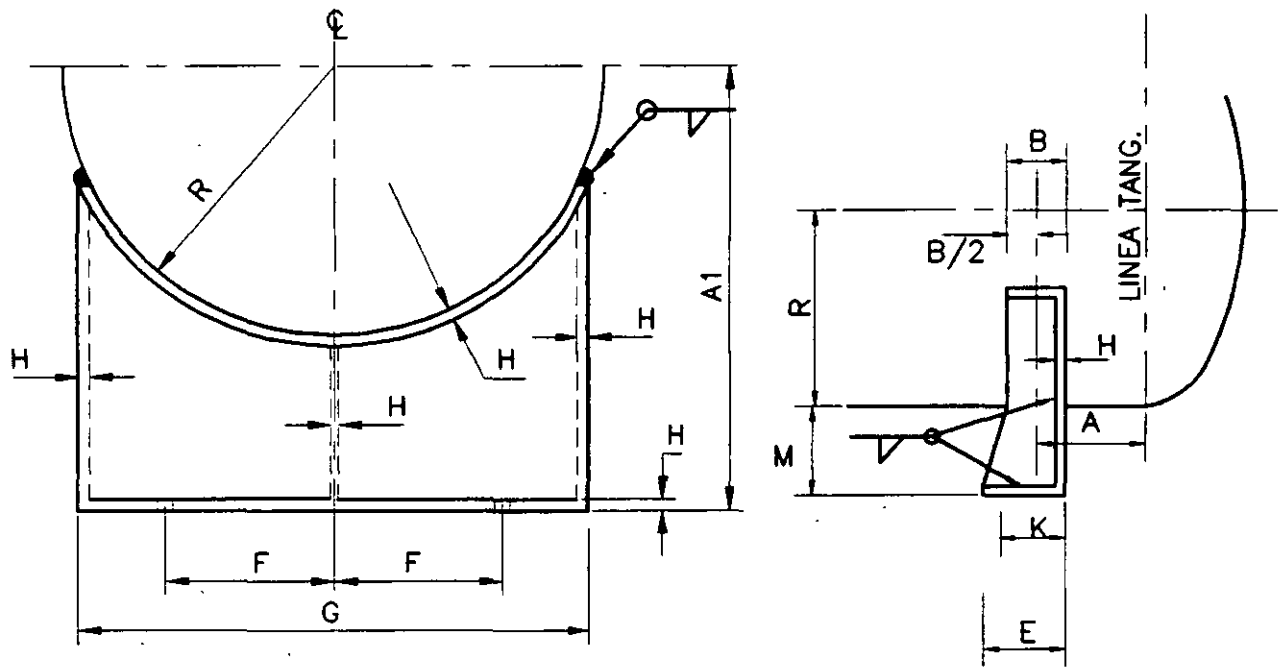
# SOPORTES PARA RECIPIENTES HORIZONTALES

# NORMAS

TIPO DE SILLETA RECIPIENTES DE 6" A 20"  $\phi$

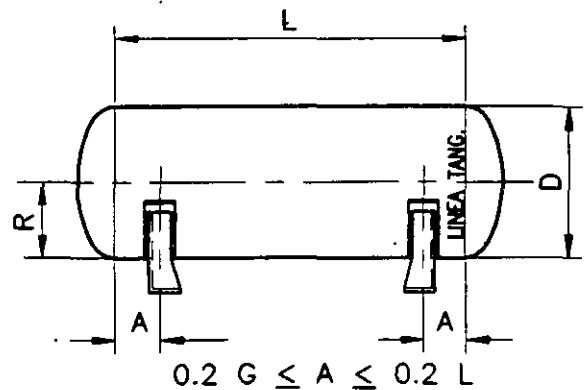
FIGURA No. 64

DIAMETRO RECIPIENTE "D"	DIMENSIONES EN PULGADAS										PESO DE UNA SILLETA Kg.
	A1	B	E	F	G	H	K	M	R	DIAMETRO DE BARRENO	
6	9-1/2	1-1/2	3	2	6	1/4	1-3/4	6-3/16	3-5/16	3/4	4.0
8	9-1/2	1-1/2	3	2	6	1/4	1-3/4	5-3/16	4-5/16	3/4	3.5
10	11-1/2	1-1/2	3	4	10	1/4	1-3/4	6-1/8	5-3/8	3/4	5.5
12	11-1/2	1-1/2	3	4	10	1/4	1-3/4	5-1/8	6-3/8	3/4	5.0
14	13-1/2	1-1/2	3	5-1/4	13-1/2	3/8	1-3/4	6-1/2	7	3/4	11.0
16	13-1/2	1-1/2	3	5-1/4	13-1/2	3/8	1-3/4	5-1/2	8	3/4	9.5
18	15-1/2	1-1/2	3	6-1/2	16	3/8	1-3/4	6-1/2	9	3/4	13.5
20	15-1/2	1-1/2	3	6-1/2	16	3/8	1-3/4	5-1/2	10	3/4	12.5



$$0.4 R \leq A \leq 0.2 L \therefore R = D/2$$

MATERIALES OPTATIVOS  
 ASTM A-283 GR "C"  
 ASTM A-36  
 CORROSION 1/16"  
 TODA LA SOLDADURA SERA CONTINUA  
 LA DIMENSION DEL FILETE 3/16"  
 DIAMETRO DEL ANCLA 5/8"



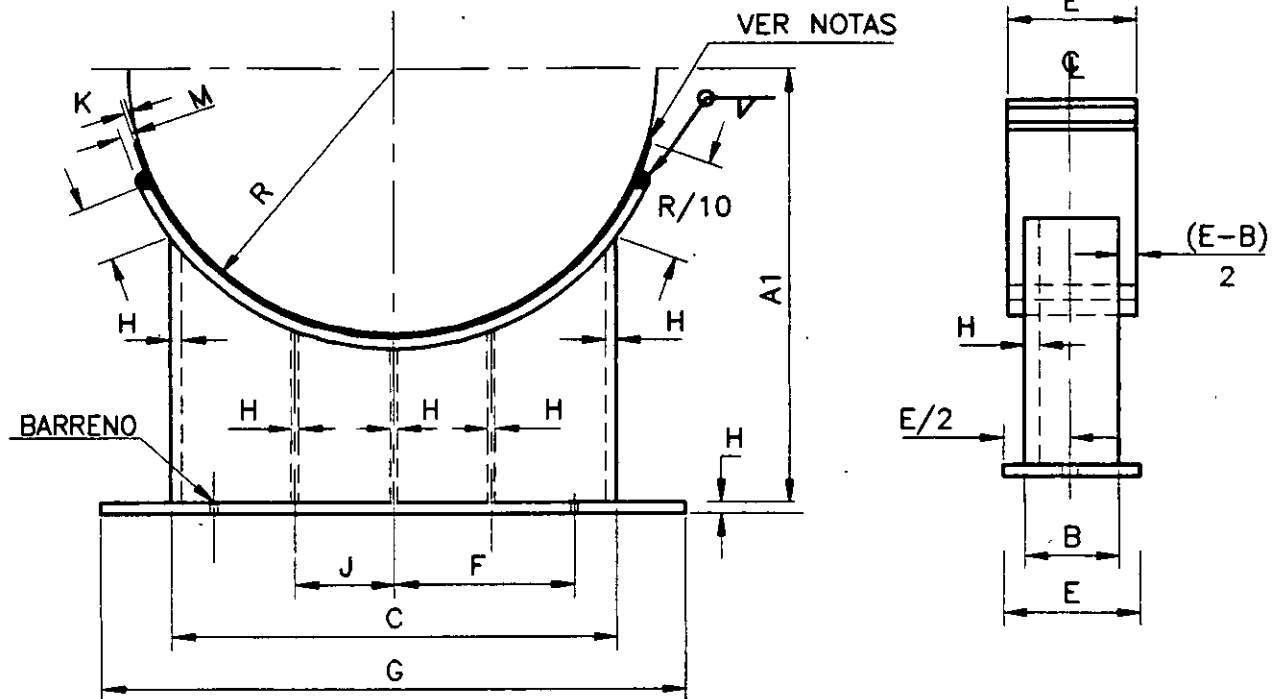


## SOPORTES PARA RECIPIENTES HORIZONTALES

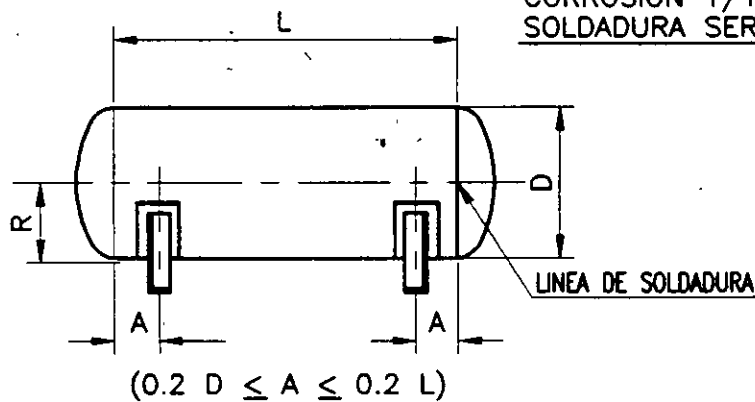
# NORMAS

TIPO SILLETA. RECIPIENTES DE 24" A 144"  $\phi$

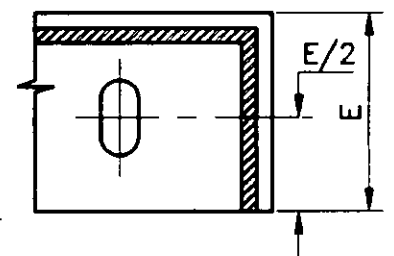
FIGURA No. 65



CORROSION 1/16" TODA LA  
SOLDADURA SERA CONTINUA



LOCALIZACION DE SOPORTES EN RECIPIENTES



BARRENO OVALADO EN UN  
SOLO SOPORTE (VER DIMS.  
EN LA FIG. 65 B)

**NOTAS:**

- 1.- LA PLACA DE REFUERZO O DE CORROSION SERA SOLDADA AL RECIPIENTE CON CORDON CORRIDO, Y SE EXTENDERA R/10 (R EN PULG.) A CADA LADO DE LA SILLETA.
- 2.- HACER BARRENO DE 1/4" EN PLACA DE REFUERZO O CORROSION Y TAPARLO DESPUES DE SOLDAR.
- 3.- SI EL MATERIAL DEL RECIPIENTE NO ES DE ACERO AL CARBON, LA PLACA SERA DEL MISMO MATERIAL DEL RECIPIENTE, Y DEBERA SOLDARSE AL MISMO CON LA SOLDADURA ADECUADA.
- 4.- MATERIALES OPTATIVOS: ASTM A-283 Gr. "C", ASTM A-36.

CARACTERISTICAS																	
DIAM. RECIPIENTE D	CARGA MAXIMA POR SOPORTE Kg	TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS											PESO DE UN SOPORTE Kg	CARTABONES INTERMEDIOS			
		A1	B	C	D	E	F	G	H	J	K	DIAMETRO ANCLA			DIAMETRO BARREND	BARRENO OVALADO	FILETE DE SOLDADURA
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	27	7/16	7	10-1/2	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	12-1/2	34	3/8	16	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	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	91	1
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	110	2
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	123	2
66	34090	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	136	2
72	38636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	148	2
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	3/8	160	2
84	68180	49	9	74	3/4	10	33	76	5/8	19	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	1/2	225	2
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1-1/8	1-1/8x1-3/4	1/2	250	2
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	270	2
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	295	2
108	125000	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	320	2
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	345	2
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	365	2
126	200000	70	10	110	3/4	11	48	112	5/8	28	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	385	2
132	227270	73	10	116	3/4	11	51	118	5/8	29	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	410	2
138	245450	76	10	121	3/4	11	53	123	5/8	30	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	430	2
144	263600	79	10	126	3/4	11	55	128	5/8	32	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	455	2



INGLESIA

SOPORTE PARA RECIPIENTES HORIZONTALES

FIGURA No. 65

NORMAS

**DONDE:**

$t_o$  = Espesor mínimo requerido en la oreja de izaje.

$W$  = Peso del equipo vacío.

$S$  = Esfuerzo a la tensión del material de la oreja.

$D$  = Distancia mostrada en la figura No. 66.

En la figura No. 67 se muestra un croquis de localización de las orejas de izaje.

Es conveniente verificar que el espesor del recipiente será suficiente para soportar las fuerzas aplicadas en la oreja de izaje, el espesor mínimo requerido en el cuerpo o en la placa de respaldo de la oreja está dado por la ecuación:

$$t_c = \frac{W}{S(C+t_o)2}$$

**DONDE:**

$t_c$  = Espesor mínimo requerido en la placa de respaldo o en el cuerpo.

$W$  = Peso del equipo vacío.

$S$  = Esfuerzo a la tensión del material del cuerpo o placa de respaldo.

$C$  = Longitud mostrada en la figura No. 66.

$t_o$  = Espesor de la oreja de izaje.

Finalmente, debemos verificar que la soldadura aplicada para fijar la oreja de izaje sea suficiente, ello lo haremos con las siguientes ecuaciones:

$$A_s = 1.4142 (t_o)C \quad \text{y} \quad A_r = \frac{W}{S}$$

**DONDE:**

$A_s$  = Área de soldadura aplicada.

$A_r$  = Área mínima de soldadura requerida.

Siempre se deberá cumplir con la condición  $A_s \geq A_r$ .

En la figura No. 66, se muestran las dimensiones de algunas orejas de izaje recomendables, las cuales están dadas en función del peso del recipiente. Debemos considerar que la capacidad máxima está dada para cada una de las orejas.



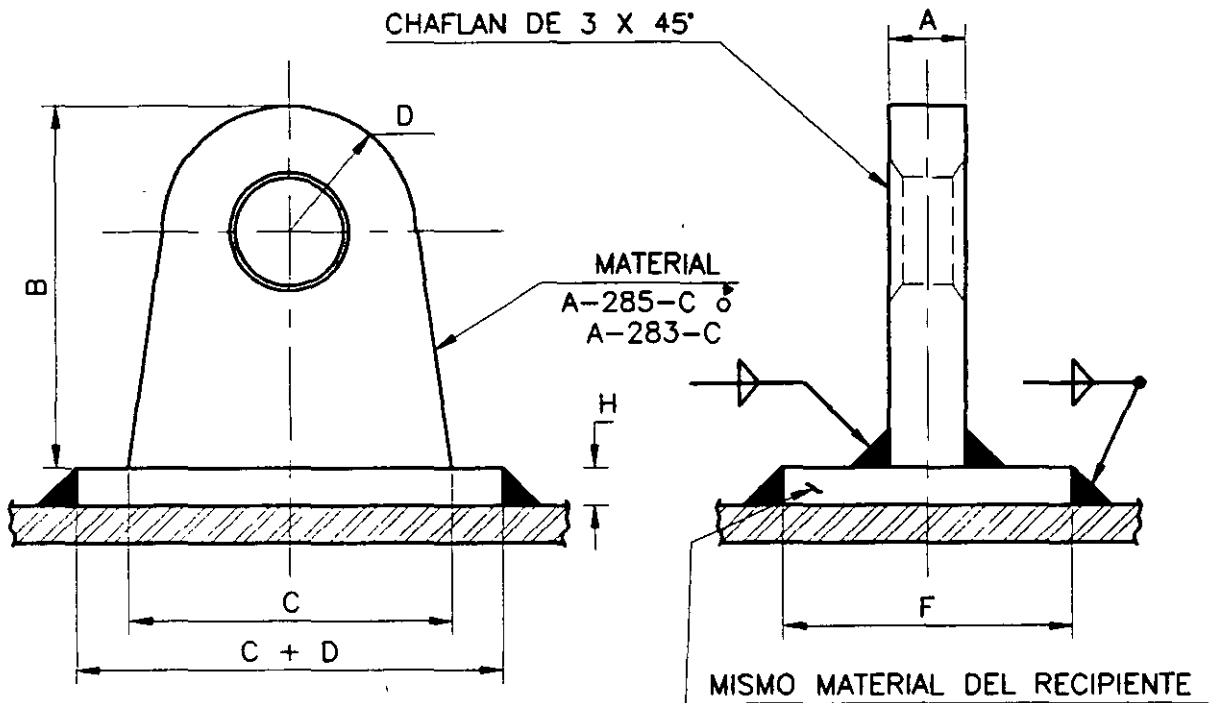
# OREJAS DE IZAJE

# NORMAS

FIGURA No. 66

DIMENSIONES EN PULGADAS

CAPACIDAD MAX. Kgs.	A	B	C	D	F	DIAMETRO DE BARRENOS	G	H	CANT. PZAS. P/RECIPIENTE
2000	3/4	4-1/2	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	8-7/16	8-7/16	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	1-5/8	3-1/2	1-11/16	3/4	1/2	4



NOTA:

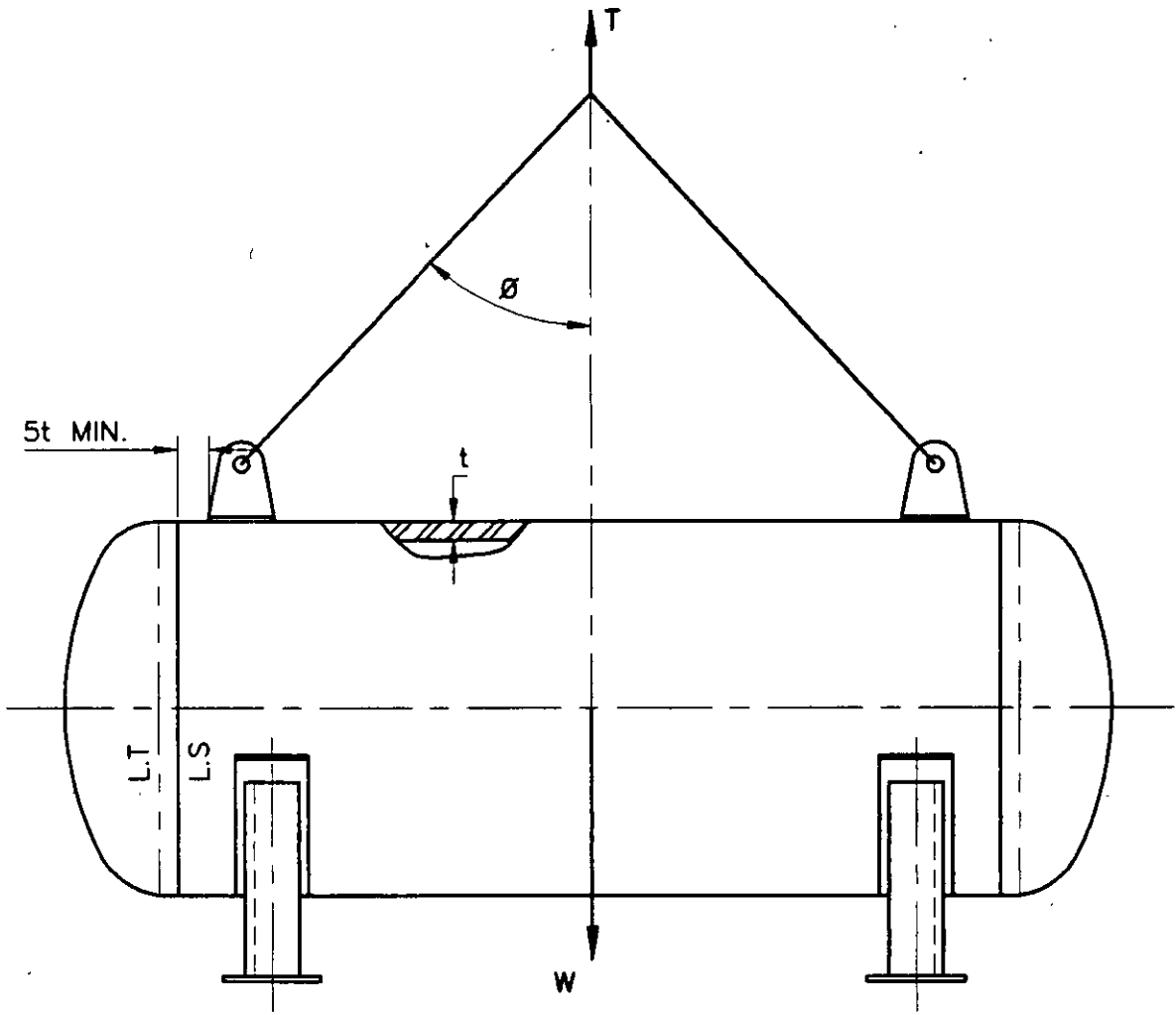
1.- LA MAXIMA DIMENSION DE SOLDADURA  
SERA IGUAL AL MENOR ESPESOR DE LA  
PLACA BASE.



# OREJAS DE IZAJE

# NORMAS

FIGURA No. 67





INGOLESA

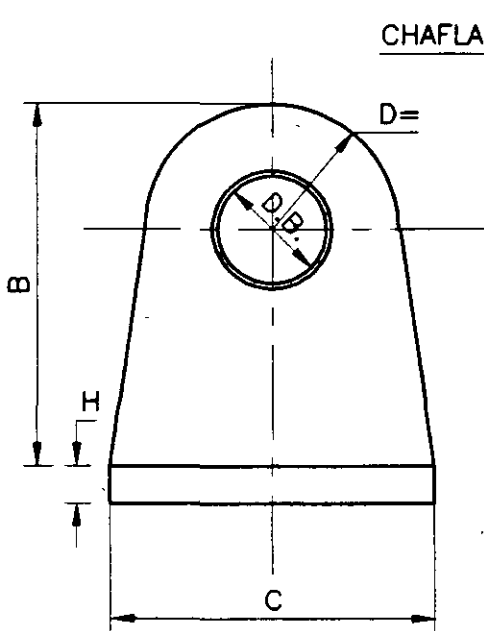
# OREJAS DE IZAJE

# NORMAS

DIMENSIONES EN PULGADAS

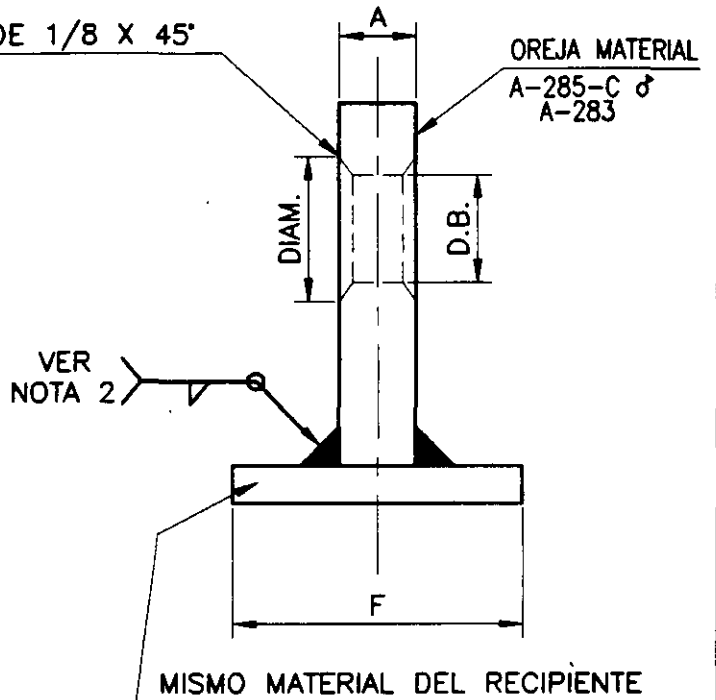
FIGURA No. 68

CAPACIDAD MAX. Kgs.	A	B	C	D	F	DIAMETRO DE BARREROS	G	H	CANT. PZAS. P/RECIPIENTE
2000	3/4	4-1/2	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	8-7/16	8-7/16	1-1/2	2-1/2	1-1/2	3/4	3/8	2
13500	1-1/2	8-3/16	8-3/16	1-1/2	3	1-1/2	3/4	1/2	2
24500	2	9-3/4	9-3/4	1-5/8	3-1/2	1-11/16	3/4	1/2	4

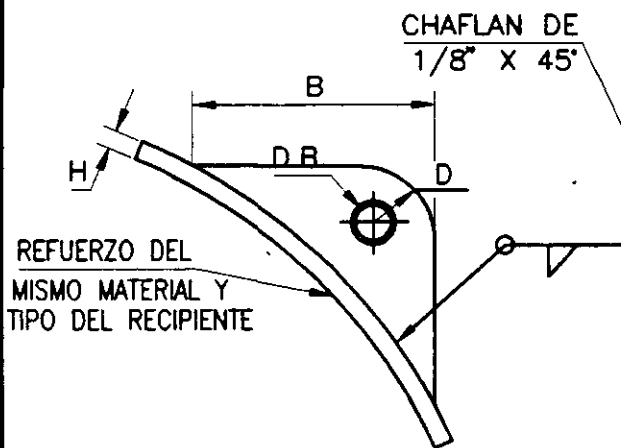


SOPORTE TIPO I PARA TAPAS  
CAPACIDAD MAXIMA DE 2000 Kgs.

CHAFLAN DE 1/8 X 45°

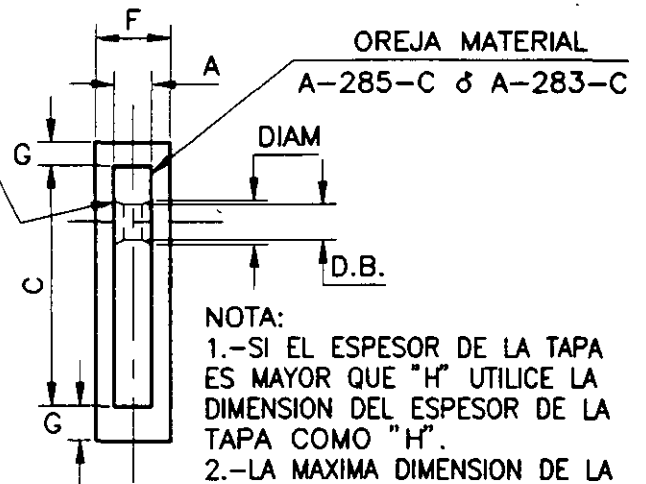


MISMO MATERIAL DEL RECIPIENTE



SOPORTE TIPO II

CHAFLAN DE 1/8" X 45°



OREJA MATERIAL  
A-285-C & A-283-C

NOTA:  
1.-SI EL ESPESOR DE LA TAPA ES MAYOR QUE "H" UTILICE LA DIMENSION DEL ESPESOR DE LA TAPA COMO "H".  
2.-LA MAXIMA DIMENSION DE LA SOLDADURA SERA IGUAL AL MENOR ESPESOR QUE LA PLACA BASE.



### **CAPITULO 3.- RECIPIENTES CILÍNDRICOS VERTICALES.**

Para efectuar un buen diseño en recipientes cilíndricos verticales, es necesario realizar los siguientes cálculos:

- 3.1.- Cálculo por presión interna.
- 3.2.- Cálculo por presión externa.
- 3.3.- Cálculo por peso propio.
- 3.4.- Cálculo por presión del viento.
- 3.5.- Cálculo por sismo.
- 3.6.- Cálculo por vibraciones.
- 3.7.- Cálculo de la deflexión máxima.
- 3.8.- Cálculo de esfuerzos combinados.
- 3.9.- Cálculo del faldón.
- 3.10.- Cálculo del anillo base.
- 3.11.- Cálculo de soportes tipo columnas.
- 3.12.- Cálculo de orejas de izaje.

A manera de ejemplo, diseñaremos una torre (recipiente cilíndrico vertical) con los siguientes datos:

$$D = 8'-0''$$

$$d = 4'-0''$$

$$P_o = 150 \text{ lb/Pulg}^2$$

$$H_1 = 60'-0''$$

$$H^2 = 30'-0''$$

Material: SA-515-70

$$S = 17,500 \text{ lb/Pulg}^2$$

$$h_T = 60'-0''$$

Nivel normal de operación = 50'-0''

Peso específico el producto ( $P_e$ ) = 1.2

Temperatura de diseño (T) = 500°F.

### 3.1.- CÁLCULO POR PRESIÓN INTERNA.

Para efectuar el cálculo de los espesores requeridos en un recipiente cilíndrico vertical, se usará el mismo procedimiento usado en recipientes cilíndricos horizontales, con la única diferencia que en el caso de los recipientes cilíndricos verticales, debemos sumar la presión de diseño a la presión hidrostática del fluido a manejar.

Si el peso específico del producto es menor que el del agua, se usará el peso específico del agua para calcular la presión hidrostática del producto, si el peso específico del producto es mayor que el del agua, se usará el valor del peso específico del producto para calcular el valor de la presión hidrostática.

Como hemos dicho anteriormente, la presión interna de diseño variará de acuerdo con la altura de la columna de producto. Para calcular el espesor del cuerpo debemos considerar que la presión será diferente a diferentes alturas. A continuación calcularemos las diferentes presiones de diseño que debemos usar en la determinación del espesor del cuerpo; Ya que las placas comerciales más comunes tienen 6'-0" de ancho, calcularemos las diferentes presiones a distintas alturas con incrementos de 6'-0" de acuerdo con la figura No. 69.

El valor de la presión de diseño (P) está dada por la que resulte mayor de las siguientes ecuaciones:

$$P = (P_0 + P_H)1.1 \quad \text{ó} \quad P = P_0 + P_H + 30 \text{ lb/Pulg}^2.$$

Donde  $P_H = P_e(H)$

$P_e$  = Peso específico del producto.

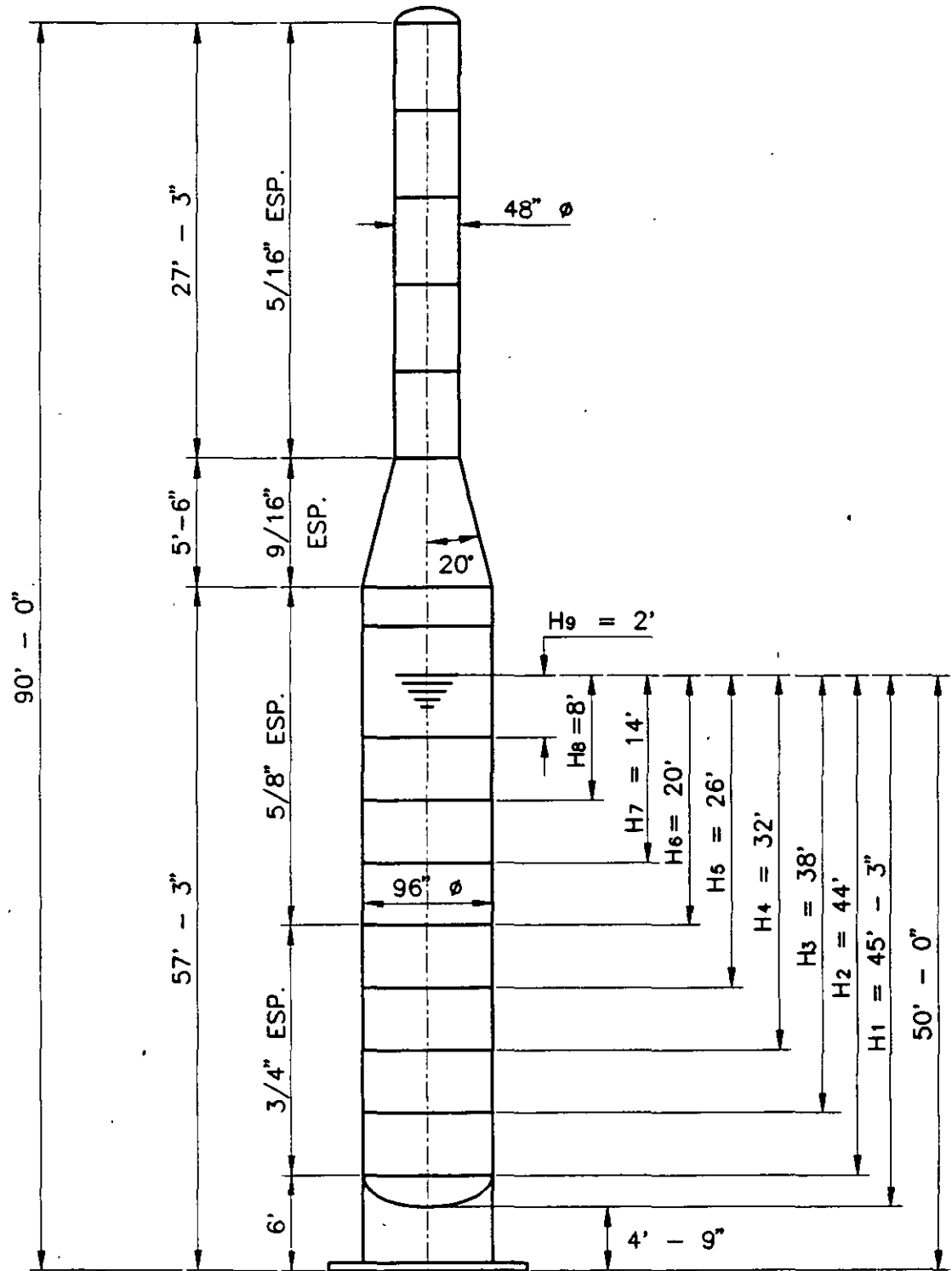
H = Altura de la columna de producto.



LOCALIZACION DE LAS PRESIONES  
DE DISEÑO PARA RECIPIENTES  
CILINDRICOS VERTICALES

NORMAS

FIGURA No. 69



A continuación se calcularán las presiones hidrostáticas generadas por las diferentes alturas de las columnas de producto, considerando que una columna de agua de un pie altura produce una presión de  $0.0305 \text{ Kg/cm}^2 = 0.4331 \text{ lb/Pulg}^2$ .

$$\text{Para } H_1 = 45'-3'' ; P_{H1} = 19.60(1.2) = 23.51 \text{ lb/Pulg}^2.$$

$$\text{Para } H_2 = 44'-0'' ; P_{H2} = 19.06(1.2) = 22.86 \text{ ''}$$

$$\text{Para } H_3 = 38'-0'' ; P_{H3} = 16.45(1.2) = 19.74 \text{ ''}$$

$$\text{Para } H_4 = 32'-0'' ; P_{H4} = 13.86(1.2) = 16.63 \text{ ''}$$

$$\text{Para } H_5 = 26'-0'' ; P_{H5} = 11.26(1.2) = 13.51 \text{ ''}$$

$$\text{Para } H_6 = 20'-0'' ; P_{H6} = 8.66(1.2) = 10.39 \text{ ''}$$

$$\text{Para } H_7 = 14'-0'' ; P_{H7} = 6.06(1.2) = 7.27 \text{ ''}$$

$$\text{Para } H_8 = 8'-0'' ; P_{H8} = 3.46(1.2) = 4.15 \text{ ''}$$

$$\text{Para } H_9 = 2'-0'' ; P_{H9} = 0.87(1.2) = 1.04 \text{ ''}$$

Y las presiones de diseño serán :

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

$$P_1 = 150 + 23.51 + 30 = 203.51 \text{ Lb/Pulg}^2.$$

$$P_2 = 150 + 22.86 + 30 = 202.86 \text{ ''}$$

$$P_3 = 150 + 19.74 + 30 = 199.74 \text{ ''}$$

$$P_4 = 150 + 16.63 + 30 = 196.63 \text{ ''}$$

$$P_5 = 150 + 13.51 + 30 = 193.51 \text{ ''}$$

$$P_6 = 150 + 10.39 + 30 = 190.39 \text{ ''}$$

$$P_7 = 150 + 7.27 + 30 = 187.27 \text{ ''}$$

$$P_8 = 150 + 4.15 + 30 = 184.15 \text{ ''}$$

$$P_9 = 150 + 1.04 + 30 = 181.04 \text{ ''}$$

Las presiones de diseño antes calculadas, serán sustituidas en la ecuación :

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

y obtendremos como resultados los siguientes:

Para P = 202.86; t = 0.664"

Para P = 199.72; t = 0.650"

Para P = 196.63; t = 0.640"

Para P = 193.51; t = 0.629"

Para P = 190.39; t = 0.619"

Para P = 187.27; t = 0.609"

Para P = 184.15; t = 0.599"

Para P = 181.04; t = 0.588"

Por lo anterior, observamos que en el cilindro mayor de la torre, debemos usar dos espesores, 3/4" (0.750") el cual será usado donde la presión de diseño sea de 193.51 y mayor, y usaremos 5/8" (0.625") donde el valor de la presión de diseño sea de 190.39 o menor.

En el cilindro menor, solamente actúa la presión interior de diseño, por lo tanto, el espesor será calculado por medio de la siguiente ecuación:

$$t = \frac{PR}{SE-0.6P} = \frac{180(24)}{17,500(0.85)-0.6(180)} = 0.293" \leq 0.312" (5/16")$$

A continuación calcularemos los espesores de las tapas, como podemos ver en la figura No. 69, el fondo de la torre está sometido a una presión hidrostática de 23.51 lb/Pulg<sup>2</sup>. Es decir, el cálculo del espesor del fondo se hará con una presión de diseño = 203.51 lb/Pulg<sup>2</sup>.

De acuerdo con la experiencia obtenida al calcular tapas, en el recipiente cilíndrico horizontal calculado en el capítulo anterior, usaremos en este caso tapas semielípticas relación 2:1 las cuales serán calculadas con la siguiente ecuación:

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

$$\text{En el fondo: } t = \frac{203.9 (96)}{2(17,500) 1.0-0.2 (203.9)} = 0.560''$$

$$\text{En la tapa: } t = \frac{180 (48)}{2(17,500) 1.0-0.2 (180)} = 0.247''$$

### **Cálculo de la transición cónica:**

La transición cónica será calculada como una tapa cónica, usando la ecuación correspondiente a este tipo de tapas.

$$t = \frac{P D}{2 \text{ Cos } \alpha (SE-0.6P)} = \frac{180 \times 96}{2 \text{ Cos.}20^\circ (17,500-0.6 \times 180) t} = t = 0.529'';$$

Por lo tanto, usaremos placa de 0.562" de espesor (9/16").

A continuación realizaremos los cálculos para seleccionar el perfil que usaremos como refuerzo en las uniones cono-cilindro de la transición cónica, para ello haremos uso del formato correspondiente, el cual se muestra en la figura No. 70.

### **3.2.- CÁLCULO POR PRESIÓN EXTERNA.**

Para efectuar este cálculo, dividiremos nuestro recipiente en cinco partes:

- 3.2.1.- Cilindro mayor.
- 3.2.2.- Cilindro menor.
- 3.2.3.- Fondo.
- 3.2.4.- Tapa superior
- 3.2.5.- Transición cónica

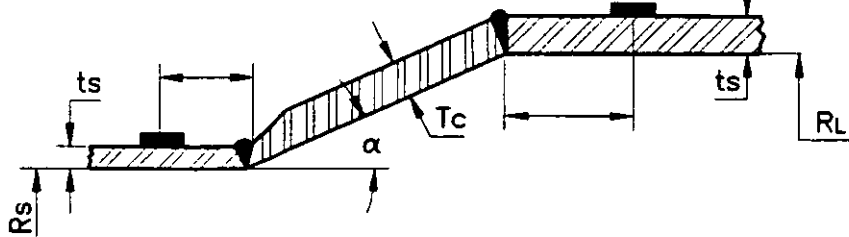
3.2.1.- Para calcular el cilindro mayor por presión externa primeramente calcularemos las relaciones  $L/Do$  y  $Do/t$ , y realizaremos el procedimiento descrito para recipientes cilíndricos horizontales.



## CALCULO DE REFUERZOS EN LA UNION CONO - CILINDRO

# NORMAS

FIGURA No. 70



UNION CILINDRO MAYOR	DATOS DE DISEÑO		MEDIO ANGULO DEL VERTICE $\alpha = 20^\circ$ GRAD.				ESFUERZO DEL MAT. $S = 17,500$ LB/PULG. <sup>2</sup>				
			EFICIENCIA SOLDADURA $E = 1.0$				ESPESOR MINIMO REQUERIDO DEL CIL. $t = 0.588$ PULG.				
		PRESION INTERNA DE DISEÑO $P = 180$ LB/PULG. <sup>2</sup>				ESPESOR REAL DEL CONO $t_c = 0.562$ PULG.					
		RADIO INTERIOR $R_L = 48$ PULG.				ESPESOR REAL DEL CIL. $t_s = 0.625$ PULG.					
TABLA		P/SE	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009
		$\Delta$ GRAD.	11	15	18	21	23	25	27	28.5	30
PROCEDIMIENTO		ECUACIONES				CALCULOS					
CALCULE LA RELACION		P/SE				$P/SE = 180/17,500 = 0.10286$					
ENCUENTRE EL VALOR DE $\Delta$ DE LA TAB. ( $\Delta = 30^\circ$ PARA VALORES MAYORES DE P/SE NO MOSTRADOS EN LA TABLA)		$\Delta = 30^\circ$ GRAD. $\alpha - \Delta = -10^\circ$ GRAD.									
CALCULE EL AREA REQUERIDA PARA ESFUERZO "A" EN PULG. <sup>2</sup>		$A = \frac{PR_s^2}{2 SE} \left(1 - \frac{\Delta}{\alpha}\right) \tan \alpha$									
DETERMINE EL VALOR DE $t_o$ EN PULG.		$t_o = \text{EL MENOR DE } (t_s - t) \text{ O } \left(t_c - \frac{t}{\cos \alpha}\right)$									
CALCULE EL AREA DE MATERIAL EN EXCESO APROVECHABLE COMO REFUERZO $A_o$ EN PULG. <sup>2</sup>		$A_o = 4 t_o \sqrt{R_L} t_s$									
DIFERENCIA DE AREAS EN PULG. <sup>2</sup> REQUERIDA COMO REFUERZO		$A - A_o =$									
CALCULE EL LIMITE DEL ESFUERZO FUERA DEL EJE EN PULGADAS CENTROIDE EN PULGADAS		$\sqrt{R_L} t_s$ MAXIMA DISTANCIA DESDE LA UNION $0.5 \sqrt{R_L} t_s$ MAXIMA DISTANCIA DE LA UNION AL CENTROIDE									
UNION CILINDRO MENOR	DATOS DE DISEÑO		MEDIO ANGULO DEL VERTICE $\alpha = 20^\circ$ GRAD.				ESFUERZO DEL MATERIAL $S = 17,500$ LB/PULG. <sup>2</sup>				
			EFICIENCIA DE SOLDADURA $E = 1.0$				ESPESOR MINIMO REQUERIDO DEL CILINDRO $t = 0.247$ PULG.				
			PRESION INTERNA DE DISEÑO $P = 180$ LB/PULG. <sup>2</sup>				ESPESOR REAL DEL CONO $t_c = 0.562$ PULG.				
			RADIO INTERIOR $R_s = 24$ PULG.				ESPESOR REAL DEL CILINDRO $t_s = 0.312$ PULG.				
TABLA		P/SE	0.002	0.005	0.010	0.020	0.040	0.080	0.100	0.125	
		$\Delta$ GRAD.	4	6	9	12.5	17.5	24	27	30	
PROCEDIMIENTO		ECUACIONES				CALCULOS					
CALCULE LA RELACION		P/SE				$P/SE = 180/17,500 = 0.01028$ $A = 0.485$ $A_e = 0.782$					
ENCUENTRE EL VALOR DE $\Delta$ DE LA TAB. ( $\Delta = 30^\circ$ PARA VALORES MAYORES DE P/SE NO MOSTRADOS EN LA TABLA)		$\Delta = 9^\circ$ GRAD. $\alpha - \Delta = 11^\circ$ GRAD.									
CALCULE EL AREA REQUERIDA PARA REFUERZO "A" EN PULG. <sup>2</sup>		$A = \frac{PR_s^2}{2 SE} \left(1 - \frac{\Delta}{\alpha}\right) \tan \alpha$									
DETERMINE EL VALOR DE $m$		$m = \text{EL MENOR DE } \frac{t}{\cos(\alpha - \Delta)} \text{ O } t_c \cos \alpha \cos(\alpha - \Delta) / t$									
CALCULE EL AREA DE MATERIAL EN EXCESO APROVECHABLE COMO REFUERZO $A_o$ EN PULG. <sup>2</sup>		$A_o = m \sqrt{R_s} t \left[ \left(t_c - \frac{t}{\cos \alpha}\right) + (t_s - t) \right]$									
DIFERENCIA DE AREAS EN PULG. <sup>2</sup> REQUERIDA COMO REFUERZO		$A - A_o =$									
CALCULE EL LIMITE DEL RESFUERZO FUERA DEL EJE EN PULGADAS CENTROIDE EN PULGADAS		$\sqrt{R_s} t_s$ $0.5 \sqrt{R_s} t_s$									

$$L/Do = 615/96 = 6.41$$

$$Do/t = 96/0.625 = 153.6$$

Con estos valores entramos a la gráfica mostrada en la figura No. 48, y de ella obtenemos que  $A = 0.0001$ .

Entrando a la gráfica de la figura No. 49, con el valor de "A", nos encontramos que dicho valor se encuentra a la izquierda de la línea representativa de la temperatura de diseño, por lo tanto, la presión máxima exterior que puede soportar el cilindro mayor será dado por la ecuación:

$$Pa = \frac{2AE}{3(Do/t)} = \frac{2(0.0001) 27 \times 10^6}{3(153.6)} = 11.72 \text{ lb/Pulg}^2.$$

Con este resultado obtenido, podemos concluir que si queremos someter la parte cilíndrica mayor de la torre a vacío absoluto, debemos incrementar el espesor del cuerpo o colocar anillos atiesadores, siendo esta última opción la más económica.

De la misma manera, efectuaremos el cálculo por presión externa del cilindro menor.

### 3.2.2.- CÁLCULO DEL CILINDRO MENOR:

$$L/Do = 327/48 = 6.81$$

$$Do/t = 48/0.312 = 153.85$$

$$Pa = \frac{2AE}{3(Do/t)} = \frac{2(0.0001) 27 \times 10^6}{3(153.85)} = 11.70 \text{ lb/Pulg}^2.$$

### 3.2.3.- CÁLCULO DEL FONDO:

Para calcular el fondo por presión externa, usaremos el procedimiento enunciado anteriormente, y calcularemos el valor de "A" con la siguiente ecuación:



$$A = \frac{0.125}{(Ro/t)} = \frac{0.125}{86/0.562} = 0.000817$$

Con el valor de "A" entramos a la gráfica mostrada en la figura No. 49, y de ella tenemos que B = 9,700.

$$Pa = \frac{B}{Ro/t} = \frac{9,700}{86/0.562} = 63.39 \text{ lb/Pulg}^2.$$

Lo cual nos indica que el fondo de la torre puede soportar vacío total.

### 3.2.4.- CÁLCULO DE LA TAPA SUPERIOR POR VACÍO.

$$A = \frac{0.125}{Ro/t} = \frac{0.125}{43/0.250} = 0.000727$$

Con el valor de "A" entramos nuevamente a la gráfica mostrada en la figura No. 49 y de ella tenemos que B = 9,200.

$$Pa = \frac{B}{Ro/t} = \frac{9,200}{43/0.250} = 53.49 \text{ lb/Pulg}^2.$$

Este resultado nos indica que también la tapa superior puede soportar vacío total.

### 3.2.5.- CÁLCULO DE LA TRANSICIÓN CÓNICA POR VACÍO.

$$Le = (L/2) (1+Ds/Dl) = (66/2) (1+48/96) = 34.5$$

$$Le/Dl = 34.5/96 = 0.3594 \quad Dl/t_c = 96/0.562 \text{ Cos.}20^\circ = 182$$

De la gráfica mostrada en la figura No. 48

$$A = 0.0018$$

De la gráfica mostrada en la figura No. 49

$$B = 11,500$$

$$P_a = \frac{4B}{3(DI/t_c)} = \frac{4(11,500)}{3(182)} = 84.25 \text{ lb/Pulg}^2$$

Lo cual nos indica que la transición cónica también puede soportar vacío total.

### 3.3.- CÁLCULO POR PESO PROPIO

El peso del recipiente produce únicamente esfuerzos a compresión cuando no existen cargas excéntricas y la fuerza resultante coincide con el eje del recipiente. Generalmente, el esfuerzo a compresión producido por el peso propio del recipiente es despreciable.

De cualquier manera, el peso del recipiente deberá ser calculado para usarse en combinación de esfuerzos y deberán hacerse las siguientes consideraciones:

3.3.1.- Peso de erección.

3.3.2.- Peso de operación.

3.3.3.- Peso de prueba.

3.3.1.- En el cálculo del peso de erección, debemos incluir las siguientes partes:

- |                                |                                  |
|--------------------------------|----------------------------------|
| 1.- Cuerpo.                    | 10.- Cartabones para anclas.     |
| 2.- Tapas.                     | 11.- Accesorios.                 |
| 3.- Partes internas.           | 12.- Aislamiento.                |
| 4.- Soportes de platos.        | 13.- Protección contra incendio. |
| 5.- Soportes para aislamiento. | 14.- 6 % de soldadura.           |
| 6.- boquillas.                 |                                  |
| 7.- Faldón.                    |                                  |
| 8.- Anillo base.               |                                  |
| 9.- Anillo para anclas.        |                                  |

3.3.2.- El peso de operación además de lo anterior, deberá incluir plataformas, escaleras, tuberías y varios.

3.3.3.- En el peso de prueba, además de considerar el peso de operación, debemos incrementarlo con el peso del agua que usaremos para efectuar la prueba hidrostática.

Una manera práctica de calcular los pesos de los cuerpos y tapas de recipientes a presión, consiste en calcular las áreas en metros cuadrados, teniendo en cuenta que la placa de 1" de espesor, pesa aproximadamente  $200 \text{ kg/m}^2$ , por lo tanto, la placa de 1/2" de espesor pesará  $100 \text{ kg/m}^2$  la de 1/4" pesará  $50 \text{ kg/m}^2$  y así sucesivamente podemos calcular el peso unitario de una placa de cualquier espesor.

Los pesos de platos, boquillas, aislamientos, tuberías etc. los encontramos fácilmente en los catálogos que proporcionan los fabricantes de estos productos.

Para calcular el peso de plataformas, escaleras, soportes para aislamiento, etc. haremos un estimado del material necesario y auxiliándonos del manual de la Fundidora Monterrey, el de Altos Hornos de México o el AISC, encontraremos los pesos unitarios de cualquier perfil estructural comercial.

Una vez que hayamos calculado el peso del recipiente, lo sustituiremos en la siguiente ecuación para calcular el esfuerzo producido por el peso propio del recipiente.

$$S = \frac{W}{ct}$$

Donde S = Esfuerzo a compresión producido por el peso propio del recipiente en  $\text{lb/Pulg}^2$ .

W = Peso del recipiente en libras.

c = Perímetro del cuerpo o faldón medido en el diámetro medio en pulgadas.

t = Espesor del cuerpo o faldón en pulgadas.

Como dijimos anteriormente, el esfuerzo producido por el peso propio del recipiente, lo tomaremos en cuenta cuando hagamos el análisis de esfuerzos por combinación de los mismos.

### **3.4.- CÁLCULO POR PRESIÓN DEL VIENTO.**

En la figura No. 71, se muestra un formato que debemos utilizar para calcular los esfuerzos producidos por el viento en recipientes cilíndricos verticales.

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

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

2.- Para obtener el valor de la presión del viento  $P_w$  debemos tomar en consideración un factor de forma el cual tendrá un valor de 1.0 para superficies planas, y 0.6 para superficies cilíndricas.

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

4.- Al efectuar los cálculos por presión del viento en recipientes cilíndricos verticales, consideraremos estos como vigas empotradas, y realizaremos los cálculos mostrados en la figura No. 71.

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

En las figuras 72 y 73 se muestran los valores de las velocidades del viento en algunos lugares de la República Mexicana.



# CALCULO DE ESPESOR DE PARED REQUERIDO PARA SOPORTAR PRESION INTERNA O CARGA DE VIENTO

# NORMAS

FIGURA No. 71

	CONDICIONES DE DISEÑO																																					
	PRESION INTERNA DE DISEÑO P =	LB/PULG. <sup>2</sup>																																				
	DIAMETRO D =	PIES																																				
	MATERIAL ( ) S =	LB/PULG. <sup>2</sup>																																				
	RADIOGRAFIADO ( ) E =																																					
	TOLERANCIA POR CORROSION =	PULG.																																				
	PRESION DEL VIENTO Pw =	LB/PIE <sup>2</sup>																																				
	ESPESOR REQUERIDO POR PRESION INTERNA t =	PULG.																																				
	EQUACIONES Y PROCEDIMIENTOS		CALCULOS																																			
	CUANDO SE CONOCE LA VELOCIDAD DEL VIENTO (Vw) CALCULAR LA PRESION DEL VIENTO Pw EN LB/PIE <sup>2</sup> Pw = 0.0025 Vw <sup>2</sup> DETERMINE EL ANCHO DEL RECIPIENTE (D1) (D2) EN PIES SUMANDO EL ESPESOR DEL AISLAMIENTO, TOLERANCIA POR TUBERIAS, ETC. AL DIAMETRO DE LA TORRE.		Pw = LB PIE <sup>2</sup> D1 = PIES D2 = PIES																																			
CALCULAR LA FUERZA DE CORTE DEBIDA AL VIENTO (V) EN LIBRAS V = Pw X D1,2 X H1,2	CUERPO PLATAFORMAS ESCALERAS VARIOS TOTAL	Pw X D1,2 X H1,2 =																																				
CALCULE EL MOMENTO PRODUCIDO POR EL VIENTO (M) EN LB-PIE M = V X h1,2		V X h1,2 = M																																				
		V = M =																																				
CALCULE EL MOMENTO EN LA LINEA DE TANGENCIA DEL FONDO (MT) EN LB-PIE MT = M - ht (V - 0.5 Pw Dht)		MT = LB/PIE																																				
CALCULE EL ESPESOR REQUERIDO PARA SOPORTAR LA FUERZA DEL VIENTO (tw) EN PULG. tw = 12MT / (R <sup>2</sup> SE)		tw = PULG.																																				
AGREGUE LA MITAD DEL ESPESOR REQUERIDO POR PRESION INTERNA (t) EN PULGS. tw + t/2, SI tw + t/2 ≤ t, EL ESPESOR CALCULADO POR PRESION INTERNA ES SUFICIENTE PARA SOPORTAR LA FUERZA DEL VIENTO Y NO SE REQUIERE HACER MAS CALCULOS.		t TOTAL PULG.																																				
CALCULE EL PESO DE LA TORRE POR SEPARADO, EN CONDICIONES DE OPERACION Y VACIA EN LA LINEA DE TANGENCIA DEL FONDO	PESO VACIO LIBRAS	PESO DE OPERACION LIBRAS																																				
CALCULE EL ESFUERZO PRODUCIDO POR EL PESO (Sg) EN LB/PULG. <sup>2</sup> Sg = w/ct DONDE c = PERIMETRO DE LA TORRE MEDIDO EN EL DIAMETRO MEDIO EN PULGS.	Sg =	LB/PULG. <sup>2</sup>																																				
CALCULE EL ESFUERZO PRODUCIDO POR EL VIENTO (Sw) EN LB/PULG. <sup>2</sup> Sw = 12Mt / (R <sup>2</sup> SE) DONDE R = RADIO EN LA FIBRA MEDIA DEL RECIPIENTE EN PULGADAS	Sw =	LB/PULG. <sup>2</sup>																																				
CALCULE EL ESFUERZO PRODUCIDO POR LA PRESION INTERNA (Sp) EN LB/PULG. <sup>2</sup> Sp = Pw / (SE)	Sp =	LB/PULG. <sup>2</sup>																																				
	CHEQUE LA COMBINACION DE ESFUERZOS EL ESFUERZO RESULTANTE EN CUALQUIER COMBINACION DEBERA SER MENOR QUE EL MAXIMO ESFUERZO DEL MATERIAL MULTIPLICADO POR LA EFICIENCIA DE LAS SOLDADURAS. (SE)																																					
	<table border="1"> <tr> <th colspan="2">POR EL LADO DE VIENTO</th> <th colspan="2">POR EL LADO CONTRARIO DEL VIENTO</th> </tr> <tr> <th colspan="4">EN CONDICIONES DE VACIO</th> </tr> <tr> <td>Sp</td> <td>+</td> <td>Sw</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Sg</td> <td>-</td> <td>Sg</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>TOTAL</td> <td>LB/PULG.<sup>2</sup></td> <td>TOTAL</td> <td>LB/PULG.<sup>2</sup></td> </tr> <tr> <th colspan="4">EN CONDICIONES DE OPERACION</th> </tr> <tr> <td>Sp</td> <td>+</td> <td>Sw</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>Sg</td> <td>+</td> <td>Sg</td> <td>-</td> </tr> <tr> <td>TOTAL</td> <td>LB/PULG.<sup>2</sup></td> <td>TOTAL</td> <td>LB/PULG.<sup>2</sup></td> </tr> </table>		POR EL LADO DE VIENTO		POR EL LADO CONTRARIO DEL VIENTO		EN CONDICIONES DE VACIO				Sp	+	Sw	-	Sg	-	Sg	-	TOTAL	LB/PULG. <sup>2</sup>	TOTAL	LB/PULG. <sup>2</sup>	EN CONDICIONES DE OPERACION				Sp	+	Sw	-	Sg	+	Sg	-	TOTAL	LB/PULG. <sup>2</sup>	TOTAL	LB/PULG. <sup>2</sup>
	POR EL LADO DE VIENTO		POR EL LADO CONTRARIO DEL VIENTO																																			
	EN CONDICIONES DE VACIO																																					
	Sp	+	Sw	-																																		
	Sg	-	Sg	-																																		
	TOTAL	LB/PULG. <sup>2</sup>	TOTAL	LB/PULG. <sup>2</sup>																																		
	EN CONDICIONES DE OPERACION																																					
	Sp	+	Sw	-																																		
	Sg	+	Sg	-																																		
TOTAL	LB/PULG. <sup>2</sup>	TOTAL	LB/PULG. <sup>2</sup>																																			



V.-2 VELOCIDADES MAXIMAS DE VIENTO

NORMAS

EN METROS POR SEGUNDO

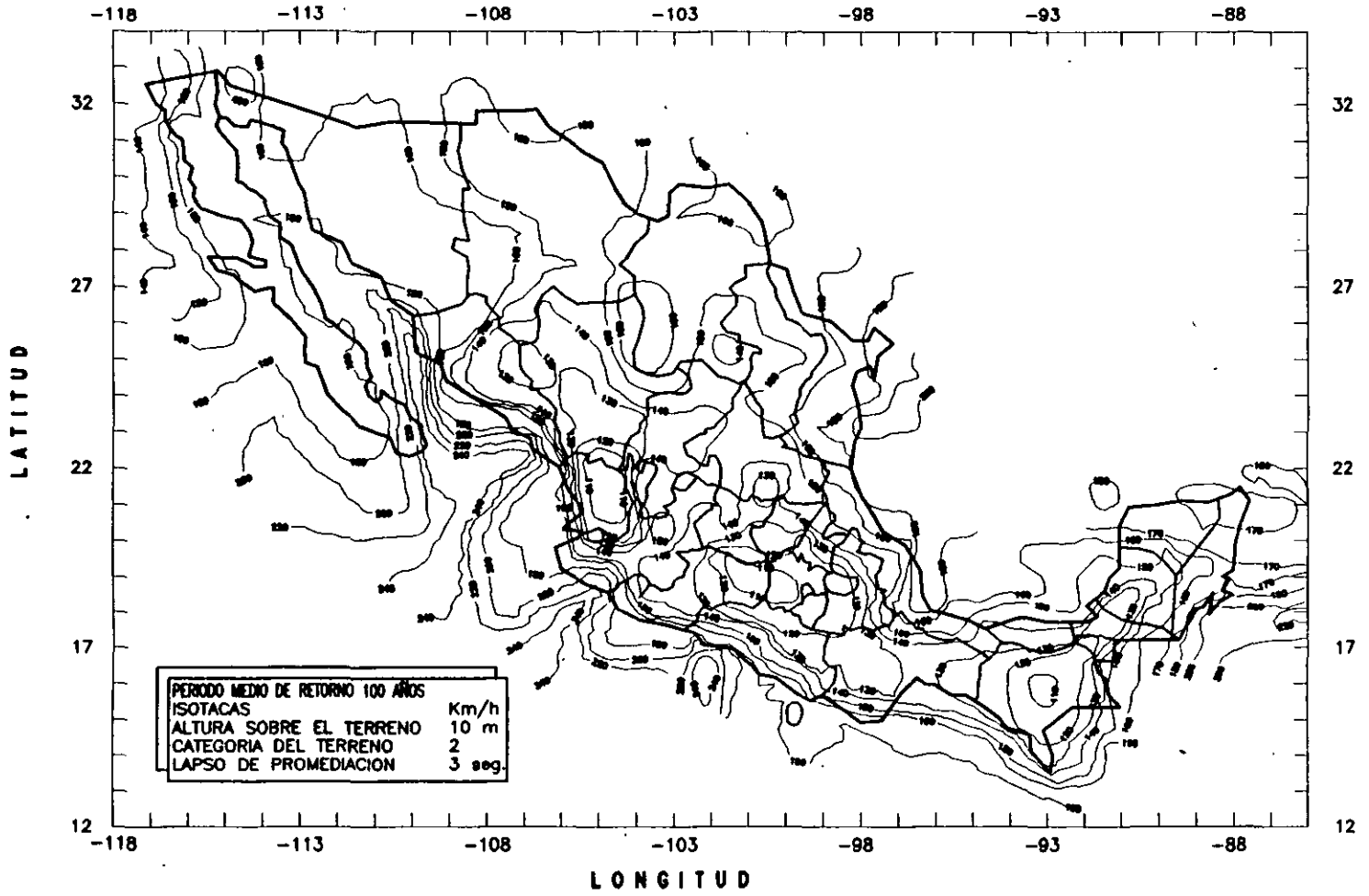
FIGURA No. 72

No. DE ORDEN	OBSERVATORIO	COORDENADAS EN GRADOS Y MINUTOS			R U M B O	
		LATITUD.	LONGITUD	ALTITUD EN METROS	DIRECCION	VELOCIDAD EN M/SEGUNDO
1	ENSENADA, B. C.	31-51	116-38	13	W	14.4
2	LA PAZ, B. C.	24-10	110-25	10	NE	37.0
3	PUERTO CORTES, B. C.	24-26	111-52	5	N	21.8
4	CAMPECHE, CAMP.	19-51	90-33	5	E	36.0
5	TORREON COAH.	25-32	103-27	1013	SE	38.0
6	SALTILLO COAH.	25-25	102-00	1609	SSE	29.0
7	PIEDRAS NEGRAS COAH.	28-42	100-31	220	NE	41.0
8	MONCLOVA, COAH.	26-53	101-25	591	NNE	16.5
9	COLIMA COL.	19-14	103-43	494	SE	38.4
10	MAZANILLO, COL.	19-03	104-17	8	WSW	65.0
11	COMITAN, CHIS.	16-15	92-08	1530	E	29.0
12	TAPACHULA, CHIS.	14-55	92-16	182	NE	25.0
13	TUXTLA GUTIERREZ, CHIS.	16-45	93-07	518	W/NNE	19.0
14	CHIHUAHUA, CHIH.	28-38	106-05	1423	SSW	38.5
15	TACUBAYA, D. F.	19-24	99-12	2308	SSE	28.4
16	CD. LERDO, DGO.	25-32	103-31	1135	SW	38.0
17	DURANGO, DGO.	24-02	104-40	1889	NE	23.8
18	ACAPULCO, GRO.	16-50	99-56	28	ENE	49.9
19	CHILPANCINGO, GRO.	17-33	99-30	360	E-ESE-SE	23.0
20	GUANAJUATO, GTO.	21-01	101-15	2050	W-NE	21.0
21	PACHUCA, HGO.	20-08	98-44	2426	NE	33.3
22	GUADALAJARA, JAL.	20-43	103-23	1589	NE	27.6
23	HUEJUCAR, JAL.	22-21	103-12	1932	SW	20.5
24	TOLUCA, MEX.	19-18	99-40	2680	N	20.0
25	MORELIA, MICH.	19-42	101-11	1941	S	22.1
26	TEPIC, NAY.	21-31	104-54	915	NW	12.5
27	MONTERREY, N. L.	25-40	100-18	538	ESE	30.5
28	OAXACA, OAX.	17-04	96-43	1550	W	27.0
29	SALINA CRUZ, OAX.	16-10	95-12	6	NW	54.0
30	PUEBLA, PUE.	19-02	98-12	2162	SE	23.8
31	QUERETARO, QRO.	26-36	100-23	1842	W/SE	25.0
32	COZUMEL, Q. ROO	20-31	86-57	3	N	53.5
33	CHETUMAL, Q. ROO	18-30	88-18	3	SE-E-ESE	14.0
34	SAN LUIS POTOSI, S.L.P	22-09	100-59	1877	W	25.2
35	RIO VERDE S. L. P.	21-56	100-59	987	ESE	15.0
36	CULIACAN, SIN.	24-49	107-24	84	SE	27.7
37	MAZATLAN, SIN.	23-12	106-25	3	NW	60.0
38	GUAYMAS, SON.	27-55	110-54	44	NNE	39.5
39	HERMOSILLO, SON.	29-04	110-58	237	ESE	12.5
40	TAMPICO, TAMPS.	22-13	97-51	12	N	36.7
41	TLAXCALA, TLAX.	19-19	98-14	2252	S	29.3
42	CORDOBA, VER.	18-54	96-56	924	NW	25.0
43	JALAPA, VER.	19-32	96-55	1427	N	32.0
44	ORIZABA, VER.	18-51	97-06	1284	S	19.6
45	VERACRUZ, VER.	19-12	96-08	16	NNW	67.5
46	MERIDA, YUC.	20-59	89-39	9	NNE	24.7
47	PROGRESO, YUC.	21-18	89-39	8	SSE	28.9
48	LA BUFA, ZAC.	22-47	102-34	2612	SSW	17.9

# NORMAS

FIGURA No. 73

## ZONAS EOLICAS VELOCIDADES REGIONALES DE LA REPUBLICA MEXICANA



### 3.5.- CÁLCULO POR SISMO.

La figura No. 74 muestra un formato para realizar el cálculo de los esfuerzos generados por sismos en recipientes cilíndricos verticales, al efectuar estos cálculos debemos hacer las siguientes consideraciones:

1.- Los esfuerzos generados dependerán de la intensidad de los sismos, y éstos variarán de acuerdo a la zona geográfica donde vayamos a instalar el recipiente, el manual de la Comisión Federal de Electricidad edición 1993 nos muestra en un mapa las diferentes zonas sísmicas de la república mexicana, este mapa se muestra en la figura No. 75.

2.- En los casos donde se presenten sismos y vientos en el área donde se instalará el recipiente a diseñar, se calcularán los valores de los esfuerzos producidos por estos dos agentes, y en el análisis de esfuerzos tomaremos en consideración solamente el mayor de ellos.

### 3.6.- CÁLCULO POR VIBRACIONES.

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

$$T_a = 0.8 \sqrt{\frac{WH}{Vg}}$$

Y el valor del periodo de vibración producido por sismo o viento está dado por la ecuación:

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

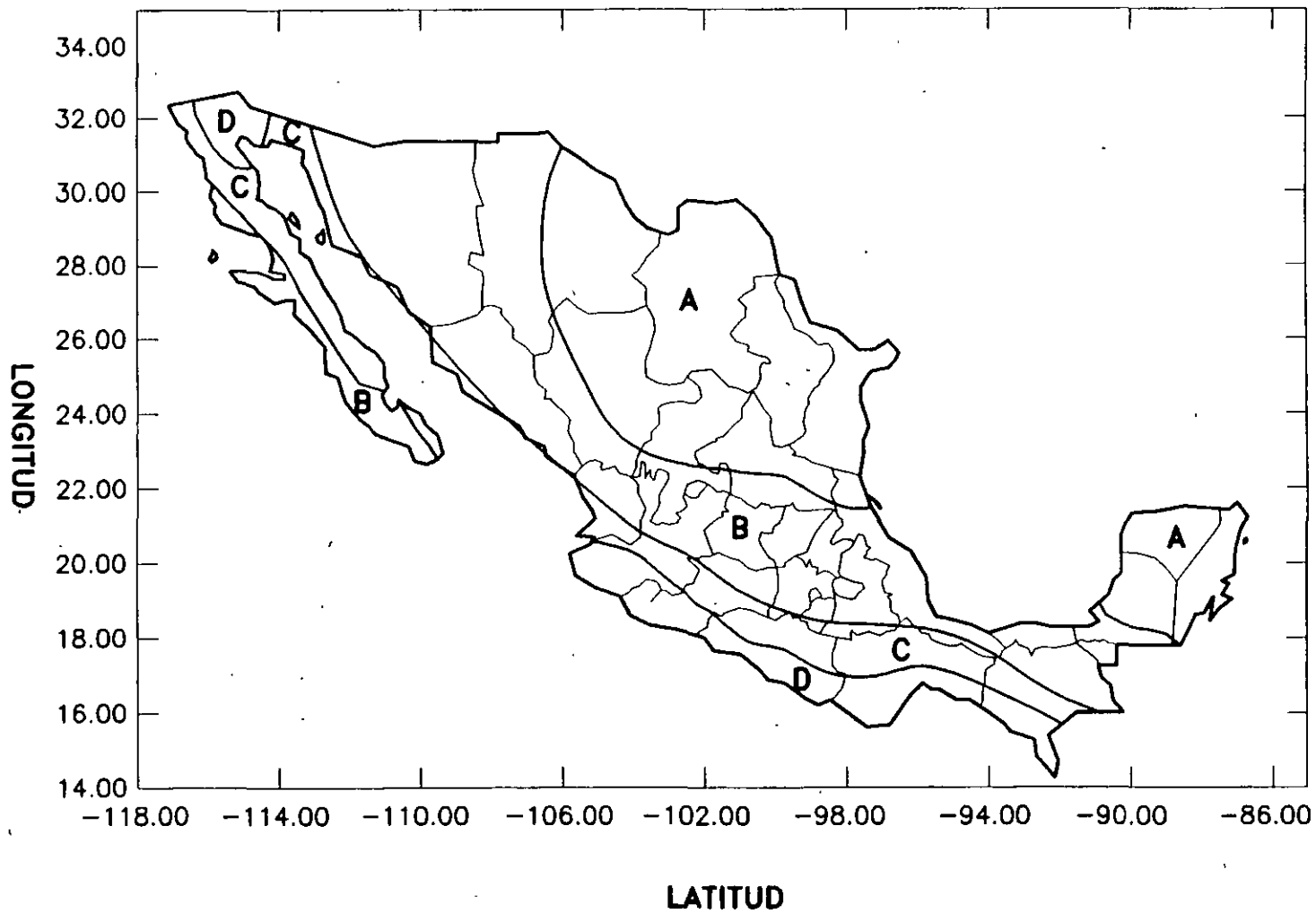




REGIONALIZACION SISMICA DE  
LA REPUBLICA MEXICANA

**NORMAS**

FIGURA No. 75





# DISEÑO DE TORRES ALTAS CARGAS SISMICA (TEMBLOR)

# NORMAS

FIGURA No. 74

		F O R M U L A S			
		CORTANTE	MOMENTO	ESFUERZO	ESPESOR REQUERIDO
$V = CW$	$M = \frac{2CWH}{3}$ $M_x = \frac{CWx^2(3H-x)}{3H^2}$	$S = \frac{12 M}{3.1416R^2t}$	$t = \frac{12 M}{3.1416 R^2SE}$		

**C = COEFICIENTE SISMICO, VER TABLA.**  
**D = DIAMETRO EXTERIOR DEL RECIPIENTE EN PIES.**  
**E = EFICIENCIA DE LA JUNTA DE SOLDADURA.**  
**H = LONGITUD DEL RECIPIENTE INCLUYENDO EL FALDON, EN PIES.**  
**M = MOMENTO MAXIMO (EN LA BASE). EN LIBRAS-PIE**  
**M<sub>x</sub> = MOMENTO EN UNA DISTANCIA X, EN LIBRAS-PIE**  
**R = RADIO MEDIO DEL RECIPIENTE, EN PULG.**  
**S = ESFUERZO DEL MATERIAL O ESFUERZO ACTUAL, EN PSI.**  
**T = PERIODO DE VIBRACION, EN SEG. \_**  
**T = 0.000265 (H/D)<sup>2</sup> √wD/t**  
**t = ESPESOR REQUERIDO, EXCLUYENDO CORROSION, EN PULG.**  
**W = PESO TOTAL DE LA TORRE, EN LIBRAS.**  
**w = PESO DE LA TORRE POR PIE DE ALTURA, EN LIBRAS.**  
**X = DISTANCIA DESDE LA LINEA DE TANGENCIA MAS ALTA A LA SECCION MAS BAJA EN CONSIDERACION, EN PIES.**  
**V = CORTANTE TOTAL, EN LIBRAS.**

C O E F I C I E N T E S I S M I C O " C "					
ZONA SISMICA	TIPO DE SUELO	a <sub>0</sub>	C	T <sub>a</sub> (S)	T <sub>b</sub> (S)
A	I	0.02	0.08	0.2	0.6
	II	0.04	0.16	0.3	1.5
	III	0.05	0.20	0.6	2.9
B	I	0.04	0.14	0.2	0.6
	II	0.08	0.30	0.3	1.5
	III	0.10	0.36	0.6	2.9
C	I	0.36	0.36	0.0	0.6
	II	0.64	0.64	0.0	1.4
	III	0.64	0.64	0.0	1.9
D	I	0.50	0.50	0.0	0.6
	II	0.86	0.86	0.0	1.2
	III	0.86	0.86	0.0	1.7

**Donde:**

- D = Diámetro exterior del recipiente en pies.  
H = Altura total del recipiente incluyendo el faldón en pies.  
g = Aceleración de la gravedad = 32.2 pies/seg<sup>2</sup>.  
t = Espesor del faldón en la base en pulgadas.  
V = Valor de la fuerza cortante en libras = CW Ver figura No. 74.  
W = Peso total del recipiente en libras.  
w = Peso de la torre por pie de altura en libras/pie.

Para asegurarnos que nuestro recipiente está bien diseñado para soportar vibraciones, calcularemos los valores del periodo de vibraciones máximo permisible, y el periodo de vibración producido por el viento o sismo, el valor de este periodo no excederá nunca del valor del periodo de vibración máximo permisible de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$T_a = 0.8 \sqrt{\frac{WH}{Vg}}$$

Si el periodo producido por el viento o sismo fuese mayor que el máximo valor del periodo permisible, será necesario incrementar el valor del espesor del faldón y efectuar nuevamente los cálculos.

**3.7.- CÁLCULO DE LA DEFLEXIÓN MÁXIMA.**

Como ya dijimos anteriormente, el recipiente cilíndrico vertical será calculado como una viga empotrada, y su deflexión máxima nunca deberá ser mayor de 6 pulgadas por cada 100 pies de altura. La deflexión máxima debida a la presión del viento puede ser calculada usando la ecuación para una viga empotrada con carga uniformemente variable.

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

**Donde:**

- M = Deflexión máxima en la parte superior en pulg.  
Dl = Diámetro de la torre incluyendo aislamiento en pies.  
E = Módulo de elasticidad en lb/pulg<sup>2</sup>.  
H = Altura del recipiente incluyendo el faldón en pies.  
I = Momento de inercia para un cilindro delgado cuando  $R > 10t$ ;  $I = \pi R^3 t$ .  
Pw = Presión del viento en lb/pie<sup>2</sup>.

### **3.8.- CÁLCULO DE ESFUERZOS COMBINADOS.**

Los esfuerzos producidos por las cargas anteriormente descritas, deberán analizarse en conjunto con el fin de definir claramente el esfuerzo neto a que está sujeto un recipiente cilíndrico vertical.

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

#### **Esfuerzos dominantes**

En el lado del viento:

+ Esfuerzo por viento.  
+ Esfuerzo por presión interna (Longitudinal)  
- Esfuerzo por peso propio.

Lado contrario al viento:

- Esfuerzo por viento.  
+ Esfuerzo por pres. int. (Long.)  
- Esfuerzo por peso propio.

Combinación de esfuerzos producidos simultáneamente por presión del viento (o sismo) PRESIÓN EXTERNA y peso propio del recipiente.

#### **Esfuerzos dominantes**

En el lado del viento:

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

Lado contrario al viento:

-Esfuerzo por viento.  
-Esfuerzo por presión ext.  
-Esfuerzo por peso propio.

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

El momento flexionante debido a la presión del viento es máximo en el faldón, y decrece a medida que nos acercamos a la parte superior de la torre, donde su valor es cero.

En la figura No. 76 se muestra una tabla y una gráfica las cuales son de utilidad para calcular los espesores requeridos en el cuerpo de un cilindro para soportar vacío total.

### **3.9.- CÁLCULO DEL FALDÓN.**

En la figura No. 77 se muestra el formato que deberemos usar para calcular el espesor del faldón.

### **3.10.- CÁLCULO DEL ANILLO BASE.**

En las figuras No. 78 y 78A se muestran formatos que nos serán de gran utilidad cuando calculemos el anillo base para localizar las anclas de un recipiente cilíndrico vertical.

### **3.11.- CÁLCULO DE SOPORTES TIPO COLUMNAS.**

El esfuerzo máximo permisible en los soportes tipo columnas está dado por la ecuación:

$$S_c = \frac{18,000}{L + (L^2/18,000 r^2)}$$

y la mínima sección transversal requerida en cada columna está dada por:

$$A = \frac{P}{S_c}$$

**Donde:**

$S_c$  = Máximo esfuerzo permisible a compresión.

$L$  = Longitud de la columna.

$r$  = Radio de giro de la sección de la columna.

$A$  = Área neta de la sección de cada columna.

$P$  = Carga aplicada en cada columna.

Las ecuaciones anteriores podrán ser utilizadas con las siguientes restricciones:

- 1.- La máxima relación de esbeltez permitida será de 120.
- 2.- El máximo esfuerzo permisible a compresión aplicado a las columnas será de 15,00 lb/Pulg<sup>2</sup>.

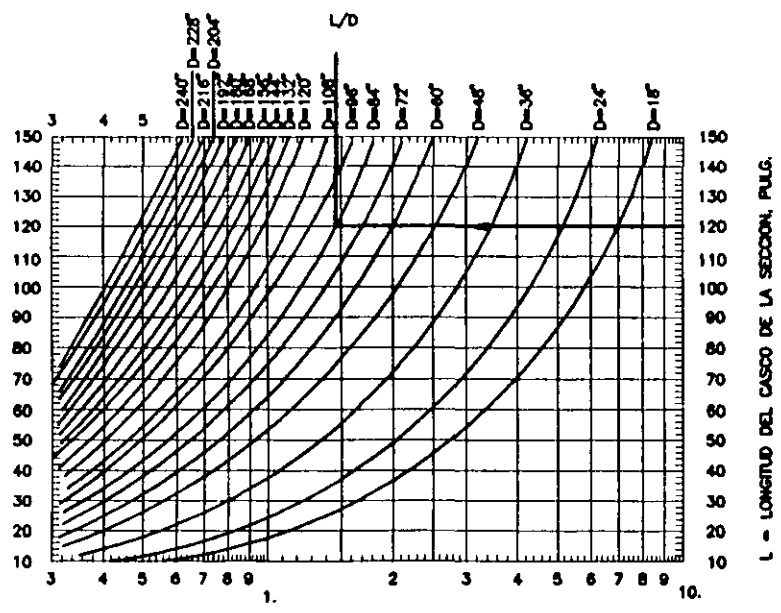
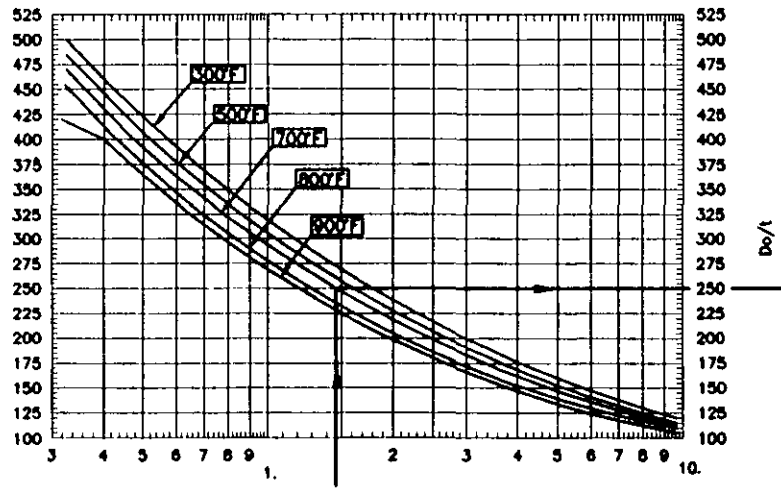
Generalmente este tipo de soportes son usados en recipientes cilíndricos verticales de pequeñas dimensiones, por lo tanto de poco peso, por lo que las columnas resultantes son casi siempre de pequeña sección, sin embargo desde un punto de vista estético, se puede incrementar la sección resultante en las columnas.



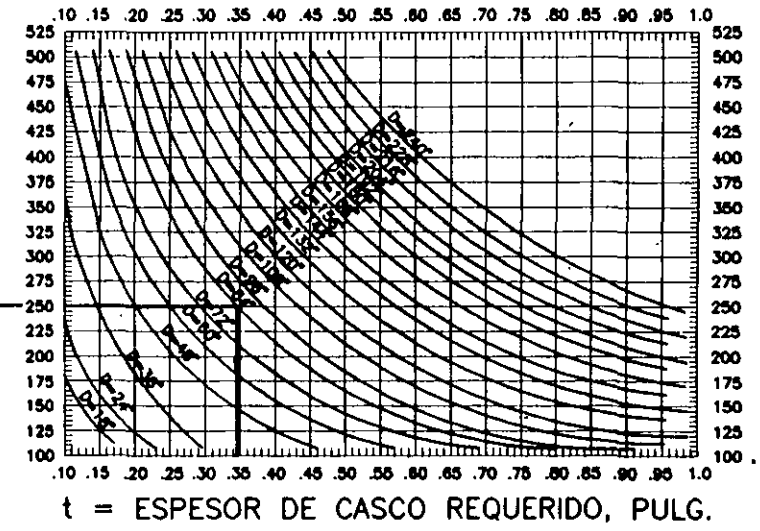
**GRAFICAS PARA DETERMINAR EL ESPESOR DE PARED PARA RECIPIENTES SOMETIDOS A VACIO TOTAL**

**FIGURA No. 76**

**NORMAS**



**CASCO CILINDRICO**



**CASCO CILINDRICO**

(ESFUERZO DE CEDENCIA ESPECIFICADO: 30,000 A 38,000 LB/PULG.<sup>2</sup> INCLUSIVE)

PARA HALLAR EL ESPESOR DE CASCO REQUERIDO:

- 1.- LOCALICE EL VALOR DE L EN LA GRAFICA INFERIOR LADO IZQUIERDO
- 2.- SIGA HORIZONTALMENTE HASTA LA CURVA QUE REPRESENTA Do.
- 3.- SIGA VERTICALMENTE A LA LINEA DE TEMPERATURA.
- 4.- SIGA HORIZONTALMENTE Y LEA LA RELACION Do/t.
- 5.- LOCALICE EL VALOR Do/t EN LA GRAFICA LADO DERECHO
- 6.- SIGA HORIZONTALMENTE HASTA LA CURVA DE D
- 7.- SIGA VERTICALMENTE HACIA ABAJO Y LEA EL VALOR DE t

NOTACION:

- t = ESPESOR REQUERIDO DE CASCO, EN PULGADAS
- Do = DIAMETRO EXTERIOR DEL CASCO, EN PULGADAS
- L = LONGITUD DEL RECIPIENTE O SECCION DEL RECIPIENTE, TOMADA ENTRE LA MAYOR DE LAS SIGUIENTES:
  - 1.- DISTANCIA ENTRE LAS LINEAS DE TANGENCIAS DE LAS CABEZAS MAS UN TERCIO DE LA PROFUNDIDAD DE LAS CABEZAS SI NO SE EMPLEAN ANILLOS DE ATIESAMIENTO, EN PULGADAS
  - 2.- DISTANCIA MAXIMA ENTRE DOS ANILLOS ATIESADORES ADYACENTES CUALESQUERA, EN PULGADAS
  - 3.- DISTANCIA DEL CENTRO DEL PRIMER ANILLO ATESADOR A LA LINEA DE TANGENCIA DE LA CABEZA MAS UN TERCIO DE LA PROFUNDIDAD DE LA CABEZA, EN PULGADAS



# DISEÑO DE FALDON, ANCLAS Y PLACA BASE.

# NORMAS

FIGURA No. 77

CONDICIONES DE DISEÑO		PULG.																																																																																																								
DIAMETRO CIRCULO DE BARRENOS		PULG.																																																																																																								
DIAMETRO EXTERIOR DEL FALDON	$D_e =$	PULG.																																																																																																								
MATERIAL DEL FALDON	$S =$	LB/PULG. <sup>2</sup>																																																																																																								
MATERIAL DE LA PLACA BASE	$S =$	LB/PULG. <sup>2</sup>																																																																																																								
MOMENTO EN LA BASE	$M =$	LB-PIE																																																																																																								
MOMENTO EN LA LINEA DE TANGENCIA DEL FONDO	$MT =$	LB-PIE																																																																																																								
PESO VACIO	$W =$	LIBRAS																																																																																																								
PESO DE OPERACION	$W =$	LIBRAS																																																																																																								
PROCEDIMIENTO	ECUACIONES	CALCULOS																																																																																																								
<b>FALDON</b> ESPESOR REQUERIDO EN EL FALDON (t) EN PULGADAS $R =$ RADIO EXTERIOR DEL FALDON EN PULGADAS $W =$ PESO DE OPERACION EN LIBRAS $E =$ 0.6 EFICIENCIA DE LA UNION DEL FALDON CON LA TAPA. $t = \frac{12(MT)}{R^2 \pi S E} + \frac{W}{D_s \pi S E}$																																																																																																										
<b>ANCLAS</b> DETERMINE EL AREA DENTRO DEL CIRCULO DE BARRENOS ( $A_B$ ) DETERMINE EL PERIMETRO EN EL CIRCULO DE BARRENOS ( $C_B$ ) CALCULE LA TENSION MAXIMA EN EL CIRCULO DE BARRENOS DEBIDA A LA ACCION DEL VIENTO (T) EN LB/PULG. LINEAL. DONDE $W =$ PESO DE MONTAJE (VACIO) EN LIBRAS. DETERMINE EL NUMERO DE ANCLAS (N). DETERMINE EL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE EN LAS ANCLAS ( $S_B$ ) (VER TABLA ADJUNTA). CALCULE EL AREA REQUERIDA EN CADA ANCLA ( $B_A$ ) EN PULGADAS. CHEQUEE EL ESFUERZO EN LAS ANCLAS. $A_B =$ PULG. <sup>2</sup> $C_B =$ PULG. $T = \frac{12M}{A_B} - \frac{W}{C_B}$ $N =$ $S_B =$ $B_A = \frac{T C_B}{S_B N}$ $S_B = \frac{T C_B}{B_A N}$																																																																																																										
<b>CALCULO DE LA PLACA BASE</b> DETERMINE EL AREA HASTA EL EXTERIOR DEL FALDON ( $A_s$ ) EN PULGADAS. DETERMINE EL PERIMETRO DEL FALDON ( $C_s$ ) EN PULGADAS. CALCULE LA MAXIMA COMPRESION EN LA BASE DEBIDA A LA PRESION DEL VIENTO Y PESO PROPIO ( $P_c$ ) EN LB/PULG. LINEAL. DONDE $W =$ PESO DE OPERACION EN LIBRAS. CALCULE EL ANCHO APROXIMADO DE LA BASE (L) EN PULGADAS. $f_b =$ CARGA DE ASIEN TO DEL CONCRETO = 500 LBS/PULG. <sup>2</sup> A MENOS QUE SE ESPECIFIQUE OTRO VALOR. DETERMINE LAS DIMENSIONES L <sub>2</sub> Y L <sub>3</sub> (VER TABLA). CALCULE EL ESPESOR DE LA PLACA BASE (tb) EN PULGADAS. DETERMINE EL AREA DE LA PLACA BASE ( $A_a$ ) EN PULGADAS. CHECAR EL ESFUERZO DE ASIEN TO ( $S_1$ ) EN LB/PULG. <sup>2</sup> CHECAR EL ESFUERZO DE PANDEO ( $S_2$ ) EN LB/PULG. <sup>2</sup> $A_s =$ PULG. <sup>2</sup> $C_s =$ PULG. $P_c = \frac{12M}{A_s} + \frac{W}{C_s}$ $L = P_c / f_b$ $L_2 =$ PULG. $L_3 =$ PULG. $t_b = 0.32 \times L_1$ $A_R = 0.7854 (D_o^2 - D_i^2)$ $S_1 = P_c C_s / A_R$ $S_2 = 3 S_1 L_1^2 / t_b^2$																																																																																																										
	AREA META DE TORNILLOS Y DIMENSIONES DE LA PLACA BASE		NUMERO DE ANCLAS RECOMENDADAS (N)																																																																																																							
	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">DIAMETRO DEL ANCLA</th> <th rowspan="2">AREA META DEL ANCLA EN PULG.</th> <th colspan="2">DIMENSIONES MIN. EN PULG.</th> </tr> <tr> <th>L<sub>2</sub></th> <th>L<sub>3</sub></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1/2</td><td>0.126</td><td>7/8</td><td>5/8</td></tr> <tr><td>5/8</td><td>0.202</td><td>1</td><td>3/4</td></tr> <tr><td>3/4</td><td>0.302</td><td>1-1/8</td><td>13/16</td></tr> <tr><td>7/8</td><td>0.419</td><td>1-1/4</td><td>15/16</td></tr> <tr><td>1</td><td>0.551</td><td>1-3/8</td><td>1-1/16</td></tr> <tr><td>1-1/8</td><td>0.693</td><td>1-1/2</td><td>1-1/8</td></tr> <tr><td>1-1/4</td><td>0.890</td><td>1-3/4</td><td>1-1/4</td></tr> <tr><td>1-3/8</td><td>1.054</td><td>1-7/8</td><td>1-3/8</td></tr> <tr><td>1-1/2</td><td>1.294</td><td>2</td><td>1-1/2</td></tr> <tr><td>1-5/8</td><td>1.515</td><td>2-1/8</td><td>1-5/8</td></tr> <tr><td>1-3/4</td><td>1.744</td><td>2-1/4</td><td>1-3/4</td></tr> <tr><td>1-7/8</td><td>2.049</td><td>2-3/8</td><td>1-7/8</td></tr> <tr><td>2</td><td>2.300</td><td>2-1/2</td><td>2</td></tr> <tr><td>2-1/4</td><td>3.020</td><td>2-3/4</td><td>2-1/4</td></tr> <tr><td>2-1/2</td><td>3.715</td><td>3-1/8</td><td>2-3/4</td></tr> <tr><td>2-3/4</td><td>4.618</td><td>3-3/8</td><td>2-5/8</td></tr> <tr><td>3</td><td>5.621</td><td>3-5/8</td><td>2-7/8</td></tr> </tbody> </table>	DIAMETRO DEL ANCLA	AREA META DEL ANCLA EN PULG.	DIMENSIONES MIN. EN PULG.		L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	1/2	0.126	7/8	5/8	5/8	0.202	1	3/4	3/4	0.302	1-1/8	13/16	7/8	0.419	1-1/4	15/16	1	0.551	1-3/8	1-1/16	1-1/8	0.693	1-1/2	1-1/8	1-1/4	0.890	1-3/4	1-1/4	1-3/8	1.054	1-7/8	1-3/8	1-1/2	1.294	2	1-1/2	1-5/8	1.515	2-1/8	1-5/8	1-3/4	1.744	2-1/4	1-3/4	1-7/8	2.049	2-3/8	1-7/8	2	2.300	2-1/2	2	2-1/4	3.020	2-3/4	2-1/4	2-1/2	3.715	3-1/8	2-3/4	2-3/4	4.618	3-3/8	2-5/8	3	5.621	3-5/8	2-7/8	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">DIAMETRO DEL CIRCULO DE ANCLAS</th> <th colspan="2">MINIMO</th> <th>MAXIMO</th> </tr> <tr> <th></th> <th></th> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>24 A 36</td><td>4</td><td></td><td>4</td></tr> <tr><td>42 A 54</td><td>8</td><td></td><td>8</td></tr> <tr><td>60 A 78</td><td>12</td><td></td><td>12</td></tr> <tr><td>84 A 102</td><td>12</td><td></td><td>12</td></tr> <tr><td>108 A 126</td><td>16</td><td></td><td>20</td></tr> <tr><td>132 A 144</td><td>20</td><td></td><td>24</td></tr> </tbody> </table>	DIAMETRO DEL CIRCULO DE ANCLAS	MINIMO		MAXIMO				24 A 36	4		4	42 A 54	8		8	60 A 78	12		12	84 A 102	12		12	108 A 126	16		20	132 A 144	20	
DIAMETRO DEL ANCLA	AREA META DEL ANCLA EN PULG.			DIMENSIONES MIN. EN PULG.																																																																																																						
		L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>																																																																																																							
1/2	0.126	7/8	5/8																																																																																																							
5/8	0.202	1	3/4																																																																																																							
3/4	0.302	1-1/8	13/16																																																																																																							
7/8	0.419	1-1/4	15/16																																																																																																							
1	0.551	1-3/8	1-1/16																																																																																																							
1-1/8	0.693	1-1/2	1-1/8																																																																																																							
1-1/4	0.890	1-3/4	1-1/4																																																																																																							
1-3/8	1.054	1-7/8	1-3/8																																																																																																							
1-1/2	1.294	2	1-1/2																																																																																																							
1-5/8	1.515	2-1/8	1-5/8																																																																																																							
1-3/4	1.744	2-1/4	1-3/4																																																																																																							
1-7/8	2.049	2-3/8	1-7/8																																																																																																							
2	2.300	2-1/2	2																																																																																																							
2-1/4	3.020	2-3/4	2-1/4																																																																																																							
2-1/2	3.715	3-1/8	2-3/4																																																																																																							
2-3/4	4.618	3-3/8	2-5/8																																																																																																							
3	5.621	3-5/8	2-7/8																																																																																																							
DIAMETRO DEL CIRCULO DE ANCLAS	MINIMO		MAXIMO																																																																																																							
24 A 36	4		4																																																																																																							
42 A 54	8		8																																																																																																							
60 A 78	12		12																																																																																																							
84 A 102	12		12																																																																																																							
108 A 126	16		20																																																																																																							
132 A 144	20		24																																																																																																							
		<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">NUMERO DE ESPECIFICACIONES</th> <th rowspan="2">DIAMETRO EN PULGADAS</th> <th>MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE EN LB/PULG.<sup>2</sup></th> </tr> <tr> <th></th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>SA-325</td> <td>TODOS LOS DIAMETROS</td> <td>15,000</td> </tr> <tr> <td>SA-193-87</td> <td>2-1/2 Y MENORES</td> <td>18,000</td> </tr> <tr> <td>SA-193-816</td> <td>2-1/2 Y MENORES</td> <td>18,000</td> </tr> <tr> <td>SA-193 87</td> <td>DE 2-1/2 A 4 INCLUIRE</td> <td>18,000</td> </tr> <tr> <td>SA-193 816</td> <td>DE 2-1/2 A 4 INCLUIRE</td> <td>15,700</td> </tr> </tbody> </table>	NUMERO DE ESPECIFICACIONES	DIAMETRO EN PULGADAS	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE EN LB/PULG. <sup>2</sup>		SA-325	TODOS LOS DIAMETROS	15,000	SA-193-87	2-1/2 Y MENORES	18,000	SA-193-816	2-1/2 Y MENORES	18,000	SA-193 87	DE 2-1/2 A 4 INCLUIRE	18,000	SA-193 816	DE 2-1/2 A 4 INCLUIRE	15,700																																																																																					
NUMERO DE ESPECIFICACIONES	DIAMETRO EN PULGADAS	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE EN LB/PULG. <sup>2</sup>																																																																																																								
SA-325	TODOS LOS DIAMETROS	15,000																																																																																																								
SA-193-87	2-1/2 Y MENORES	18,000																																																																																																								
SA-193-816	2-1/2 Y MENORES	18,000																																																																																																								
SA-193 87	DE 2-1/2 A 4 INCLUIRE	18,000																																																																																																								
SA-193 816	DE 2-1/2 A 4 INCLUIRE	15,700																																																																																																								



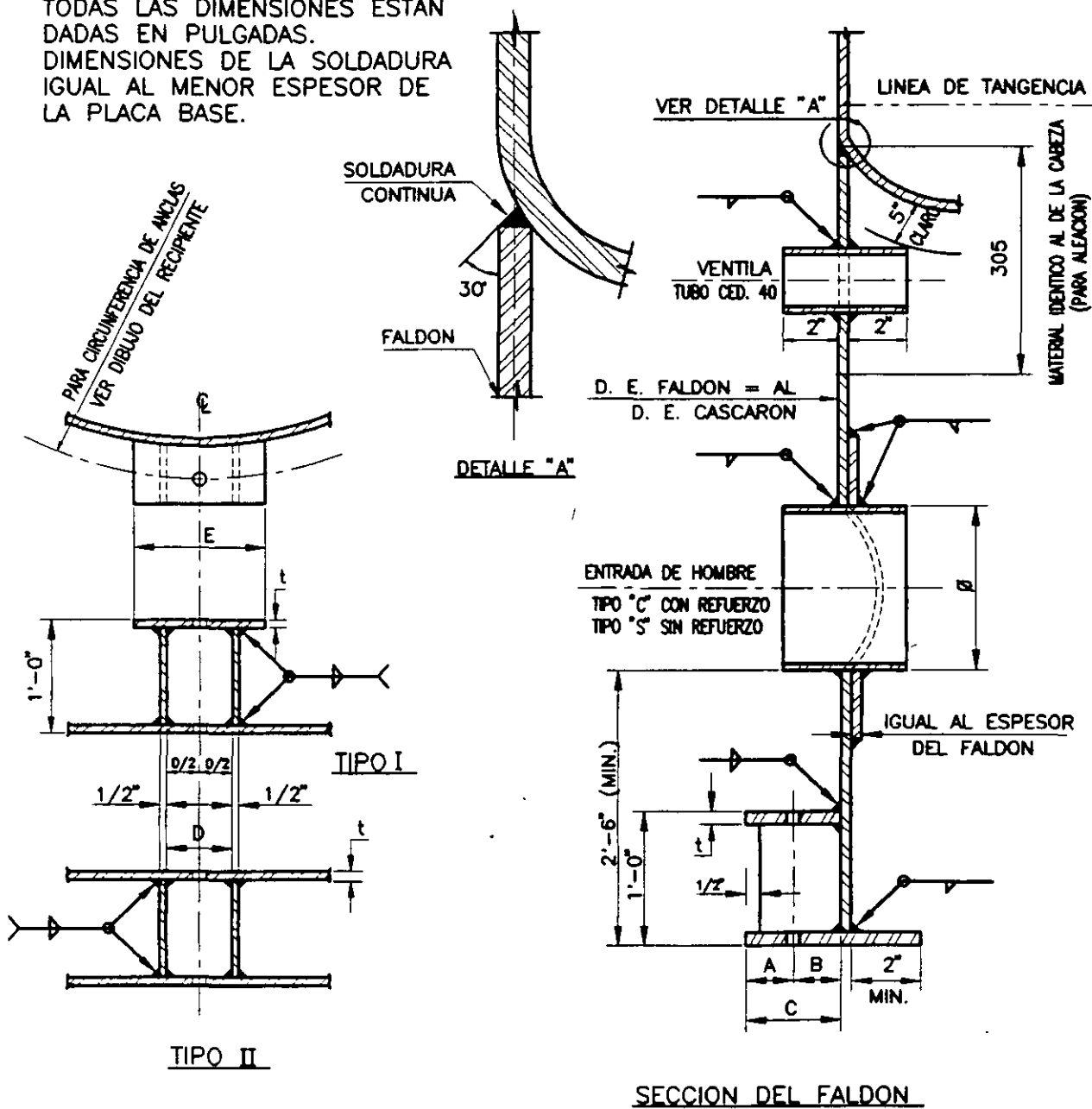
# SOPORTES PARA RECIPIENTES VERTICALES TIPO FALDON RECTO

# NORMAS

FIGURA No. 78

	DIAMETRO DEL ANCLA									
	1	1-1/4	1-1/2	1-3/4	2	2-1/4	2-1/2	2-3/4	3	
A	1-1/4	1-1/2	1-5/8	1-7/8	2-1/8	2-1/4	2-3/4	3	3-1/4	3-1/4
B	1-3/4	2	2-1/8	2-3/8	2-5/8	2-3/4	3-1/4	3-1/2	3-3/4	3-3/4
C	3	3-1/2	3-3/4	4-1/4	4-3/4	5	6	6-1/2	7	7
D	2	2-1/4	2-1/2	2-3/4	3	3-1/4	3-1/2	3-3/4	4	4
E	4	4-1/4	4-1/2	4-3/4	5	5-1/4	5-1/2	5-3/4	6	6
t	5/8	3/4	3/4	7/8	1	1	1-1/4	1-1/2	1-3/4	1-3/4

**NOTA:—**  
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN DADAS EN PULGADAS.  
DIMENSIONES DE LA SOLDADURA IGUAL AL MENOR ESPESOR DE LA PLACA BASE.







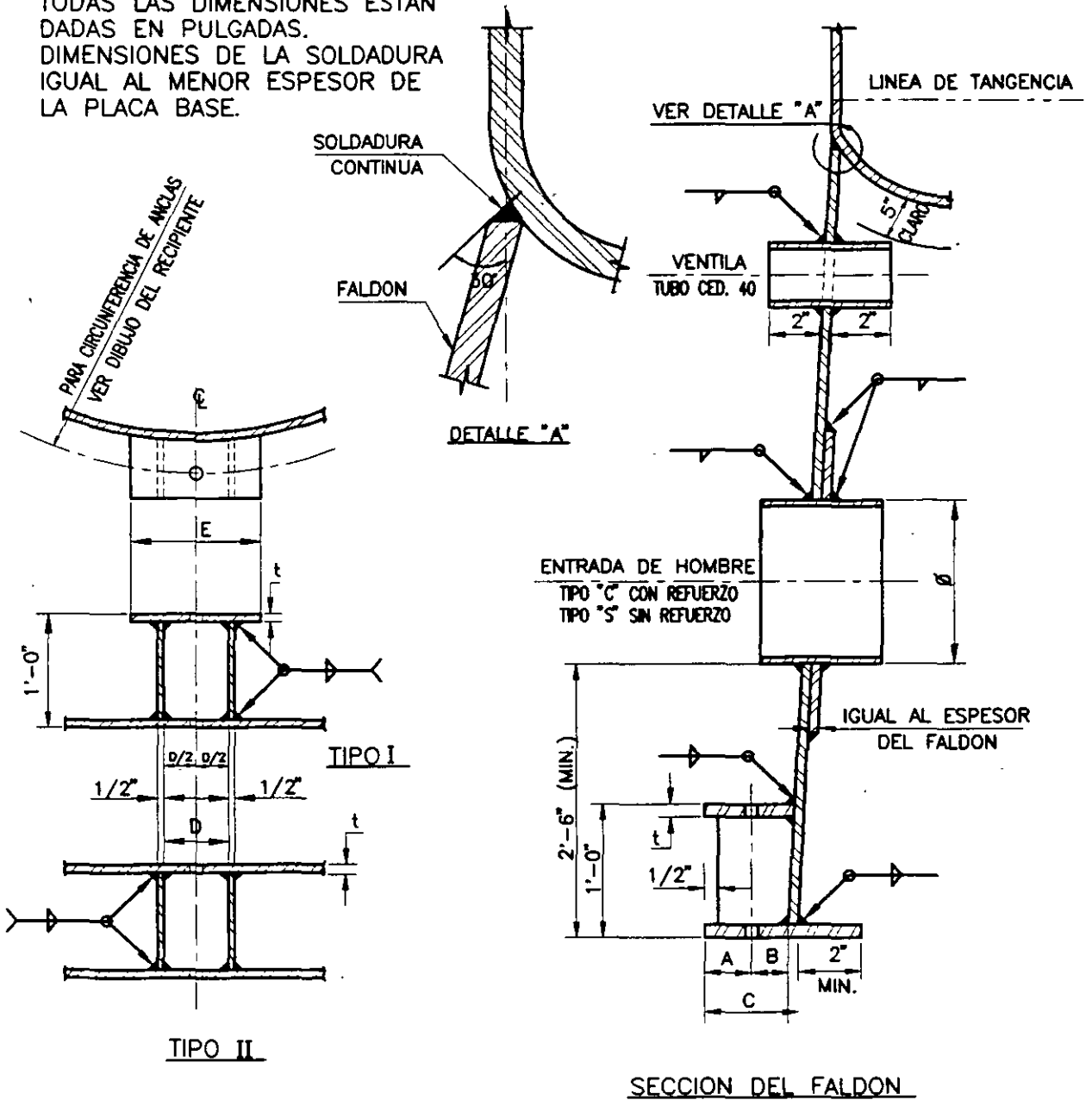
**SOPORTES PARA RECIPIENTES  
VERTICALES  
TIPO FALDON CONICO**

**NORMAS**

**FIGURA No. 78A**

	DIAMETRO DEL ANCLA									
	1	1-1/4	1-1/2	1-3/4	2	2-1/4	2-1/2	2-3/4	3	
A	1-1/4	1-1/2	1-5/8	1-7/8	2-1/8	2-1/4	2-3/4	3	3-1/4	
B	1-1/4	1-3/8	1-1/2	1-5/8	1-3/4	1-7/8	2	2-1/8	2-1/4	
C	2-1/2	2-7/8	3-1/8	3-1/2	3-7/8	4-1/8	4-3/4	5-1/8	5-1/2	
D	2	2-1/4	2-1/2	2-3/4	3	3-1/4	3-1/2	3-3/4	4	
E	4	4-1/4	4-1/2	4-3/4	5	5-1/4	5-1/2	5-3/4	6	
t	5/8	3/4	3/4	7/8	1	1	1-1/4	1-1/2	1-3/4	

**NOTA:—**  
TODAS LAS DIMENSIONES ESTAN DADAS EN PULGADAS.  
DIMENSIONES DE LA SOLDADURA IGUAL AL MENOR ESPESOR DE LA PLACA BASE.



### 3.12.- CÁLCULO DE OREJAS DE IZAJE.

La forma, y consecuentemente el diseño y cálculo de las orejas de izaje para recipientes cilíndricos verticales, difiere de las usadas en los horizontales debido a la geometría propia del recipiente y a la forma de sujeción para su izaje, a continuación trataremos de explicar de una manera breve y práctica la forma de llevar a cabo el cálculo.

El espesor de las orejas de izaje se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$t = \frac{W}{SD}$$

**Donde:**

t = Espesor mínimo requerido en la oreja de izaje.

W = Peso del equipo vacío.

S = Esfuerzo a tensión del material de la oreja.

D = Distancia mostrada en la figura No. 66.

Es conveniente verificar que el espesor del cuerpo del recipiente será suficiente para soportar las fuerzas aplicadas en la oreja de izaje, el espesor mínimo requerido en cuerpo o la placa de respaldo de la oreja está dado por la ecuación:

$$t_c = \frac{W}{2S(C+t)}$$

**Donde:**

t<sub>c</sub> = Espesor mínimo requerido en la placa de respaldo o en el cuerpo.

W = Peso del equipo vacío.

S = Esfuerzo a la tensión del material del cuerpo o la placa de respaldo.

C = Longitud mostrada en la figura No. 66

t = Espesor de la oreja de izaje.

Finalmente, debemos verificar que la soldadura aplicada para fijar la oreja de izaje sea suficiente, ello lo haremos con las siguientes ecuaciones:

$$A_s = 1.4142 (t)C \quad \text{y} \quad A_r = \frac{W}{S}$$

**Donde:**

$A_s$  = Área de soldadura aplicada.

$A_r$  = Área mínima de soldadura requerida.

Siempre se deberá cumplir con la condición  $A_s \geq A_r$ .

En la figura No. 79, se muestran las dimensiones de algunas orejas de izaje recomendables, las cuales están dadas en función del peso del recipiente. Debemos considerar que la capacidad máxima está dada para cada una de las orejas.

#### **CAPÍTULO 4.- RECIPIENTES ESFÉRICOS.**

Como ya se dijo anteriormente, los recipientes esféricos son usados generalmente para almacenar grandes volúmenes a presiones relativamente altas.

Para llevar a cabo un buen diseño completo de un recipiente esférico, es necesario efectuar los siguientes cálculos;

- 4.1.- Cálculo por presión interna.
  - 4.1.1.- Cálculo de las presiones de diseño.
  - 4.1.2.- Cálculo de los espesores.
- 4.2.- Cálculo por presión externa.
- 4.3.- Cálculo de la estructura.
  - 4.3.1.- Cálculo de las cargas verticales.
  - 4.3.2.- Cálculo de las cargas por viento.
  - 4.3.3.- Cálculo de las cargas por sismo.
  - 4.3.4.- Cálculo de las columnas.
  - 4.3.5.- Cálculo de los tirantes.
  - 4.3.6.- Cálculo de la placa base.

En este capítulo sin embargo, calcularemos únicamente un recipiente a manera de ejemplo por presión interna y por vacío, ya que el cálculo de la estructura compete a la Ingeniería Civil.

Los datos para el diseño del recipiente esférico que calcularemos como ejemplo son los siguientes:

Volumen nominal = 12,000 Barriles. (1932 metros cúbicos)

Producto a almacenar; = Cloruro de Vinilo.

Gravedad específica = 0.9834

Temperatura de diseño = 40°C.

Presión de operación = 13.7 Kg/cm<sup>2</sup>

Presión de diseño = 15.819 Kg/cm<sup>2</sup>

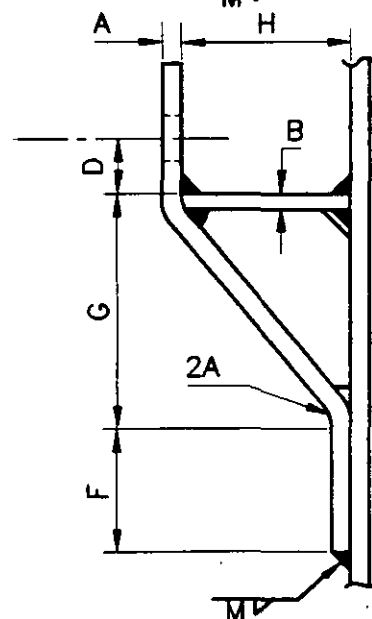
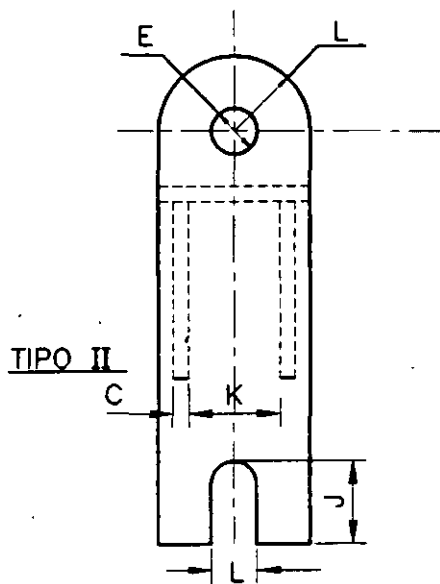
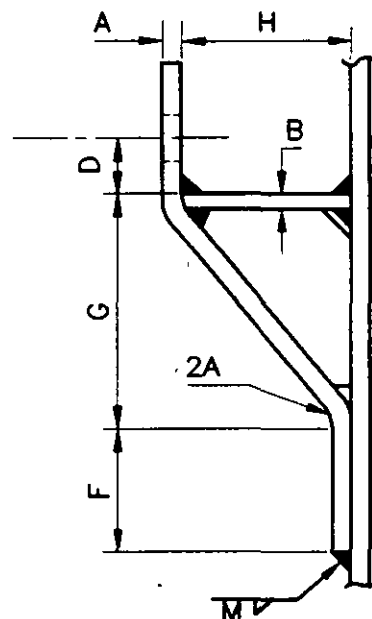
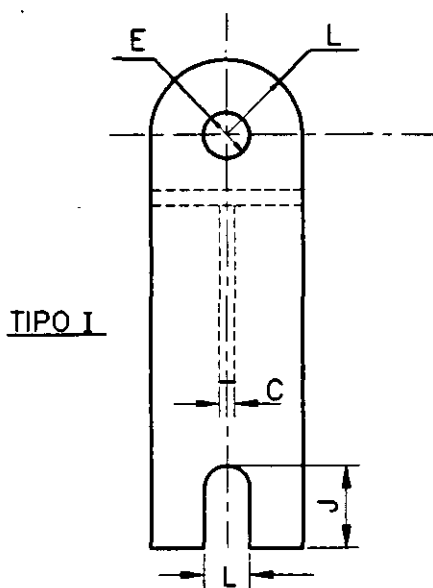


### OREJAS DE IZAJE PARA RECIPIENTES VERTICALES

# NORMAS

FIGURA No. 79

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

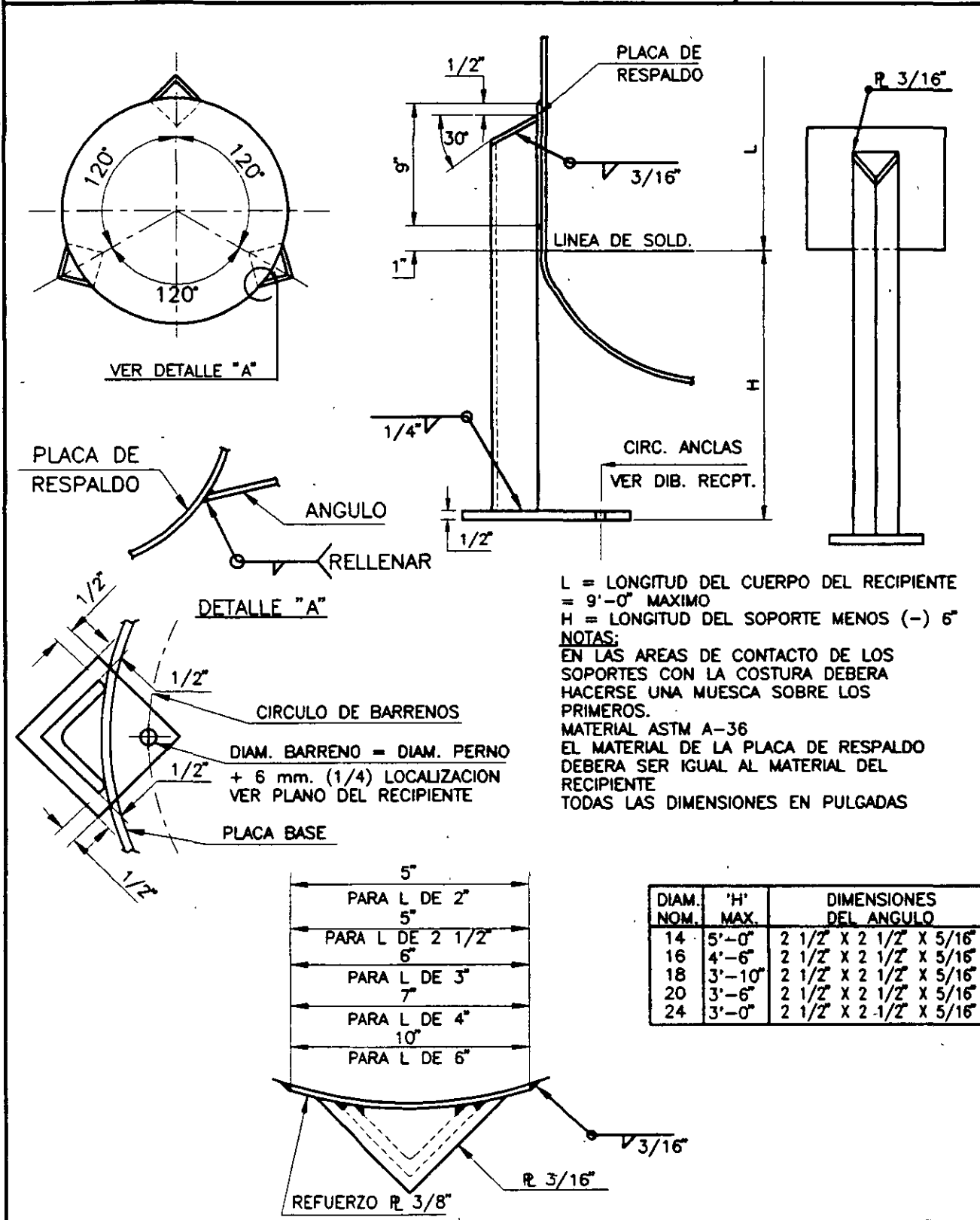




# SOPORTE PARA RECIPIENTES VERTICALES

# NORMAS

FIGURA No. 80



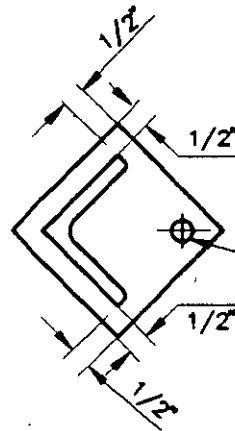
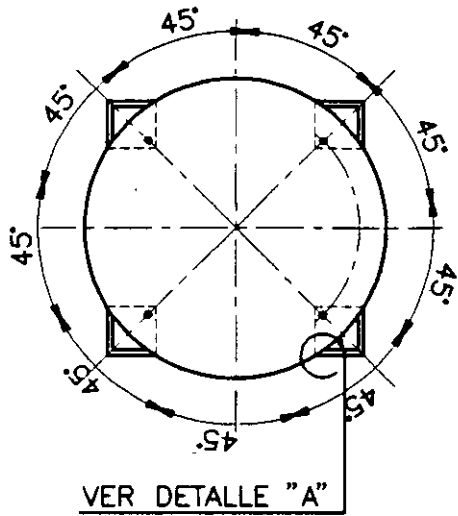


# SOPORTE PARA RECIPIENTES VERTICALES

# NORMAS

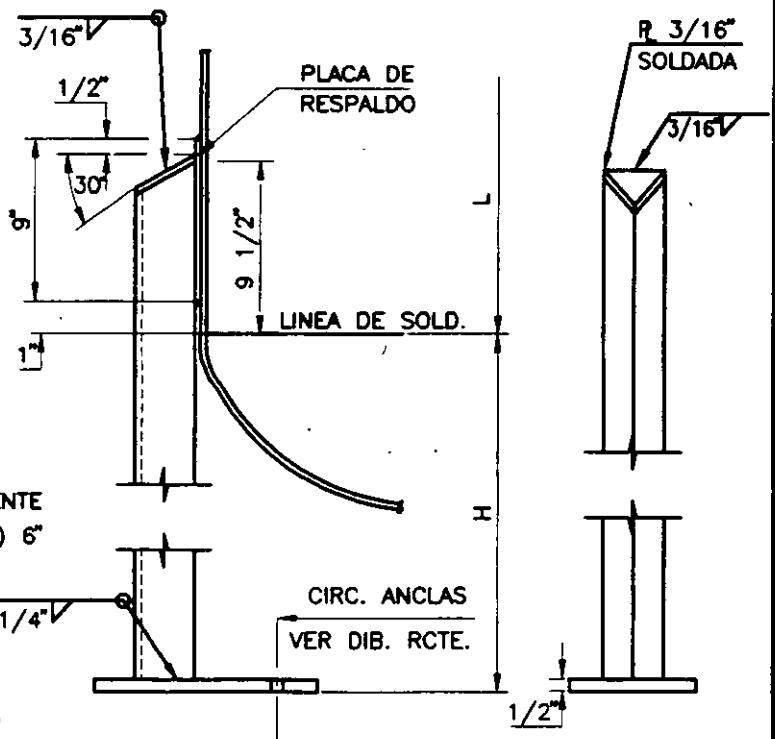
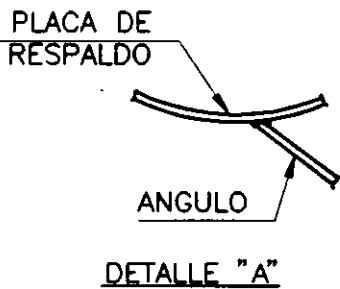
TIPO ANGULAR RECIPIENTES DE 2'-6" A 6'-0"  $\phi$

FIGURA No. 81



DIAM. BARRENO = DIAM. PERNO  
+ 6 mm. (1/4") LOCALIZACION  
VER PLANO DEL RECIPIENTE

PLACA BASE



L = LONGITUD DEL CUERPO DEL RECIPIENTE  
H = LONGITUD DEL SOPORTE MENOS (-) 6"

**NOTAS:**

EN LAS AREAS DE CONTACTO DE LOS SOPORTES CON LA COSTURA DEBERA HACERSE UNA MUESCA SOBRE LOS PRIMEROS.

MATERIAL ASTM A-36

EL MATERIAL DE LA PLACA DE REFUERZO DEBERA SER IGUAL AL MATERIAL DEL RECIPIENTE

TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS

DIAMETRO DEL RECIPIENTE 2' - 6"				DIAMETRO DEL RECIPIENTE 3' - 0"			
LONGITUD DEL CPO. DEL RECIPIENTE "L"	DIMENSIONES DEL ANGULO			LONGITUD DEL CPO. DEL RECIPIENTE "L"	DIMENSIONES DEL ANGULO		
	3 1/2 x 3 1/2 x 3/8 "H"	3" x 3" x 3/8 "H"	2 1/2 x 2 1/2 x 3/8 "H"		3 1/2 x 3 1/2 x 3/8 "H"	3" x 3" x 3/8 "H"	2 1/2 x 2 1/2 x 3/8 "H"
PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.
21 6	2 6	---	---	17 2	2 6	---	---
21 0	2 7	---	---	17 0	2 6-1/4	---	---
20 0	2 9-1/2	---	---	16 0	2 8-3/4	---	---
19 0	3 0	---	---	15 0	2 11-1/2	---	---
18 0	3 2-3/4	---	---	14 0	3 2-1/4	---	---
17 3	---	2 6	---	13 3	---	2 6	---
17 0	3 5-3/4	2 6-3/4	---	13 0	3 5-1/2	2 6-1/4	---
16 0	3 8-3/4	2 9	---	12 0	3 9-1/4	2 9-1/2	---
15 0	4 0	2 11-1/2	---	11 0	4 1	3 3/4	---
14 0	4 3-1/2	3 2-1/2	---	10 0	4 5	3 4	---
13 0	4 7	3 5-1/2	---	9 0	4 9-1/2	3 7-1/2	2 6
12 6	---	---	2 6	8 4	5 0	---	---
12 0	4 11	3 9	2 7-1/4	8 0	---	4 0	2 9-3/4
11 8	5 0	---	---	7 0	---	4 5	3 2
11 0	---	4 1/4	2 10	6 0	---	4 10	3 6-1/2
10 0	---	4 4-1/4	3 1	5 9	---	5 0	---
9 0	---	4 8-1/4	3 4-1/2	5 0	---	---	4 0
8 1	---	5 0	---	4 0	---	---	4 6
8 0	---	---	3 8-1/4	3 3	---	---	5 0
7 0	---	---	4 1/2				
6 0	---	---	4 5-1/2				
5 0	---	---	4 11				
4 10	---	---	5 0				



**SOPORTES PARA RECIPIENTES  
VERTICALES**  
**CARACTERISTICAS**

**NORMAS**  
**FIGURA No. 82**



**SOPORTES PARA RECIPIENTES VERTICALES**  
**CARACTERÍSTICAS**

**NORMAS**  
**FIGURA No. 83**

DIAMETRO DEL RECIPIENTE 3' - 6"						DIAMETRO DEL RECIPIENTE 4' - 0"					
LONGITUD DEL CPO. DEL RECIPIENTE "L"	DIMENSIONES DEL ANGULO					LONGITUD DEL CPO. DEL RECIPIENTE "L"	DIMENSIONES DEL ANGULO				
	4' x 4' x 3/8"	3 1/2' x 3 1/2' x 3/8"	5 x 5' x 3/8"	2 1/2' x 2 1/2' x 3/8"	"H"		6' x 6' x 3/8"	4' x 4' x 1/2"	4' x 4' x 3/8"	3 1/2' x 3 1/2' x 3/8"	5 x 5' x 3/8"
PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	"H"	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	
18 9	2 6	---	---	---	"H"	24 5	3 9	2 6	---	---	
18 0	2 7-3/4	---	---	---	"H"	24 0	3 10	2 6	---	---	
17 0	2 10-1/4	---	---	---	"H"	23 0	4 1-1/4	2 8	---	---	
16 0	3 1	---	---	---	"H"	22 0	4 4-1/2	2 9-3/4	---	---	
15 3	---	2 6	---	---	"H"	21 0	4 7-3/4	3 0	---	---	
15 0	3 4	2 6-3/4	---	---	"H"	20 0	4 11	3 2	---	---	
14 0	3 7	2 9-1/2	---	---	"H"	19 0	5 3	3 4-3/4	---	---	
13 0	3 10-1/2	3 1/2	---	---	"H"	18 7	5 4-1/2	---	---	---	
12 0	4 2-1/4	3 4	---	---	"H"	18 0	---	3 7-1/4	---	---	
11 6	---	---	2 6	---	"H"	17 0	---	3 10	---	---	
11 0	4 6-1/2	3 7-1/2	2 7-3/4	---	"H"	16 9	---	---	2 6	---	
10 0	4 11	3 11	2 11	---	"H"	16 0	---	4 11	2 8-1/4	---	
9 10	5 0	---	---	---	"H"	15 0	---	4 4-1/2	2 11	---	
9 0	---	4 3-1/2	3 2-3/4	---	"H"	14 0	---	4 7-3/4	3 2	---	
8 0	---	4 8-3/4	3 7	---	"H"	13 6	---	---	2 6	---	
7 11	---	---	---	2 6	"H"	13 0	---	4 11-1/2	3 5-1/2	2 7-1/2	
7 4	---	5 0	---	---	"H"	12 0	---	5 3-1/2	3 9	2 11-3/4	
7 0	---	---	3 11-1/2	2 9-1/4	"H"	11 9	---	5 4-1/2	---	---	
6 0	---	---	4 5	3 1-1/2	"H"	11 0	---	---	4 1/2	3 2	
5 2	---	---	---	3 6	"H"	10 3	---	---	---	2 6	
5 0	---	---	4 11	---	"H"	10 0	---	---	4 5-1/4	3 6	
4 11	---	---	5 0	---	"H"	9 0	---	---	4 10-1/2	3 10-1/4	
					"H"	8 0	---	---	5 4-1/2	4 3-1/4	
					"H"	7 9	---	---	5 6	3 2	
					"H"	7 0	---	---	---	---	
					"H"	7 0	---	---	4 9-1/4	3 7	
					"H"	0	---	---	5 4	4 0	





**SOPORTES PARA RECIPIENTES VERTICALES**  
**CARACTERISTICAS**

**NORMAS**  
**FIGURA No. 84**

DIAMETRO DEL RECIPIENTE 4' - 6"							DIAMETRO DEL RECIPIENTE 5' - 0"						
LONGITUD DEL CPO. DEL RECIPIENTE "L"	DIMENSIONES DEL ANGULO					LONGITUD DEL CPO. DEL RECIPIENTE "L"	DIMENSIONES DEL ANGULO						
	6' x 6' x 3/8"	4' x 4' x 1/2"	4' x 4' x 3/8"	3 1/2" x 3 1/2" x 3/8"	5' x 5' x 3/8"		6' x 6' x 3/8"	4' x 4' x 1/2"	4' x 4' x 1/2"	3 1/2" x 3 1/2" x 3/8"	5' x 5' x 3/8"		
PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.		
24 6	3 4	----	----	----	----	24 6	3 11	----	----	----	----		
24 0	3 5-1/4	----	----	----	----	24 0	3 0	----	----	----	----		
23 0	3 8-1/2	----	----	----	----	23 0	3 3	----	----	----	----		
22 0	3 11-1/2	2 6	----	----	----	22 0	3 5-1/2	----	----	----	----		
21 0	4 2-3/4	2 8	----	----	----	21 0	3 8-3/4	----	----	----	----		
20 0	4 6	2 10-1/4	----	----	----	20 0	4 0	2 6	----	----	----		
19 0	4 9-3/4	3 1/2	----	----	----	19 0	4 3-3/4	2 8	----	----	----		
18 0	5 1-1/2	3 3	----	----	----	18 0	4 7-1/2	2 10-1/4	----	----	----		
17 1	5 6	---	----	----	----	17 0	4 11-1/2	3 3-3/4	----	----	----		
17 0	----	3 5-3/4	----	----	----	16 0	5 3-1/2	3 3-1/2	----	----	----		
16 0	----	3 8-1/2	----	----	----	15 6	5 6	----	----	----	----		
15 4	----	----	2 6	----	----	15 0	----	3 6-1/2	----	----	----		
15 0	----	3 11-1/2	2 7	----	----	14 0	----	3 9-3/4	----	----	----		
14 0	----	4 3	2 10	----	----	13 9	----	----	2 6	----	----		
13 0	----	4 6-1/2	3 1	----	----	13 0	----	4 1	2 8-1/2	----	----		
12 3	----	----	----	2 6	----	12 0	----	4 4-3/4	2 11-1/2	----	----		
12 0	----	4 10-1/4	3 4-1/2	2 7	----	11 0	----	4 9	3 3-1/4	2 6	----		
11 0	----	5 2-1/4	3 8	2 10-1/4	----	10 0	----	5 1-1/2	3 7-1/4	2 9-1/4	----		
10 3	----	5 0	----	----	----	9 3	----	----	----	----	2 6		
10 0	----	----	4 0	3 1-1/2	----	9 0	----	5 6	3 11-1/2	3 1	2 6-3/4		
9 3	----	----	----	----	2 6	8 0	----	----	4 5	3 5-1/4	2 10-1/2		
9 0	----	----	4 5-1/4	3 5-1/2	2 6-3/4	7 0	----	----	4 11	3 10-1/4	3 2-1/2		
8 0	----	----	4 10-1/4	3 10	2 10-1/2	6 0	----	----	5 6	4 3-1/2	3 7-1/2		
7 0	----	----	5 4-3/4	4 3-1/4	3 2-1/2								
6 0	----	----	----	4 9	3 7-1/2								

DIAMETRO DEL RECIPIENTE 5' - 6"						DIAMETRO DEL RECIPIENTE 6' - 0"					
LONGITUD DEL CPO. DEL RECIPIENTE "L"	DIMENSIONES DEL ANGULO					LONGITUD DEL CPO. DEL RECIPIENTE "L"	DIMENSIONES DEL ANGULO				
	6' x 6' x 3/8"	4' x 4' x 1/2"	4' x 4' x 3/8"	3 1/2" x 3 1/2" x 1/4"	3' x 3' x 3/8"		6' x 6' x 3/8"	4' x 4' x 1/2"	4' x 4' x 3/8"	3 1/2" x 3 1/2" x 1/4"	3' x 3' x 3/8"
PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.	"H" PIES PULGS.
22 6	2 10-1/2	----	----	----	----	22 3	2 6	----	----	----	----
22 0	3 0	----	----	----	----	22 0	2 6-1/2	----	----	----	----
21 0	3 3	----	----	----	----	21 0	2 9-1/2	----	----	----	----
20 0	3 6-1/2	----	----	----	----	20 0	3 0	----	----	----	----
19 0	3 9-1/2	----	----	----	----	19 0	3 3-1/2	----	----	----	----
18 5	----	2 6	----	----	----	18 0	3 7	----	----	----	----
18 0	4 1	2 7	----	----	----	17 0	3 10-1/2	----	----	----	----
17 0	4 4-1/2	2 9-3/4	----	----	----	16 9	----	2 6	----	----	----
16 0	4 8-1/4	3 0	----	----	----	16 0	4 2-1/2	2 8	----	----	----
15 0	5 1-1/2	3 3	----	----	----	15 0	4 7	2 10-1/2	----	----	----
14 3	5 6	----	----	----	----	14 0	5 0	3 1-1/2	----	----	----
14 0	----	3 6	----	----	----	13 0	5 5-1/2	3 5	----	----	----
13 0	----	3 9-1/2	----	----	----	12 0	----	3 9	----	----	----
12 3	----	----	2 6	----	----	11 0	----	4 1/2	2 6	----	----
12 0	----	4 3/4	2 7	----	----	10 0	----	4 5	2 10	----	----
11 0	----	4 5	2 10-1/2	----	----	9 0	----	4 11	3 2-1/2	----	----
10 0	----	4 10-1/4	3 2-1/4	----	----	8 7	----	----	2 6	----	----
9 9	----	----	2 6	----	----	8 0	----	5 5	3 7	2 8-3/4	----
9 0	----	5 4	3 7	2 9	----	7 10	----	5 6	----	----	----
8 9	----	5 6	----	----	----	7 0	----	----	4 3/4	3 1-1/2	----
8 0	----	----	3 11-1/2	3 1-1/4	----	6 3	----	----	----	2 6	----
7 0	----	----	4 5-1/2	3 6	----	6 0	----	4 7-1/2	3 7-1/2	2 7	----
6 9	----	----	----	2 6	----	5 0	----	5 4	4 2	3 3/4	----
6 0	----	5 0	3 11	2 10-1/2	----	4 9	----	5 6	----	----	----
5 3	----	5 6	----	----	----	4 0	----	----	4 11	3 8-1/2	----
5 0	----	4 7	3 5	----	----						
0	----	5 6	4 0	----	----						



**SOPORTES PARA RECIPIENTE  
VERTICALES**  
**CARACTERISTICAS**

**NORMAS**  
**FIGURA No. 85**



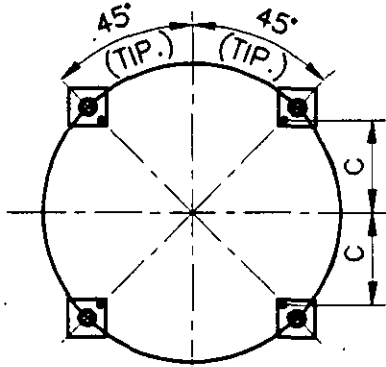
# SOPORTES PARA RECIPIENTES VERTICALES

# NORMAS

## TIPO TUBULAR

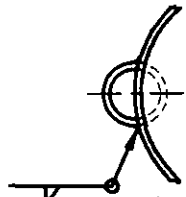
## FIGURA No. 86

RECIPIENTE		DIAMETRO NOMINAL TUBO	DIMENSIONES PLACA BASE A x A x t	B	C	H (MAX.)	DIAMETRO BARRENO	DIAMETRO ANCLAS
CAPACIDAD GALONES	DIAMETRO							
125	30	2	6 X 6 X 1/2	2 3/8	8 1/2	36	5/8	1/2
200	36	3	7 X 7 X 1/2	2 7/8	10 1/8	42	5/8	1/2
300	42	3	7 X 7 X 1/2	2 7/8	12 1/4	42	3/4	5/8
500	48	3	7 X 7 X 1/2	2 7/8	14 3/8	42	3/4	5/8
800	60	4	8 X 8 X 5/8	3 1/2	18 1/4	48	7/8	3/4
1000	60	4	8 X 8 X 5/8	3 1/2	18 1/4	48	7/8	3/4
1250	66	4	8 X 8 X 5/8	3 1/2	20 3/8	48	7/8	3/4
2000	78	6	9-1/2 X 9-1/2 X 7/8	4 1/2	23 7/8	60	7/8	3/4
3000	90	6	9-1/2 X 9-1/2 X 7/8	4 1/2	28 1/8	60	7/8	3/4
5000	102	8	11-1/2 X 11-1/2 X 1	5 1/2	31 5/8	72	7/8	3/4

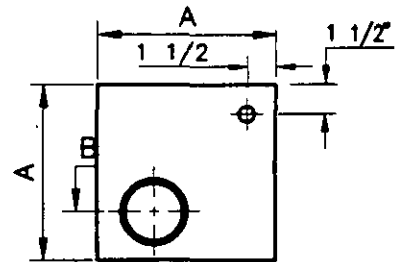


LOCALIZACION DE SOPORTES

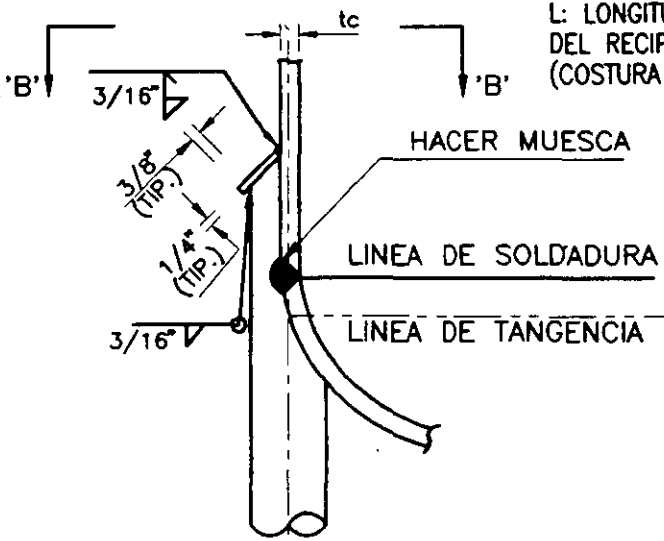
SE USARA CONTRAVIENTOS EN LA SECCION MOSTRADA SOLO CUANDO LA LONGITUD (L) DEL CUERPO Y DEL RECIPIENTE EXCEDA EL CORRESPONDIENTE VALOR "H" EN LA TABLA.  
LA LONGITUD (L) NO EXCEDERA 2 H EN NINGUN CASO  
TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGS. (EXCEPTO CAP. EN GAL.)



SECCION 'B'-'B'

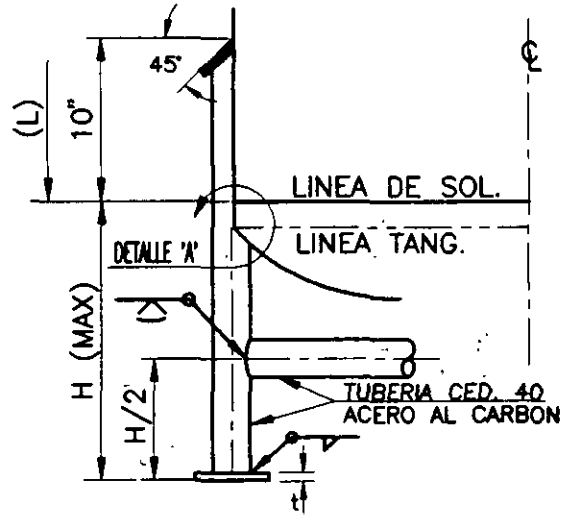


PLACA BASE



DETALLE 'A'

L: LONGITUD DEL CUERPO DEL RECIPIENTE.  
(COSTURA A COSTURA)



H (MAX)  
H/2

TUBERIA CED. 40  
ACERO AL CARBON



## SOPORTES PARA RECIPIENTES VERTICALES

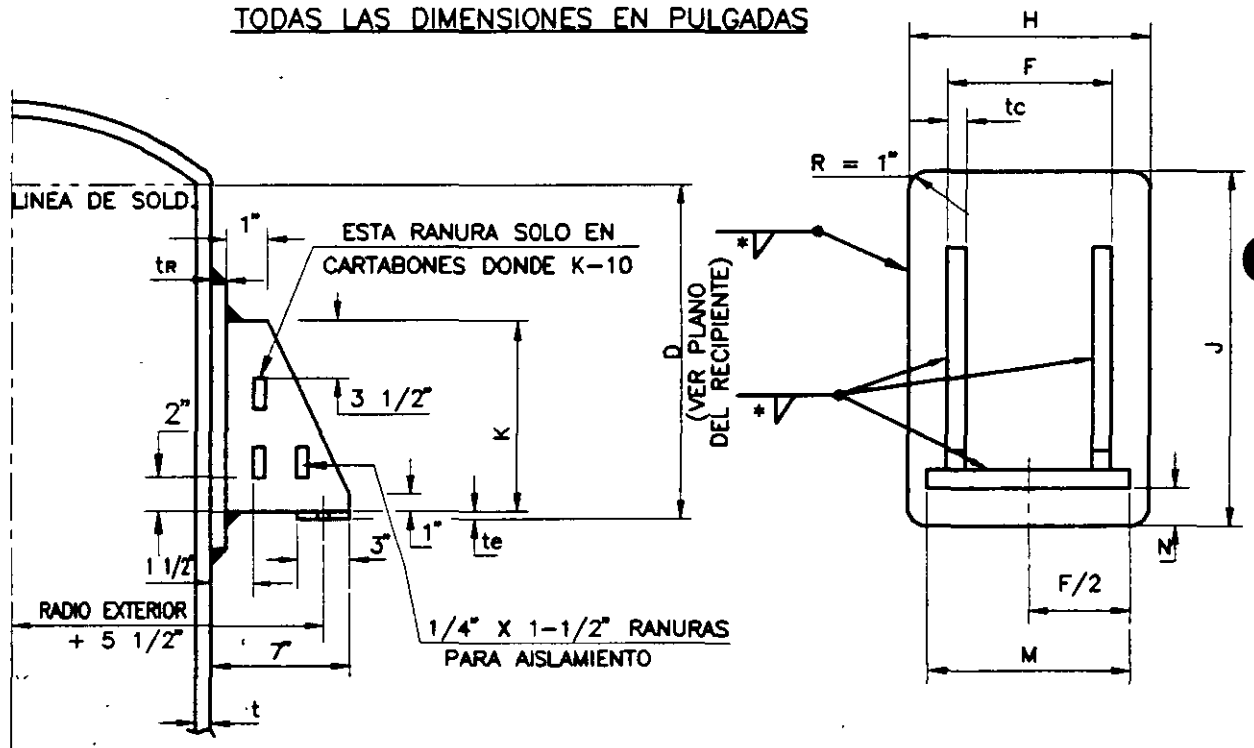
### TIPO MENSULA

# NORMAS

## FIGURA No. 87

CAPAC. (GAL.)	DIAM. EXT.	'L'	PLACA DE REFUERZO			CARTABONES			PLACA DE APOYO			ANCLAJE		
			H	J	t	K	t	F	M	t	N	F/2	DIAM. BARR.	DIAM. ANCLA
125	30	39	9	12	3/16	8	3/8	5	6-1/2	5/8	1-1/2	2-1/2	DIAMETRO DE ANCLA + 1/8"	
200	36	45	10	13	3/16	9	3/8	6	7-1/2	5/8	1-1/2	3-1/2		
300	42	51	11	14	3/16	10	7/16	7	8-1/2	5/8	1-1/2	3-1/2		
500	48	63	11	15	1/4	10	7/16	7	8-1/2	3/4	1-3/4	3-1/2		
800	54	63	13	17	1/4	12	1/2	8	10	3/4	1-3/4	4		
1000	60	81	13	17	5/16	12	1/2	8	10	3/4	1-3/4	4		
1250	66	81	14-1/2	19	5/16	14	9/16	9	11-1/2	3/4	1-3/4	4-1/2		
2000	78	93	17-1/2	21	5/16	15	9/16	12	14-1/4	1	2	6		
3000	90	105	18	21	7/16	15	5/8	12	14-1/2	1	2	8		

TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS



#### MATERIAL DE LA PLACA DE REFUERZO

RECIPIENTES DE ACERO AL CARBON ASTM-283-C ó ASTM-36

RECIPIENTES DE ACERO ALEADO

CUANDO  $t = 1/4"$  IGUAL ESPECIFICACION QUE EL CUERPO

CUANDO  $t = 1/4"$  ASTM-283-C ó ASTM-36

LOS CARTABONES Y LAS PLACAS DE UNION ACERO ESTRUCTURAL

#### NOTAS:

LA LOCALIZACION DE LOS SOPORTES SE INDICARAN EN EL

DIBUJO DEL RECIPIENTE RESPECTIVO

\* IGUAL AL MENOR DE LOS ESPESORES DE LAS PARTES A UNIR.

Tolerancia por corrosión = 1.6 mm.

Lugar a instalarse: Ciudad Madero Tamaulipas.

Con los datos anteriores procederemos a realizar el diseño y cálculo del recipiente esférico, primeramente calcularemos el diámetro de la esfera.

El diámetro de la esfera será calculado en función del volumen que se va a almacenar, este volumen será de 12,000 barriles, pero como nunca debemos diseñar un recipiente para almacenar su capacidad nominal, generalmente es recomendable diseñar los recipientes a presión para almacenar un 20 % más de volumen, este exceso servirá de "colchón" para absorber las dilataciones térmicas del producto al existir incremento o decremento de temperatura.

Por lo anterior, el volumen de diseño será igual al volumen nominal multiplicado por 1.2.

$$V = 12,000 (1.2) = 14,400 \text{ barriles (2318 metros cúbicos).}$$

El volumen de una esfera está dado por la ecuación:

$V = 4 \pi r^3$ , despejando el radio tenemos que:

$$r = \sqrt[3]{3V/4 \pi} \text{ sustituyendo valores } r = \sqrt[3]{3(2318)/4(3.1416)}$$

$r = 8.21$  metros, convencionalmente diseñaremos una esfera cuyo radio será 8.3 metros, es decir tendrá un diámetro interior de 16.6 metros.

#### **4.1.- CÁLCULO POR PRESIÓN INTERNA.**

##### **4.1.1.- CÁLCULO DE LAS PRESIONES DE DISEÑO.**

Para calcular el espesor requerido en un recipiente esférico, es necesario calcular las presiones de diseño a diferentes alturas, es decir, a la presión de diseño le agregaremos la presión debida a la columna del producto a almacenar si el peso específico del producto es mayor que la unidad, calcularemos la presión generada por la columna de producto, si el peso específico fuese menor que la unidad, tomaremos uno como peso específico del producto, ya que al hacer la prueba hidrostática, generalmente la hacemos con agua, y nunca con el producto a almacenar.

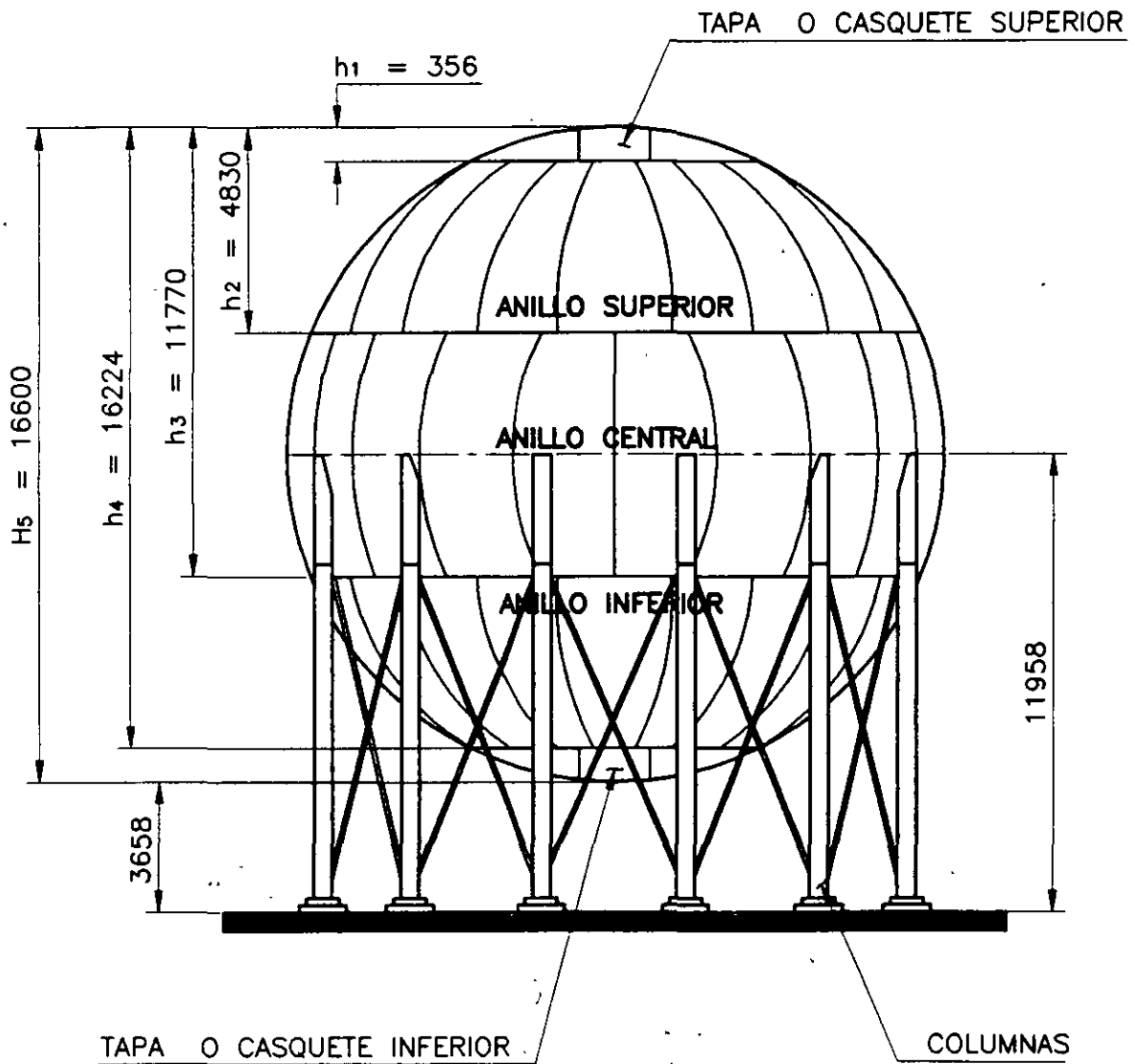
Nuestra esfera será fabricada por medio de gajos, de acuerdo a la figura No. 88. En esta figura se pueden apreciar las diferentes alturas hasta donde llegarán los gajos con los que será fabricada la esfera, y sus valores serán:



LOCALIZACION DE LOS VALORES DE "h"  
PARA EL CALCULO DE LAS PRESIONES  
HIDROSTATICAS

NORMAS

FIGURA No. 88



ACOTACION EN mm.

$$h_1 = 0.356 \text{ m. } h_2 = 4.83 \text{ m. } h_3 = 11.77 \text{ m. } h_4 = 16.244 \text{ m. } h_5 = 16.6 \text{ m.}$$

Las presiones a diferentes alturas, serán calculadas por medio de la siguiente ecuación:

$$P = P_D + P_s \quad P_s = \rho h$$

$$\begin{aligned} P &= P_D + P_s = \\ P &= 15.819 + 0.0000 = 15.819 \text{ Kg/cm}^2 \\ P_1 &= 15.819 + 0.0356 = 15.8546 \text{ Kg/cm}^2 \\ P_2 &= 15.819 + 0.4830 = 16.3020 \text{ Kg/cm}^2 \\ P_3 &= 15.819 + 1.1770 = 16.9960 \text{ Kg/cm}^2 \\ P_4 &= 15.819 + 1.6224 = 17.4434 \text{ Kg/cm}^2 \\ P_5 &= 15.819 + 1.6600 = 17.4790 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

#### 4.1.2.- CÁLCULO DE LOS ESPESORES.

Calcularemos ahora los espesores requeridos en las siguientes zonas: casquete superior, zona superior, zona ecuatorial, zona inferior y casquete inferior.

Del Código ASME Sección VIII División 1, usaremos la ecuación

$$t = \frac{PR}{2SE-0.2P}$$

$$t = \frac{15.819(8,300)}{2(2297.68)(1) - (0.2)(15.819)} = 28.59 \text{ mm.}$$

$$t_1 = \frac{15.8546(8,300)}{2(2297.68)(1) - (0.2)(15.8546)} = 28.66 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{16.3020(8,300)}{2(2297.68)(1) - (0.2)(16.3020)} = 29.47 \text{ mm.}$$

$$t_3 = \frac{16.9960(8,300)}{2(2297.68)(1) - (0.2)(16.9960)} = 30.72 \text{ mm.}$$

$$t_4 = \frac{17.4434(8,300)}{2(2297.68) (1) - (0.2) (17.4434)} = 31.53 \text{ mm.}$$

$$t_5 = \frac{17.4790(8,300)}{2(2297.68) (1) - (0.2) (17.4790)} = 31.59 \text{ mm.}$$

Debemos recordar que a todos los espesores anteriormente calculados se les deberá agregar la tolerancia por corrosión.

El material utilizado en el diseño de la esfera es un acero al carbón USITEN 375-1C cuyo esfuerzo a la tensión (S) es igual a 2,297.68 Kg/cm<sup>2</sup>

#### 4.2.- CÁLCULO POR PRESIÓN EXTERNA.

Verificaremos ahora si el espesor calculado para soportar presión interna es suficiente para resistir vacío total para ello analizaremos el recipiente como si fuese una tapa semiesférica, y utilizaremos el procedimiento enunciado en el capítulo 2.

$$A = \frac{0.125}{(Ro/t)} = \frac{0.125}{8,300/28.59} = 0.000431$$

Entrando con el valor de "A" anteriormente calculado en la figura No. 49 tenemos que B = 6,000.

$$P_a = \frac{6,000}{8,300/28.59} = 20.67 \text{ lb/pulg}^2 > 14.7 \text{ lb/pulg}^2.$$

Por lo que concluimos que el espesor calculado para soportar presión interna, es suficiente para soportar vacío total.

#### CAPÍTULO 5.- PRUEBAS EN RECIPIENTES A PRESIÓN.

Durante la fabricación de cualquier recipiente a presión, se efectúan diferentes pruebas para llevar a cabo un control de calidad aceptable, estas pruebas son, entre otras, Radiografiado, Pruebas de partículas magnéticas, Ultrasonido, Pruebas con líquidos penetrantes, etc.



Este tipo de pruebas, como se mencionó anteriormente, son efectuadas durante la fabricación, y el departamento de Control de Calidad de cada compañía es el responsable de que estas pruebas se lleven a cabo.

En este capítulo describiremos de una manera muy breve las pruebas que se les deberá aplicar a los recipientes sometidos a presión una vez que se han terminado de fabricar, esta prueba se denomina prueba hidrostática, ya que generalmente es el tipo de prueba que se aplica, aunque también existe la prueba neumática.

### **5.1.- PRUEBAS HIDROSTÁTICAS.**

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

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

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

### **5.2.- PRUEBAS NEUMÁTICAS.**

Las diferencias básicas entre este tipo de pruebas y la prueba hidrostática, consisten en el valor de la presión de prueba, y el fluido a usar en la misma, la presión neumática de prueba es alcanzada mediante la inyección de gases.

Como ya dijimos anteriormente, no es recomendable efectuar pruebas neumáticas, sin embargo, cuando se haga indispensable la práctica de este tipo de prueba, se deberán tomar las siguientes precauciones:

- 1.- Las pruebas neumáticas deben sobrepasar con muy poco la presión de operación, el Código ASME recomienda que la presión de prueba neumática sea como máximo 1.25 veces la máxima presión de trabajo permisible y definitivamente deben evitarse en recipientes a presión usados.
- 2.- En las pruebas neumáticas con gases diferentes al aire, deben usarse gases no corrosivos, no tóxicos, incombustibles y fáciles de identificar cuando escapan. El Freón es un gas recomendable para efectuar las pruebas neumáticas.

3.- La mayoría de los gases para pruebas neumáticas se encuentran en recipientes a muy alta presión, por lo tanto, es indispensable que se extremen las precauciones al transvasarlos al recipiente a probar, pues puede ocurrir un incremento excesivo en la presión de prueba sumamente peligroso.

### **5.3.- PRUEBA DE ELASTICIDAD.**

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

1.- Primeramente se llena el recipiente a probar con agua hasta que por el punto más alto del recipiente escape el agua una vez que se haya abierto el venteo.

2.- Cerramos la válvula de venteo y comenzamos a inyectar agua a fin de elevar la presión, el agua que introduzcamos para este fin, la tomaremos de una bureta graduada para cuantificar de manera exacta el agua que inyectamos para levantar la presión hasta alcanzar el valor de la presión de prueba.

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



**BIBLIOGRAFÍA:**

**PRESSURE VESSEL HANDBOOK**

Eugene F. Megyesy.

Sixth Edition. 1992.

**PROCESS EQUIPMENT DESIGN.**

Lloyd E. Brownel and Edwin H. Young.

Edición. 1959.

**Código ASME Sección VIII División 1.**

Edición. 1995 más adendas