



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

A LOS ASISTENTES A LOS CURSOS

Las autoridades de la Facultad de Ingeniería, por conducto del jefe de la División de Educación Continua, otorgan una constancia de asistencia a quienes cumplan con los requisitos establecidos para cada curso.

El control de asistencia se llevará a cabo a través de la persona que le entregó las notas. Las inasistencias serán computadas por las autoridades de la División, con el fin de entregarle constancia solamente a los alumnos que tengan un mínimo de 80% de asistencias.

Pedimos a los asistentes recoger su constancia el día de la clausura. Estas se retendrán por el periodo de un año, pasado este tiempo la DECFI no se hará responsable de este documento.

Se recomienda a los asistentes participar activamente con sus ideas y experiencias, pues los cursos que ofrece la División están planeados para que los profesores expongan una tesis, pero sobre todo, para que coordinen las opiniones de todos los interesados, constituyendo verdaderos seminarios.

Es muy importante que todos los asistentes llenen y entreguen su hoja de inscripción al inicio del curso, información que servirá para integrar un directorio de asistentes, que se entregará oportunamente.

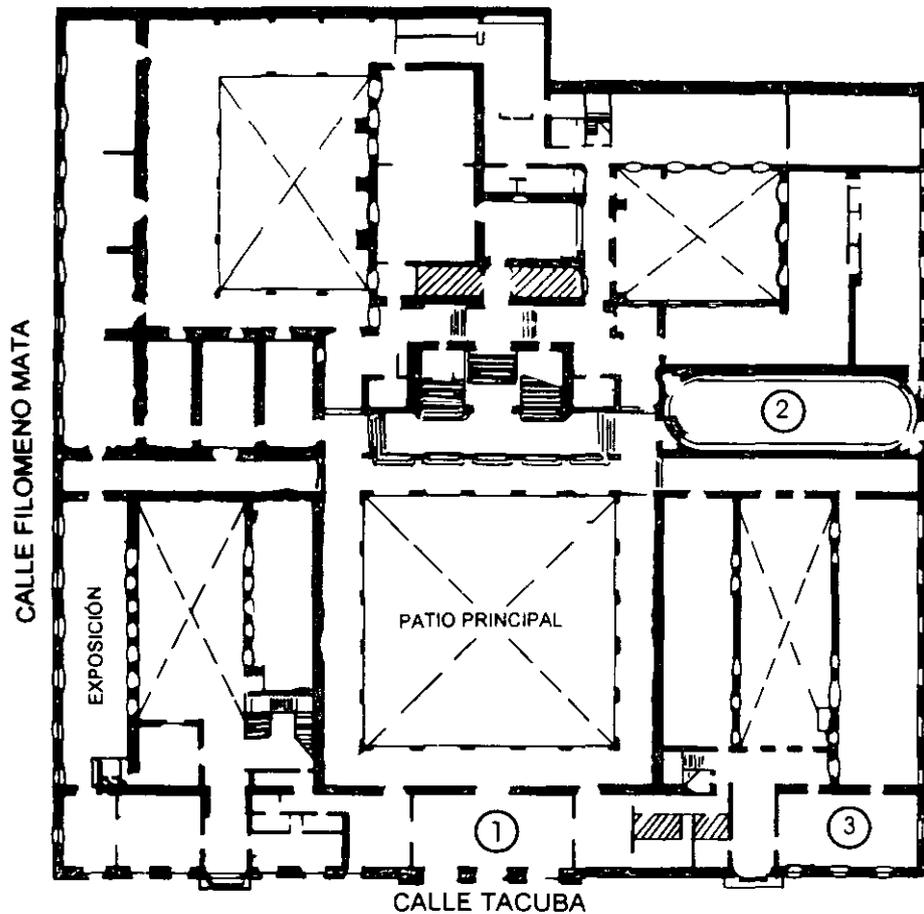
Con el objeto de mejorar los servicios que la División de Educación Continua ofrece, al final del curso deberán entregar la evaluación a través de un cuestionario diseñado para emitir juicios anónimos.

Se recomienda llenar dicha evaluación conforme los profesores impartan sus clases, a efecto de no llenar en la última sesión las evaluaciones y con esto sean más fehacientes sus apreciaciones.

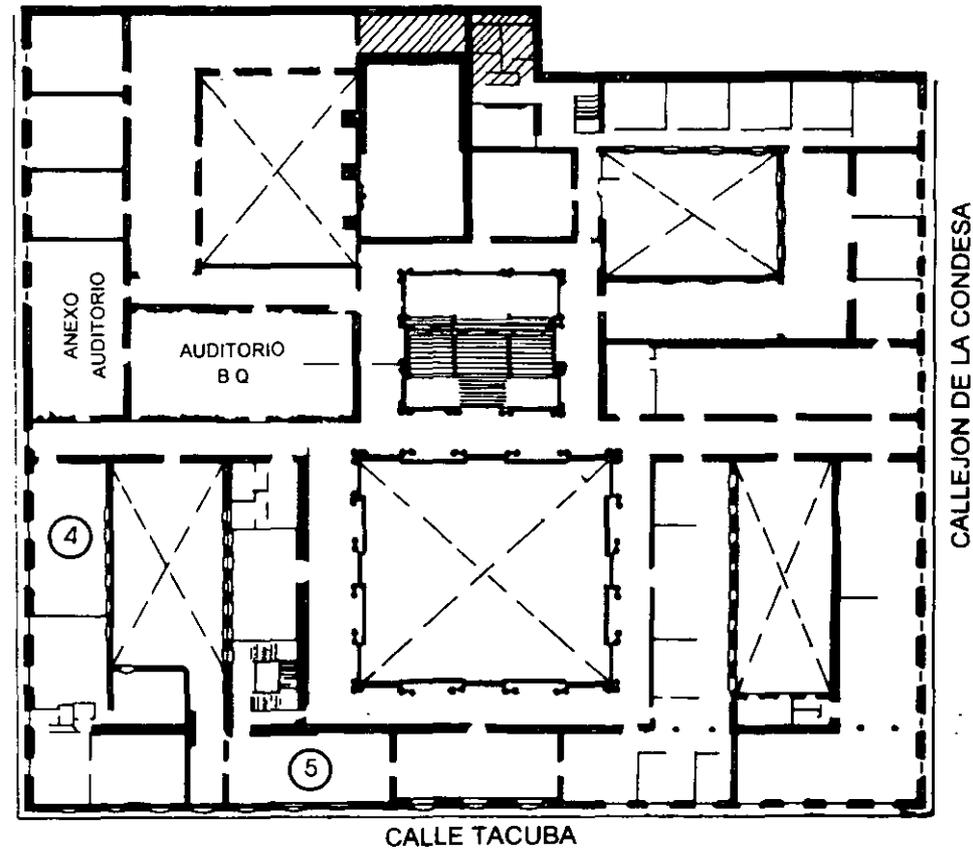
Atentamente

División de Educación Continua.

PALACIO DE MINERIA

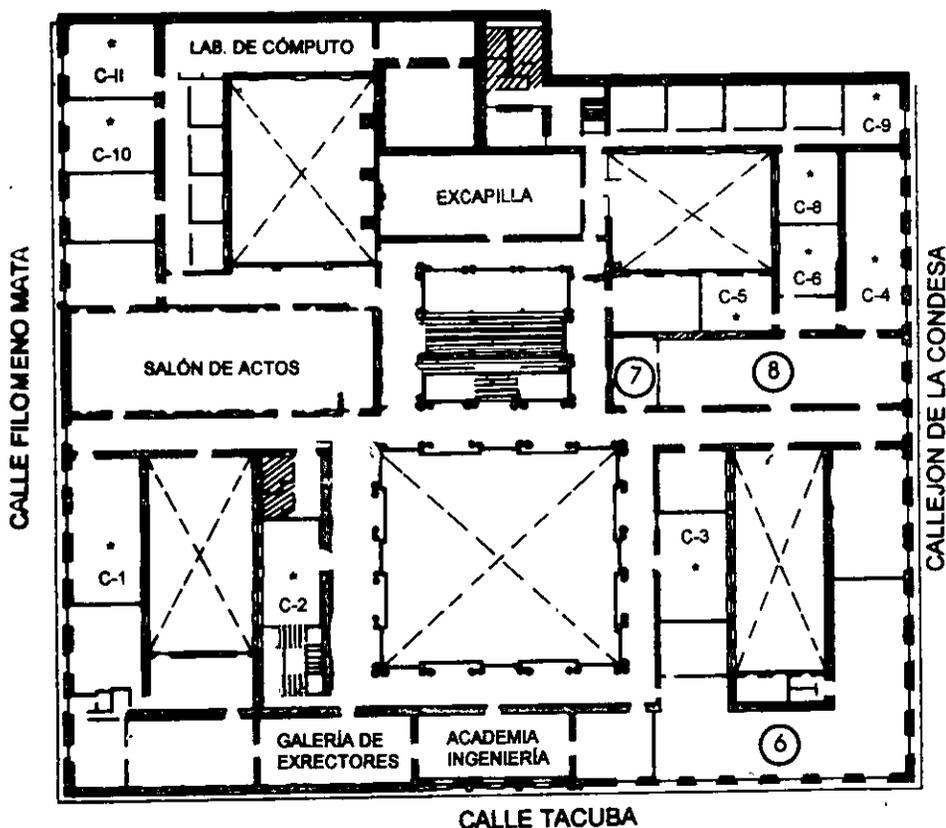


PLANTA BAJA



MEZZANINNE

PALACIO DE MINERIA



GUÍA DE LOCALIZACIÓN

1. ACCESO
2. BIBLIOTECA HISTÓRICA
3. LIBRERÍA UNAM
4. CENTRO DE INFORMACIÓN Y DOCUMENTACIÓN "ING. BRUNO MASCANZONI"
5. PROGRAMA DE APOYO A LA TITULACIÓN
6. OFICINAS GENERALES
7. ENTREGA DE MATERIAL Y CONTROL DE ASISTENCIA
8. SALA DE DESCANSO

SANITARIOS

* AULAS

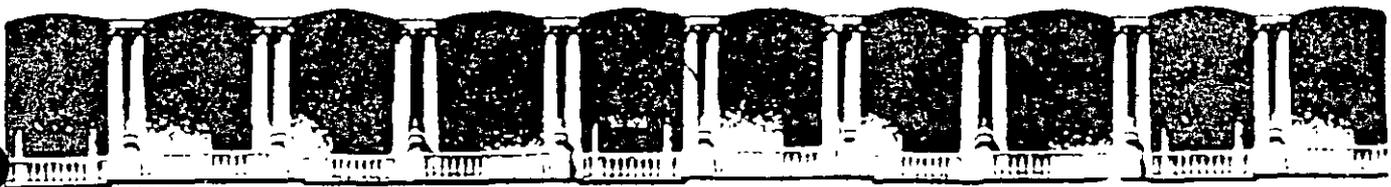
1er. PISO



DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA
FACULTAD DE INGENIERÍA U.N.A.M.
CURSOS ABIERTOS

DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA





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

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN INGENIERIA DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

MODULO III: RECIPIENTES A PRESION, PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS Y VÁLVULAS DE SEGURIDAD

TEMA

INTRODUCCIÓN A LOS ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS

**EXPOSITOR: ING. BONIFACIO ALANIS TOLEDO
PALACIO DE MINERIA
SEPTIEMBRE DEL 2001**

Introducción a los Ensayos No
Destructivos

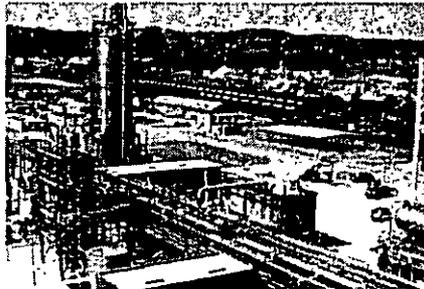
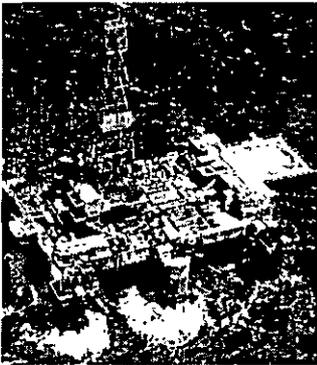
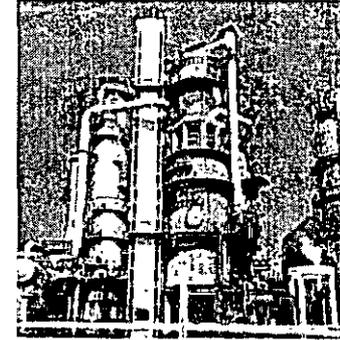
Ing. Baudilio Alamo Toledo

IMENDE, A.C.

ANTECEDENTES

Los ensayos destructivos y no destructivos se aplican principalmente en el control de calidad de los materiales metálicos, especialmente en aquellos casos donde se requiere evaluar las propiedades mecánicas, sanidad e integridad del material.

IMENDE, A.C.



ENSAYOS DESTRUCTIVOS

IMENDE, A.C.

ANTECEDENTES

Este tipo de materiales se emplean principalmente en la fabricación de intercambiadores de calor, calderas, contenedores, tuberías, reactores, válvulas, estructuras, gasoductos, etc

IMENDE, A C

¿ QUÉ SON LOS ENSAYOS DESTRUCTIVOS ?

Son métodos físicos directos que alteran en forma permanente las propiedades físicas, químicas, mecánicas o dimensionales de un material y que determinan cuantitativamente el valor de propiedades, tales como composición química, resistencia mecánica, tenacidad o dureza.

IMENDE, A C.

ENSAYOS DESTRUCTIVOS

Para su aplicación, se requiere de una muestra o probeta, la cual será destruida durante la ejecución del ensayo y por lo tanto, perderá su utilidad.

IMENDE, A C



ENSAYOS DESTRUCTIVOS

La aplicación de estos ensayos se realiza utilizando técnicas de muestreo en los lotes de fabricación, por lo que sus resultados se consideran representativos de la pieza o del lote de piezas que no fueron probados.

IMENDE, A C.



ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS



IMENDE, A.C

¿ QUÉ SON LOS ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS ?

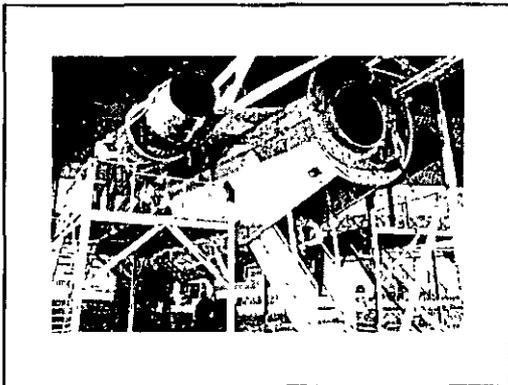
Son métodos de inspección que se basan en la aplicación de métodos físicos indirectos. Principalmente se emplean para la detección y evaluación de discontinuidades superficiales y subsuperficiales de los materiales, sin alterar o afectar su utilidad.

IMENDE, A.C

CAMPO DE APLICACIÓN

Es un campo de la Ingeniería que se aplica cotidianamente en la fabricación y/o construcción de componentes, ensambles, equipos e instalaciones.

IMENDE, A.C

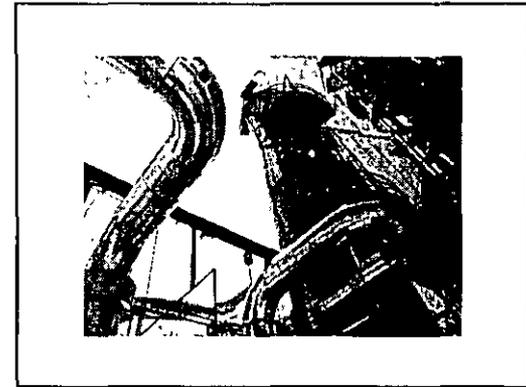
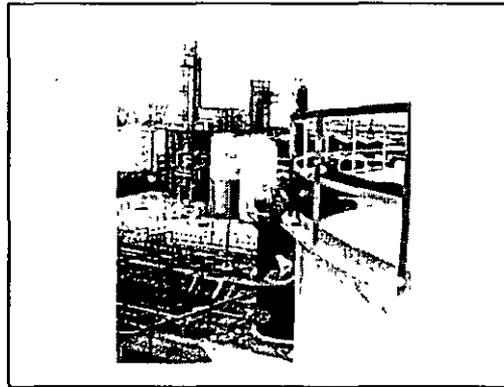


14
ACTIVIDADES EN DONDE
COMÚNMENTE SON APLICADAS

- a) Diseño
- b) Fabricación o construcción
- c) Montaje o instalación
- d) Inspecciones y pruebas

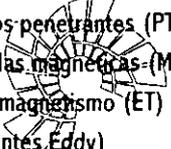


IMENDE, A.C.



22
CLASIFICACIÓN SEGÚN A.S.N.T.

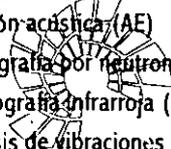
- 1) Inspección visual (VT)
- 2) Líquidos penetrantes (PT)
- 3) Partículas magnéticas (MT)
- 4) Electromagnetismo (ET)
(Corrientes Eddy)
- 5) Ultrasonido (UT)



IMENDE, A.C.

23
CLASIFICACIÓN SEGÚN A.S.N.T.

- 6) Radiografía (RT)
- 7) Emisión acústica (AE)
- 8) Radiografía por neutrones (NT)
- 9) Termografía infrarroja (IR)
- 10) Análisis de vibraciones (VA)
- 11) Prueba de Fuga (LT)



IMENDE, A.C.

24
NORMA MEXICANA
NMX-B-482-1997

- a) Técnicas de inspección superficial.
- b) Técnicas de inspección volumétricas.
- c) Técnicas de inspección de la integridad o hermeticidad.



IMENDE, A.C.

TÉCNICAS DE INSPECCIÓN SUPERFICIAL

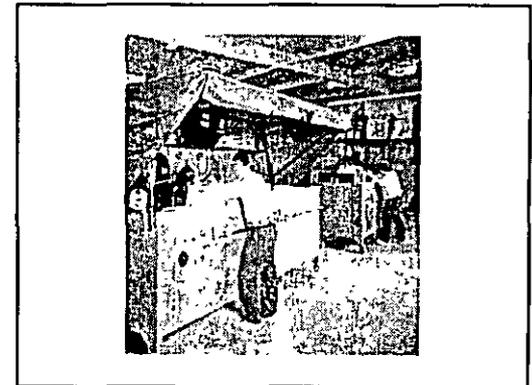
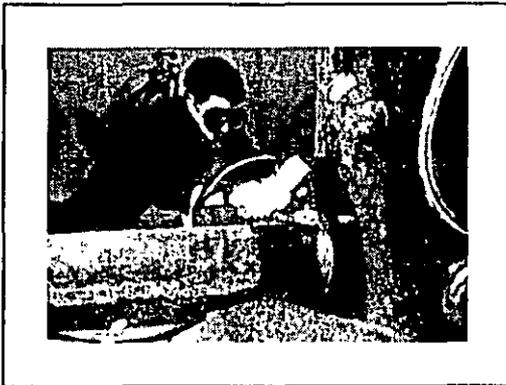
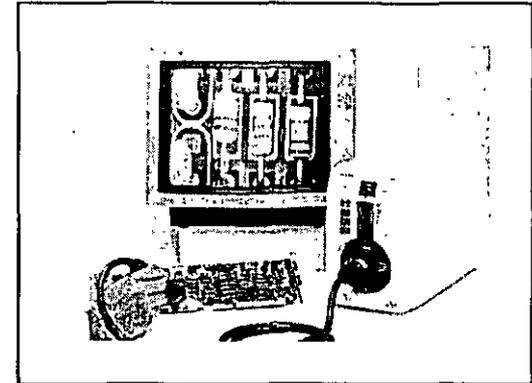
Se emplean para detectar y evaluar las discontinuidades abiertas a la superficie (VT y PT) y/o muy cercanas a la superficie (MT y ET).

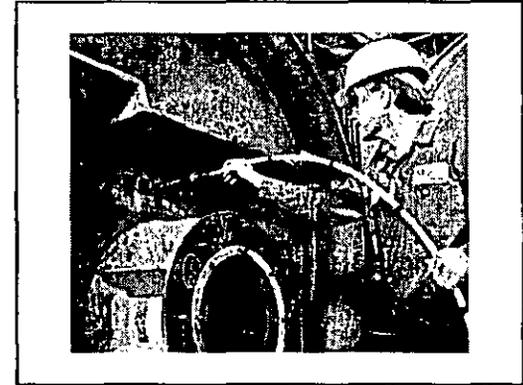
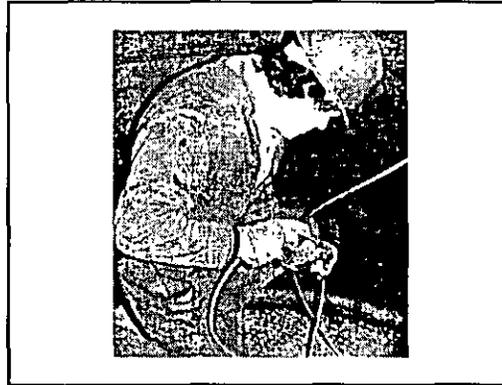
IMENDE, A.C

TÉCNICAS DE INSPECCIÓN SUPERFICIAL

- Inspección visual.
- Líquidos penetrantes.
- Partículas magnéticas.
- Electromagnetismo.

IMENDE, A.C





TÉCNICAS DE INSPECCIÓN VOLUMÉTRICA

Se emplean para verificar la sanidad interna y externa de los materiales; comprueban el grado de integridad de un material en su espesor y detectan discontinuidades internas no visibles.

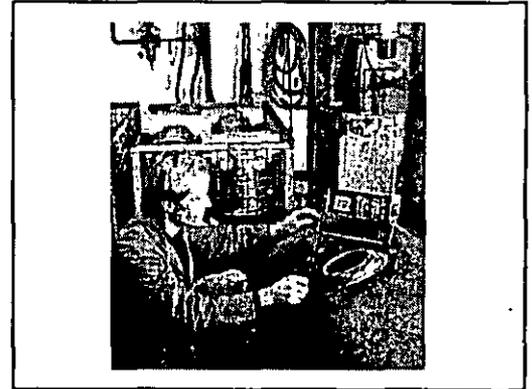
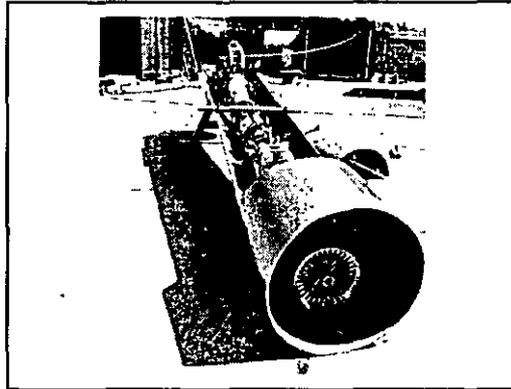
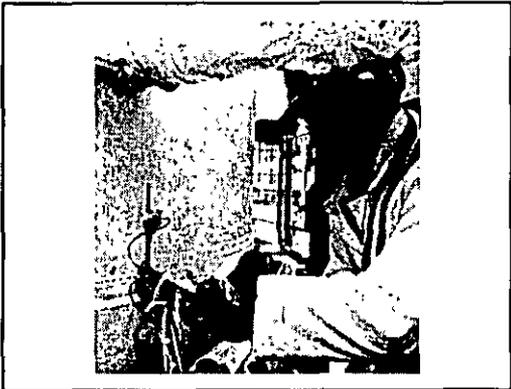
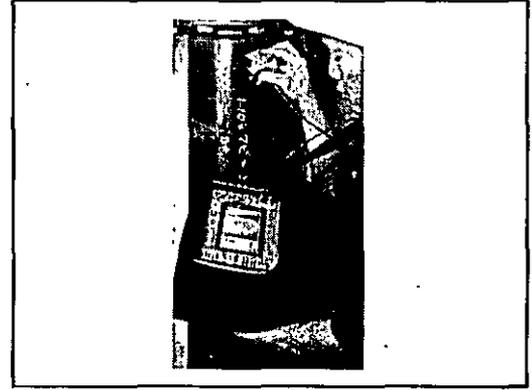
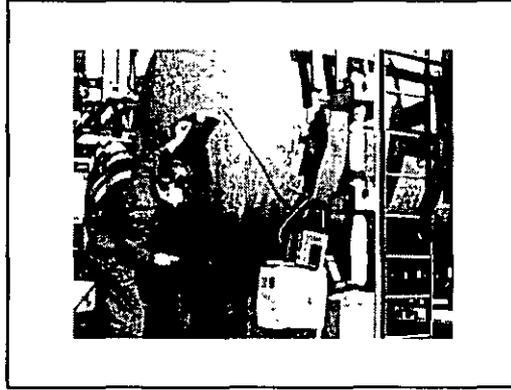
IMENDE, A.C.

TÉCNICAS DE INSPECCIÓN VOLUMÉTRICA

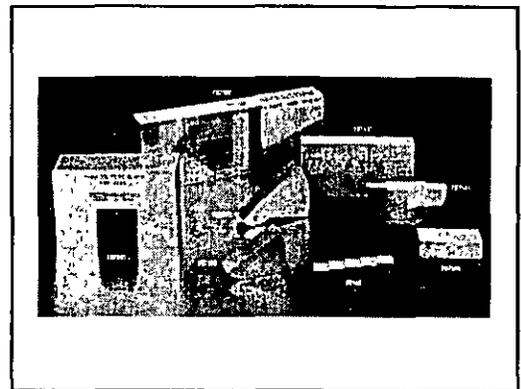
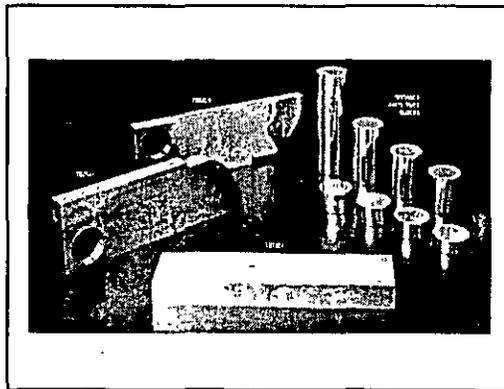
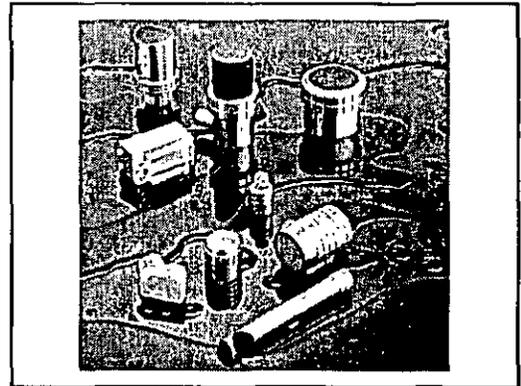
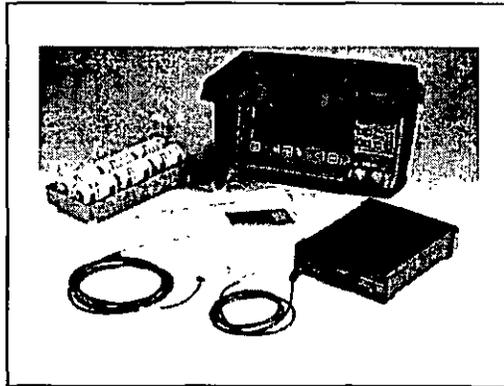
- Radiografía
- Ultrasonido
- Neutrografía
- Emisión acústica

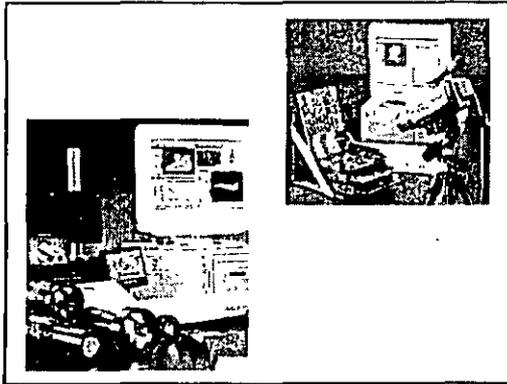
IMENDE, A.C.





4000 1111





TÉCNICAS DE INSPECCIÓN DE LA INTEGRIDAD O HERMETICIDAD

Son aquellas en la que se comprueba la capacidad de un componente o de un recipiente para contener un fluido (líquido o gas) a una presión superior, igual o inferior a la atmosférica.

IMENDE, A.C.

TÉCNICAS DE INSPECCIÓN DE LA INTEGRIDAD O HERMETICIDAD

Se emplea principalmente para verificar la hermeticidad de los recipientes o sistemas que trabajan al vacío o en condición presurizada.

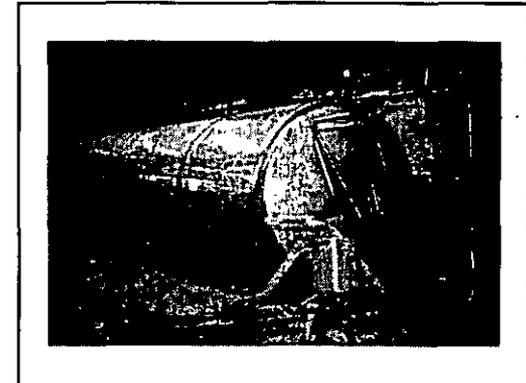
IMENDE, A.C.

TÉCNICAS DE INSPECCIÓN DE LA INTEGRIDAD O HERMETICIDAD

a) Pruebas por cambio de presión:

- * Hidrostática
- * Neumática

IMENDE, A.C.



TÉCNICAS DE INSPECCIÓN DE LA INTEGRIDAD O HERMETICIDAD

- b) Pruebas por pérdida de fluido.
- Detector de halógenos
 - Espectrómetro de masas
 - Prueba de la burbuja

IMENDE, A.C

CALIFICACIÓN Y CERTIFICACIÓN DEL PERSONAL QUE REALIZA END

Cada método de inspección requiere de Calificación y Certificación de los inspectores que realizan END, por lo que existen tres niveles básicos:

- Nivel I, Nivel II y Nivel III

IMENDE, A.C

DOCUMENTOS QUE REGULAN LA CAPACITACIÓN, CALIFICACIÓN Y CERTIFICACIÓN EN END

- Práctica Recomendada No. SNT-TC-1A
- Norma ANSI/ASNT CP-189
- Norma MIL-STD-410E
- Norma Internacional ISO 9712
- Norma Mexicana NMX-B-482-1997

IMENDE, A.C

VIGENCIA DE LA CERTIFICACIÓN

- 3 Años para los Niveles I y II.
- 5 Años para los Niveles III.

IMENDE, A.C

CAPACITACIÓN

Es el programa debidamente estructurado para proporcionar los conocimientos teóricos y desarrollar las habilidades prácticas de un individuo, a fin de que realice una actividad definida de inspección en END

IMENDE, A.C

CAPACITACIÓN

- El programa de capacitación debe ser aprobado por un Nivel III en END.
- Las horas de duración dependen del grado académico, método y nivel de END.

IMENDE, A.C

CALIFICACIÓN

Es la demostración, por medio de exámenes debidamente preparados, de que un individuo posee los conocimientos teóricos y las habilidades necesarias para llevar a cabo en forma apropiada las actividades que implican los END.

IMENDE, A.C.

CERTIFICACIÓN

Es el testimonio escrito de una agencia central o de la calificación que emite una empresa sobre la capacidad técnica del individuo para realizar las actividades concernientes a un método de END.

IMENDE, A.C.

SECUENCIA GENERAL PARA LA CERTIFICACIÓN (NIVEL I) EN END



IMENDE, A.C.

APRENDIZ O AYUDANTE

Es un individuo que se encuentra en proceso de ser entrenado, calificado y certificado; se encuentra bajo supervisión de un inspector certificado, por lo que no puede conducir independientemente una inspección, interpretación, evaluación o reportar resultados de ningún método de END.

IMENDE, A.C.

NIVEL I EN END

Individuo que se encuentra calificado para realizar actividades específicas, tales como calibraciones, inspecciones y evaluaciones para la aceptación o rechazo de materiales de acuerdo con instrucciones escritas.

IMENDE, A.C.

NIVEL II EN END

Individuo que se encuentra calificado para ajustar y calibrar el equipo, interpretar y evaluar los resultados de prueba con respecto a códigos, normas y especificaciones; prepara instrucciones escritas y reporta los resultados.

IMENDE, A.C.

NIVEL III EN END

Individuo que se encuentra calificado para establecer técnicas y procedimientos generales de inspección, interpretar los códigos, normas y especificaciones para establecer los métodos, técnicas y procedimiento específicos a ser empleados.

IMENDE, A C

NIVEL III EN END

Debe contar con el respaldo práctico en la tecnología de materiales y procesos de manufactura, así como estar familiarizado con otros métodos de Ensayos No Destructivos comúnmente utilizados.

IMENDE, A C

NIVEL III EN END

- Es el responsable del entrenamiento y aplicación de los exámenes para la calificación de los aspirantes a Nivel I y Nivel II
- Es el responsable de la revisión y aprobación de los procedimientos de inspección.

IMENDE, A C

¿ QUÉ ES LA A.S.N.T. ?

Es la Sociedad Americana de Ensayos No Destructivos cuya función principal es desarrollar y difundir los conocimientos en esta materia, capacitar, examinar y certificar al personal técnico y profesional en Ensayos No Destructivos.

IMENDE, A C

RAZONES PARA SELECCIONAR UN MÉTODO DE END

- En la inspección de recepción, determina si la materia prima cumple con los requisitos de calidad solicitados por el cliente.
- En la inspección en proceso, determina si un objeto es aceptable después de cada etapa de fabricación.

IMENDE, A C

RAZONES PARA SELECCIONAR UN MÉTODO DE END

- En la inspección final, determina si un objeto es aceptable para su uso final.
- En la inspección en servicio, si un objeto en uso es aceptable para continuar en servicio.

IMENDE, A C.

CONSTRUCCIÓN DE UN RECIPIENTE SUJETO A PRESIÓN FABRICADO CON PLACA

- Inspección de recepción: UT y VT a las placas.
- Inspección en proceso: VT y PT de los biseles y primero dos cordones.

IMENDE, A C

CONSTRUCCIÓN DE UN RECIPIENTE SUJETO A PRESIÓN FABRICADO CON PLACA

- Inspección final: PT/MT y UT/RT a cordones; LT al recipiente.
- Inspección en servicio: VT, PT o MT en boquillas, tapas y cuerpo (soldaduras).

IMENDE, A C

INSPECCIÓN VISUAL (VT)

IMENDE, A.C.

INSPECCIÓN VISUAL

Es un método de inspección que provee un medio para la detección y examinación de una variedad de discontinuidades superficiales, tales como grietas, corrosión, desgaste, erosión, fugas, daños físicos y discontinuidades superficiales en soldaduras.

IMENDE, A C.

EQUIPO UTILIZADO EN VT

- 1) Endoscopios (boroscopios) rígidos y flexibles para áreas internas, cerradas o poco accesibles.
- 2) Sensores de imagen para registro visual en forma de fotografías, vídeo o imágenes en computadoras.

IMENDE, A.C.

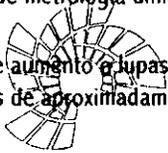
EQUIPO UTILIZADO EN VT

- 3) Sistemas de amplificación para la evaluación de acabados superficiales, perfiles, contornos y estudios de microestructura.
- 4) Líquidos penetrantes y Partículas Magnéticas.

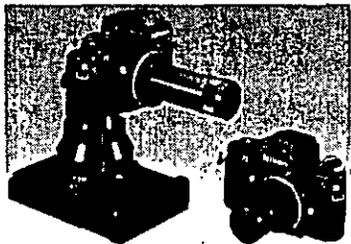
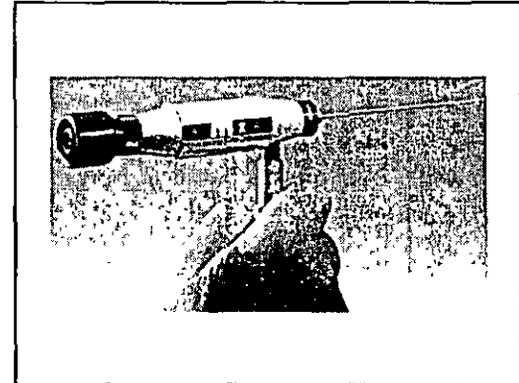
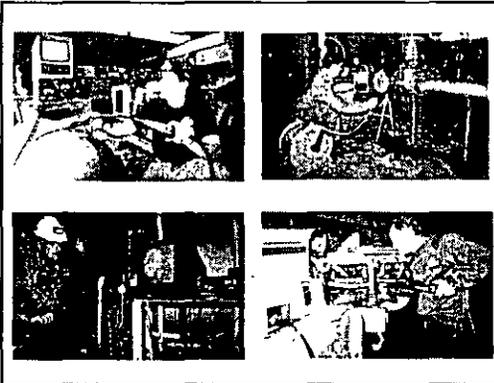
IMENDE, A C

EQUIPO UTILIZADO EN VT

- 5) Equipos de metrología dimensional.
- 6) Lentes de aumento o lupas que tengan aumentos de aproximadamente 5X a 10X.



IMENDE, A C



REQUISITOS
ASME SECTION V ARTICLE 9

T-941 Requisitos del procedimiento:
La inspección visual debe ser llevada a cabo a través de un procedimiento escrito.

IMENDE, A C

REQUISITOS
ASME SECTION V ARTICLE 9

El procedimiento es calificado utilizando una tarjeta gris que contiene una línea fina negra de 1/32" de ancho o menor.

IMENDE, A C

REQUISITOS
ASME SECTION V ARTICLE 9

T-942 Requisitos físicos:

El personal debe efectuarse un examen anual de agudeza visual cercana y ser capaz de leer las letras estándar Jaeger J-1

IMENDE, A C

REQUISITOS
ASME SECTION V ARTICLE 9

T-952 Inspección visual directa:

El ojo debe estar en un campo de 24" de la superficie a ser inspeccionada y en un ángulo no menor de 30°, se pueden utilizar espejos y lentes de ampliación

IMENDE, A C

REQUISITOS
ASME SECTION V ARTICLE 9

Iluminación:

Se requiere una iluminación de al menos 15 candelas/pie y un mínimo de 50 candelas/pie para la detección de pequeñas anomalías.

IMENDE, A C

REQUISITOS
ASME SECTION V ARTICLE 9

T-953 Inspección visual remota:

Se pueden utilizar espejos, boroscopios, cámaras y otros instrumentos adecuados; estos sistemas deben tener una resolución de al menos el equivalente a la obtenida por observación visual directa.

IMENDE, A C

REQUISITOS
ASME SECTION V ARTICLE 9

T-954 Inspección visual translúcida:

Es un suplemento de la inspección visual directa; utiliza como ayuda la iluminación artificial de un iluminador direccional; la luz ilumina y se difunde a través del área o región bajo examinación

IMENDE, A C

GLOSARIO DE TÉRMINOS

I-930 Examinación visual directa:

Es una técnica de examinación visual realizada por el ojo sin ninguna ayuda visual (excluyendo fuentes de luz, espejos y/o lentes correctivos).

IMENDE, A C

GLOSARIO DE TÉRMINOS

I-930 Examinación visual realzada:

Es una técnica de examinación visual usando ayudas visuales para mejorar la capacidad de visión, por ejemplo: ayudas amplificadoras, boroscopios, sondas de video, fibra óptica, etc

IMENDE, A C

GLOSARIO DE TÉRMINOS

I-930 Examinación visual remota:

Es una técnica de examinación visual usada con ayudas visuales para condiciones donde el área a ser examinada es inaccesible para la examinación visual directa.

IMENDE, A C

GLOSARIO DE TÉRMINOS

I-930 Examinación visual translúcida:

Es una técnica que usa intensidad de luz artificial para permitir la visión de variaciones de espesor en laminados traslúcidos.

IMENDE, A C

VENTAJAS

La INSPECCIÓN VISUAL se emplea en cualquier etapa de un proceso productivo o durante las operaciones de mantenimiento preventivo o correctivo.

IMENDE, A C

VENTAJAS

Muestra las discontinuidades más grandes y generalmente señala otras que pueden detectarse de forma más precisa por otros métodos, tales como PT, MT y ET.

IMENDE, A C

VENTAJAS

Puede detectar y ayudar en la eliminación de discontinuidades que podrían convertirse en defectos, requiere pocas horas de entrenamiento y experiencia.

IMENDE, A C

VENTAJAS

El costo de la inspección es el más bajo de todos los ensayos no destructivos, siempre y cuando se aplique correctamente.

IMENDE, A.C.

LIMITACIONES

- La calidad de la inspección depende en gran parte de la experiencia y conocimiento del inspector.
- Se encuentra limitada a la detección de discontinuidades superficiales.

IMENDE, A.C.

LIMITACIONES

- Cuando se emplean sistemas de observación directa, tales como lupas y endoscopios, la calidad de la inspección dependerá de la agudeza visual del inspector o de la resolución del sistema.

IMENDE, A.C.

LIMITACIONES

- La detección de discontinuidades puede ser difícil si no se proveen las adecuadas condiciones en la superficie a inspeccionar y de la iluminación.

IMENDE, A.C.

LÍQUIDOS PENETRANTES

(PT)

IMENDE, A.C.

DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO

Método de inspección superficial del tipo físico-químico, el cual consiste en la aplicación de un líquido con pigmentación contrastante o fluorescente a la superficie a inspeccionar, para que se introduzca por capilaridad en las posibles discontinuidades.

IMENDE, A.C.

DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO ¹⁰⁷

Después de remover el exceso del penetrante se aplica un revelador que extrae el líquido de las discontinuidades y lo muestra sobre un fondo contrastante.

IMENDE, A C



APLICACIONES DEL MÉTODO ¹⁰⁵

- Aplicable a cualquier tipo de material de estructura no porosa, ya sea metálico o metálico.
- En superficies con acabado de maquinado o de rectificado.

IMENDE, A.C.

APLICACIONES DEL MÉTODO ¹⁰⁴

- En superficies con acabado burdo, en piezas de fundición, forjadas y uniones con soldadura.
- En piezas de cualquier tamaño y configuración geométrica accesible.

IMENDE, A C

VENTAJAS ¹⁰⁷

- Relativamente fácil de aplicar
- Bajo costo de inspección
- Muy sensible para la detección de discontinuidades expuestas a la superficie.

IMENDE, A C

VENTAJAS ¹⁰⁵

- Requiere pocas horas de entrenamiento y experiencia inicial.
- Equipo portátil y aplicable en campo.

IMENDE, A C

LIMITACIONES

107

- Sólo detecta discontinuidades superficiales.
- Una selección incorrecta del revelador o penetrante puede ocasionar una falta de sensibilidad.

IMENDE, A.C

LIMITACIONES

110

- No es aplicable a materiales porosos.
- Se requiere de una buena limpieza de la superficie a examinar.

IMENDE, A.C

CLASIFICACIÓN DE PT SEGÚN ASME SECTION V

111

Existen dos métodos:

- a) Líquidos contrastantes.
- b) Líquidos fluorescentes.

IMENDE, A.C

CLASIFICACIÓN DE PT SEGÚN ASME SECTION V

112

Existen tres tipos:

- 1) Removibles con agua.
- 2) Post-emulsificables.
- 3) Removibles con solventes.

IMENDE, A.C

CLASIFICACIÓN DE PT SEGÚN ASME SECTION V

113

Combinando los 2 métodos y los 3 tipos, se obtienen los procesos siguientes:

- 1) A-1, A-2 y A-3.
- 2) B-1, B-2 y B-3.

IMENDE, A.C

LÍQUIDOS CONTRASTANTES

114

Se aplican cuando se requiere:

- * Inspección con luz natural, blanca o artificial.
- * Sensibilidad normal (indicaciones 1 mm o mayores).
- * Inspección en campo.

IMENDE, A.C

LÍQUIDOS FLUORESCENTES ¹¹³

Se aplican cuando se requiere:

- * Detectar discontinuidades menores a 0.5 mm de longitud.
- * Inspeccionar piezas críticas.

IMENDE, A.C.

LAVABLES CON AGUA ¹¹⁴

Se aplican cuando:

- * La superficie es rugosa.
- * Presencia de cuerdas, roscas o cuñeros.
- * Inspección masiva o automática.

IMENDE, A.C.

POST-EMULSIFICABLES ¹¹⁷

Se aplican cuando:

- * Se requiere mejorar la sensibilidad.
- * Existen problemas con el acabado superficial.
- * Aplicaciones especiales.
- * Muy alta sensibilidad.

IMENDE, A.C.

REMOVIBLES CON SOLVENTE ¹¹⁸

Se aplican cuando:

- * Existen superficies tersas o con maquinado final.
- * Existen inspecciones esporádicas.
- * Existen inspecciones por zonas localizadas.

IMENDE, A.C.

REMOVIBLES CON SOLVENTE ¹¹⁹

- * Existen inspecciones críticas que requieren alta sensibilidad.
- * No muy alta productividad.

IMENDE, A.C.

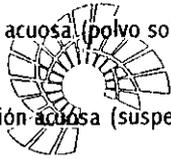
REMOVIBLES CON SOLVENTE ¹²⁰

- * Son aplicados en inspecciones críticas que requieren de alta sensibilidad.
- * No muy alta productividad.

IMENDE, A.C.

TIPO DE REVELADOR ¹²¹

- Secos.
- En solución acuosa (polvo soluble en agua).
- En suspensión acuosa (suspendido en agua).
- En suspensión no acuosa.



IMENDE, A C

FUNCIÓN DEL REVELADOR ¹²²

Los reveladores extraen el penetrante atrapado en las discontinuidades para hacerlo visible al ojo humano.



IMENDE, A C

USOS DEL REVELADOR EN POLVO SECO ¹²³

- Se utilizan principalmente con penetrantes fluorescentes en superficie con acabado burdo.
- Se aplican por espolvoreado manual o mecánico.



IMENDE, A.C.

USOS DE REVELADORES ACUOSOS ¹²⁴

- Generalmente se emplean en sistemas de inspección para cantidades masivas de piezas.
- Se aplican por inmersión.



IMENDE, A C

USO DEL REVELADOR EN SUSPENSIÓN NO ACUOSA ¹²⁵

- Para penetrantes contrastantes y fluorescentes.
- Se aplica sólo por aspersión o atomización.
- Posee alto poder de absorción y muy útil para descubrir discontinuidades finas o pequeñas.



IMENDE, A.C

SECUENCIA DE PT ¹²⁶

- 1) Limpieza inicial.
- 2) Secado.
- 3) Aplicación del penetrante.
- 4) Tiempo de penetración.
- 5) Aplicación del emulsificante*.
- 6) Tiempo de emulsificación*.



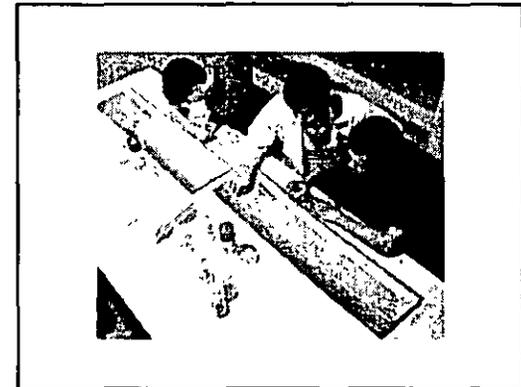
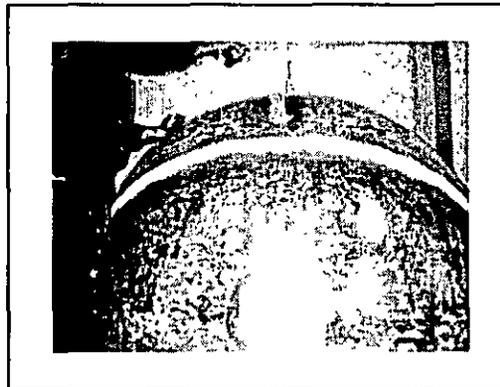
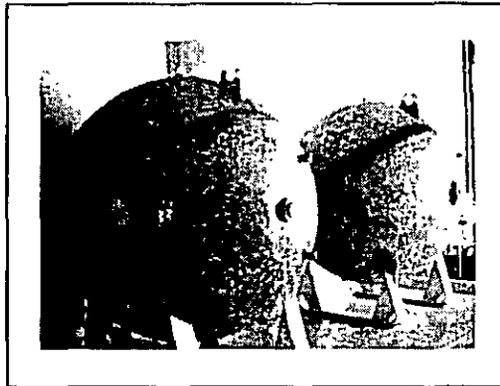
IMENDE, A C

* Sólo para penetrantes post emulsificables

SECUENCIA DE PT

- 7) Remoción del exceso del penetrante.
- 8) Secado.
- 9) Aplicación del revelador.
- 10) Tiempo de penetración.
- 11) Interpretación y evaluación.
- 12) Limpieza final.

IMEDE, A.C.





134

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-600 Introducción.

Aplicable a metales no porosos y otros materiales. Discontinuidades detectables, tales como grietas, costuras, traslapes, laminaciones y porosidades.

IMENDE, A C.

135

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-621.1 Procedimiento inicial.

La inspección debe ser realizada de acuerdo con un procedimiento (indica la información mínima que debe contener).

IMENDE, A C.

136

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-641 Control de contaminantes.

El usuario debe obtener la certificación del contenido de contaminantes (sulfuros, cloruros y fluoruros).

IMENDE, A C.

137

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-642 Preparación de la superficie.

Pueden obtenerse resultados satisfactorios cuando la superficie de la pieza está en la condición de: como soldado, rolado, fundición o forjado, podría requerirse esmerilado, maquinado u otros métodos de preparación.

IMENDE, A C.

138

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-642 Zona de interés.

La superficie a ser examinada y todas las áreas adyacentes dentro de al menos 1" deben estar secas y libres de cualquier material extraño que obstruya las aperturas de las discontinuidades o que interfieran en la examinación.

IMENDE, A C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-643 Secado después de la preparación.
Debe ser por evaporación normal o con aire seco a presión caliente o frío. Se debe establecer un periodo de tiempo mínimo.

IMENDE, A C

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-651 Técnicas.
Pueden usarse penetrantes contrastantes o fluorescentes con cualquiera de los tres procesos:

- Removible con agua.
- Post-emulsificable.
- Removible con solvente.

IMENDE, A C

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

La combinación anterior provee seis técnicas de líquidos penetrantes.

IMENDE, A C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-652 Temperatura para técnicas estándar.
La temperatura del penetrante y de la superficie a inspeccionar no debe ser menor a 60°F (15.5°C) ni mayor a 125°F (51.6°C). Se permite el calentamiento o enfriamiento local.

IMENDE, A C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-653 Técnicas para temperatura no estándar.
Se debe calificar el procedimiento al rango de temperatura deseado, utilizando un bloque de aluminio agrietado (bloque comparador de VT)

IMENDE, A C

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-654 Restricciones técnicas.
No debe aplicarse un penetrante fluorescente si antes se utilizó un penetrante contrastante.

IMENDE, A C

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-654 Restricciones técnicas.

No se permite la mezcla de materiales penetrantes de diferentes familias o fabricantes; el repetir A-1 ó B-1 puede perder indicaciones debido a la contaminación.

IMENDE, A.C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-671 Aplicación del penetrante.

Por inmersión, por aspersión o con brocha.

IMENDE, A.C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-672 Tiempo de penetración.

De acuerdo a tablas (Norma SE-165) para temperatura estándar o cómo se haya calificado por demostración; este tiempo es crítico.

IMENDE, A.C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-673 Remoción de exceso.

Después de haberse cumplido, el tiempo de penetración debe removerse el exceso del penetrante de la superficie.

IMENDE, A.C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-675 Revelado.

El revelador debe aplicarse tan pronto como sea posible después de remover el exceso del penetrante; aplicar una capa fina y homogénea.

IMENDE, A.C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

T-675 Revelado.

Solamente reveladores húmedos deben utilizarse en penetrantes contrastantes; en penetrantes fluorescentes se pueden utilizar reveladores húmedos o secos.

IMENDE, A.C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

151

T-676 Interpretación final.
Debe ser realizada después de
transcurrido el tiempo de revelado (de
7 a 30 minutos)

IMENDE, A C

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

152

T-676 Interpretación final.
Si la superficie de una pieza es
grande y no puede examinarse
completamente dentro del lapso
establecido, la inspección debe
hacerse por zonas.

IMENDE, A C

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

153

T-676.3 Penetrantes contrastantes.
Una iluminación adecuada es
requerida para obtener una
sensibilidad adecuada durante la
examinación y evaluación de las
indicaciones.

IMENDE, A C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

154

T-676.3 Penetrantes contrastantes.
SE-165: Intensidad mínima en el
sitio es de 32.5 candelas/pie
(350 luxes)

IMENDE, A C

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

155

T-676.4 Penetrantes fluorescentes.
La examinación es realizada en un
área oscura, utilizando luz negra,
en el caso de que el técnico use
lentes, éstos no deben ser
fotosensibles.

IMENDE, A C

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTICLE 6

156

T-676.4 Penetrantes fluorescentes.
Se requiere de una intensidad de al
menos de 300 cd/cm² sobre la
superficie.
SE-165: Maxima 3 cd/pie (32 luxes)
de luz ambiental.

IMENDE, A C.

REQUISITOS DE PT
ASME SECTION V ARTÍCULO 6

T-680 Evaluación.
Todas las indicaciones deben ser evaluadas en base al estándar de aceptación de la Sección del Código de referencia.

IMENDE, A C

CRITERIOS DE ACEPTACIÓN
ASME SECTION VIII DIVISION 1

8-3 Evaluación de Indicaciónes.
Indicaciónes con dimensiones mayores a 1/16" deben considerarse relevantes.

IMENDE, A C

CRITERIOS DE ACEPTACIÓN
ASME SECTION VIII DIVISION 1

- Indicación lineal. L/A mayor a 3.
- Indicación redondeada. L/A menor o igual a 3 (circular o elíptica).
- Deben reexaminarse cualquier indicación dudosa o cuestionable.

IMENDE, A C

CRITERIOS DE ACEPTACIÓN
ASME SECTION VIII DIVISION 1

8-4 Estándar de aceptación.
Todas las superficies examinadas deben estar libres de:

- Indicaciónes lineales relevantes.
- Indicaciónes redondeadas mayores a 3/16".

IMENDE, A C

CRITERIOS DE ACEPTACIÓN
ASME SECTION VIII DIVISION 1

8-4 Estándar de aceptación.
Todas las superficies examinadas deben estar libres de:

- 4 o más indicaciones redondeadas relevantes en línea separadas por 1/16" o menos de borde a borde.

IMENDE, A C



CRITERIOS DE ACEPTACIÓN
ASME SECTION VIII DIVISION 1

8-5 Reparaciones

Los defectos deben ser reparados y hacer una reexaminación para asegurar su eliminación o reducción a un tamaño aceptable.

IMENDE, A.C

CRITERIOS DE ACEPTACIÓN
ASME SECTION VIII DIVISION 1

8-5 Reparaciones

La reparación con soldadura debe hacerse con un procedimiento calificado.

IMENDE, A.C

CRITERIOS DE ACEPTACIÓN
ASME SECTION VIII DIVISION 1

8-5.1 Zonas exploradas.

Después de que un defecto ha sido removido y antes de reparar con soldadura, el área debe ser reexaminada.

IMENDE, A.C

CRITERIOS DE ACEPTACIÓN
ASME SECTION VIII DIVISION 1

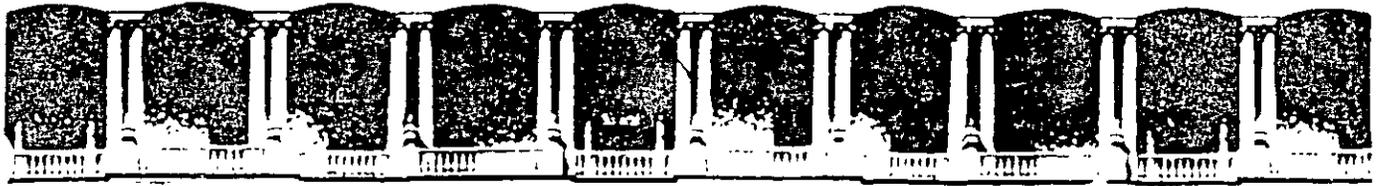
8-6.2 Áreas reparadas

Después de la reparación con soldadura, el área debe ser reexaminada con PT y por métodos aplicados inicialmente.

IMENDE, A.C

GRACIAS

IMENDE, A.C



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

“Tres décadas de orgullosa excelencia” 1971 - 2001

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN INGENIERIA DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

MODULO III: RECIPIENTES A PRESION, PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS Y VÁLVULAS DE SEGURIDAD

TEMA

INSPECCION NO DESTRUCTIVA POR EL METODO DE PARTICULAS MAGNETICAS “ MT “

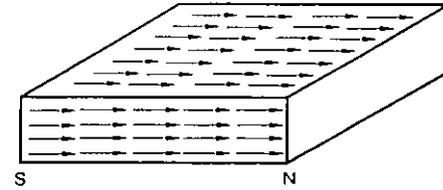
**EXPOSITOR: ING. BONIFACIO ALANIS TOLEDO
PALACIO DE MINERIA
SEPTIEMBRE DEL 2001**

INSPECCION NO DESTRUCTIVA POR EL METODO DE PARTICULAS MAGNETICAS *** MT ***

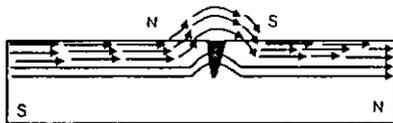
DESCRIPCION

Es un método de END que utiliza corriente eléctrica para crear un flujo magnético en una pieza y al aplicarse un polvo ferromagnético produce la indicación donde exista distorsión en las líneas de flujo

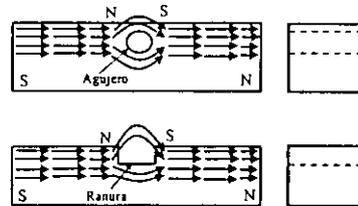
LINEAS DE FLUJO SIN DISTORSION



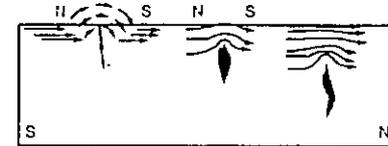
DISTORSION DE LAS LINEAS DE FLUJO



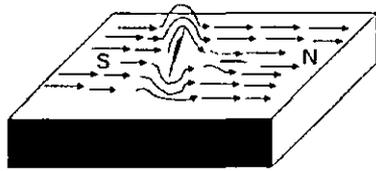
DISTORSION DE LAS LINEAS DE FLUJO



PROFUNDIDAD MAXIMA DE DETECCION

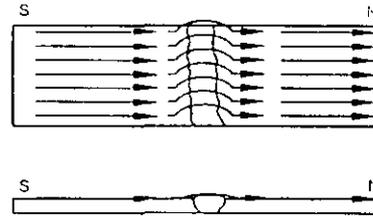


ORIENTACION DE LAS DISCONTINUIDADES DETECTABLES



Imende A.C.

CAMBIOS DE PERMEABILIDAD



Imende A.C.

APLICACIONES

Esta técnica se aplica a piezas de fundición, forjadas, roladas, cordones de soldadura; inspección en servicio de algunas partes de avión, ferrocarril, recipientes a presión, ganchos y engranes de grúa, estructuras de plataforma, etc.

Imende A.C.

APLICACIONES

Se utilizan para la detección de discontinuidades superficiales y subsuperficiales (hasta 1/4" de profundidad aproximadamente, para situaciones prácticas) en materiales ferromagnéticos.

Imende A.C.

10

APLICACIONES

Es sensible para la detección de discontinuidades de tipo lineal, tales como grietas, desgarres en caliente, traslapes, costuras, faltas de fusión, laminaciones, etc.

Imende A.C.

11

VENTAJAS

- ✦ La inspección es más rápida que los líquidos penetrantes y barata.
- ✦ Equipo relativamente simple, provisto de controles para ajustar la corriente, y un amperímetro visible, conectores para HWDC (FWDC) y AC.

Imende A.C.

12

VENTAJAS

- ♦ Portabilidad y adaptabilidad a muestras pequeñas o grandes.
- ♦ Requiere menor limpieza que PT.
- ♦ Detecta tanto discontinuidades superficiales y subsuperficiales.

Imende, A.C

13

VENTAJAS

- ♦ Las indicaciones son producidas directamente en la superficie de la pieza, indicando la longitud, localización, tamaño y forma de las discontinuidades.
- ♦ El equipo no requiere de un mantenimiento extensivo.

Imende, A.C

14

VENTAJAS

Mejor examinación de las discontinuidades que se encuentran llenas de carbón, escorias u otros contaminantes y que no pueden ser detectadas con una inspección por Líquidos Penetrantes.

Imende, A.C

15

LIMITACIONES

- ♦ Es aplicable solamente a materiales ferromagnéticos; en soldadura, el metal depositado debe ser también ferromagnético.
- ♦ No detectará discontinuidades que se encuentren en profundidades mayores de 1/4".

Imende, A.C

16

LIMITACIONES

La detección de una discontinuidad dependerá de muchas variables, tales como la permeabilidad del material, tipo, localización y orientación de la discontinuidad, cantidad y tipo de corriente magnetizante empleada.

Imende, A.C

17

LIMITACIONES

- ♦ La aplicación del método en el campo es de mayor costo.
- ♦ La rugosidad superficial puede distorsionar las líneas de flujo.
- ♦ Se requieren dos o más inspecciones secuenciales con diferentes magnetizaciones.

Imende, A.C

18

LIMITACIONES

- ✦ Generalmente después de la inspección se requiere de una desmagnetización.
- ✦ Debe tenerse cuidado en evitar quemadas por arco eléctrico en la superficie de la pieza con la técnica de puntas de contacto.

Imende, A.C

19

LIMITACIONES

Aunque las indicaciones formadas con partículas magnéticas son fácilmente observables, la experiencia en el significado de su interpretación es muchas veces necesario.

Imende, A.C

20

PRINCIPIOS FISICOS EN LOS QUE SE BASA EL METODO

- ✦ Propiedad de algunos materiales de poder ser magnetizados, y;
- ✦ Distorsión de las líneas de flujo al interceptar un cambio de permeabilidad.

Imende, A.C

21

PRINCIPIOS BASICOS DEL MAGNETISMO

Los materiales que son susceptibles de imantarse o magnetizarse son aquellos que en su estructura molecular existen dominios magnéticos o también llamados dipolos magnéticos.

Imende, A.C

22

DOMINIO MAGNETICO

En los materiales ferromagnéticos sus granos (cristales individuales) se encuentran divididos en dominios que son regiones del material completamente magnetizados, separados por fronteras los cuales poseen un campo magnético elemental formando un pequeño imán.

Imende, A.C

23

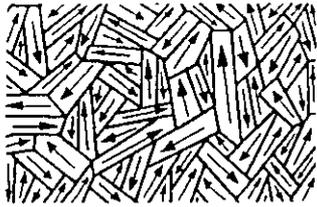
DOMINIO MAGNETICO

- ✦ Son imanes moleculares diminutos provocados por el movimiento de los electrones en un átomo.
- ✦ Un material ferromagnético no magnetizado presenta una distribución al azar de sus moléculas o dominios magnéticos.

Imende, A.C

24

DOMINIOS MAGNETICOS NO ORIENTADOS



Imende, A.C

25

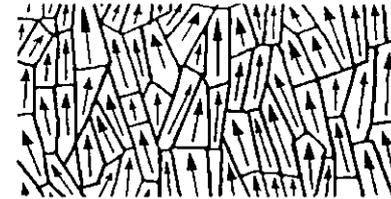
DOMINIO MAGNETICO

Un material ferromagnético al estar cerca de un campo magnético o eléctrico, hará que sus dominios magnéticos se orienten parcial o totalmente en una determinada dirección, dependiendo de la fuerza del campo.

Imende, A.C

26

DOMINIOS MAGNETICOS ORIENTADOS



Influencia del campo magnético

Imende, A.C

27

MAGNETISMO

Es una fuerza invisible que tiene la habilidad para hacer trabajo mecánico de atracción o repulsión de materiales magnetizables.

Imende, A.C

28

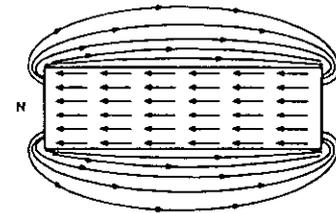
FLUJO MAGNETICO

Es la fuerza resultante de la suma de las fuerzas de campo individual de los dominios magnéticos; son las líneas de fuerza generadas por un imán, un electroimán o un conductor que es recorrido por una corriente eléctrica.

Imende, A.C

29

CARACTERISTICAS DE UN IMAN



Imende, A.C

30

IMAN

Es un material que tiene orientados total o parcialmente sus dominios magnéticos, su habilidad para atraer o repeler se concentra en los extremos llamados polos.

Imende, A.C.

31

IMAN

Cada imán tiene al menos dos polos opuestos que son atraídos por los polos magnéticos de la tierra, conocidos como Norte y Sur respectivamente.

Imende, A.C.

32

POLOS MAGNETICOS

Polo Norte:

Es aquel en el cual las líneas de flujo salen del imán.

Polo sur:

Es aquel en el cual las líneas de flujo entran al imán.

Imende, A.C.

33

LINEAS DE FUERZA O FLUJO MAGNETICO

- ✦ Representan y describen la dirección del flujo magnético producido por la alineación de las fuerzas de campo individual de los dominios magnéticos.
- ✦ No son observables a simple vista.

Imende, A.C.

34

CARACTERISTICAS DE LAS LINEAS DE FLUJO

- ✦ Forman trayectorias cerradas .
- ✦ No se traslapan o cruzan entre si.
- ✦ Fluyen del polo sur al polo norte por dentro del imán y de norte a sur fuera de él.

Imende, A.C.

35

CARACTERISTICAS DE LAS LINEAS DE FLUJO

- ✦ Su concentración es mayor en los polos.
- ✦ Siguen la trayectoria de menor resistencia.
- ✦ Son distorsionadas cuando son interceptadas por una discontinuidad.

Imende, A.C.

36

CAMPO MAGNETICO

Es el espacio ocupado por las líneas de flujo o de fuerza magnética dentro y alrededor de un imán.

Imende, A.C.

37

MATERIALES INFLUENCIADOS POR LOS CAMPOS MAGNETICOS

Clasificación de los materiales dependiendo de su comportamiento dentro de un campo magnético:

1. Materiales ferromagnéticos.
2. Materiales paramagnéticos.
3. Materiales diamagnéticos.

Imende, A.C.

38

MATERIALES FERROMAGNETICOS

- a) Son fácilmente magnetizables.
- b) Son fuertemente atraídos por un campo magnético.
- c) Son capaces de retener su magnetización después que la fuerza magnetizante ha sido removida.

Imende, A.C.

39

MATERIALES FERROMAGNETICOS

- ♦ Hierro.
- ♦ Níquel y cobalto, como elementos.
- ♦ Mayoría de los aceros, inclusive inoxidables de la serie 400 y 500.
- ♦ Gadolinio.
- ♦ Aleaciones de cobalto y níquel.

Imende, A.C.

40

MATERIALES PARAMAGNETICOS

Materiales que son débilmente atraídos por un campo magnético y tienen una pequeña tendencia a la magnetización.

Imende, A.C.

41

MATERIALES PARAMAGNETICOS

- ♦ Aluminio y magnesio.
- ♦ Molibdeno y litio.
- ♦ Cromo y platino.
- ♦ Sulfato de cobre.
- ♦ Estaño, potasio, etc.

Imende, A.C.

42

MATERIALES DIAMAGNETICOS

- a) No son magnetizables.
- b) No son atraídos por un campo magnético.
- c) Son ligeramente repelidos por un campo magnético.

Imende, A.C

43

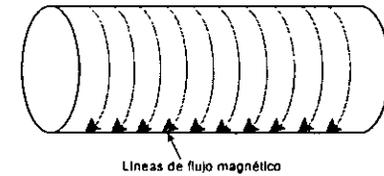
MATERIALES DIAMAGNETICOS

- + Mercurio y oro.
- + Bismuto y zinc.
- + Cobre y plata.
- + Plomo, etc.

Imende, A.C

44

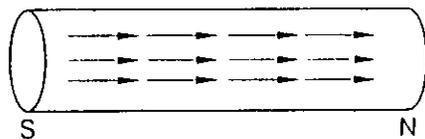
MAGNETIZACION CIRCULAR



Imende, A.C.

45

MAGNETIZACION LONGITUDINAL



Imende, A.C

46

PARTICULAS MAGNETICAS

Básicamente son materiales ferromagnéticos en polvo que se les adiciona color (fluorescente o no fluorescente) para hacerlos fácilmente visibles sobre la superficie de la pieza.

Imende, A.C

47

PARTICULAS MAGNETICAS

Las partículas son diseñadas para ser usadas como un flujo libre de polvo seco o como suspensión (partículas húmedas) en una concentración en un medio líquido adecuado.

Imende, A.C

48

PARTICULAS SECAS

Imende, A.C

49

VENTAJAS

- ✦ No necesitan preparación.
- ✦ Se aplican por aspersión o espolvoreado.
- ✦ Se pueden utilizar bajo condiciones extremas ambientales (frío o calor).
- ✦ Son mejores para detectar discontinuidades subsuperficiales.

Imende, A.C

50

VENTAJAS

- ✦ Movilidad superior con HW.
- ✦ Fáciles de remover.
- ✦ Color: rojo, negro, gris, azul, verde, naranja.
- ✦ Debe seleccionarse un color que contraste con la superficie a inspeccionar.

Imende, A.C

51

DESVENTAJAS

- ✦ Menor probabilidad de detección de discontinuidades finas.
- ✦ Difícil de usar en magnetizaciones en la posición de sobrecabeza.
- ✦ No existe evidencia de cobertura completa en la superficie.

Imende, A.C

52

DESVENTAJAS

- ✦ Promedio menor de producción de piezas inspeccionadas.
- ✦ Difícil de adaptar a sistemas de inspección automática.
- ✦ Existe probabilidad de inhalarlas.

Imende, A.C

53

PARTICULAS EN SUSPENSION

- ✦ Son suspendidas en un vehículo en una concentración dada, tales como el agua acondicionada o un destilado ligero de petróleo.
- ✦ Se aplican por aspersión o por baño.

Imende, A.C

54



PARTICULAS EN SUSPENSION

- ♦ Dos tipos: fluorescentes y no fluorescentes.
- ♦ Se suministran secas o premezcladas en un concentrado de agua o con un destilado de petróleo.
- ♦ Generalmente se utilizan en unidades horizontales.

Imende, A.C

55



PARTICULAS EN SUSPENSION

- ♦ Detectan discontinuidades muy finas.
- ♦ Se utilizan a puerta cerrada o donde puede controlarse la luz ambiental.
- ♦ Son de color verde/amarillo brillante (fluorescente).

Imende, A.C

56



PARTICULAS EN SUSPENSION

- ♦ Son de color negro o café rojizo (no fluorescente)
- ♦ La concentración inicial del baño debe realizarse, tal como lo indique el fabricante y diariamente verificarse por decantación.

Imende, A.C

57



VERIFICACION DE LA CONCENTRACION



Imende, A.C

58



INDUCCION DE CAMPOS MAGNETICOS

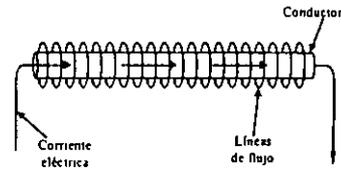
El físico danés Hans Christian Oersted descubrió en 1820 que cuando una corriente eléctrica fluye a través de un conductor, se forma un flujo magnético alrededor del conductor.

Imende, A.C

59



INDUCCION DE CAMPO MAGNETICO



Imende, A.C

60

INDUCCION DE CAMPOS MAGNETICOS

La dirección de las líneas de flujo magnético se encuentran siempre a 90° con respecto a la dirección del flujo de la corriente eléctrica.

Imende, A.C

61

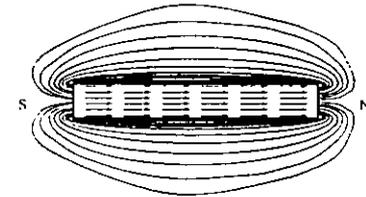
INDUCCION DE CAMPOS MAGNETICOS

En un alambre conductor, la densidad de flujo o número de líneas de fuerza por unidad de área es uniforme a lo largo de la longitud del conductor y decrece uniformemente al incrementar la distancia desde el conductor.

Imende, A.C

62

INDUCCION DE CAMPOS MAGNETICOS



Imende, A.C

63

EFFECTO MAGNETICO EN UN ALAMBRE ENROLLADO

Amper demostró que:

- La intensidad del flujo magnético es proporcional al número de vueltas
- Al introducir en la bobina un núcleo de hierro, se obtiene un poderoso electroimán.

Imende, A.C

64

METODOS PARA LA GENERACION DE CAMPOS MAGNETICOS

- † Imanes permanentes.
- † Electroimanes, o;
- † Campos magnéticos asociados con el flujo de corriente.

Imende, A.C

65

MAGNETIZACION CON IMANES PERMANENTES

Imende, A.C

66

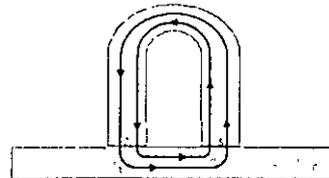
MAGNETIZACION CON IMANES PERMANENTES

Se emplean yugos donde no se dispone de corriente eléctrica o donde no se permite un arco eléctrico (en atmósferas explosivas) o en inspecciones submarinas (estructura de plataformas)

Imende, A.C

67

LINEAS DE FLUJO MAGNETICO EN UN IMAN DE HERRADURA



Imende, A.C

68

LIMITACIONES

No pueden ser magnetizadas áreas grandes; la densidad de flujo no puede variarse; si el imán es muy fuerte, será difícil separarlo de la pieza; las partículas al adherirse al imán puede ocultar posibles indicaciones relevantes.

Imende, A.C

69

TIPOS DE CORRIENTES MAGNETIZANTES

- 1) Corriente alterna (AC)
- 2) Corriente continua (CC)
- 3) Corriente directa o rectificada (DC)
 - ♦ Monofásica: HW y FW
 - ♦ Trifásica: HWDC y FWDC.

Imende, A.C

70

MAGNETIZACION CON CORRIENTE ELECTRICA

Básicamente la magnetización es derivada del campo magnético circular generado cuando una corriente eléctrica fluye a través de un conductor.

Imende, A.C

71

CORRIENTE ALTERNA (AC)

Debido a su efecto de piel o pelicular produce una excelente magnetización uniforme en la superficie o muy cerca a ella. La penetración es dependiente de la frecuencia (aprox. 2 mm a 50 Hz).

Imende, A.C

72

CORRIENTE ALTERNA (AC)

- ✦ Es muy útil para la detección de grietas por fatiga abiertas a la superficie.
- ✦ El magnetismo residual es fácil de remover en la desmagnetización.

Imende, A.C

73

CORRIENTE ALTERNA (AC)

Al invertir alternadamente su polaridad produce un efecto pulsante en el flujo magnético, ésto agita a las partículas facilitando su movilidad hacia los puntos donde existen distorsión de las líneas de flujo incrementando el tamaño y visibilidad de las indicaciones.

Imende, A.C

74

CORRIENTE CC

Inicialmente fue la más utilizada por su alta penetración; se obtiene de un banco de baterías o un generador; puede ser empleada por descarga de capacitores para establecer un campo magnético residual en tubería, carcasas y tubería de perforación.

Imende, A.C

75

DESVENTAJAS DE CC

- ✦ El alto costo de las baterías y su mantenimiento.
- ✦ La desmagnetización es difícil, debido a su alta penetración.
- ✦ Durante la carga de baterías, se tiene emanaciones corrosivas
- ✦ La movilidad que da a las partículas es mínima.

Imende, A.C

76

CORRIENTE DC

Corriente Alterna Rectificada de Media Onda:

Frecuentemente se emplea con partículas secas en magnetización localizada (puntas de contacto y yugos) para la detección de discontinuidades subsuperficiales en piezas de fundición y soldaduras.

Imende, A.C

77

CORRIENTE DC

- ✦ Su tipo pulsante produce una máxima movilidad a las partículas.
- ✦ Produce una densidad de flujo de cero en el centro de la pieza. A partir de ahí se incrementa la densidad hasta alcanzar el valor máximo en la superficie de la pieza.

Imende, A.C

78

CORRIENTE DC

Corriente Alternada Rectificada de Onda Completa:

La corriente trifásica es muy semejante a la corriente CC, sólo tiene una ondulación del 3 al 5%, puede saturar magnéticamente una sección transversal.

Imende, A.C.

79

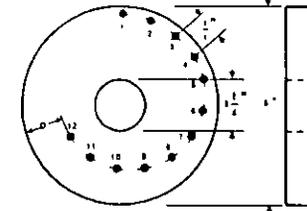
CORRIENTE DC

Es comúnmente empleada en los métodos residual y continuo. Además de utilizarse en piezas pintadas o con recubrimientos metálicos; la movilidad que da a las partículas es bajo.

Imende, A.C.

80

ANILLO DE CALIBRACION

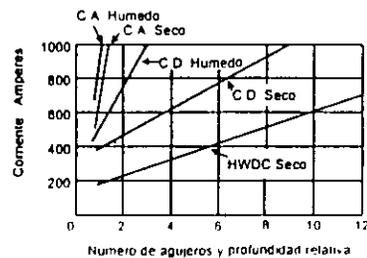


Agujero	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Diámetro	07	07	07	07	07	07	07	07	07	07	07	07
D	07	14	21	28	35	42	49	56	63	70	77	84

Imende, A.C.

81

DETECCION DE DISCONTINUIDADES SUBSUPERFICIALES



Imende, A.C.

82

TECNICAS DE MAGNETIZACION

- a) **Directa:** La corriente magnetizante fluye directamente a través de la pieza, creando un flujo magnético circular en ella.
Puntas de contacto, cabezales, pinzas o mordazas y electrodos imantados.
La magnetización se efectúa por conducción de la corriente.

Imende, A.C.

83

TECNICAS DE MAGNETIZACION

- b) **Indirecta:**

La corriente no fluye a través de la pieza, sino en un conductor secundario; el campo magnético es inducido en la pieza, la cual puede crear un campo circular/toroidal, longitudinal o multidireccional.

Imende, A.C.

84

TECNICAS DE MAGNETIZACION INDIRECTA

- ♦ Bobina.
- ♦ Cable enrollado.
- ♦ Yugo electromagnético.
- ♦ Conductor central.

Imende, A.C

85

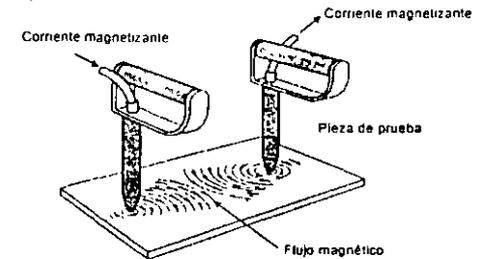
PUNTAS DE CONTACTO

Se utilizan electrodos de cobre, bronce o aluminio; al hacer pasar la corriente a través de ellos, ésto produce un campo magnético circular en la pieza, alrededor y entre cada electrodo suficiente para una examinación local.

Imende, A.C

86

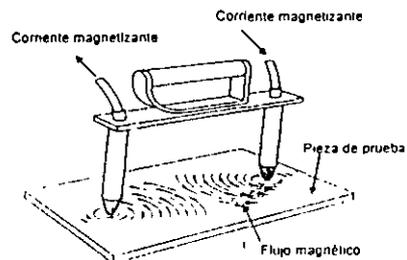
PUNTAS DE CONTACTO



Imende, A.C

87

PUNTAS DE CONTACTO



Imende, A.C

88

PUNTAS DE CONTACTO

Las puntas de los electrodos deben estar limpias para minimizar calentamientos en zonas de contacto y evitar quemaduras por arco eléctrico, ya que ésto podría causar puntos de alta dureza (concentración de esfuerzos) y grietas.

Imende, A.C

89

PUNTAS DE CONTACTO

- ♦ No deben usarse en superficies maquinadas o componentes aeroespaciales.
- ♦ Algunas normas y/o especificaciones restringen su uso.

Imende, A.C

90

PUNTAS DE CONTACTO

La mayor probabilidad de daños es en aceros con 0.3 a 0.4% o más de contenido de carbono. La menor probabilidad de daños es en aceros con bajo contenido de carbono, tal como el que se utiliza para la construcción de estructuras.

Imende, A.C.

91

USOS DE LAS PUNTAS DE CONTACTO DE CONTACTO

- ♦ Son más sensibles para detectar discontinuidades subsuperficiales usando HW, partículas secas y método continuo.
- ♦ Piezas de fundición y de forja.
- ♦ Inspección en el campo de soldaduras en tanques y estructuras.

Imende, A.C.

92

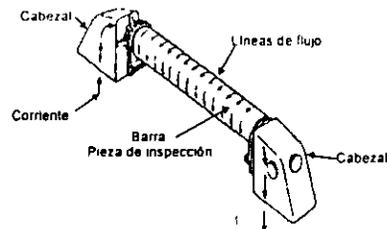
ENTRE CABEZALES

La pieza se coloca entre dos cabezales y se aplica la corriente directamente a través de ella, esto produce un flujo magnético circular aproximadamente perpendicular a la dirección de la corriente.

Imende, A.C.

93

ENTRE CABEZALES



Imende, A.C.

94

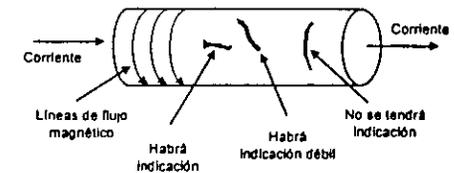
USOS ENTRE CABEZALES

Para piezas pequeñas no huecas con maquinado final inclusive: piezas de fundición, forjadas, tornillos, birlos, flechas, ejes, vástagos. Generalmente se emplean unidades horizontales con HW o FWDC y partículas en suspensión fluorescentes.

Imende, A.C.

95

DISCONTINUIDADES DETECTABLES ENTRE CABEZALES



Imende, A.C.

96

PINZAS O MORDAZAS

La corriente magnetizante se aplica a la pieza a través de las pinzas o mordazas, produciéndose un campo magnético circular en la pieza.

Imende, A.C.

97

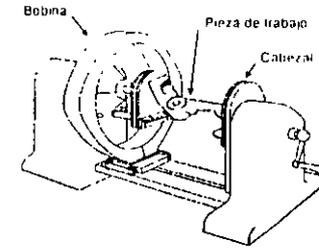
BOBINA O CABLE ENROLLADO

La magnetización se efectúa pasando corriente a través de una bobina fija de vueltas múltiples o de cable enrollado alrededor de la pieza o en una sección de ella, esto produce un campo magnético longitudinal, paralelo al eje de la bobina.

Imende, A.C.

98

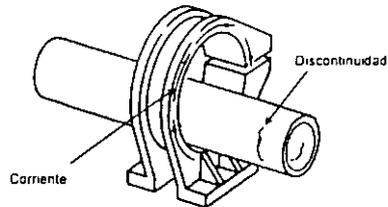
BOBINA O CABLE ENROLLADO



Imende, A.C.

99

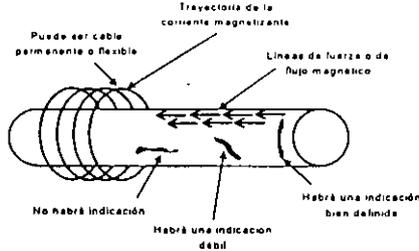
BOBINA O CABLE ENROLLADO



Imende, A.C.

100

DISCONTINUIDADES DETECTABLES CON BOBINA



Imende, A.C.

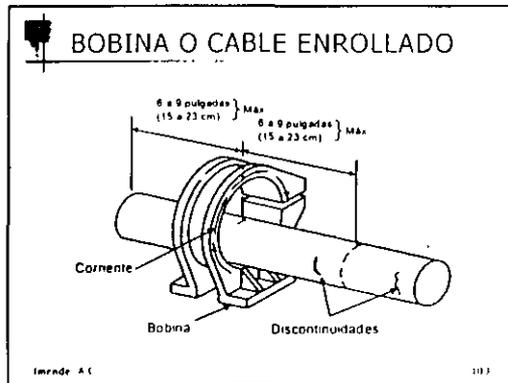
101

BOBINA O CABLE ENROLLADO

La densidad de flujo que pasa a través del interior de la bobina es proporcional al producto de la corriente (I) en Amperes y el número de vueltas en la bobina (N). En una pieza larga, la distancia total efectiva que puede ser inspeccionada es de 6 a 9" en cualquier lado de la bobina.

Imende, A.C.

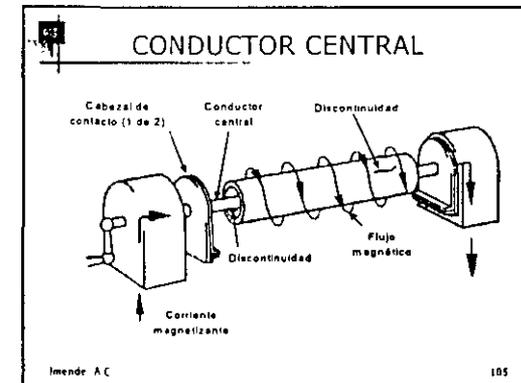
102



CONDUCTOR CENTRAL

Las piezas de forma cilíndrica o anillos se magnetizan circularmente pasando corriente a través de un conductor secundario. El conductor, referido como conductor central, es pasado a través del hueco de la pieza y el flujo magnético circular es inducido en ella.

Imende, A.C. 104



CONDUCTOR CENTRAL

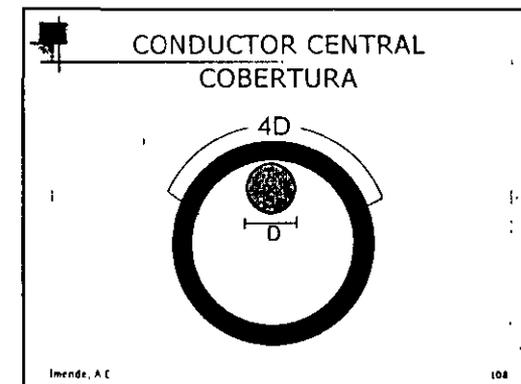
Esta técnica se emplea para examinar la superficie interna o externa de anillos o piezas de forma cilíndrica. Los conductores son fabricados de material sólido o tubular, no magnético o ferromagnético, que sean buenos conductores de la electricidad.

Imende, A.C. 106

CONDUCTOR CENTRAL

En cilindros de diámetro grande, el conductor se coloca cerca de la superficie interna del cilindro, la circunferencia deberá ser examinada en incrementos, la región efectiva de cobertura es igual a 4 veces el diámetro del conductor.

Imende, A.C. 107



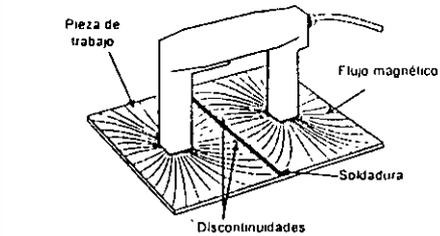
YUGO ELECTROMAGNETICO

Consiste de un cable enrollado alrededor de un núcleo en forma de "U" hecho de hierro dulce (blando). Las extremidades del yugo pueden ser fijas o ajustables; los hay de corriente alterna, corriente directa o ambas.

Imende, A.C

109

YUGO ELECTROMAGNETICO



Imende, A.C

110

YUGO ELECTROMAGNETICO

Los yugos de corriente directa tienen mayor penetración. Los de corriente alterna concentran el flujo magnético sobre la superficie de la pieza.

Imende, A.C

111

METODOS DE EXAMINACION

- a) **Continuo:** Las partículas magnéticas se aplican mientras la fuerza magnetizante está actuando.
- b) **Residual:** Primero se magnetiza la pieza y después se remueve la fuerza magnetizante para posteriormente aplicar las partículas.

Imende, A.C

112

SECUENCIA GENERAL DE INSPECCION

- 1) Limpieza previa.
- 2) Magnetización circular.
- 3) Inspección, discontinuidades longitudinales.
- 4) Magnetización longitudinal.

Imende, A.C

113

SECUENCIA GENERAL DE INSPECCION

- 5) Inspección discontinuidades transversales
- 6) Registro de indicaciones.
- 7) Desmagnetización.
- 8) Limpieza final.

Imende, A.C

114

**REQUISITOS DE INSPECCION
PARA RECIPIENTES A PRESION**

Código ASME BPV Sección V:

Artículo 7: "Examinación por partículas magnéticas".

Artículo 25: "Estándares para partículas magnéticas".

SE-709 (ASTM E-709) Guía estándar para la examinación por MT

ASME, A.C.

115

CRITERIOS DE ACEPTACION

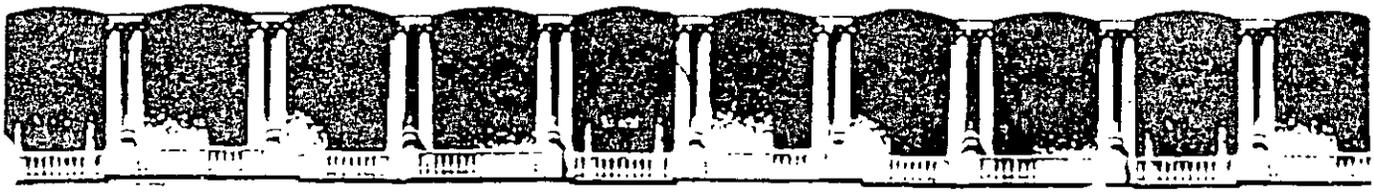
**Código ASME BPV Sección VIII
DIV. 1:**

Apéndice 6: Métodos para la examinación por partículas magnéticas (MT).

El estándar de aceptación para MT coincide con el aplicable a líquidos penetrantes (Apéndice 8)

ASME, A.C.

116



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

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN INGENIERIA DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

MODULO III: RECIPIENTES A PRESION, PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS Y VÁLVULAS DE SEGURIDAD

TEMA

INSPECCION NO DESTRUCTIVAS POR EL METODO DE RADIOGRAFIA " RT "

**EXPOSITOR: ING. BONIFACIO ALANIS TOLEDO
PALACIO DE MINERIA
SEPTIEMBRE DEL 2001**

INSPECCIÓN NO DESTRUCTIVA POR EL MÉTODO DE RADIOGRAFÍA *** RT ***

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

DESCRIPCIÓN

Es un método de END que utiliza radiación ionizante de alta energía, que al pasar a través de un material sólido, parte de su energía se atenúa debido a la diferencias de espesores, densidad o presencia de discontinuidades

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

DESCRIPCIÓN

Las variaciones de atenuación o absorción son detectadas y registradas en una película radiográfica o pantalla fluorescente, obteniéndose una imagen de la estructura interna de una pieza o componente

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

PRINCIPIO BÁSICO

Se basa en la propiedad que poseen los materiales de atenuar o absorber parte de la energía de radiación cuando son expuestos a ésta.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

ATENUACIÓN DE LA RADIACIÓN

La atenuación de la radiación ionizante es:

- ✦ Directamente proporcional al espesor y densidad del material.
- ✦ Inversamente proporcional a la energía del haz de radiación

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

ATENUACIÓN DE LA RADIACIÓN

Las diferencias de atenuación producen diferencias en la ionización del bromuro de plata de la película radiográfica y esto provocará (al revelar la película) cambios de densidad radiográfica (grado de ennegrecimiento).

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

ATENUACIÓN DE LA RADIACIÓN

Un área oscura (alta densidad) en una radiografía, puede deberse a un menor espesor o la presencia de un material de menor densidad, tal como una escoria en una soldadura o una cavidad por gas atrapado en una pieza de fundición.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

ATENUACIÓN DE LA RADIACIÓN

Un área más clara (menor densidad) en una radiografía, puede deberse a secciones de mayor espesor o un material de mayor densidad, tal como una inclusión de tungsteno en una soldadura de arco eléctrico con electrodo de tungsteno y gas de protección (GTAW)

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

RADIACIÓN IONIZANTE

En la industria se emplean dos tipos de radiación para la Inspección Radiográfica

- ✦ Rayos X
- ✦ Rayos Gamma (γ)
- ✦ La principal diferencia entre ellos es su origen de cómo se producen.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

ANTECEDENTES HISTÓRICOS

- ✦ Los Rayos X fueron descubiertos en 1895 por el físico alemán Wilhelm Conrad Röntgen, considerado como el primer radiógrafo
- ✦ El físico francés Antoine Henri Becquerel, descubrió la radiactividad al analizar compuestos de uranio.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

ANTECEDENTES HISTÓRICOS

- ✦ Los esposos Curie (Pierre y Marie) en 1898 aislaron el Polonio (elemento radiactivo) a partir de minerales de Uranio
- ✦ En 1902 lograron aislar el Radio a partir del mineral pechblenda (de Uranio); el Radio es 300,000 veces más radiactivo que el Uranio

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

ANTECEDENTES HISTÓRICOS

- ✦ En Inglaterra, Rutherford descubrió que el Uranio emitía dos tipos de radiación y les llamó Radiación Alfa (α) y Radiación Beta (β).
- ✦ En 1900, Villard (físico francés) descubrió el tercer tipo de radiación y le llamó rayos gamma.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

RADIATIVIDAD

Es la desintegración espontánea de los núcleos atómicos de ciertos elementos (isótopos radiactivos) acompañada de emisión de partículas radiactivas y de radiación electromagnética (Rayos γ)

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

RADIACIÓN X o γ

Son ondas electromagnéticas que viajan a la velocidad de la luz (300,000 Km/seg), no poseen carga eléctrica ni masa, son capaces de penetrar materiales densos como el acero y su energía es inversamente proporcional a su longitud de onda.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

APLICACIONES

Es aplicable para la detección, interpretación y evaluación de discontinuidades internas tales como grietas, porosidades, inclusiones metálicas o no metálicas, faltas de fusión, etc , en uniones con soldadura, piezas de fundición y piezas forjadas.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

VENTAJAS

- ♦ Puede usarse en materiales metálicos y no metálicos, ferrosos y no ferrosos
- ♦ Proporciona un registro permanente de la condición interna de un material

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

VENTAJAS

- ♦ Es más fácil poder identificar el tipo de discontinuidad que se detecta.
- ♦ Revela discontinuidades estructurales y errores de ensamble

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

LIMITACIONES

- ♦ Difícil de aplicar en piezas de geometría compleja o zonas poco accesibles.
- ♦ La pieza o zona debe tener acceso en dos lados opuestos

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

LIMITACIONES

- ◆ No detecta discontinuidades de tipo laminar.
- ◆ Se requiere observar medidas de seguridad para la protección contra la radiación

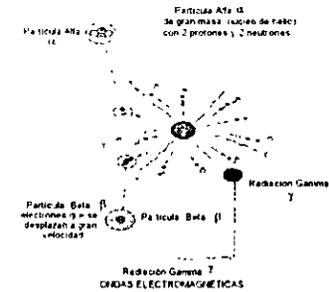
Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

GENERACIÓN DE RAYOS γ

Los Rayos γ son producidos por la desintegración nuclear de los átomos de isótopos radiactivos, éstos pueden ser naturales (Radio-226) o artificiales (Iridio-192, Cobalto-60)

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

RADIACIÓN NUCLEAR



ISÓTOPOS RADIATIVOS COMERCIALES

Son obtenidos por dos métodos.

- ◆ Como productos de la fisión nuclear, son recolectados y separados del mineral de desecho en un reactor atómico

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

ISÓTOPOS RADIATIVOS COMERCIALES

- ◆ Productos de la fisión nuclear:
 - Kriptón-83 (Kr-83)
 - Estroncio-90 (Sr-90)
 - Cesio-137 (Cs-137)
 - Bario-138 (Ba-138)

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

ISÓTOPOS RADIATIVOS COMERCIALES

Por el bombardeo con neutrones a átomos para que su núcleo capture neutrones y se tornen radiactivos sin cambiar a otro material o elemento

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

ISÓTOPOS RADIATIVOS COMERCIALES

- ✦ Por bombardeo con neutrones.
 - Cobalto (Co-60)
 - Iridio-192 (Ir-192)
 - Tulio-170 (Tm-170)

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

TIPOS DE RADIACIÓN NUCLEAR

- ✦ Partículas α o radiación (α)
- ✦ Partícula o radiación (β)
- ✦ Radiación gamma (γ).

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

CARACTERÍSTICAS DE LA RADIACIÓN ALFA (α)

- ✦ Son núcleos atómicos de helio (2 protones y 2 neutrones)
- ✦ Son 10 veces más ionizantes que los rayos γ
- ✦ Tienen bajo poder de penetración.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

CARACTERÍSTICAS DE LA RADIACIÓN ALFA (α)

- ✦ Su velocidad es 1/10 de la velocidad de la luz.
- ✦ Son fáciles de detener con unas hojas de papel.
- ✦ Tienen carga eléctrica positiva

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

CARACTERÍSTICAS DE LA RADIACIÓN BETA (β)

- ✦ Electrones emitidos desde el núcleo del átomo
- ✦ Poseen carga eléctrica negativa
- ✦ Su velocidad es 9/10 de la velocidad de la luz.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

CARACTERÍSTICAS DE LA RADIACIÓN BETA (β)

- ✦ Tienen bajo poder ionizante
- ✦ Pueden detenerse con un espesor de 1/4" de material plástico.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

FUENTES DE RAYOS γ

Son fuentes encapsuladas que contienen isótopos radiactivos metálicos o también pueden ser sales o gases absorbidos en un bloque de carbón

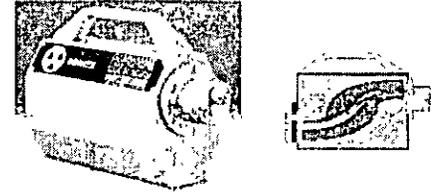
Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

FUENTES DE RAYOS γ

Son colocadas en contenedores blindados hechos de plomo o de Uranio para poder manejarla y protegerse contra la exposición a la radiación; las hay con control automático de exposición o manual

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

CONTENEDOR FUENTES DE RAYOS γ



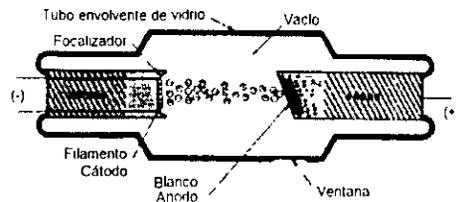
Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

GENERACIÓN DE LOS RAYOS X

Son producidos por la desaceleración brusca de los electrones al impactarse en un blanco o tarjeta generalmente de tungsteno; la energía de los rayos es controlada por los kV y la intensidad por los mA

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

GENERACIÓN DE RAYOS X



Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

INSPECCIÓN CON RAYOS X



Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

INSPECCIÓN CON RAYOS X



Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

EVALUACIÓN DE LA CALIDAD DE IMAGEN

Antes de interpretar y evaluar

- ✦ Todas las radiografías deben estar libres de daños mecánicos, químicos u otras manchas que al extenderse no enmascaren o puedan ser confundidas con imágenes de discontinuidades en el área de interés

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

EVALUACIÓN DE LA CALIDAD DE IMAGEN

Las manchas que deben evitarse son

- ✦ Velado
- ✦ Ralladuras, manchas de agua, manchas de los químicos
- ✦ Rasguños, marcas dactilares, polvos, marcas de corriente estática.
- ✦ Indicaciones falsas debido a pantallas defectuosas

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

EVALUACIÓN DE LA CALIDAD DE IMAGEN

Los parámetros que debe cumplir son

- ✦ Densidad radiográfica
Para Rayos γ , mínima 2.0 y la máxima es de 4.0
- ✦ Variaciones de densidad No deben ser mayores a -15 % y + 30% de la densidad medida en el penetrómetro

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

EVALUACIÓN DE LA CALIDAD DE IMAGEN

- ✦ Identificación permanente
- ✦ Marcas de localización
- ✦ Indicadores de calidad de imagen (penetrómetros).
- ✦ Sensibilidad radiográfica

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

CÓDIGO ASME BPV SEC. V

Requisitos de inspección para recipientes a presión

- Artículo 2. Examinación radiográfica.
- Artículo 3. Examinación radiográfica de fundiciones metálicas.
- Artículo 22: Requisitos suplementarios (Normas ASTM adoptadas)

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.

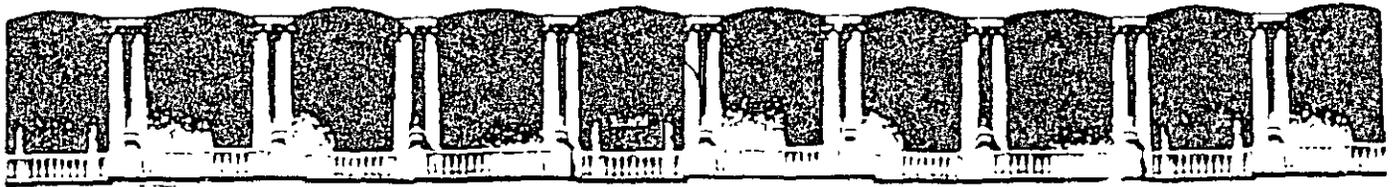
11
CÓDIGO ASME BPV SEC VIII
División 1

Criterios de aceptación y rechazo para uniones
soldadas en RSP

Parte UW-51 Indicaciones no redondeadas

Apéndice 4 Indicaciones redondeadas

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C.



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

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN INGENIERIA DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

MODULO III: RECIPIENTES A PRESION, PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS Y VÁLVULAS DE SEGURIDAD

TEMA

INSPECCION NO DESTRUCTIVA POR EL METODO DE ULTRASONIDO " UT "

**EXPOSITOR: ING. BONIFACIO ALANIS TOLEDO
PALACIO DE MINERIA
SEPTIEMBRE DEL 2001**

INSPECCIÓN NO DESTRUCTIVA POR EL MÉTODO DE ULTRASONIDO *** UT ***

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

ULTRASONIDO *** ONDAS ULTRASONICAS ***

- ♦ Son vibraciones mecánicas que se transmiten en un medio elástico (sólido, líquido o gas), con una frecuencia mayor al rango audible humano.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

DESCRIPCIÓN TEÓRICA

- ♦ Se basa en la capacidad de los materiales para transmitir ondas de sonido de alta frecuencia y la interacción de ambos determina: la sanidad, espesor de pared y variaciones de la estructura interna del material.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

ANTECEDENTES HISTÓRICOS.

- 1) Percusión de ruedas del ferrocarril con un martillo.
- 2) Desde 1924 rusos y alemanes se enfocaron al estudio y desarrollo de técnicas de END empleando ondas ultrasónicas.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

ESPECTRO DE ONDAS ACÚSTICAS

Es la serie resultante y ordenada del análisis de las ondas de sonido:

- ♦ Zona infrasónica: De 1 a 16 Hz.
- ♦ Zona audible: De 16 a 20 kHz.
- ♦ Zona ultrasónica: Mayor a 20 KHz

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

RANGOS DE FRECUENCIAS PARA INSPECCIÓN

Para examinación de materiales metálicos:

- ♦ Según tecnología alemana: de 0.2 a 25 MHz.
- ♦ Según tecnología americana: 0.5 a 25 MHz.

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

APLICACIONES EN LA INDUSTRIA

- 1) Detección y caracterización de discontinuidades internas.
- 2) Detección y evaluación de discontinuidades superficiales.

7

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

APLICACIONES EN LA INDUSTRIA

- 3) Determinación del % de adherencia en uniones bimetálicas (babbit, stellite, etc.)
- 4) Medición de espesores de pared y extensión de corrosión o erosión internas.

8

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

APLICACIONES EN LA INDUSTRIA

En las determinaciones con ultrasonido, se mide la atenuación y el tiempo de recorrido de la onda ultrasónica en un medio.

9

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

VENTAJAS

- ✦ Alto poder de penetración.
- ✦ Alta Sensibilidad.
- ✦ Mayor exactitud en la determinación de la posición, dimensión y orientación de una discontinuidad.

10

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

VENTAJAS

- ✦ Buen poder de resolución.
- ✦ Requiere acceso sólo a una superficie de la pieza.
- ✦ Las indicaciones instantáneas de las discontinuidades.
- ✦ No es peligroso para el cuerpo humano.

11

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

LIMITACIONES

- ✦ Requiere personal con buena preparación técnica y bastante experiencia
- ✦ Difícil inspeccionar piezas rugosas, de geometría compleja y muy delgadas, porosas o con estructura metalúrgica muy burda.

12

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

LIMITACIONES

- ✦ Difícil detectar y evaluar discontinuidades cercanas a la superficie, debido al campo muerto o zona muerta.
- ✦ Alto costo del equipo y accesorios.
- ✦ Requiere el uso de acoplantes.
- ✦ La evaluación es por comparación.

13

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

FUNDAMENTOS BÁSICOS DEL MÉTODO DE INSPECCIÓN POR ULTRASONIDO

14

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

SISTEMAS BÁSICOS DE INSPECCIÓN

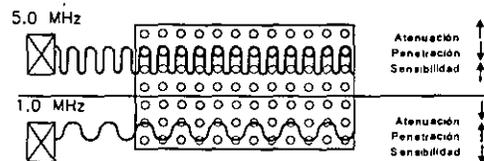
- ✦ Pulso-eco (impulsos).
 - a) Reflexión.
 - b) Transmisión a través.
 - c) Onda reflejada.

Es el más ampliamente utilizado en la industria.

15

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

COMPARACIÓN BÁSICA ENTRE ALTA Y BAJA FRECUENCIA



16

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

SISTEMAS BÁSICOS DE INSPECCIÓN

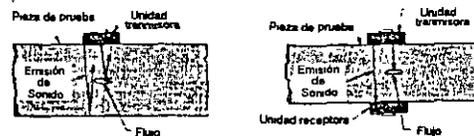
- ✦ Transmisión continua.

La señal eléctrica es enviada en forma ininterrumpida; se requiere de un transmisor y un receptor separados. Se utiliza en el estudio y análisis de los materiales.

17

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

PULSO-ECO: REFLEXIÓN Y TRANSMISIÓN A TRAVÉS



18

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

FUNCIONAMIENTO BÁSICO

Los equipos ultrasónicos funcionan bajo el principio de movimiento rectilíneo uniforme:

$$v = \frac{d}{t}, \text{ donde } d = v \cdot t$$

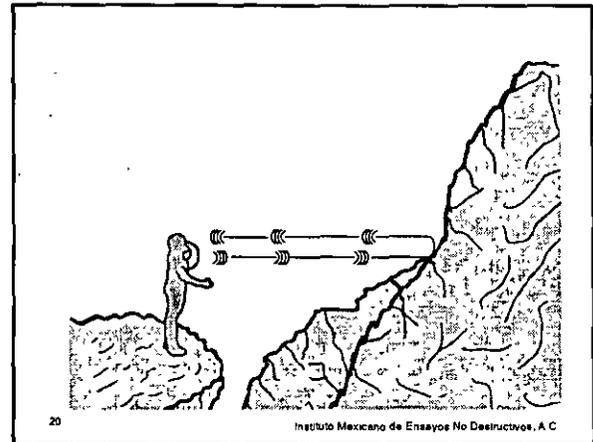
Donde:

La velocidad es una constante; $V=0 \text{ m/s}$

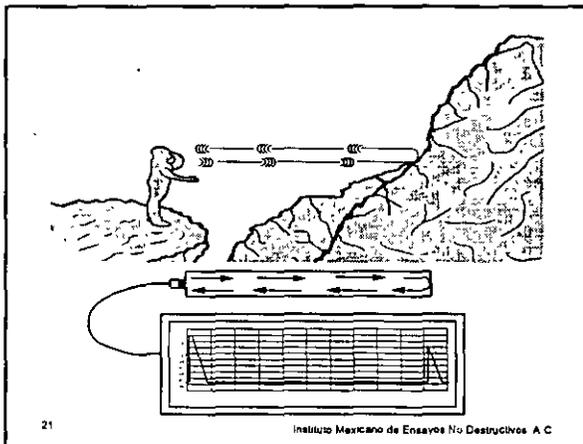
La aceleración es igual a cero; $a=0 \text{ m/s}^2$

19

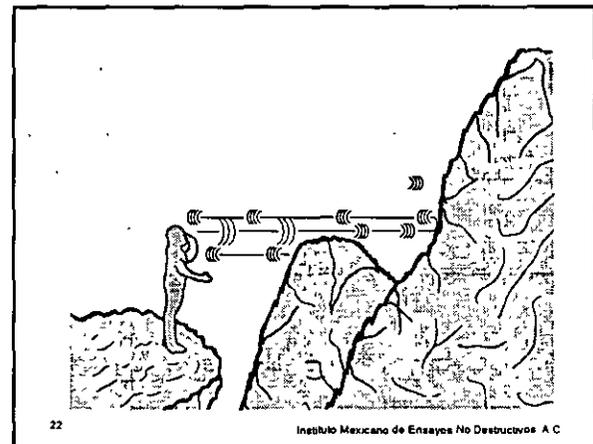
Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.



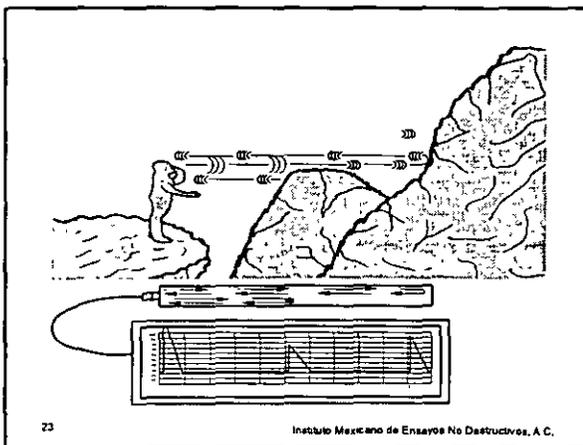
Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.



Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.



Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.



Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

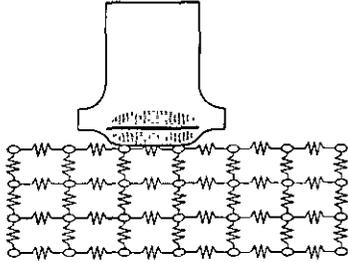
GENERACIÓN DE UNA ONDA ULTRASÓNICA

Se produce mediante la excitación de las partículas de un cuerpo elástico por medio de un oscilador mecánico (cristal piezoeléctrico).

24

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

MODELO DE CUERPO ELÁSTICO



25

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

TÉCNICAS DE INSPECCIÓN

Según el arreglo palpador-pieza, existen dos técnicas:

- a) **Contacto directo**, utilizada por exploración manual.
- b) **Inmersión**, usualmente en agua acondicionada.

26

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

CONTACTO DIRECTO

Pieza y palpador están en un íntimo contacto, únicamente separados por una película de acoplante, el acoplante es un medio que permite la transmisión de las ondas ultrasónicas al material.

27

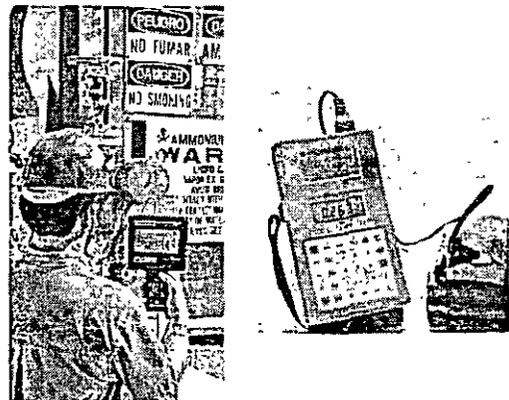
Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

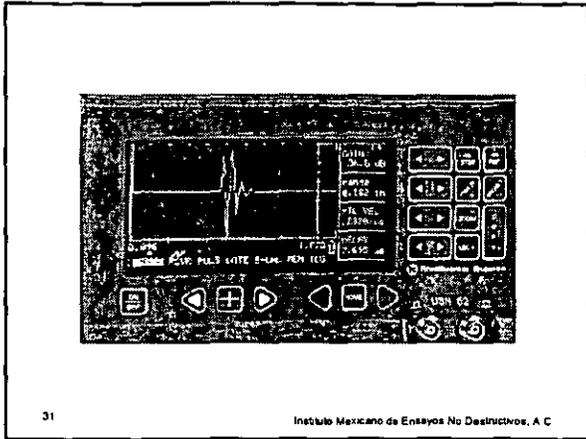
USOS

- ◆ Inspección no masiva de soldaduras, piezas forjadas y piezas de fundición.
- ◆ Inspección en campo de líneas de conducción, estructuras, recipientes sujetos a presión, etc.

28

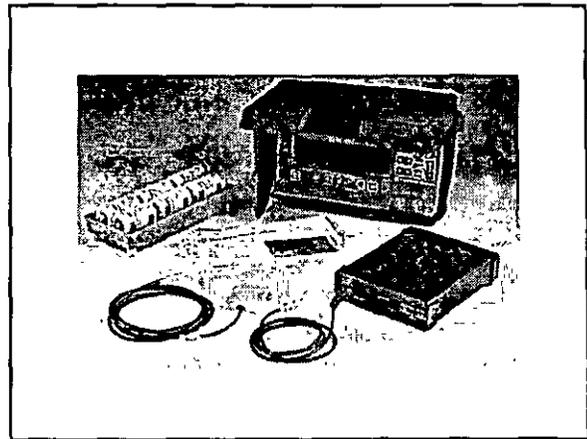
Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.





31

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C



INMERSIÓN

La pieza y el palpador se sumergen en un líquido (agua acondicionada), el palpador se localiza a una cierta distancia de la superficie de la pieza.

33

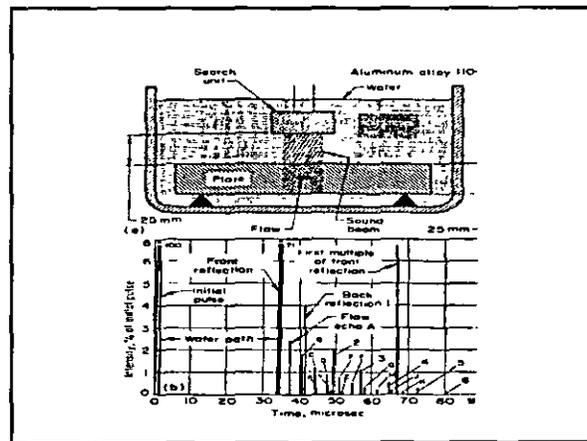
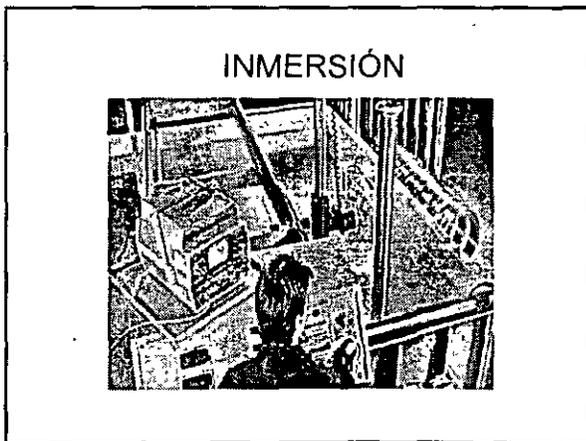
Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C

INMERSIÓN

Se usa en sistemas de inspección automática o semiautomática, generalmente de tipo estacionario; con esta técnica se obtiene alta productividad, versatilidad y repetibilidad en los resultados.

34

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C



PRINCIPIOS BÁSICOS DE ACÚSTICA

37

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

EFFECTOS DE LA FRECUENCIA

A mayor frecuencia:

- ✦ Mayor sensibilidad.
- ✦ Mayor atenuación de la onda.
- ✦ Menor penetración.
- ✦ Menor campo muerto.

38

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

EFFECTOS DE LA FRECUENCIA

A mayor frecuencia:

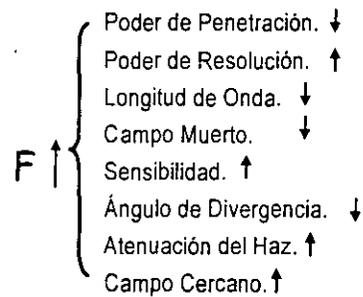
- ✦ Mayor resolución.
- ✦ Menor divergencia del haz.
- ✦ Mayor intensidad del haz.
- ✦ Menor longitud de onda.

La frecuencia determina el tamaño de la longitud de onda y ésta, la sensibilidad.

39

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

EFFECTOS DE LA FRECUENCIA



40

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

PROPAGACIÓN DE LA ONDA

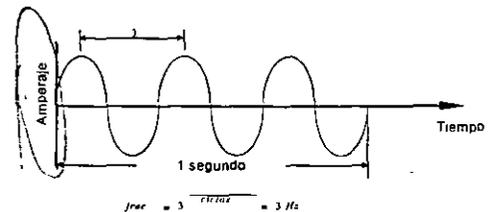
Las ondas al propagarse en un medio describen un movimiento de tipo ondulatorio que se representa por medio de una curva sinusoidal.

41

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

MOVIMIENTO ONDULATORIO

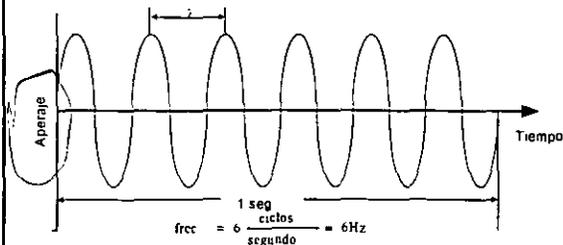
Frecuencia: Es el número de ciclos que ocurren en la unidad de tiempo (segundo)



42

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

MOVIMIENTO ONDULATORIO



43

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C

MOVIMIENTO ONDULATORIO

Velocidad acústica: Es la rapidez con la que se desplaza una onda ultrasónica a través de un material; relaciona la frecuencia y γ

$$v = F \cdot \lambda$$

Es un valor constante para cada material; depende de las propiedades del medio en el que se propague y del tipo de onda.

44

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C

DETECTABILIDAD

Una consideración teórico-práctica que establece que:

$$\text{Detectabilidad} = \frac{\lambda}{2}$$

Donde:

λ = Longitud de onda (mm)

$$\lambda = \frac{v}{F}$$

Detectabilidad: Tamaño mínimo de discontinuidad detectable.

45

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C

MODOS DE OSCILACIÓN O TIPOS DE ONDA

- ♦ Las vibraciones ultrasónicas se propagan de muchas formas.
- ♦ La clasificación de la propagación es basada en la oscilación de las partículas con respecto a la dirección de la propagación del haz.

46

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C

MODOS DE OSCILACIÓN O TIPOS DE ONDA

- ♦ Las formas de propagación más comunes son:
 - a) Longitudinales (compresión) también conocidas como haz normal o recto.
 - b) Transversales (de corte), también conocidas como haz angular.

47

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C

MODOS DE OSCILACIÓN O TIPOS DE ONDA

- ♦ Las formas de propagación más comunes son:
 - c) Superficiales (de Rayleigh) sólo se transmiten en superficies tersas, pulidas o rectificadas.
 - d) De placa (de Lamb) sólo se transmiten en sólidos de espesores delgados ($\lambda_{sup} = t_{pieza}$).

48

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos A.C

ACOPLANTE

- ◆ Medio acústicamente conductor, son sustancias líquidas o semilíquidas: agua, aceite, gel, pasta de celulosa, vaselina, grasa, etc.
- ◆ El aire y en general, los gases atenúan fuertemente el sonido producen una reflexión del 99.99% del haz ultrasónico.

49

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

SELECCIÓN DEL ACOPLANTE

Debe hacerse en base a:

- ◆ Acabado superficial de la pieza.
- ◆ Temperatura de la superficie.
- ◆ Posibilidad de reacciones químicas.

50

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

SELECCIÓN DEL ACOPLANTE

- ◆ Requisitos de limpieza.
- ◆ Posición u orientación de la superficie examinada.
- ◆ Requisitos de transmisión y reflexión en interfases.

51

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

GENERACIÓN Y RECEPCIÓN DE LAS ONDAS ULTRASÓNICAS

52

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

PIEZOELECTRICIDAD

 Es un fenómeno físico reversible que convierte:

- ◆ Energía mecánica en energía eléctrica (efecto piezoeléctrico directo).
- ◆ Energía eléctrica en energía mecánica (efecto piezoeléctrico invertido).

53

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

MATERIALES PIEZOELÉCTRICOS

- ◆ Cuarzo.
- ◆ Sulfato de litio.
- ◆ Cerámicas polarizadas.
 - a) Titanato de bario.
 - b) Titanato zirconato de plomo.
 - c) Metaniobato de plomo.

54

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

CLASIFICACIÓN DE PALPADORES

Se clasifican de acuerdo a:

- a) Grado de amortiguamiento (banda ancha y bobina angosta).
- b) La propagación del haz.
- c) Forma de acoplamiento palpador-pieza.

55

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C

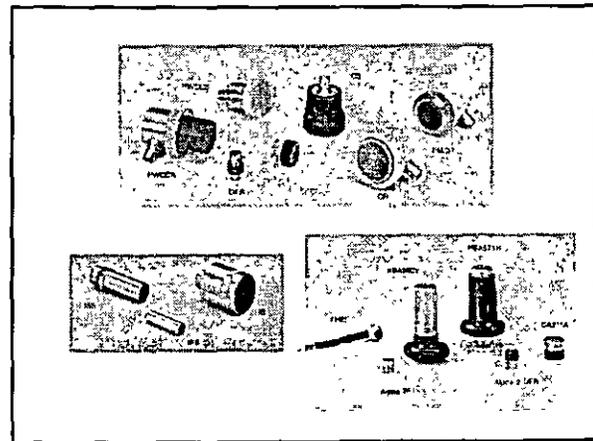
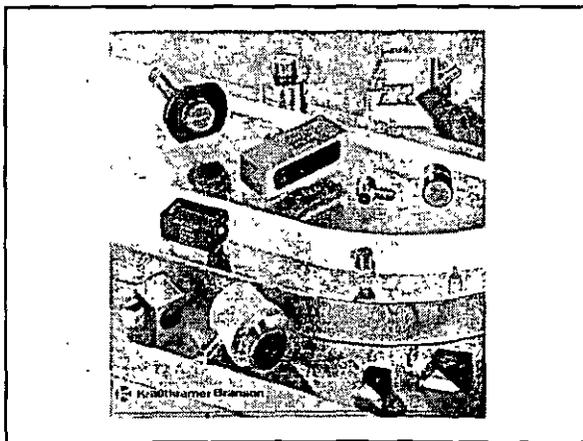
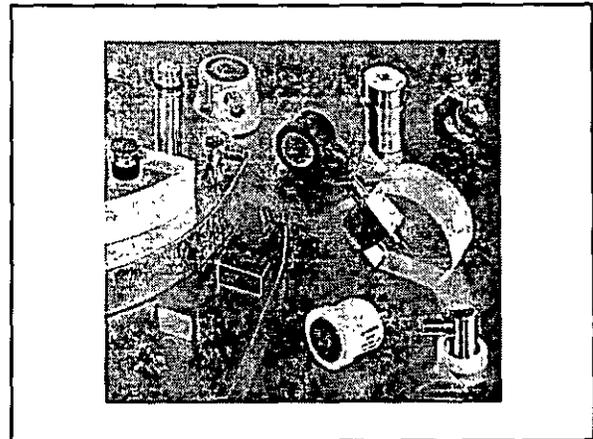
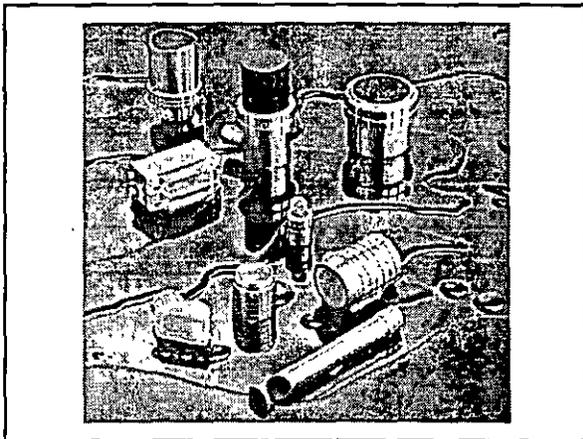
anda

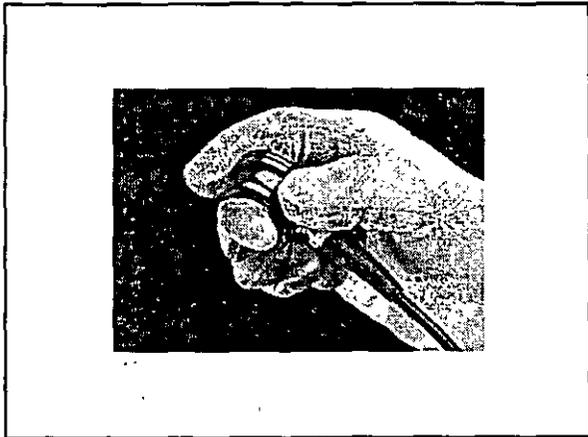
CLASIFICACIÓN DE PALPADORES

- d) Número de cristales piezoeléctricos.
- e) Temperatura de trabajo.
- f) Aplicaciones especiales.
- g) Tamaño, frecuencia y tipo de conectores.

56

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C





BLOQUES DE CALIBRACIÓN Y REFERENCIA

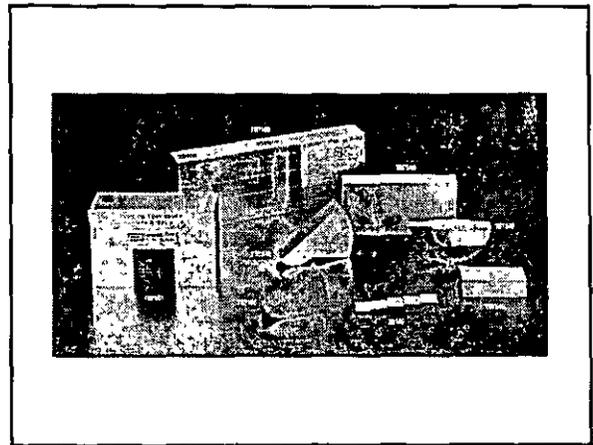
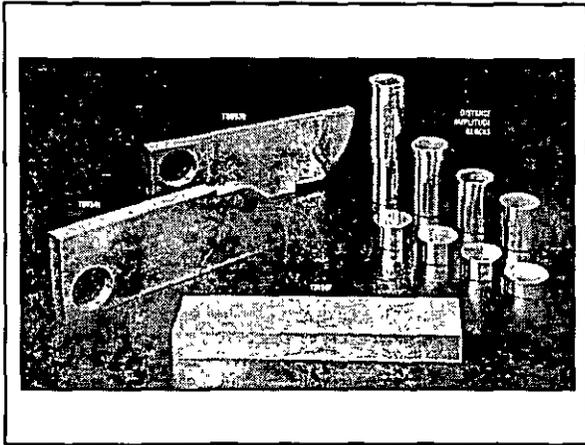
62 Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

- ### BLOQUES DE CALIBRACIÓN
- ◆ Determinación de características operacionales del instrumento y los palpadores.
 - ◆ Establecer condiciones de prueba reproducibles (EHP)
- 63 Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

- ### BLOQUES DE REFERENCIA
- ◆ Contienen reflectores conocidos para ajustar la sensibilidad de prueba.
 - ◆ Sirven para evaluar las discontinuidades ~~detectas~~ detectadas.
- 64 Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

- ### BLOQUES DE PRUEBA
- La obtención del material para la fabricación de los bloques, puede ser:
- ◆ De la misma colada del componente, vaciados por separado.
 - ◆ Una extensión del componente. *~ mismo*
- 65 Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

- ### BLOQUES DE PRUEBA
- La obtención del material para la fabricación de los bloques, puede ser:
- ◆ Material de la misma especificación, proceso de fabricación y los mismos tratamientos térmicos que la pieza a inspeccionar.
- 66 Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.



PRESENTACIÓN DE LA INFORMACIÓN O TIPOS DE BARRIDO

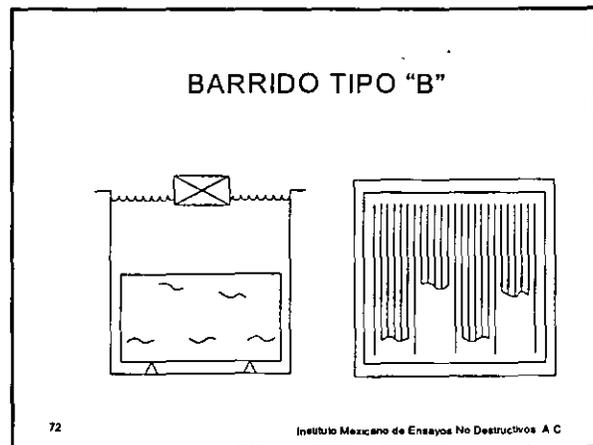
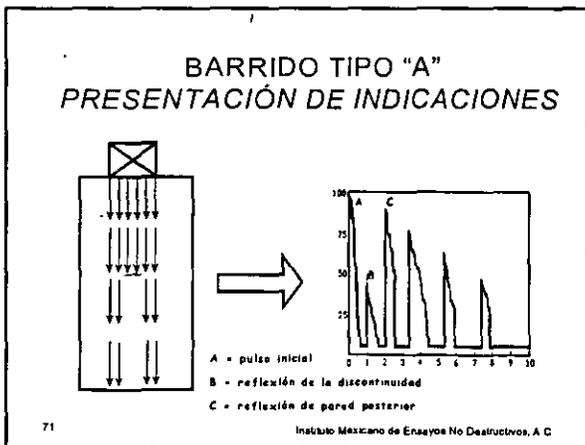
69 Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

TIPOS DE BARRIDO

La información de la inspección puede ser presentada por cualquier de las formas siguientes:

- a) Barrido tipo A (A-Scan)
- b) Barrido tipo B (B-Scan)

70 Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.



TIPOS DE BARRIDO

- c) Barrido tipo C (C-Scan).
Registro en papel o monitor de pantalla, mostrando una vista de planta de la pieza inspeccionada.
- d) Presentación analógico o digital.

73

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

REQUISITOS DE INSPECCIÓN PARA RECIPIENTES SUJETOS A PRESIÓN

74

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

CÓDIGO ASME BPV SECTION V

Requisitos de inspección.

- ✦ Artículo 4: Inspección en Servicio.
- ✦ Artículo 5: Inspección de materiales y fabricación.
- ✦ Artículo 23: Requisitos suplementarios (Normas ASTM adoptadas)

75

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

CÓDIGO ASME BPV SECTION VIII DIV. 1, PART UG ~34

Criterios de aceptación para medición de espesores.

Espesor mínimo requerido a:

- a) Presión interna de diseño, o ;
- b) Presión Máxima de Trabajo Permissible.

76

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

CÓDIGO ASME BPV SECTION VIII DIV. 1

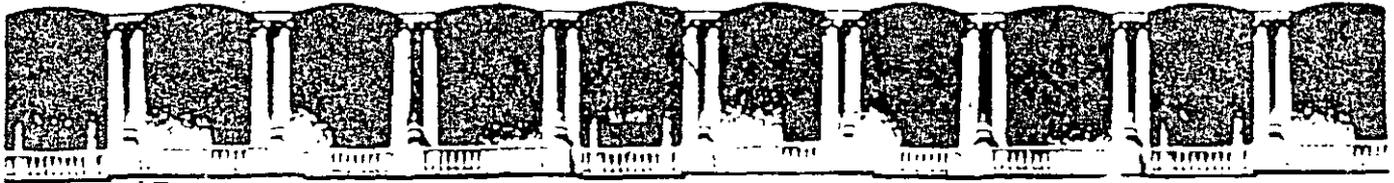
Criterios de aceptación para evaluar la sanidad.

- a) Evaluación de Soldaduras. Apéndice 12.
- b) Evaluación de piezas de fundición de acero. Apéndice 7.

77

Instituto Mexicano de Ensayos No Destructivos, A.C.

FIN



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

“Tres décadas de orgullosa excelencia” 1971 - 2001

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN INGENIERIA DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

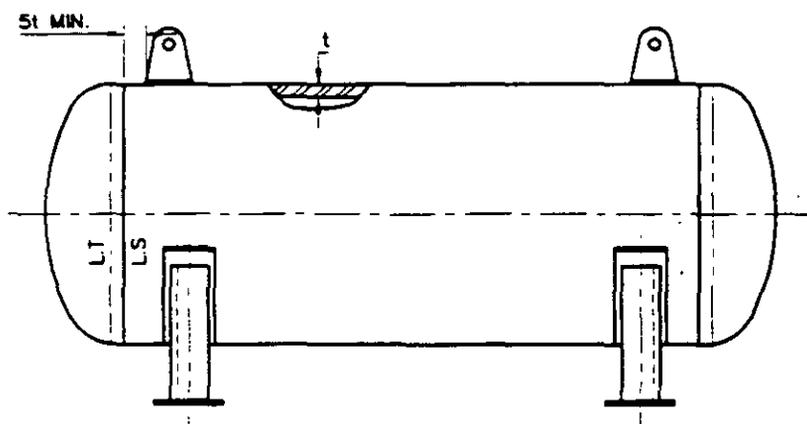
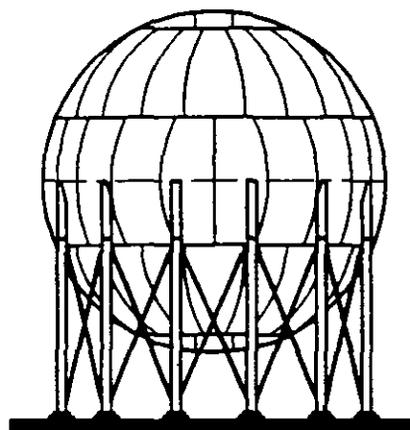
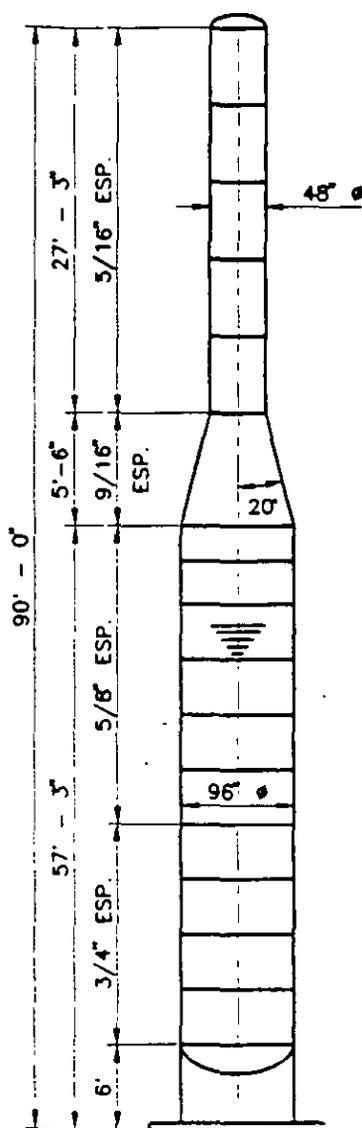
MODULO III: RECIPIENTES A PRESION, PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS Y VÁLVULAS DE SEGURIDAD

TEMA

DISEÑO Y CALCULO DE RECIPIENTES A PRESION

**EXPOSITOR: ING. JUAN MANUEL LEON ESTRADA
PALACIO DE MINERIA
SEPTIEMBRE DEL 2001**

DISEÑO Y CÁLCULO DE RECIPIENTES A PRESIÓN



Ing. Juan Manuel León Estrada





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

**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
CAPÍTULO 1.- <u>GENERALIDADES.</u> -----	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 - Cálculo de las presiones de diseño	161
4.1.2.- Cálculo de los espesores	162
4.2.- Cálculo por presión externa	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 cilindricos a que nos referimos en este tomo, son calculados como cilindros de pared delgada.

1.1.2.- PRESIÓN DE OPERACIÓN (Po)

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 Po 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 cilindricos verticales.

1.1.4.- PRESIÓN DE PRUEBA (Pp)

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)

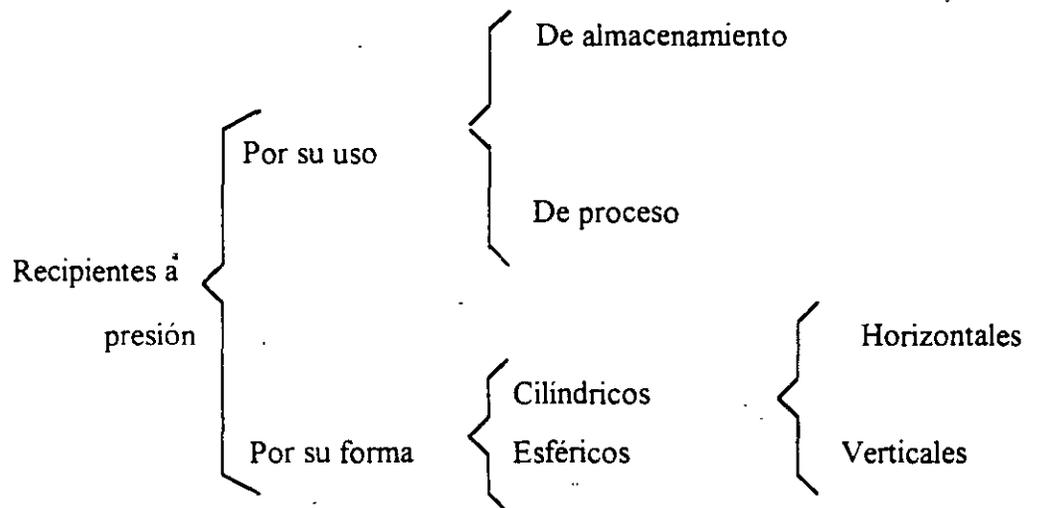
Es el valor máximo al que podemos someter un material, que forma parte de un recipiente a presión, en condiciones normales de operación. Su valor es aproximadamente el 25% del esfuerzo último a la tensión del material en cuestión.

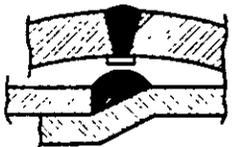
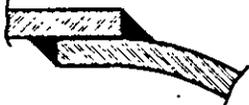
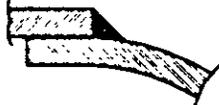
1.1.7.- EFICIENCIA DE LAS SOLDADURAS. (E)

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:



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

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.

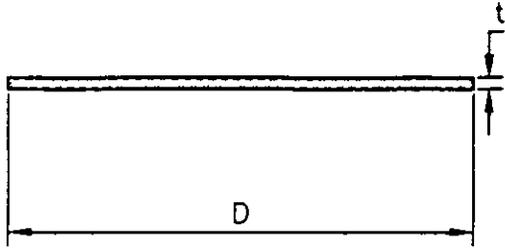
1.3.2.- Tapas Planas con Ceja: Al igual que las anteriores, se utilizan generalmente para presiones atmosféricas, su costo también es relativamente bajo, y tienen un límite dimensional de 6 metros de diámetro máximo.



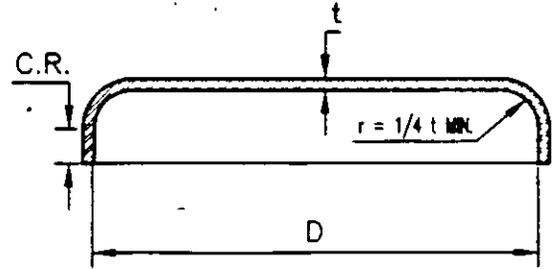
TIPOS DE TAPAS

NORMAS

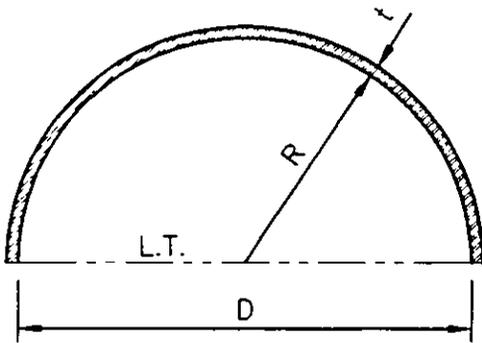
FIGURA No. 2



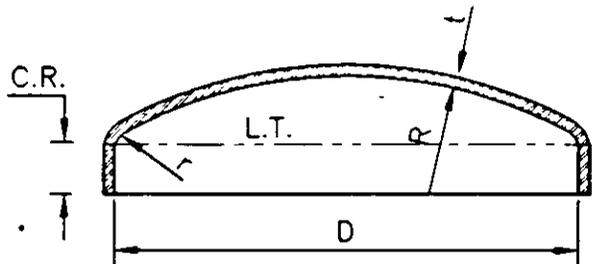
PLANA



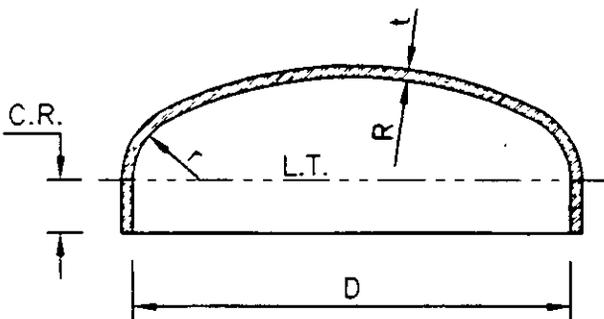
PLANA CON CEJA



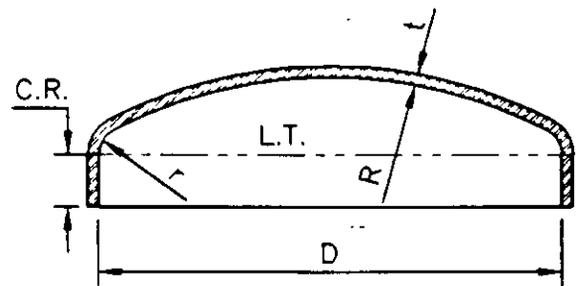
SEMIESFERICA



.80 : 10



SEMIELIPTICA



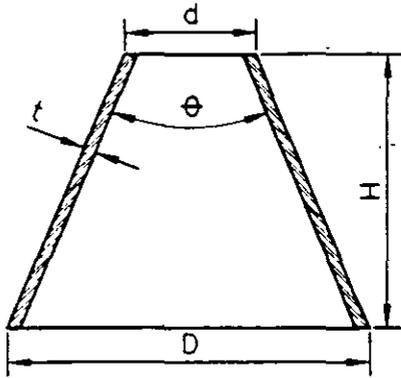
TORIESFERICA



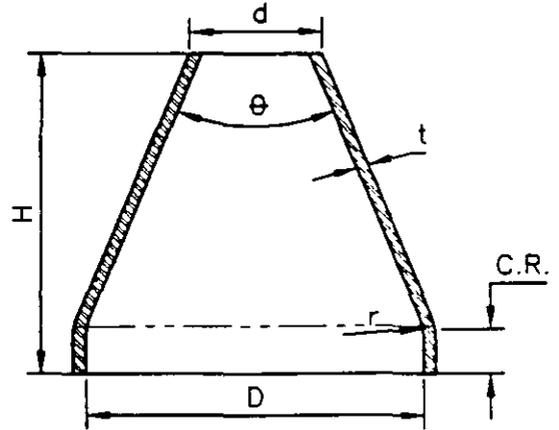
TIPOS DE TAPAS

NORMAS

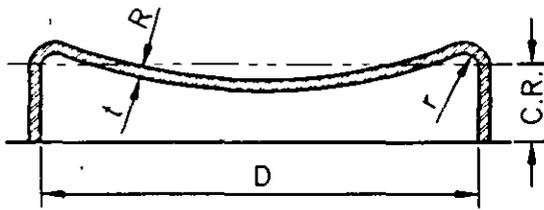
FIGURA No. 3



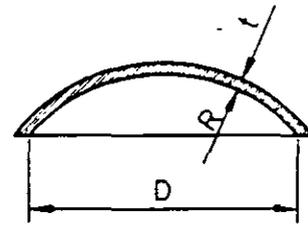
CONICA



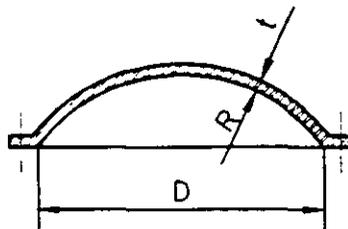
TORICONICA



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° . Las tapas cónicas con ángulo mayor de 60° 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 los tipos de tapas utilizadas con mayor frecuencia.

TAPAS PLANAS

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

(1) (2)

Las ecuaciones anteriores serán usadas con las siguientes restricciones:

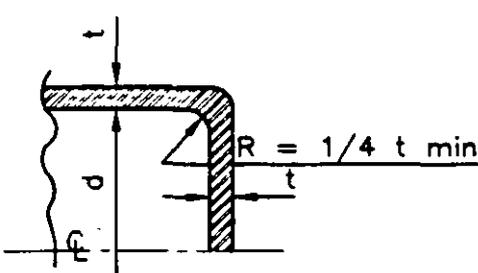
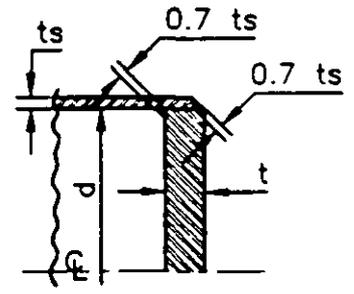
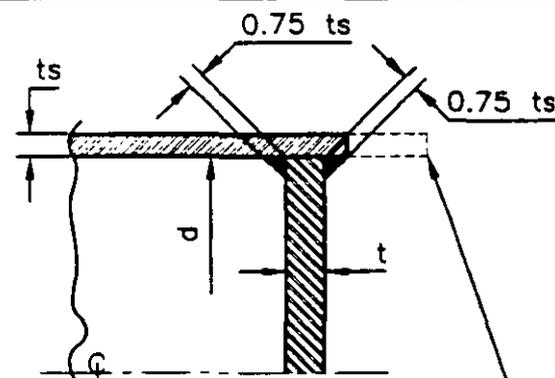
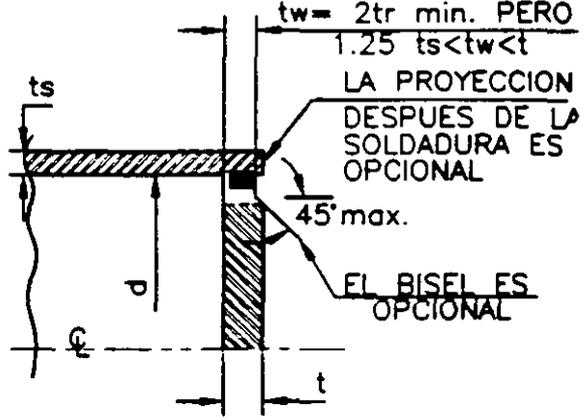
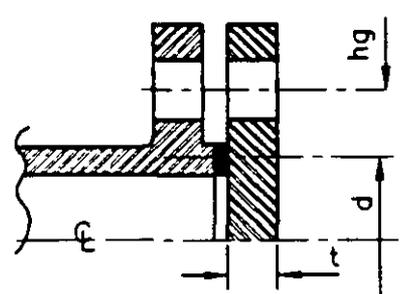
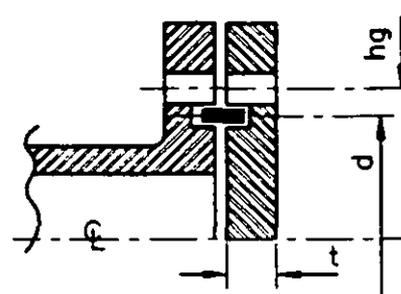
- 1.- La tapa deberá ser ciega, es decir, no deberá tener aberturas ni boquillas.
- 2.- Deberá ser circular.
- 3.- Deberá ser fabricada con alguno de los materiales ferrosos listados en las normas ANSI B-16.5.
- 4.- Deberá estar entre los rangos de presión y temperatura mostrados en la tabla B-16.5 de 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 :

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

 <p>INGLESA</p>	<p>DETALLE DE UNIONES PARA TAPAS PLANAS</p>	<p>NORMAS</p> <p>FIGURA No. 4</p>
<p>(A)</p>  <p>$R = 1/4 t \text{ min.}$</p> <p>$C' = 0.13$</p>	<p>(B)</p>  <p>$0.7 ts$</p> <p>$0.7 ts$</p> <p>VER NOTA</p>	
<p>(C)</p>  <p>$0.75 ts$</p> <p>$0.75 ts$</p> <p>CONTINUACION DEL CUERPO OPCIONAL</p> <p>VER NOTA</p>	<p>(D)</p>  <p>$tw = 2tr \text{ min. PERO}$ $1.25 ts < tw < t$</p> <p>LA PROYECCION DESPUES DE LA SOLDADURA ES OPCIONAL</p> <p>$45' \text{ max.}$</p> <p>EL BISEL ES OPCIONAL</p> <p>VER NOTA</p>	
<p>(E)</p>  <p>$C' = 0.3$</p>	<p>(F)</p>  <p>$C' = 0.3$</p>	
<p>NOTA: $C' = 0.33 m$ PARA TAPA CIRCULAR $C' \text{ min.} = 0.20$</p>		

Donde:

A_b = Área transversal neta de los tornillos en Pulg.² (mm²)

A_m = Área transversal requerida de los tornillos tomada como la que resulte mayor de A_{m1} y A_{m2} en Pulg.² (mm²)

A_{m1} = Área transversal neta requerida de los tornillos en condiciones de operaciones en Pulg.² (mm²) = $\frac{W_{m1}}{S_b}$

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 I)

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.² (KPa)

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

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

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

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

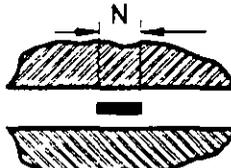
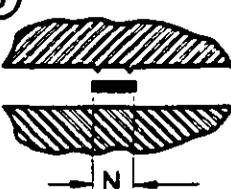
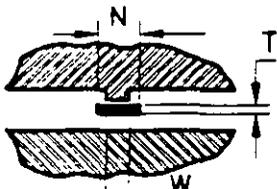
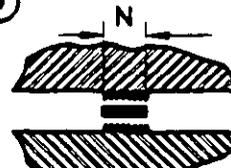
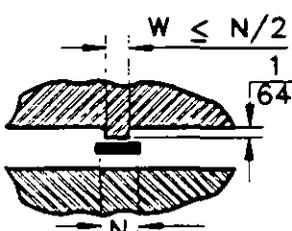
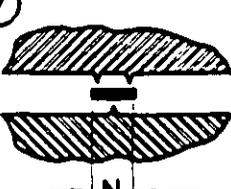
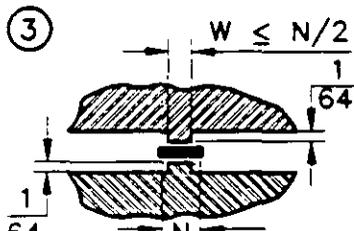
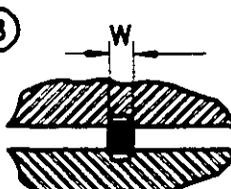
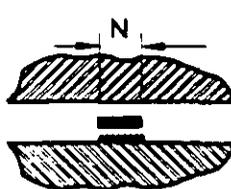
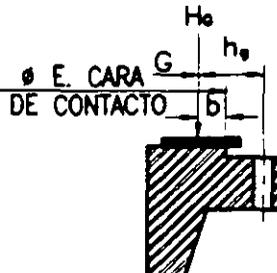
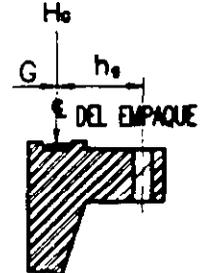
y = Carga máxima permisible en el empaque o en la superficie de sello, en lb/pulg.² (Mpa). su valor depende de la forma y material del empaque. (ver figura 6)



ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b"

NORMAS

FIGURA No. 5

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  		

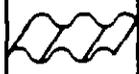
ANCHO EFECTIVO DEL ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE "b"

$b = bo$,CUANDO $bo < 1/4"$

$b = \frac{\sqrt{bo}}{2}$,CUANDO $bo > 1/4"$

PARA $bo > 1/4"$

PARA $bo \leq 1/4"$

 MATERIALES DE EMPAQUE Y CARAS DE CONTACTO 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 SATISFATORIA 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.		NORMAS FIGURA No. 6 TABLA No. 1				
		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			
	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			
	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			
	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		I	
	MONEL O 4-6 % Cr.	6.00	21800			
	ACEROS INOXIDABLES	6.50	26000			

TAPAS TORIÉSFERICAS

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

Donde:

P = Presión de diseño, en lb/pulg.² (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.² (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/pulg².

S = Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg². (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.² (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.² (KPa)

t = Espesor mínimo requerido en al 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.² (KPa)

S = Esfuerzo máximo permisible, del material de la tapa, a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg.² (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:

Ángulo en el vértice

$$\alpha = \frac{\quad}{2} \leq 30^\circ$$

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

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

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

S = Esfuerzo máximo permisible, del material de la tapa, a tensión y a la temperatura de diseño, en lb/pulg.² (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:

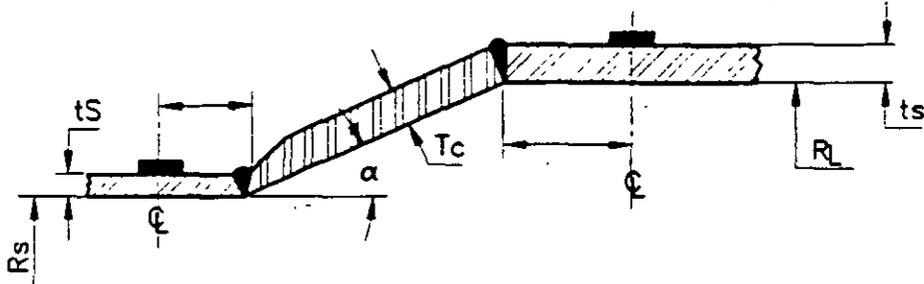
$$L = \frac{D1}{2 \text{ Cos. } \alpha}$$



CALCULO DE REFUERZOS EN LA UNION CONO - CILINDRO

NORMAS

FIGURA No. 8



UNION CILINDRO MAYOR	DATOS DE DISEÑO		MEDIO ANGULO DEL VERTICE $\alpha =$ GRADOS	ESFUERZO DEL MAT. $S =$ LB/PULG. ²	EFICIENCIA SOLDADURA $E =$	ESPESOR MINIMO REQUERIDO DEL CIL.	$t =$ PULG.	PRESION INTERNA DE DISEÑO $P =$ LB/PULG. ²	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
		Δ , GRAD.	11	15	18	21	23	25	27	28.5	30
UNION CILINDRO MENOR	PROCEDIMIENTO		Ecuaciones				CALCULOS				
	CALCULE LA RELACION		P/SE								
	ENCUENTRE EL VALOR DE Δ 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. ²		$A =$	$\frac{PR^2}{2SE} (1 - \frac{\Delta}{\alpha}) \tan \alpha$							
	DETERMINE EL VALOR DE t_0 EN PULG.		$t_0 =$ EL MENOR DE	$(t_0 - t) \text{ O } (t_0 - \frac{t}{\cos \alpha})$							
	CALCULE EL AREA DE MATERIAL EN EXCESO APROVECHABLE COMO REFUERZO A_e EN PULG. ²		$A_e =$	$4 t_0 \sqrt{R_L t_s}$							
	DIFERENCIA DE AREAS EN PULG. ² REQUERIDA COMO REFUERZO		$A - A_e =$								
CALCULE EL LIMITE DEL ESFUERZO FUERA DEL EJE EN PULGADAS CENTROIDE EN PULGADAS		$\sqrt{R_L t_0}$	MAXIMA DISTANCIA DESDE LA UNION								
		$0.5 \sqrt{R_L t_0}$	MAXIMA DISTANCIA DE LA UNION AL CENTROIDE								
UNION CILINDRO MENOR	DATOS DE DISEÑO		MEDIO ANGULO DEL VERTICE $\alpha =$ GRADOS	ESFUERZO DEL MATERIAL $S =$ LB/PULG. ²	EFICIENCIA DE SOLDADURA $E =$	ESPESOR MINIMO REQUERIDO DEL CILINDRO $t =$ PULG.	PRESION INTERNA DE DISEÑO $P =$ LB/PULG. ²	ESPESOR REAL DEL CONO $t_c =$ PULG.	RADIO INTERIOR $R_0 =$ 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
		Δ , GRAD.	4	6	9	12.5	17.5	24	27	30	
UNION CILINDRO MENOR	PROCEDIMIENTO		Ecuaciones				CALCULOS				
	CALCULE LA RELACION		P/SE								
	ENCUENTRE EL VALOR DE Δ 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. ²		$A =$	$\frac{PR^2}{2SE} (1 - \frac{\Delta}{\alpha}) \tan \alpha$							
	DETERMINE EL VALOR DE m		$m =$ EL MENOR DE	$\frac{t_s}{t_c} \cos(\alpha - \Delta) \text{ O } t_c \cos \alpha \cos(\alpha - \Delta) / t$							
	CALCULE EL AREA DE MATERIAL EN EXCESO APROVECHABLE COMO REFUERZO EN PULG. ²		$A_e =$	$m \sqrt{R_0 t_s} [t_c - \frac{t}{\cos \alpha}] + (t_s - t)$							
	DIFERENCIA DE AREAS EN PULG. ² REQUERIDA COMO REFUERZO		$A - A_e =$								
CALCULE EL LIMITE DEL ESFUERZO FUERA DEL EJE EN PULGADAS CENTROIDE EN PULGADAS		$\sqrt{R_0 t_s}$	MAXIMA DISTANCIA DESDE LA UNION								
		$0.5 \sqrt{R_0 t_s}$	MAXIMA DISTANCIA DE LA UNION AL CENTROIDE								

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 "Weld and Brazing Qualifications."



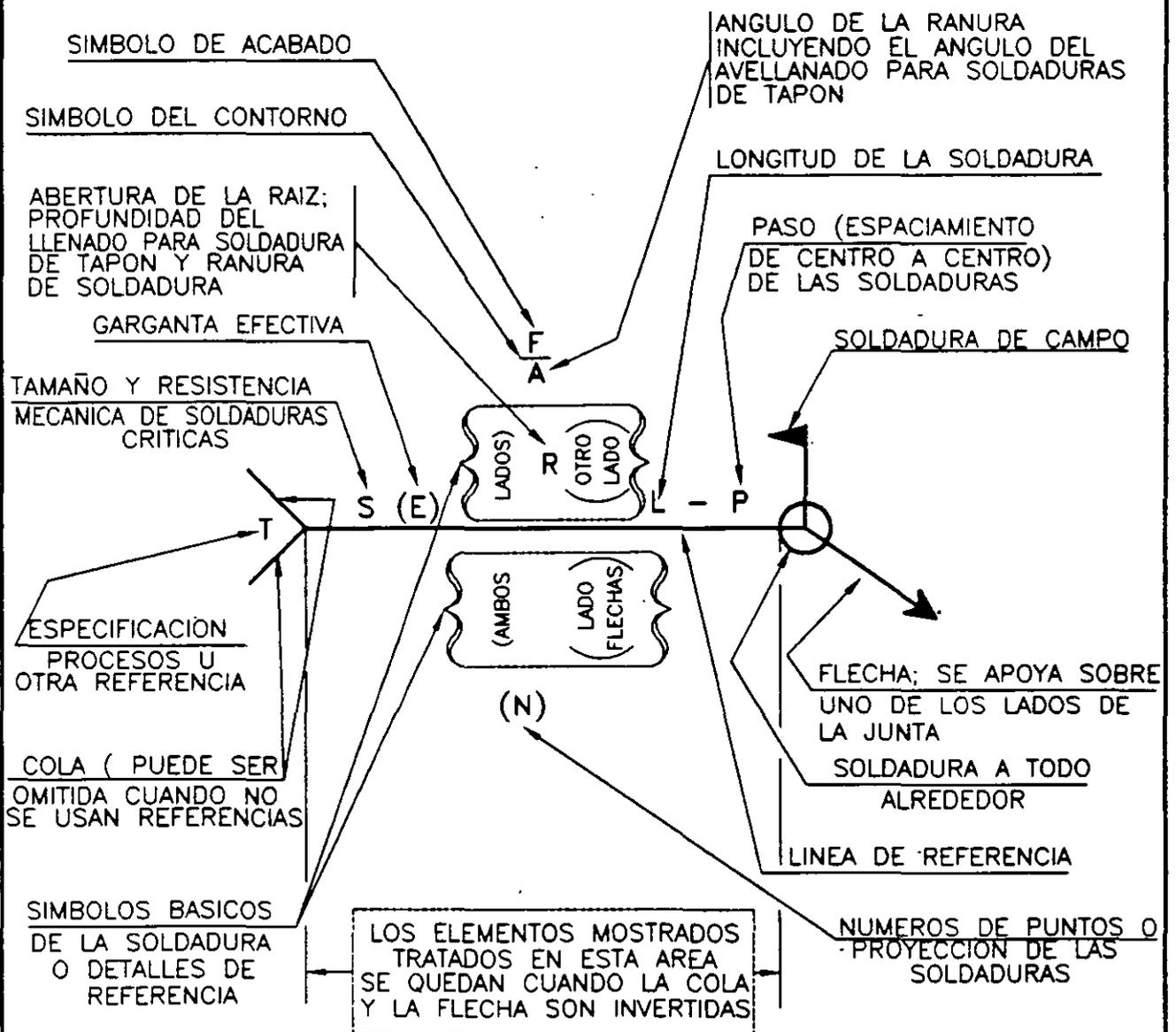
SIMBOLOS BASICOS PARA LA REPRESENTACION GRAFICA DE SOLDADURAS

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 ILUSTRAN 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.



LOS ELEMENTOS MOSTRADOS TRATADOS EN ESTA AREA SE QUEDAN CUANDO LA COLA Y LA FLECHA SON INVERTIDAS

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
	ANGULAR			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 RAÑURAS, 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:

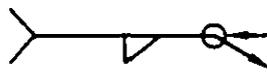
RESPALDO SEPARADOR	SOLD. TODO AL REDEDOR	SOLD. DE CAMPO	PENETRACION COMPLETA	CONTORNO (SUPERFICIE)		
				ENRASADA	CONVEXA	CONCAVA

SIMBOLO DE SOLDADURA DE CAMPO



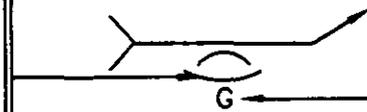
EL SIMBOLO DE SOLDADURA DE CAMPO INDICA QUE LA JUNTA POR SOLDARSE, NO DEBERA SER HECHA EN TALLER O EN EL LUGAR EN QUE SE EJECUTAN LAS FASES INICIALES DE LA FABRICACION.

SIMBOLO DE SOLDADURA EN TODO AL REDEDOR



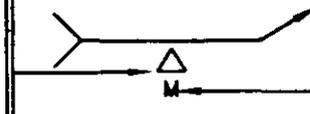
EL SIMBOLO DE SOLDADURA TODO AL REDEDOR INDICA QUE LA SOLDADURA SE EXTIENDE COMPLETAMENTE AL REDEDOR DE LA JUNTA.

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.



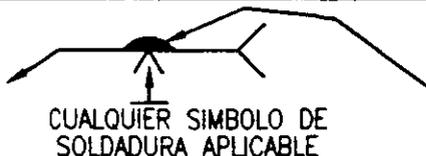
SIMBOLO DE ACABADO (STANDAR DEL USUARIO) INDICAR EL METODO PARA OBTENER EL CONTORNO ESPECIFICADO PERO NO EL GRADO DE ACABADO.

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

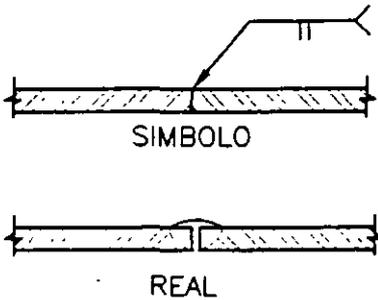


SIMBOLOGIAS
APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA

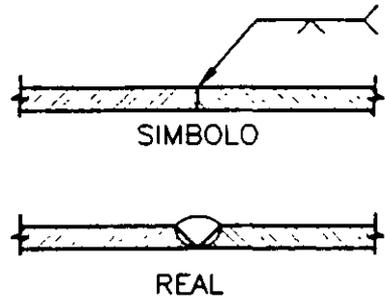
NORMAS

FIGURA No. 13

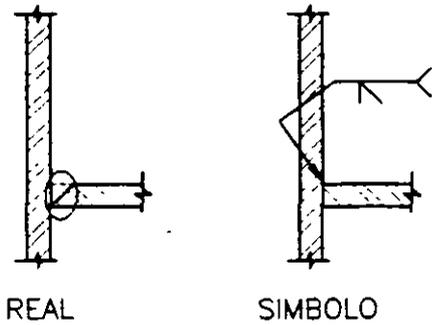
①



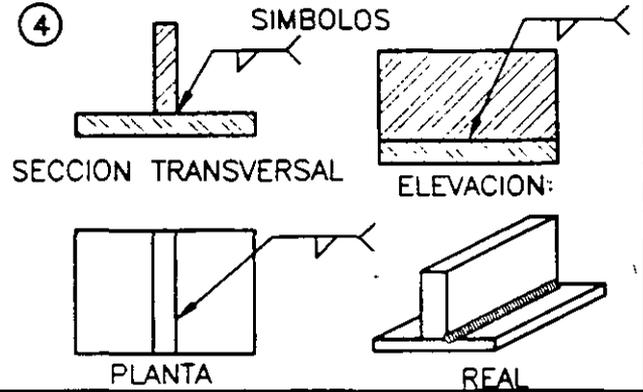
②



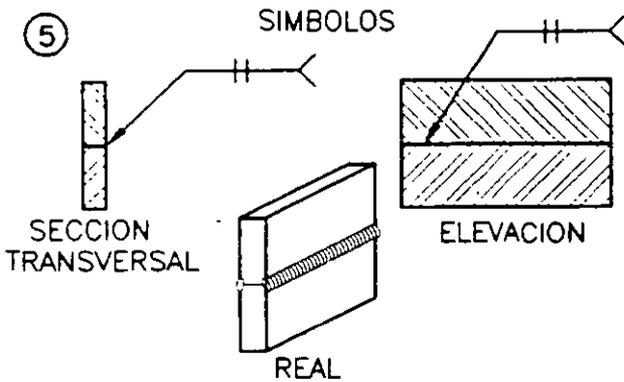
③



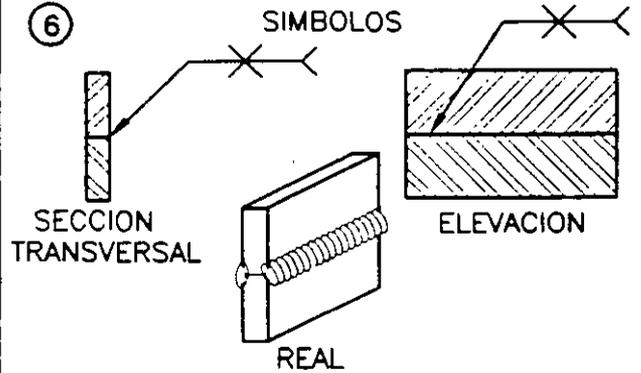
④



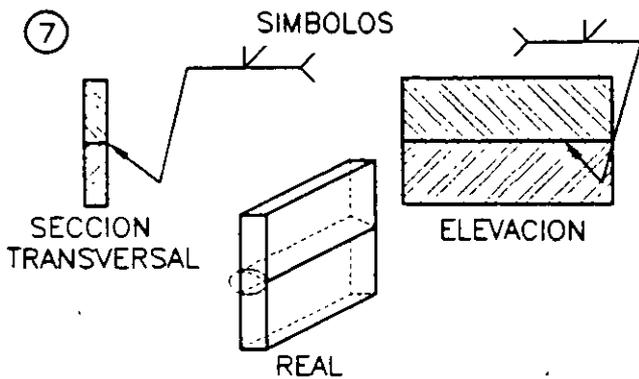
⑤



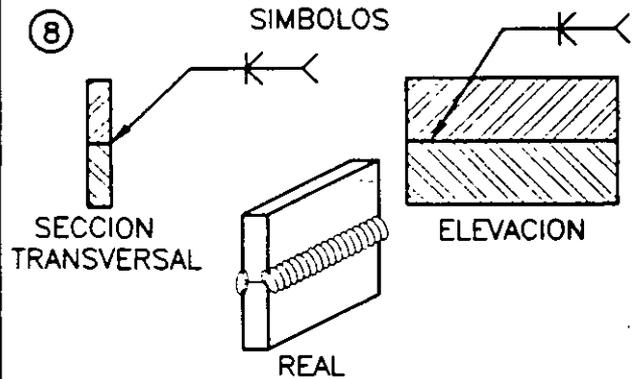
⑥



⑦



⑧



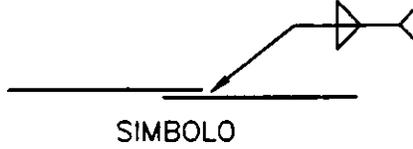


SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA

NORMAS

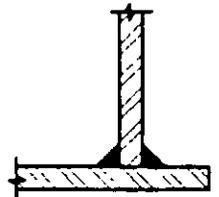
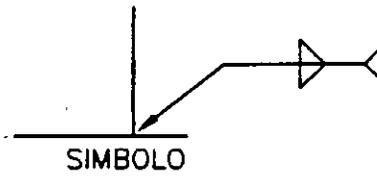
FIGURA No. 14

9



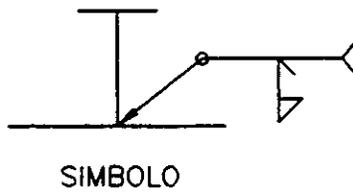
REAL

10

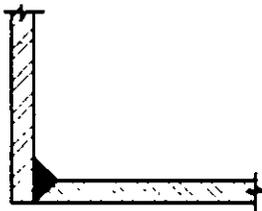


REAL

11

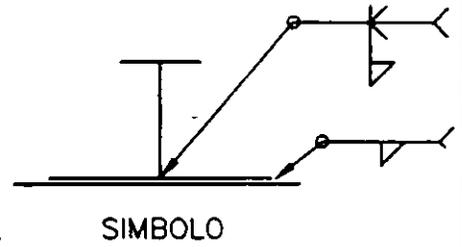


⊕

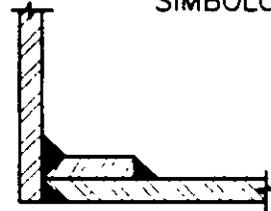


REAL

12

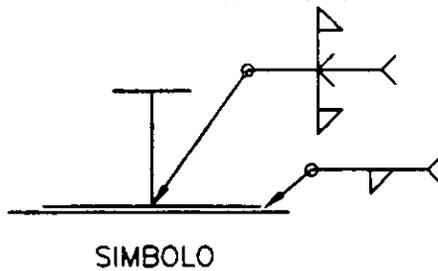


⊕

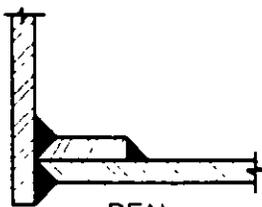


REAL

13

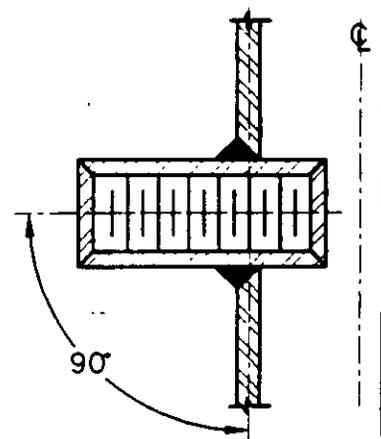
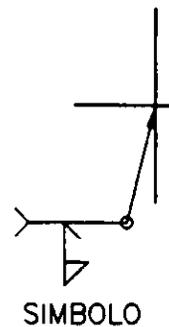


⊕



REAL

14



90°

REAL

⊕

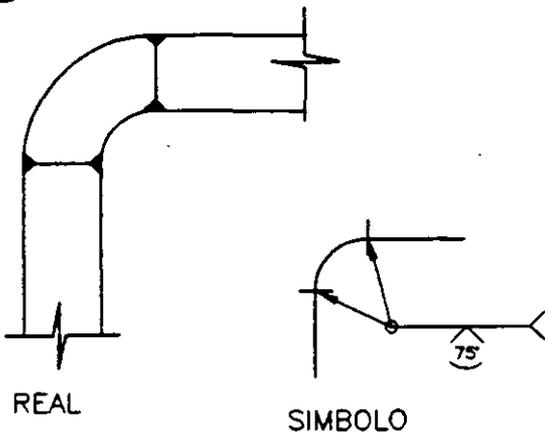


SIMBOLOGIAS
APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURAS

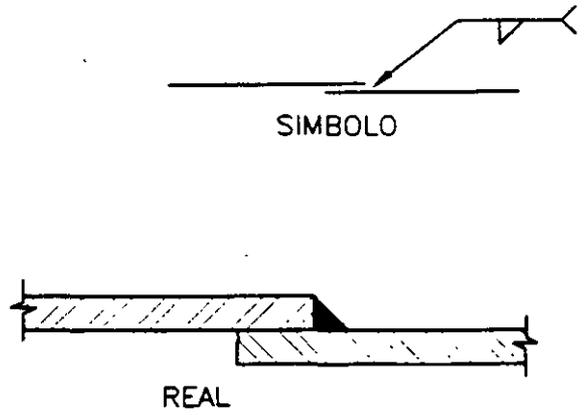
NORMAS

FIGURA No. 15

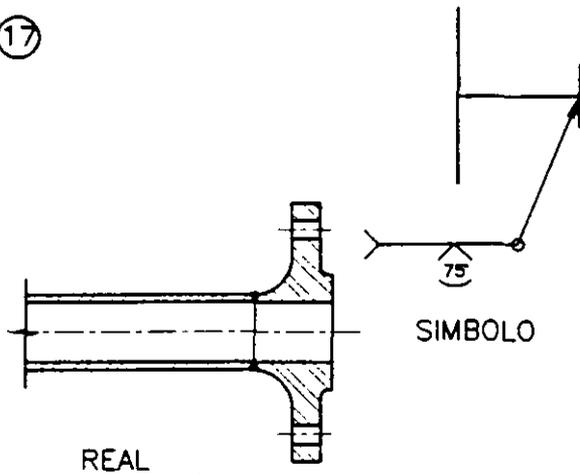
15



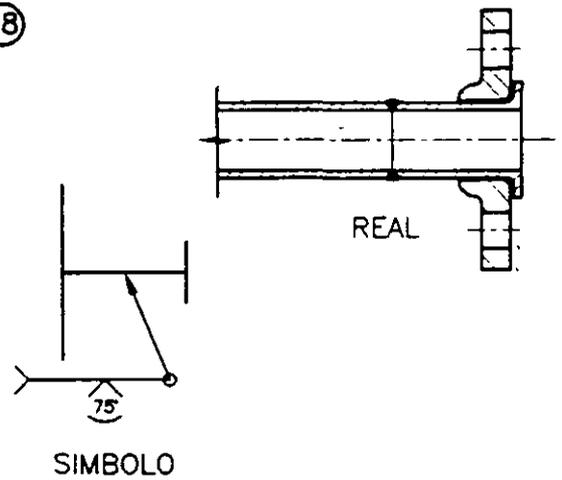
16



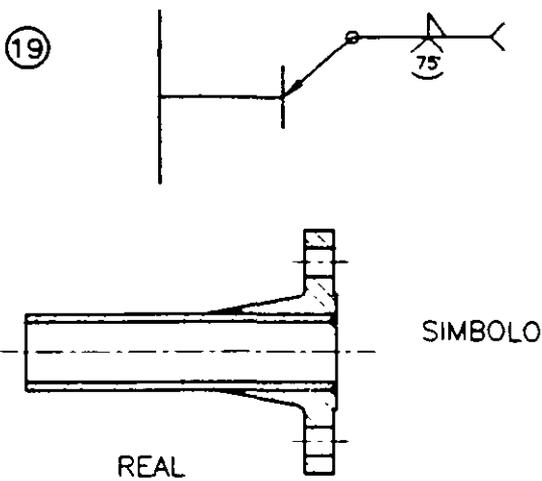
17



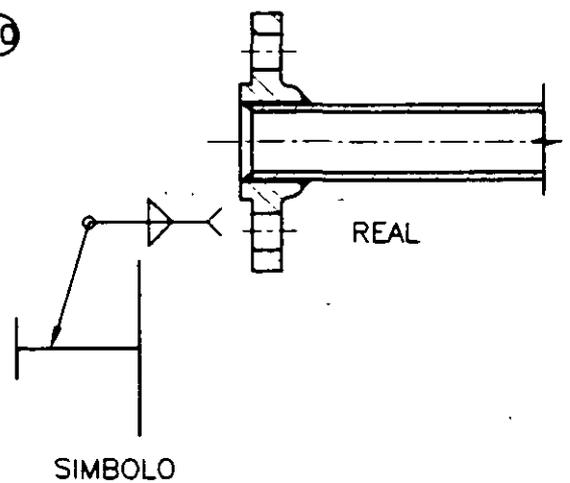
18



19



20

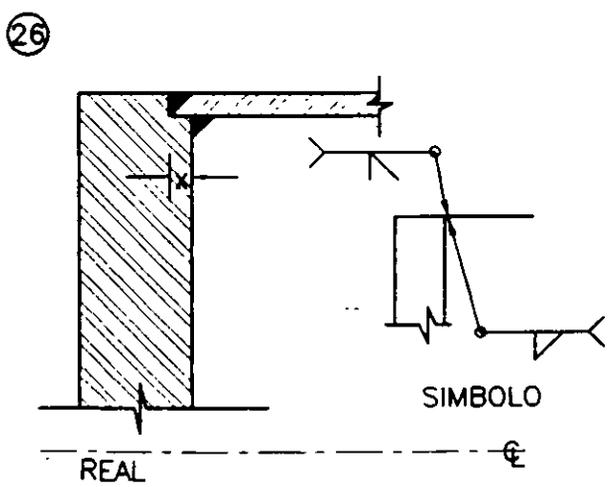
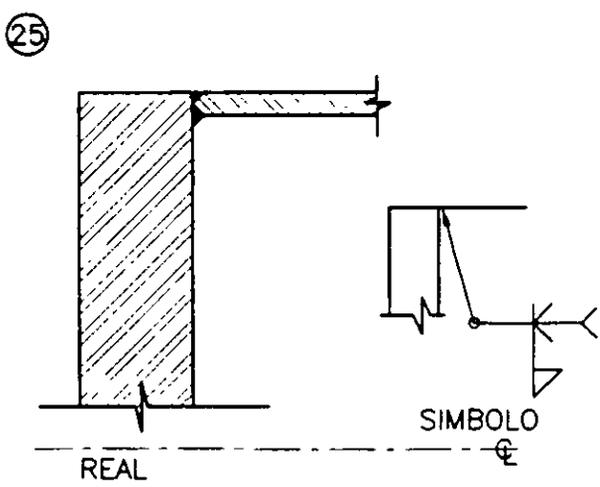
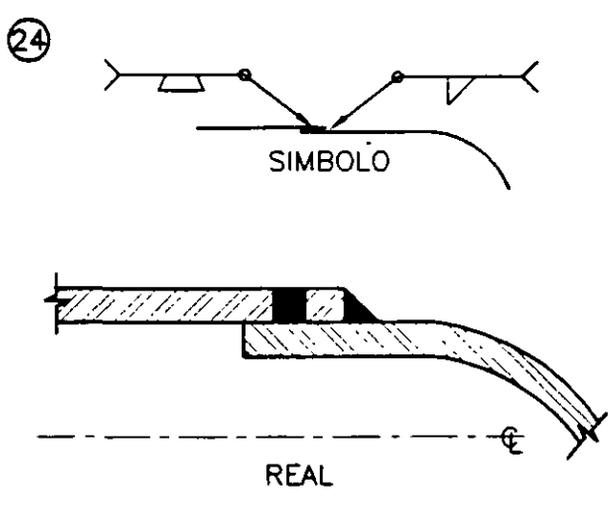
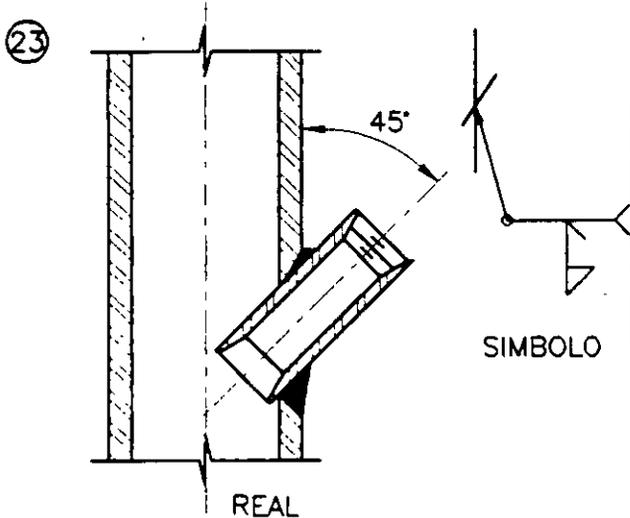
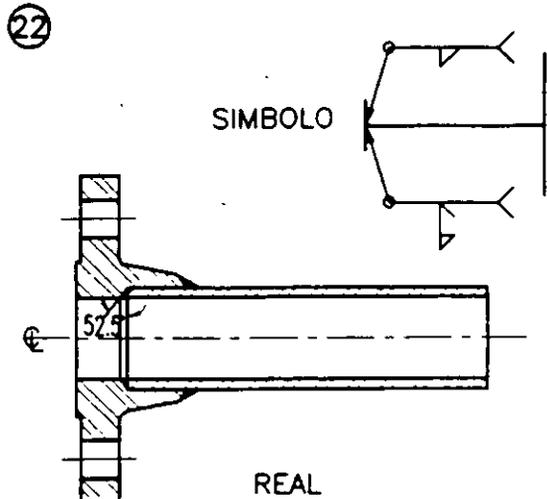
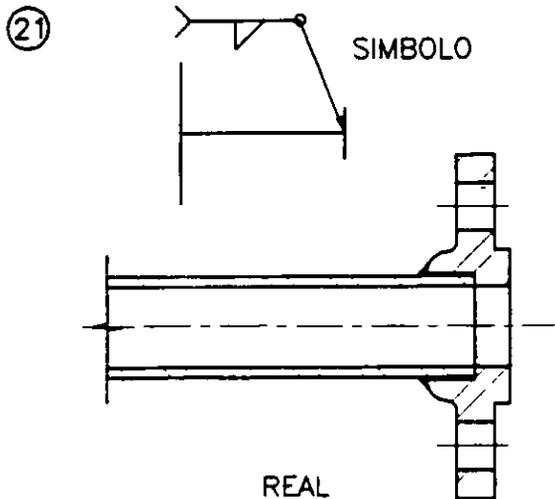




SIMBOLOGIAS DE APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURAS

NORMAS

FIGURA No. 16



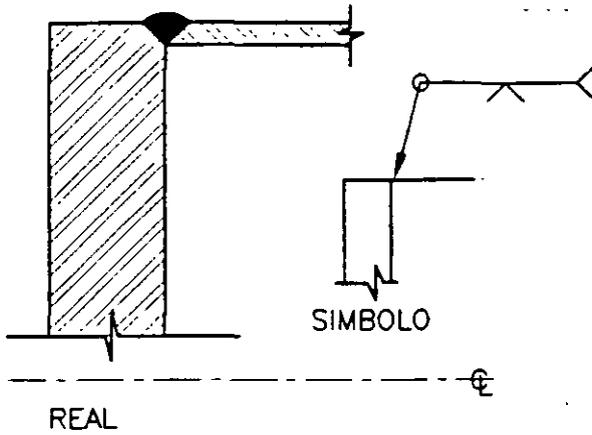


SIMBOLOGIAS ... APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURAS

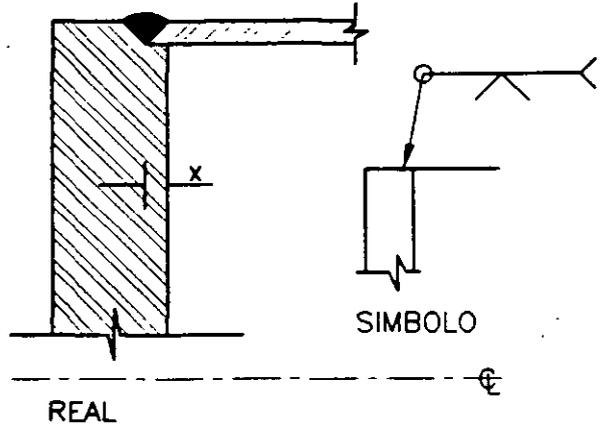
NORMAS

FIGURA No. 17

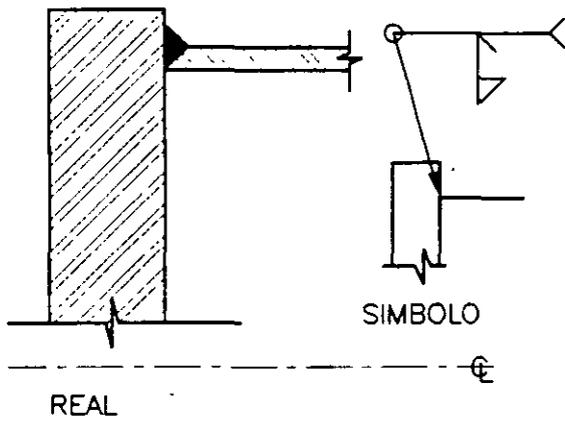
27



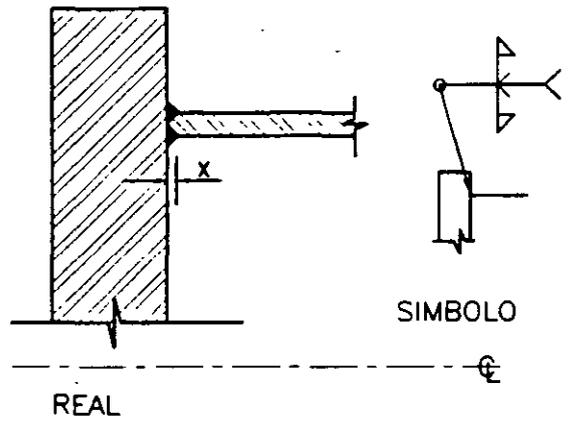
28



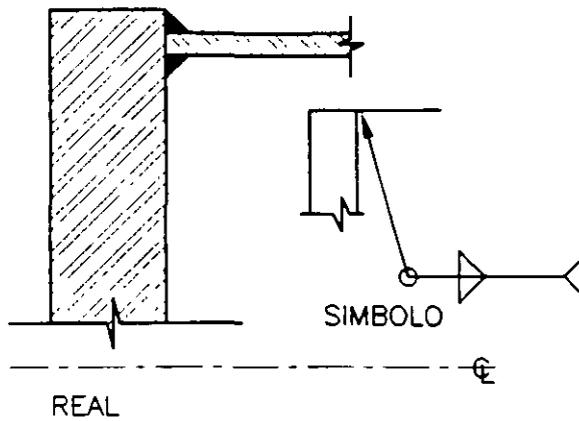
29



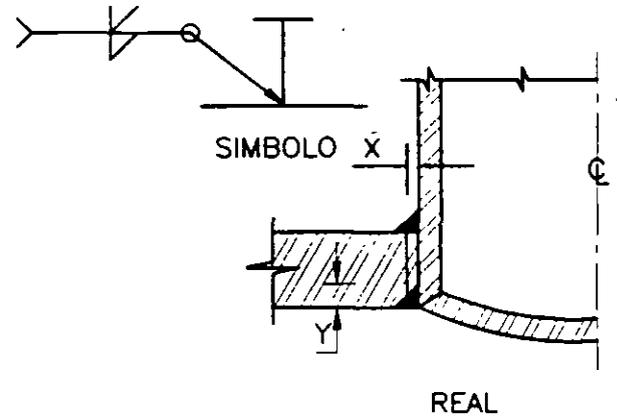
30



31



32



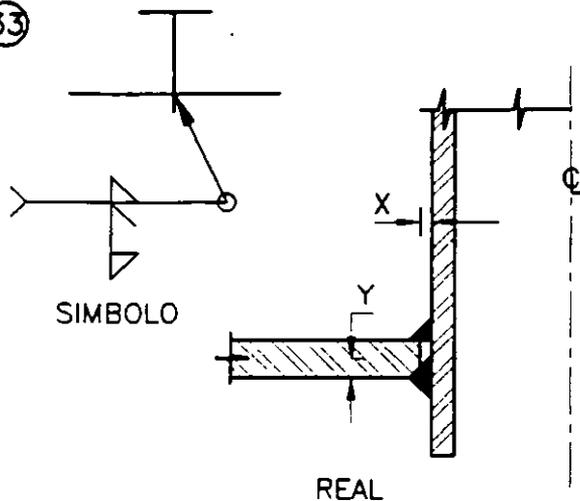


SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURAS

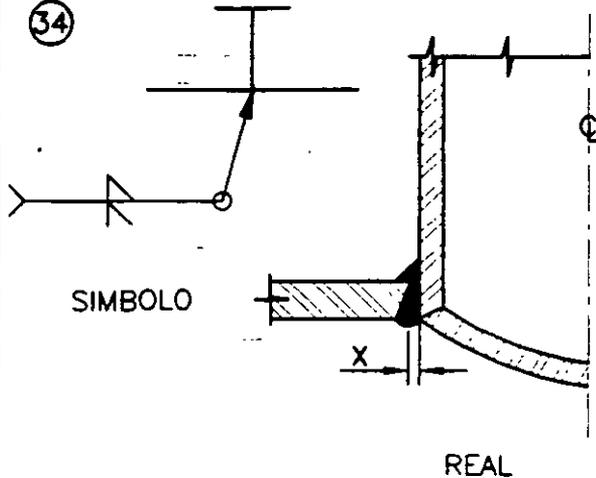
NORMAS

FIGURA No. 18

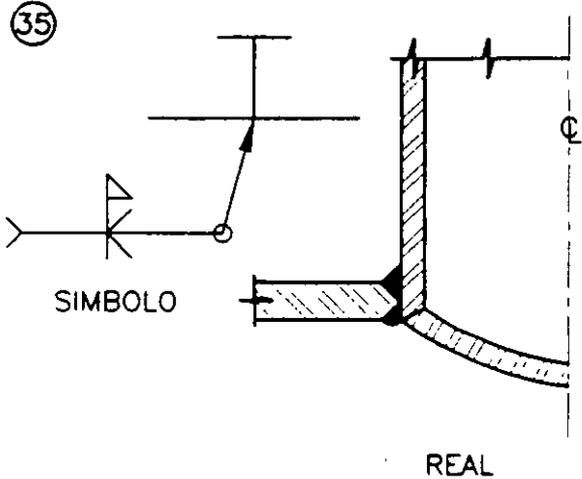
33



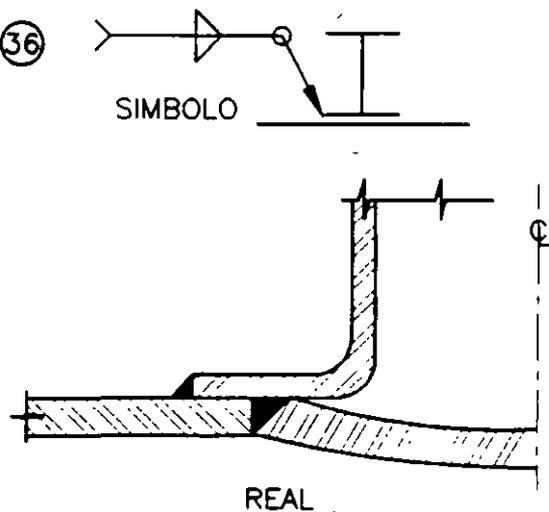
34



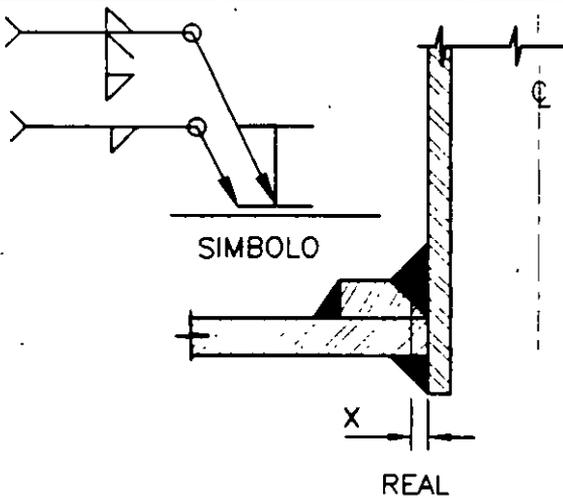
35



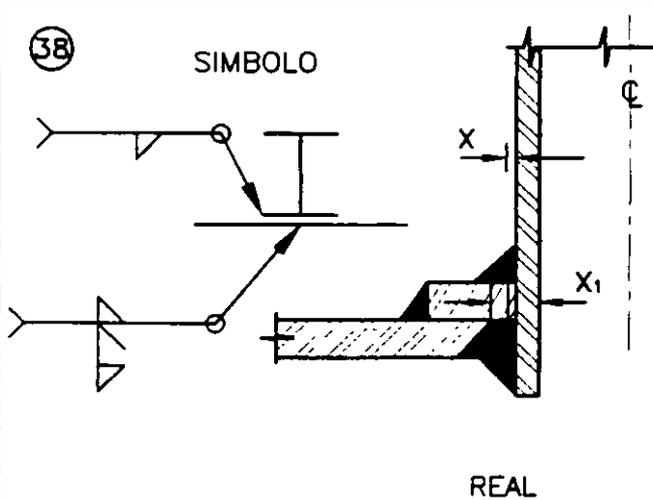
36



37



38



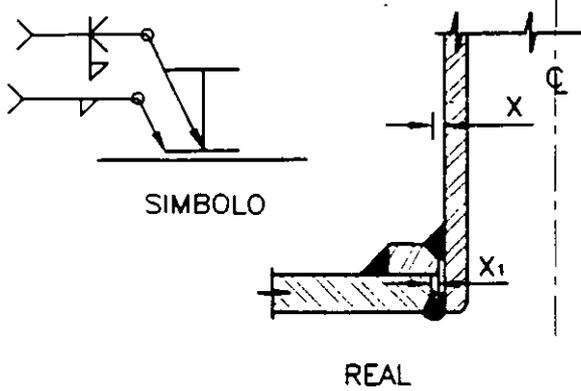


SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURAS

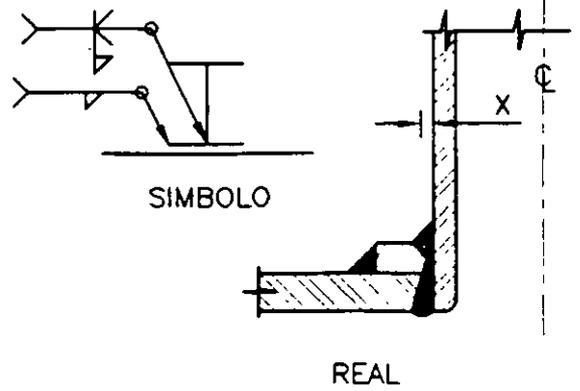
NORMAS

FIGURA No. 19

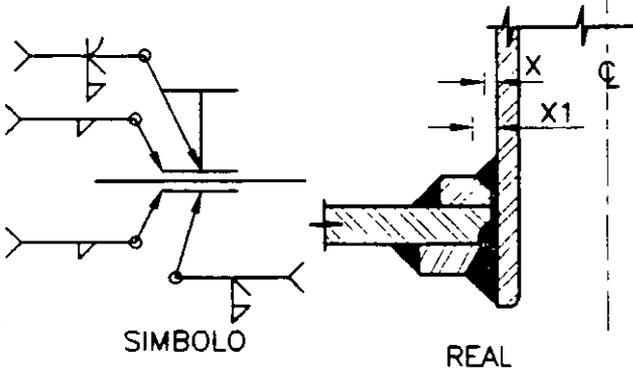
39



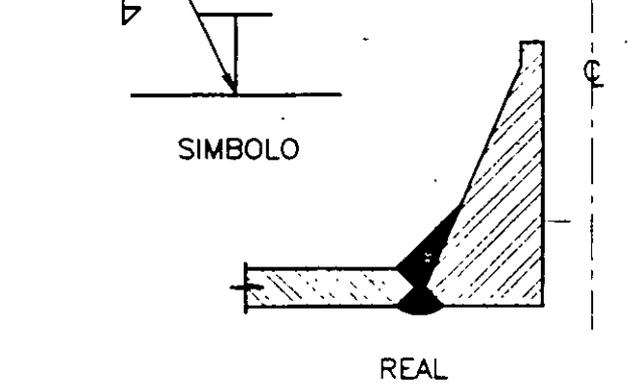
40



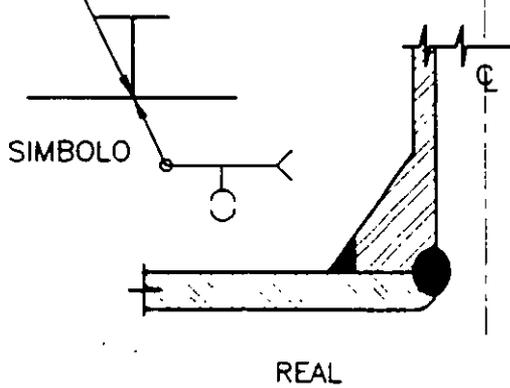
41



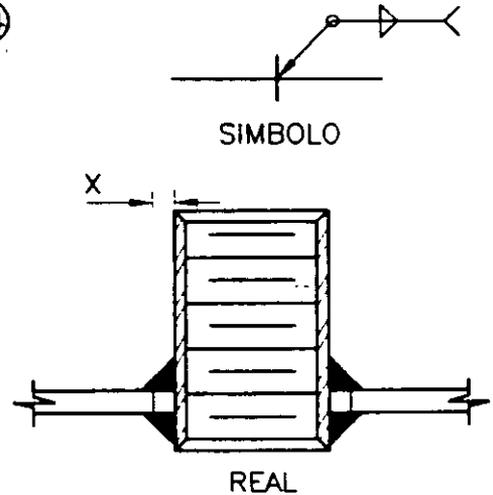
42



43



44



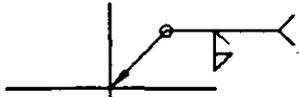


SIMBOLOGIAS APLICACION Y SIMBOLOS DE SOLDADURA

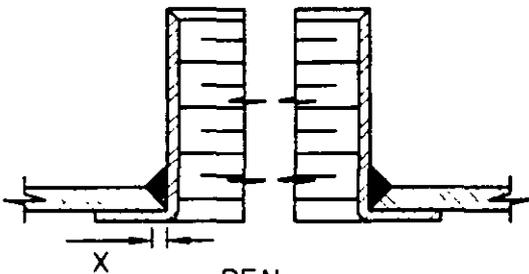
NORMAS

FIGURA No. 20

45

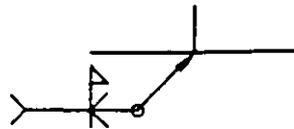


SIMBOLO

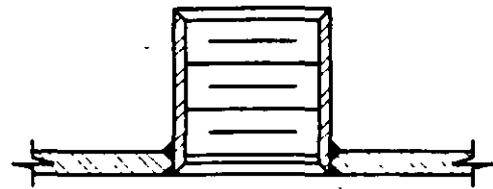


REAL

46

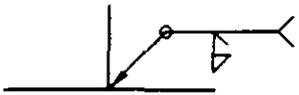


SIMBOLO

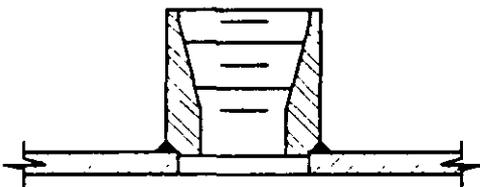


REAL

47

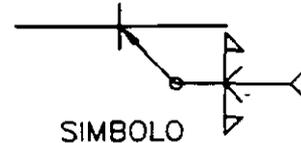


SIMBOLO

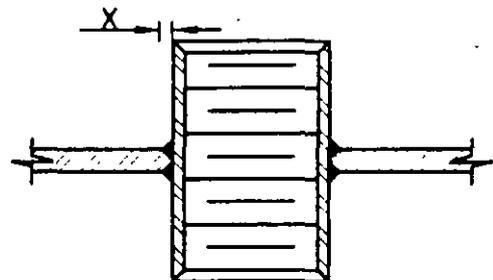


REAL

48

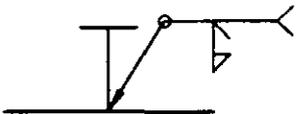


SIMBOLO

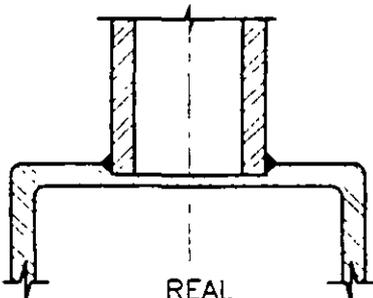


REAL

49

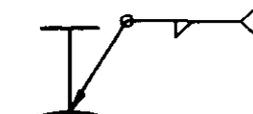


SIMBOLO

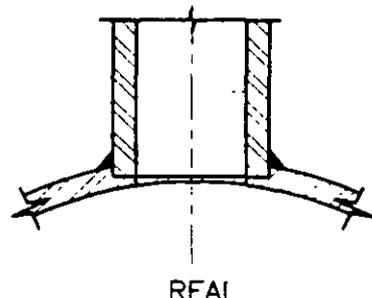


REAL

50



SIMBOLO



REAL

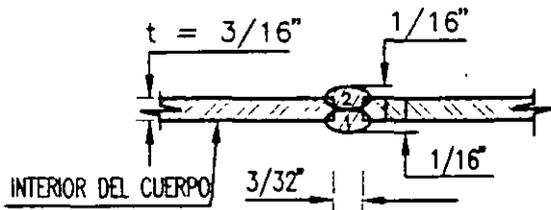


PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS
PARA PLACAS DE ACERO AL CARBON

NORMAS

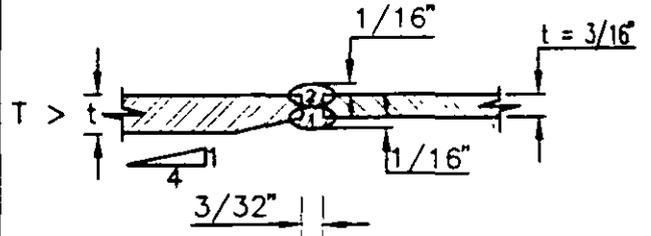
FIGURA No. 21

①



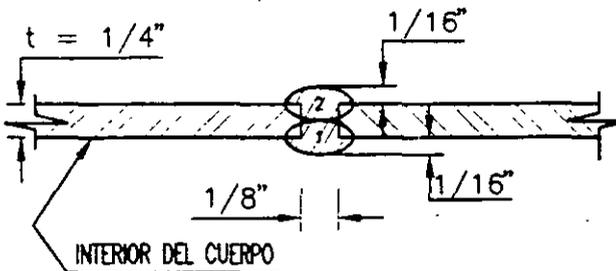
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

②



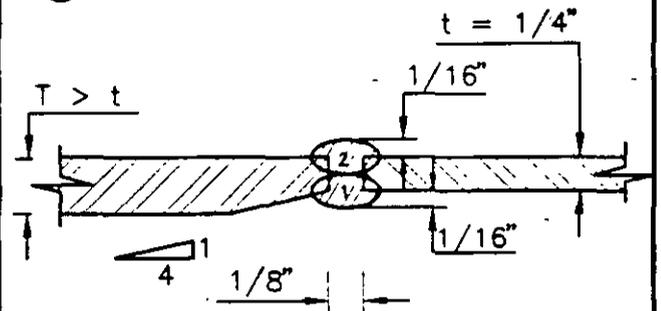
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

③



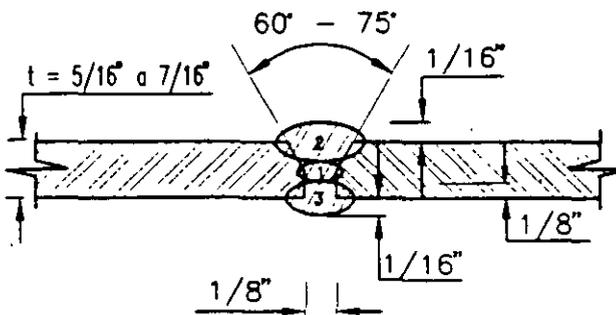
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

④



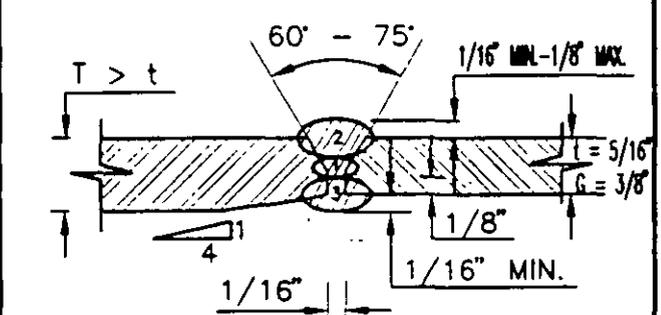
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

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.

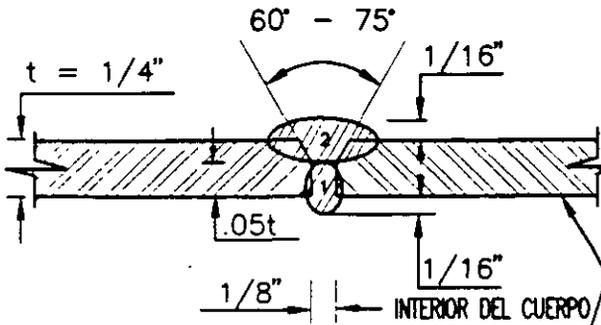


PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS
PARA PLACAS DE ACERO AL CARBON

NORMAS

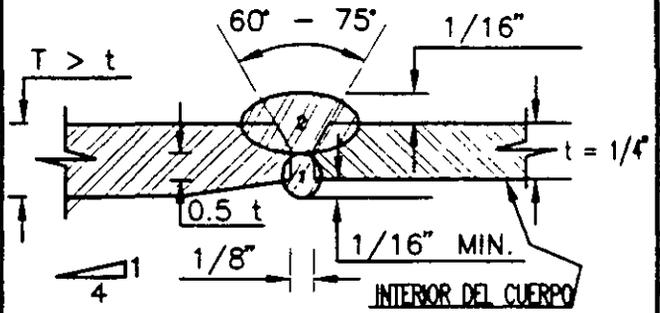
FIGURA No. 22

⑦



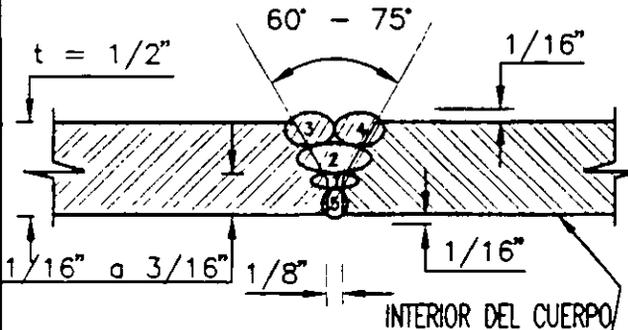
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

⑧



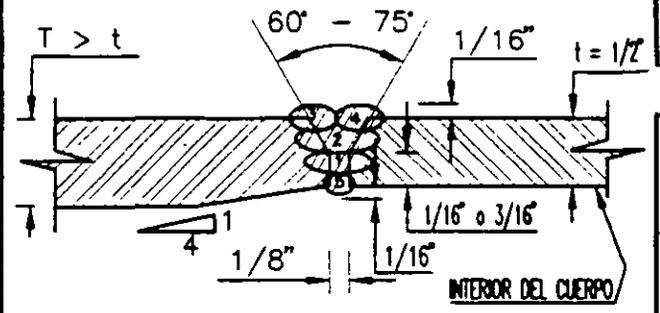
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.

⑨



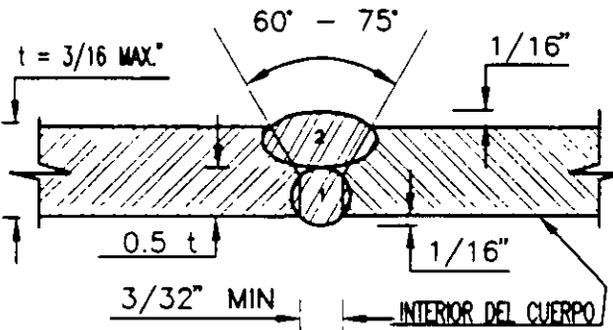
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 3/16" MAX.

⑩



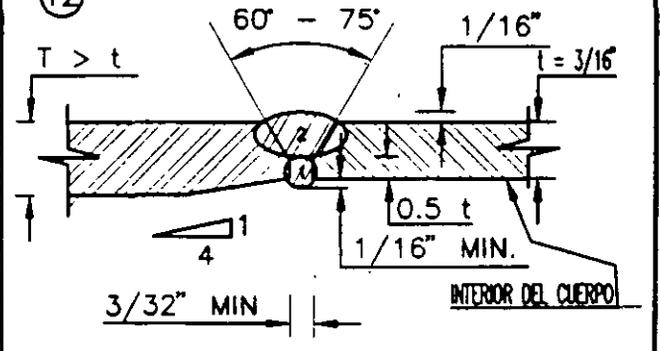
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 3/16" MAX.

⑪



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

⑫



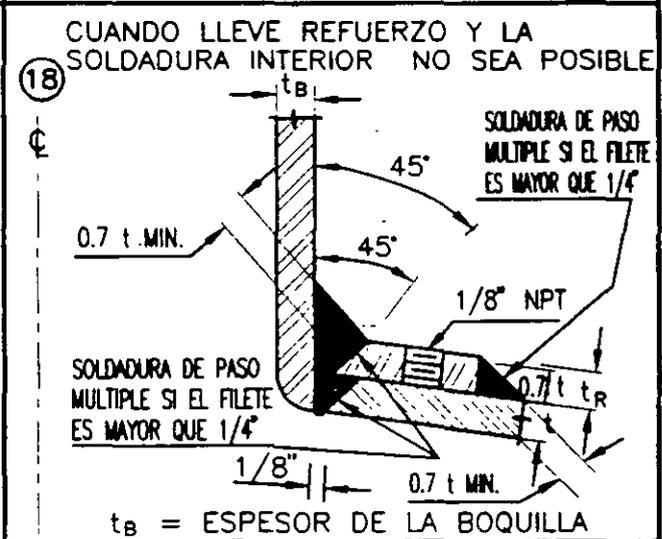
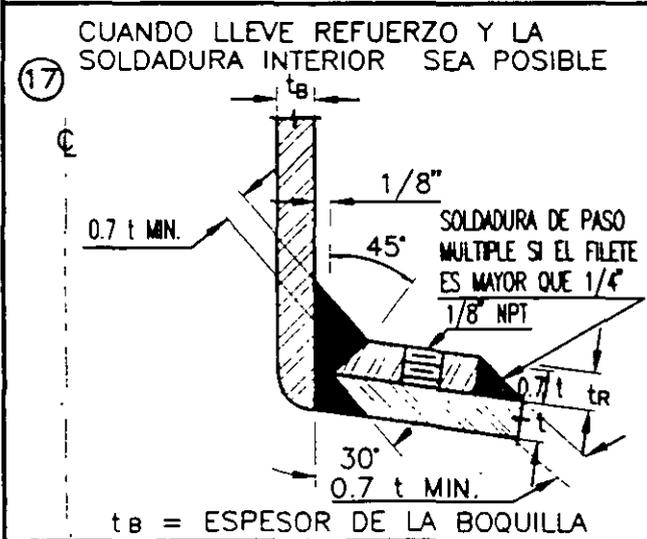
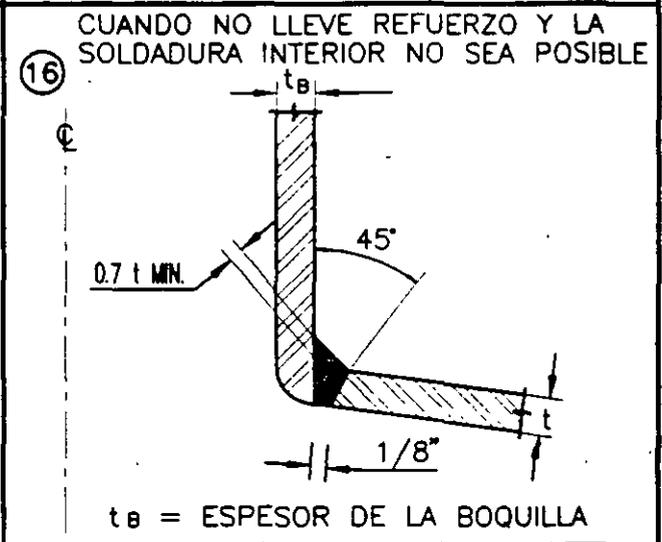
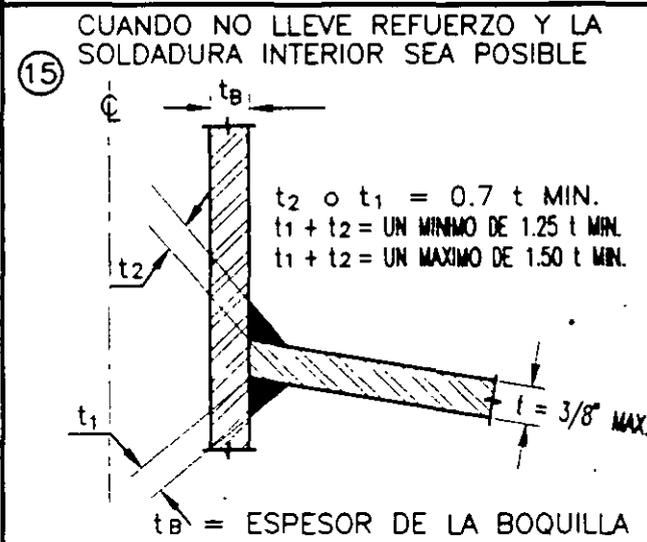
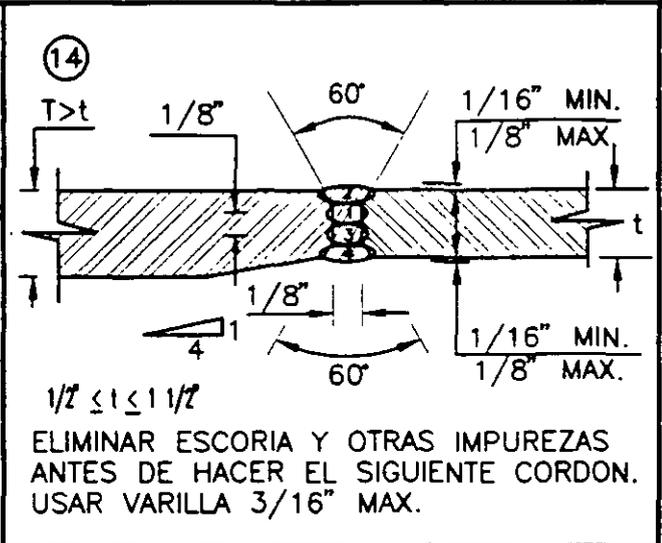
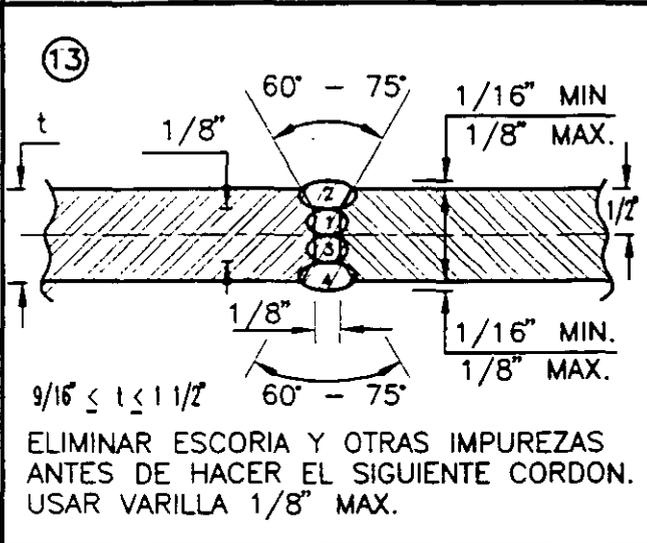
ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON. USAR VARILLA 1/8" MAX.



PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS
PARA PLACAS DE ACERO AL CARBON

NORMAS

FIGURA No. 23



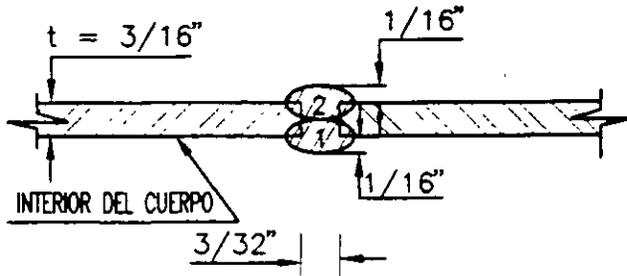


PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS
PARA PLACAS DE ACERO INOXIDABLE

NORMAS

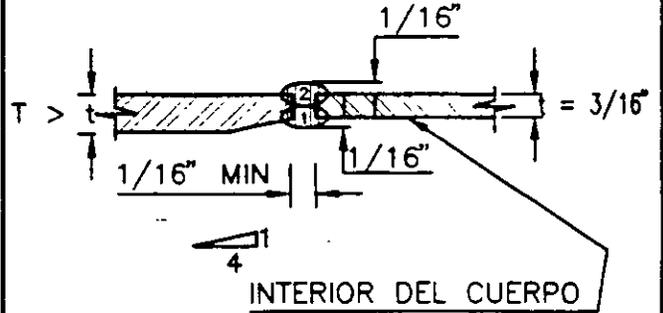
FIGURA No. 24

①



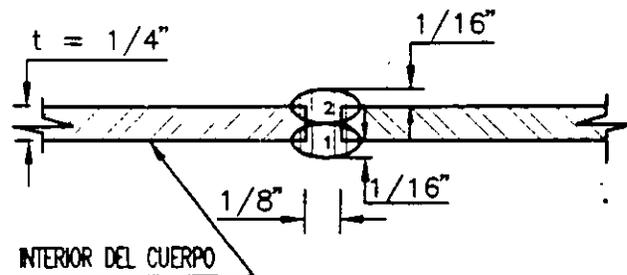
*
USAR VARILLA 1/8" MAX.

②



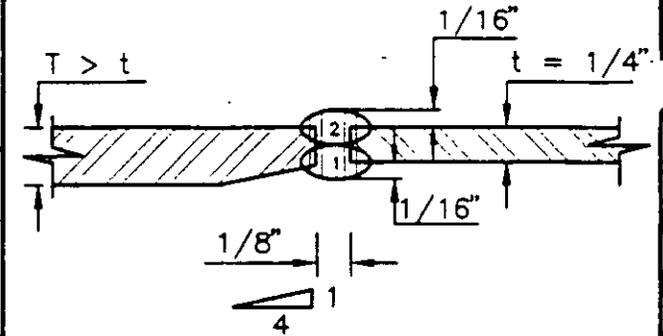
*
USAR VARILLA 1/8" MAX.

③



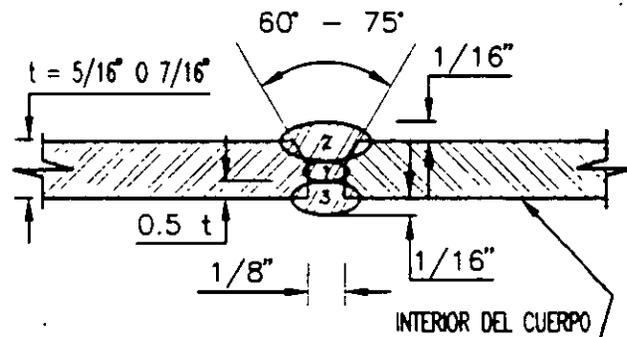
*
USAR VARILLA 1/8" MAX.

④



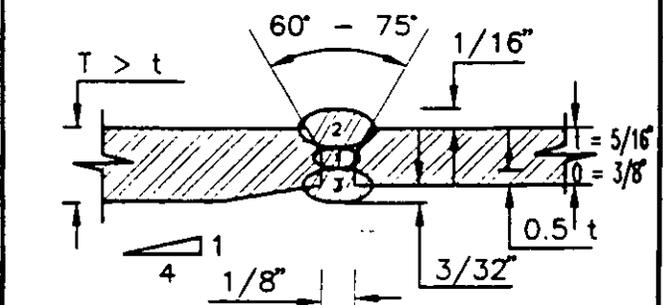
*
USAR VARILLA 1/8" MAX.

⑤



*
USAR VARILLA 3/16" MAX.

⑥



*
USAR VARILLA 3/16" MAX.

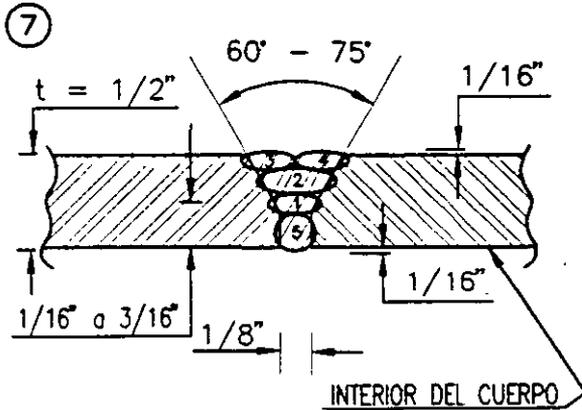
* ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON



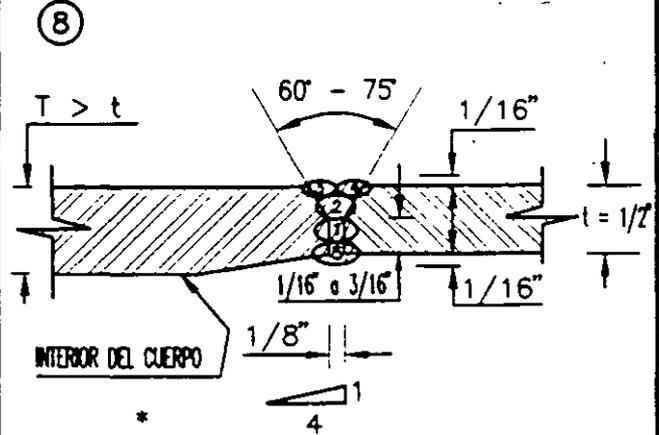
PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS
PARA PLACAS DE ACERO INOXIDABLE

NORMAS

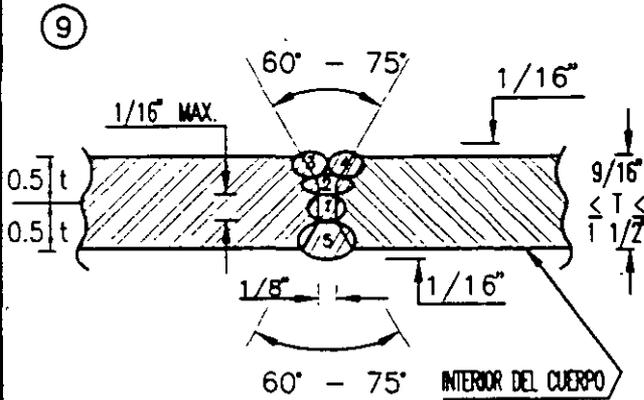
FIGURA No. 25



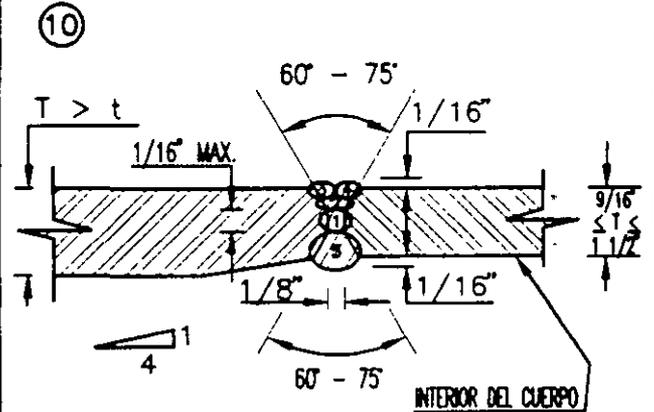
* USAR VARILLA 3/16" MAX.



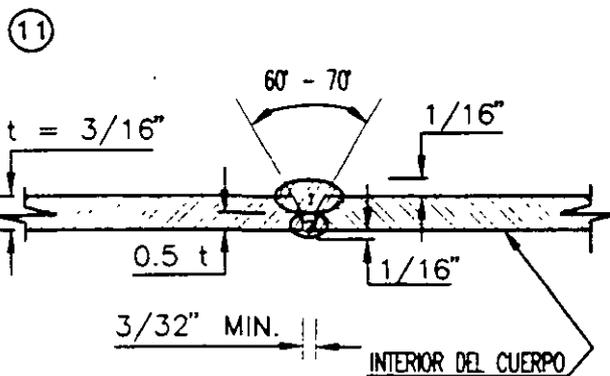
* USAR VARILLA 3/16" MAX.



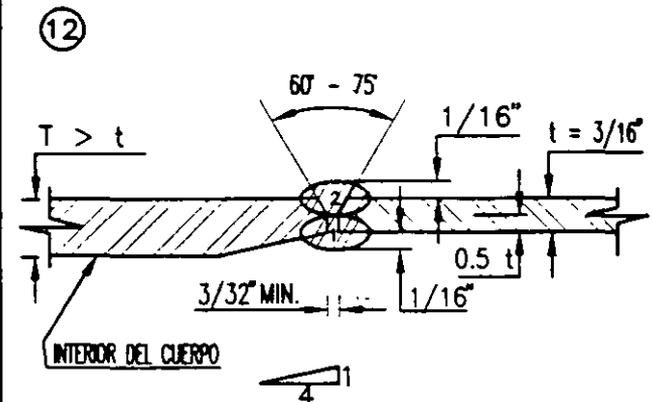
* USAR VARILLA 1/8" MAX.



* USAR VARILLA 3/16" MAX.



* USAR VARILLA 1/8" MAX.



* USAR VARILLA 1/8" MAX.

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

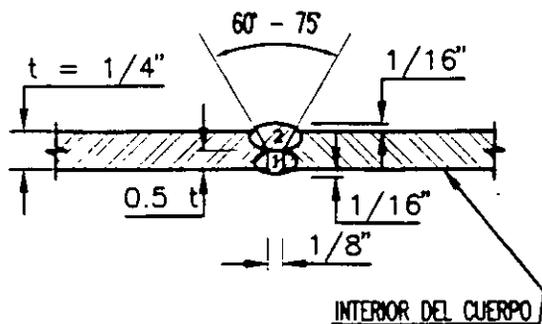


PROCEDIMIENTOS DE SOLDADURAS PARA PLACAS DE ACERO INOXIDABLES

NORMAS

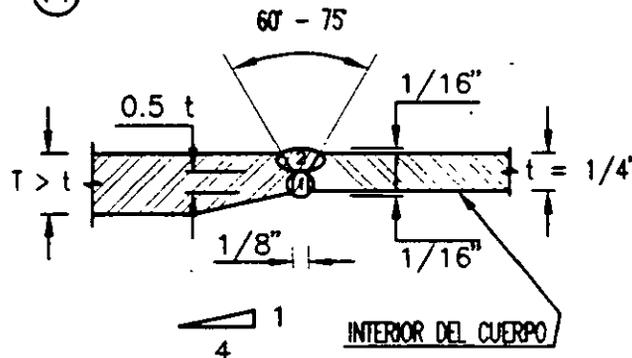
FIGURA No. 26

13



* USAR VARILLA 1/8" MAX.

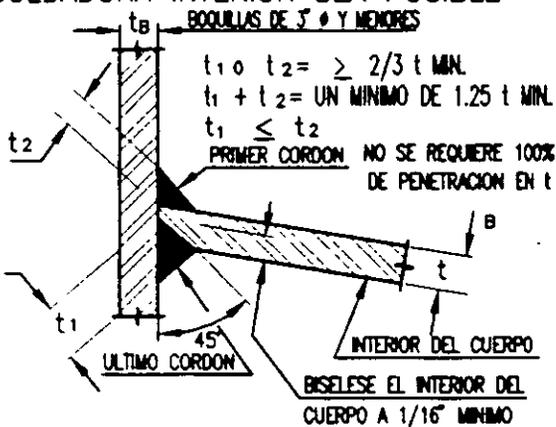
14



* USAR VARILLA 1/8" MAX.

15

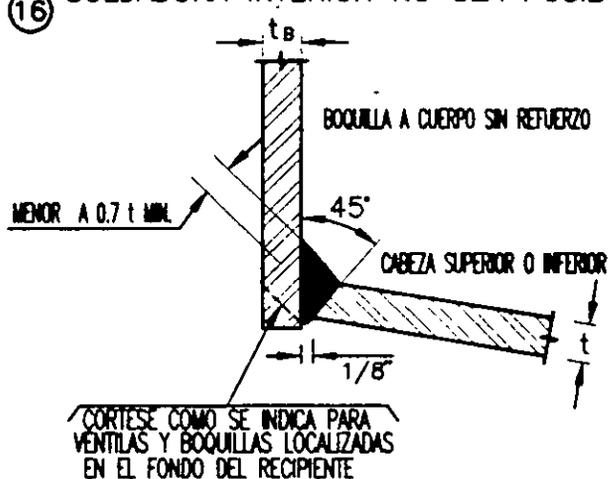
CUANDO NO LLEVE REFUERZO Y LA SOLDADURA INTERIOR SEA POSIBLE



t_b = ESPESOR DE LA BOQUILLA

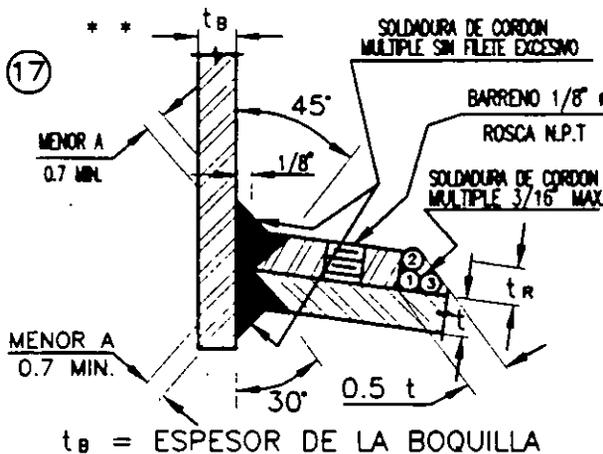
16

CUANDO NO LLEVE REFUERZO Y LA SOLDADURA INTERIOR NO SEA POSIBLE



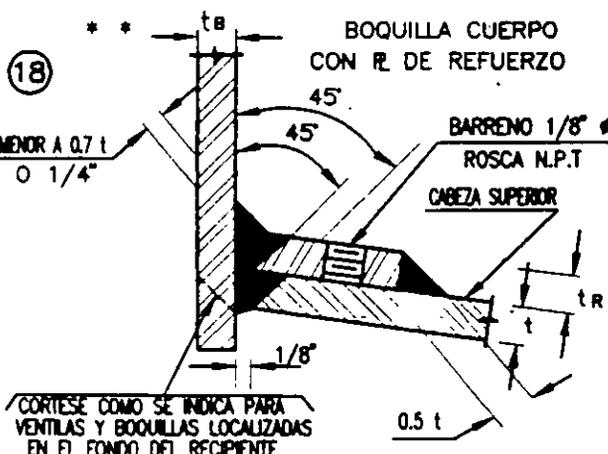
CORTESE COMO SE INDICA PARA VENTILAS Y BOQUILLAS LOCALIZADAS EN EL FONDO DEL RECIPIENTE

17



t_b = ESPESOR DE LA BOQUILLA

18



CORTESE COMO SE INDICA PARA VENTILAS Y BOQUILLAS LOCALIZADAS EN EL FONDO DEL RECIPIENTE

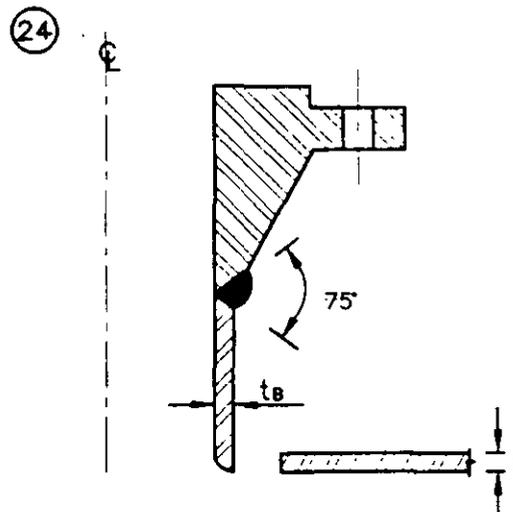
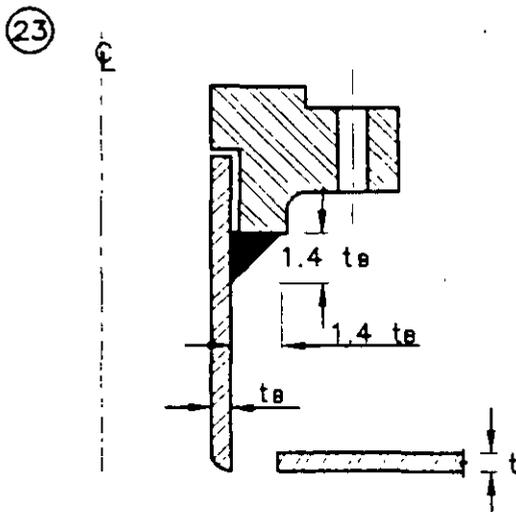
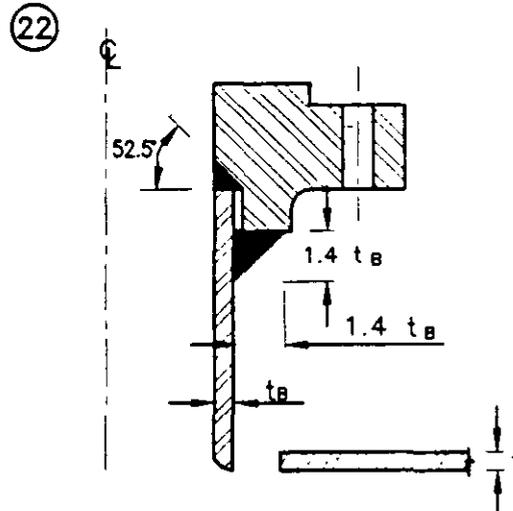
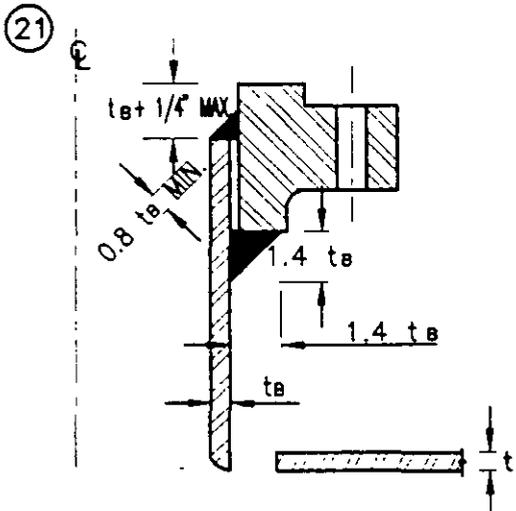
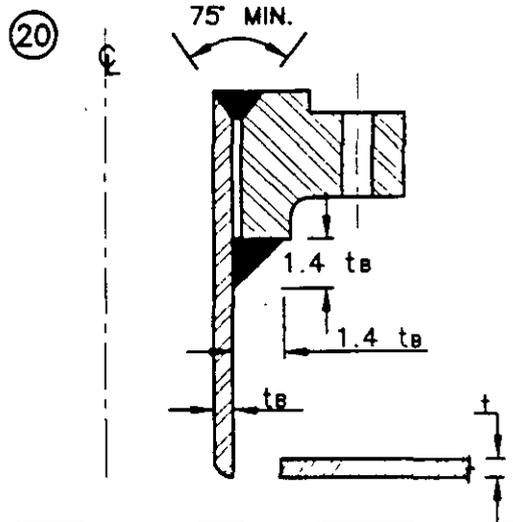
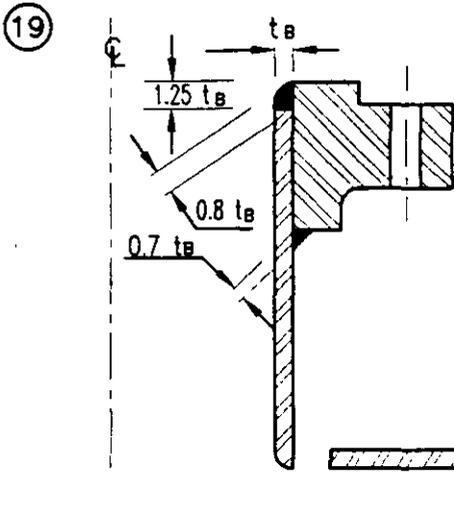
* ELIMINAR ESCORIA Y OTRAS IMPUREZAS ANTES DE HACER EL SIGUIENTE CORDON
 ** CUANDO LLEVE REFUERZO Y LA SOLDADURA INTERIOR SEA POSIBLE



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/pulgada².

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:

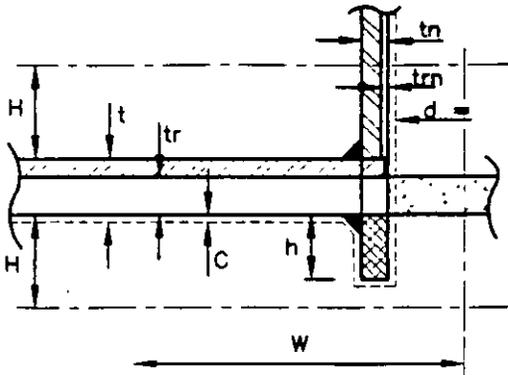
Generalmente el espesor del cuello de una boquilla calculado para soportar presión interna, resulta muy pequeño debido al diámetro tan reducido que ellas tienen en comparación con el diámetro del recipiente.



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

$$t_m = \frac{PR}{S_N E - 0.6 P}$$

$$t_n =$$

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

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 = _____

= A₁ = EL MAYOR DE $\begin{cases} (E_1 t - tr) d = \\ (E_1 t - tr) (t_n + t) 2 = \end{cases}$

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

= A₃ = 2h(t_n - C) = _____



(AREA TOTAL DE SOLDADURA DENTRO DE LOS LIMITES DEL REFUERZO)
= A₄ = _____

Si A₁ + A₂ + A₃ + A₄ ≥ A NO REQUIERE R DE REFUERZO

Si A₁ + A₂ + A₃ + A₄ < A SI REQUIERE R DE REFUERZO SIENDO ENTONCES:

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

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

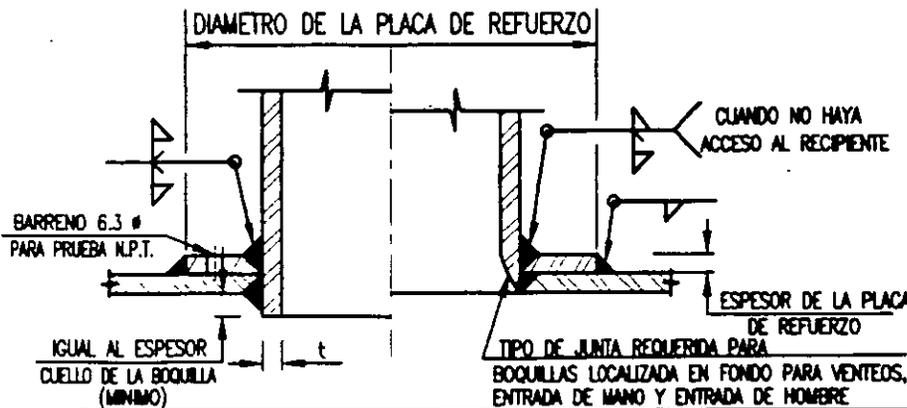
	PRESION DE DISEÑO (P) = _____ PSI TEMPERATURA DE DISEÑO = _____ °F
RECIPIENTE (USE LAS FORMULAS ADECUADAS) tr = _____ t = _____	RECIPIENTE MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sv) = _____ BOQUILLA MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sn) = _____ REFUERZO MATERIAL: ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE (Sp) = _____
LIMITE DE REFUERZOS H1 = EL MENOR DE $\left\{ \begin{array}{l} 2.5 t = \\ 2.5 tn + te = \end{array} \right.$	$S_n/S_v \leq 1 =$ $S_p/S_v \leq 1 =$
H2 = EL MENOR DE $\left\{ \begin{array}{l} 2.5 t = \\ 2.5 tn = \end{array} \right.$	E1 = _____ CORROSION PERMISIBLE (C) = _____
W = EL MAYOR DE $\left\{ \begin{array}{l} d = \\ d/2 + tn + t = \end{array} \right.$	BOQUILLA $trn = \frac{PRn}{SE - 0.6 P}$ tn = _____ $h \leq H - 2C =$
= A = d tr = _____	REFUERZO te = _____ Dp = _____
= A1 = EL MAYOR DE $\left\{ \begin{array}{l} (t - tr) d = \\ (t - tr) (tn + t)2 = \end{array} \right.$	
= A2 = EL MENOR DE $\left\{ \begin{array}{l} (tn - trn) 5 t = \\ (tn - trn) 5 tn = \end{array} \right.$	
= 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: _____



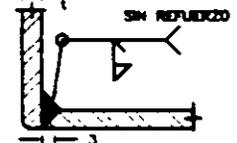
PLACAS DE REFUERZOS PARA BOQUILLAS 10.5 Kg/cm² (150 P.S.I)

NORMAS

FIGURA No. 30



- 1.- MATERIAL: IGUAL AL ESPECIFICADO PARA LA PARTE A REFORZAR
- 2.- PRESION: LOS REFUERZOS ESTAN CALCULADOS PARA 10.5 Kg/cm² 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



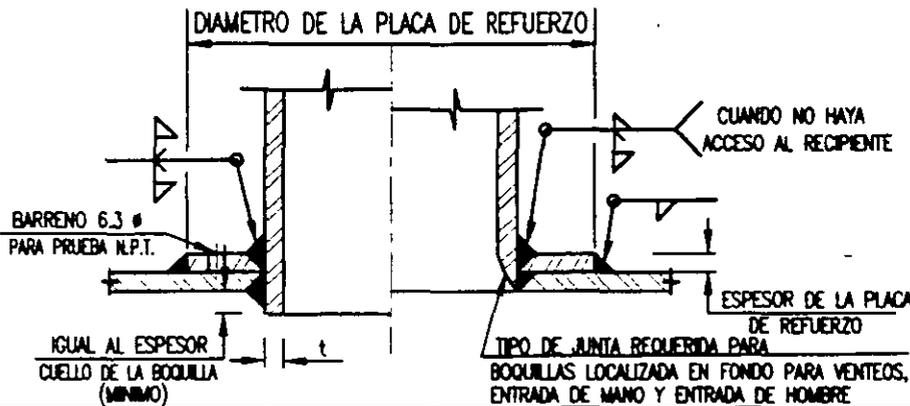
DIAMETRO NOMINAL DE BOQUILLA	DIAMETRO PLACA DE RFO.			ESPESOR DE CUERPO CORROIDO											
	70%	85%	100%	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
76	—	130	152	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
102	—	172	200	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
152	—	257	302	5	6	8	10	11	13	14	16	17	19	21	
203	—	337	397	5	6	8	10	11	13	14	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		ESPESOR CUERPO CORROIDO													
					22	24	25	29	32	35	38	41	45	48	51
		ESPESOR DE LA PLACA DE REFUERZO													
76	—	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/cm² (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/cm² 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

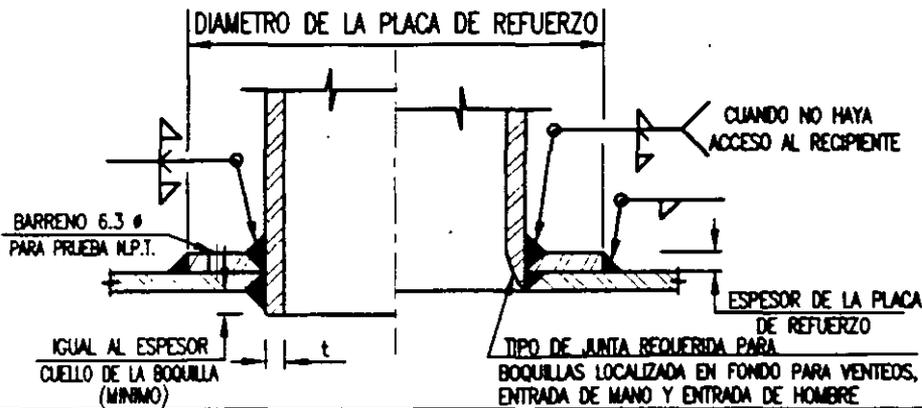
DIAMETRO NOMINAL DE BOQUILLA	t.	DIAMETRO PLACA DE RFO.			ESPOR DE CUERPO CORROIDO										
		E			10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25
		70%	85%	100%	ESPOR DE LA PLACA DE REFUERZO										
76	—	133	152	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25	
102	—	175	203	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25	
152	254	264	305	10	11	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.	ESPOR CUERPO CORROIDO													
		ESPOR 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/cm² (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/cm² DE PRESION MAXIMA EN EL INT. DEL RECIPIENTE
- 3.- SOLDADURA: ESTAS DEBERAN SER IGUALES AL MENOR ESPOSOR DE LOS DE LA PARTE A UNIR.
- 4.- UNIDADES: TODAS LAS DIMENSIONES EN MILIMETROS

DIAMETRO NOMINAL DE BOQUILLA	DIAMETRO PLACA DE RFO.	ESPOSOR DE CUERPO CORROIDO													
		E	10	11	13	14	16	17	19	21	22	24	25		
		ESPOSOR DE LA PLACA DE REFUERZO													
		70%	85%	100%											
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/pulgada². 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.

ESPEJOR 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 ³	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	30.00	0.312	0.500	0.625	0.375 ³	--	--	0.500	--	--	--	--	--	--	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

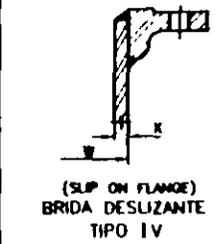
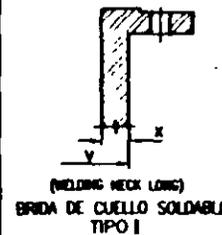


CUELLOS RECOMENDABLES EN BOQUILLAS

NORMAS

FIGURA No. 34

Tubo	10.5 Kg/cm ² = 150 Lb/pulg ² TIPO I					10.5 Kg/cm ² = 150 Lb/pulg ² TIPOS II Y IV					21.1 Kg/cm ² = 300 Lb/pulg ² TIPO I					21.1 Kg/cm ² = 300 Lb/pulg ² TIPOS II Y IV						
	0	3.2	6.4	9.5	12.7	0	3.2	6.4	9.5	12.7	0	3.2	6.4	9.5	12.7	0	3.2	6.4	9.5	12.7		
1"	25.4	12.7	-	-	50.8	BO24.24.4	-	-	-	-	33.3	25.4	12.7	-	-	54.0	BO24.24.4	-	-	-	33.3	
1 1/2"	38.1	19.3	-	-	50.8	BO38.15.2	160.34.17	BO42.7.9	10.3	CONR. 8.7 mm P MEDIDA 61.5	48.4	38.1	19.3	-	-	31.8	BO38.15.2	160.34.17	BO42.7.9	10.3	CONR. 8.7 mm P MEDIDA 61.5	48.4
2"	50.8	25.4	-	-	50.8	BO49.25.6	160.42.8	BO48.7.0	11.1	SOLO EN ASME	60.3	50.8	25.4	-	-	49.0	BO49.25.6	160.42.8	BO48.7.0	11.1	SOLO EN ASME	60.3
2 1/2"	63.5	31.8	-	-	50.8	BO59.17.0	160.53.8	BO59.5.0	14.0	-	73.0	63.5	31.8	-	-	57.2	BO59.17.0	160.53.8	BO59.5.0	14.0	-	73.0
3"	76.2	38.1	-	-	50.8	BO73.8.7	160.66.7	BO73.8.7	15.2	-	88.9	76.2	38.1	-	-	73.0	BO73.8.7	160.66.7	BO73.8.7	15.2	-	88.9
4"	102.2	50.8	-	-	140	BO97.28.7	120.92.2	BO97.28.7	11.1	160.87.3	114	102.2	50.8	-	-	88.4	BO97.28.7	120.92.2	BO97.28.7	11.1	160.87.3	114
6"	152.2	76.2	-	-	197	BO146.11.1	-	120.140.14	18.3	160.132.18.3	168	152.2	76.2	-	-	206	BO146.11.1	-	120.140.14	18.3	160.132.18.3	168
8"	203.2	102.2	-	-	248	BO194.12.7	-	100.189.15	11.1	120.183.18.3	219	203.2	102.2	-	-	260	BO194.12.7	-	100.189.15	11.1	120.183.18.3	219
10"	254.2	127.0	-	-	305	BO248.12.7	-	100.237.18.3	11.1	120.230.21.4	273	254.2	127.0	-	-	321	BO248.12.7	-	100.237.18.3	11.1	120.230.21.4	273
12"	305.3	152.2	-	-	365	X-H299.12.7	-	BO289.17.5	100.28.2	11.1	324	305.3	152.2	-	-	375	X-H299.12.7	-	BO289.17.5	100.28.2	11.1	324
14"	356.2	177.8	4	352.2	436.3	PL330.12.7	-	PL324.15.9	PL318.19	356.357.3	436.3	356.2	177.8	4	352.2	436.3	PL330.12.7	PL327.14.3	PL321.17.5	PL314.20.6	356	
16"	406.2	203.2	4	397.3	493.3	PL381.2.7	-	PL375.15.9	PL368.19	406.406.3	440.3	406.2	203.2	4	397.3	493.3	PL381.2.7	PL378.14.3	PL372.17.5	PL365.20.6	406	
18"	457.2	228.6	4	445.2	531.3	PL432.12.7	-	PL426.15.9	PL419.19	457.457.3	454.3	457.2	228.6	4	445.2	531.3	PL432.12.7	PL426.15.9	PL419.19	PL413.22.2	457	
20"	508.2	254.2	4	499.3	593.3	PL483.12.7	-	PL476.15.9	PL470.19	508.508.3	550.4	508.2	254.2	4	499.3	593.3	PL483.12.7	PL473.17.5	PL467.20.6	PL460.23.8	508	
24"	610.2	305.3	4	603.3	707.3	PL584.12.7	-	PL578.15.9	PL572.19	610.610.4	660.6	610.2	305.3	4	603.3	707.3	PL584.12.7	PL580.20.6	PL572.23.8	PL566.27.0	610	
28.1 Kg/cm ² = 400 Lb/pulg ² TIPO I					28.1 Kg/cm ² = 400 Lb/pulg ² TIPOS II Y IV					42.2 Kg/cm ² = 600 Lb/pulg ² TIPO I					42.2 Kg/cm ² = 600 Lb/pulg ² TIPOS II Y IV							
0	3.2	6.4	9.5	12.7	0	3.2	6.4	9.5	12.7	0	3.2	6.4	9.5	12.7	0	3.2	6.4	9.5	12.7			
1"	25.4	12.7	-	-	54.0	BO24.24.5	-	-	-	33.3	25.4	12.7	-	-	54.0	BO24.24.4	-	-	-	33.3		
1 1/2"	38.1	19.3	-	-	50.8	BO38.15.2	160.34.17	BO42.7.9	10.3	CONR. 8.7 mm P MEDIDA 61.5	48.4	38.1	19.3	-	-	31.8	BO38.15.2	160.34.17	BO42.7.9	10.3	CONR. 8.7 mm P MEDIDA 61.5	48.4
2"	50.8	25.4	-	-	50.8	BO49.25.6	160.42.8	BO48.7.0	11.1	SOLO EN ASME	60.3	50.8	25.4	-	-	49.0	BO49.25.6	160.42.8	BO48.7.0	11.1	SOLO EN ASME	60.3
2 1/2"	63.5	31.8	-	-	50.8	BO59.17.0	160.53.8	BO59.5.0	14.0	-	73.0	63.5	31.8	-	-	57.2	BO59.17.0	160.53.8	BO59.5.0	14.0	-	73.0
3"	76.2	38.1	-	-	50.8	BO73.8.7	160.66.7	BO73.8.7	15.2	-	88.9	76.2	38.1	-	-	73.0	BO73.8.7	160.66.7	BO73.8.7	15.2	-	88.9
4"	102.2	50.8	-	-	140	BO97.28.7	120.92.2	BO97.28.7	11.1	160.87.3	114	102.2	50.8	-	-	88.4	BO97.28.7	120.92.2	BO97.28.7	11.1	160.87.3	114
6"	152.2	76.2	-	-	197	BO146.11.1	-	120.140.14	18.3	160.132.18.3	168	152.2	76.2	-	-	222	BO146.11.1	-	120.140.14	18.3	160.132.18.3	168
8"	203.2	102.2	-	-	248	BO194.12.7	-	100.189.15	11.1	120.183.18.3	219	203.2	102.2	-	-	273	BO194.12.7	-	100.189.15	11.1	120.183.18.3	219
10"	254.2	127.0	-	-	305	BO248.12.7	-	100.237.18.3	11.1	120.230.21.4	273	254.2	127.0	-	-	343	BO248.12.7	-	100.237.18.3	11.1	120.230.21.4	273
12"	305.3	152.2	-	-	365	X-H299.12.7	-	BO289.17.5	100.28.2	11.1	324	305.3	152.2	-	-	400	X-H299.12.7	-	BO289.17.5	100.28.2	11.1	324
14"	356.2	177.8	4	352.2	436.3	PL327.14.3	PL321.17.5	PL314.20.6	356	356.2	177.8	4	352.2	436.3	426	PL327.14.3	PL321.17.5	PL314.20.6	357			
16"	406.2	203.2	4	397.3	493.3	PL378.14.3	PL372.17.5	PL365.20.6	406	406.2	203.2	4	397.3	493.3	483	PL378.14.3	PL372.17.5	PL365.20.6	406			
18"	457.2	228.6	4	445.2	531.3	PL426.15.9	PL419.19	PL413.22.2	457	457.2	228.6	4	445.2	531.3	533	PL426.15.9	PL419.19	PL413.22.2	457			
20"	508.2	254.2	4	499.3	593.3	PL476.15.9	PL470.19	PL467.20.6	508	508.2	254.2	4	499.3	593.3	587	PL476.15.9	PL470.19	PL467.20.6	508			
24"	610.2	305.3	4	603.3	707.3	PL578.15.9	PL572.19	PL566.27.0	610	610.2	305.3	4	603.3	707.3	702	PL578.15.9	PL572.19	PL566.27.0	610			



- NOTAS:
- 1.- LOS CUELLOS DE LA PLACA SON DE SOLDADURA A TOPE EN AMBOS LADOS
 - 2.- TODOS LOS TUBOS PARA CUELLOS SERAN SIN COSTURA
 - 3.- ADICIONES EN MILIMETROS



**PROYECCIONES MINIMAS RECOMENDADAS
PARA BOQUILLAS**

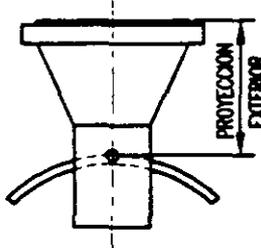
NORMAS

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)

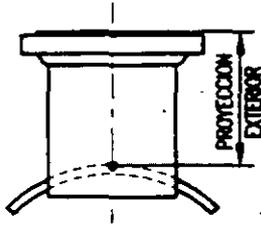
PROYECCION EXTERIOR EN PULGADAS PARA BRIDAS WELDING NECK

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

a)

CORTE AL RAS DEL TUBO A LA CURVATURA DEL RECIPIENTE

b)

CORTE RECTO A LA CURVATURA

c)

PROYECCION MINIMA PARA SOLDADURA

d)

PROYECCION PARA REFUERZO U OTRO PROPOSITO



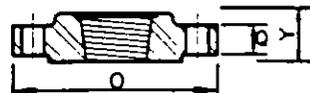
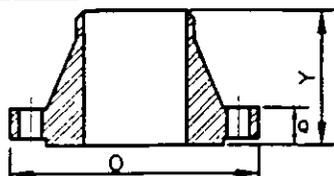
INOLEVA

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 (J) 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/cm²

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR		ESPESOR Q (1) (4)		ALTIMA TOTAL "Y" (1) (4)				No. DE BARRIOS	DIAM. DEL CIRCULO DE BARRIOS	DIAMETRO DE LOS BARRIOS					
	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	3/16	30.16	4	101.60	1 5/16	49.21	1 5/16	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	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	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	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	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	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/cm²

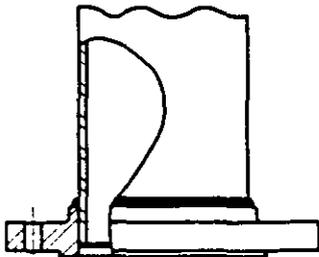
DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR		ESPESOR Q (1) (4)		ALTIMA TOTAL "Y" (1) (4)				No. DE BARRIOS	DIAM. DEL CIRCULO DE BARRIOS	DIAMETRO DE LOS BARRIOS					
	PULG.	mm.	PULG.	mm.	CON CUELLO	DESIZABLE (2) BOSCADA RECESO	TRASLAPE									
1/2	12.70	3 3/4	95.25	9/16	14.28	2 1/16	52.38	7/8	22.22	7/8	22.22	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	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	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	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	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	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	146.05	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



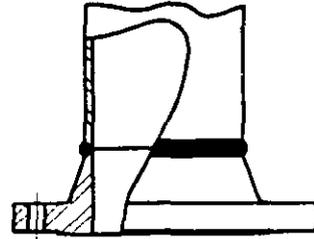
TIPOS DE BRIDAS

NORMAS

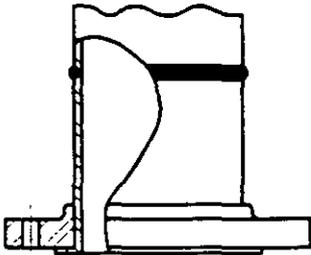
FIGURA No. 37



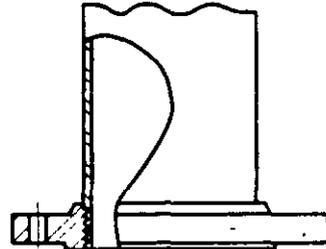
DESLIZABLE (SLIP - ON)



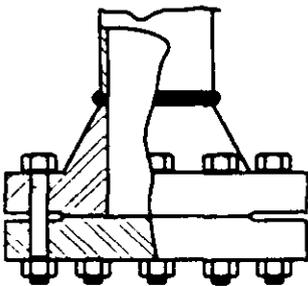
CUELLO SOLDABLE (WELDING NECK)



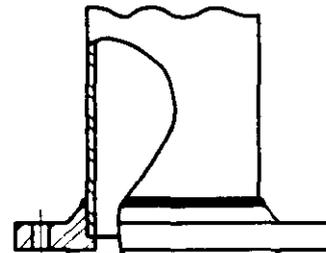
DE UNION O EMPALME (LAP JOINT)



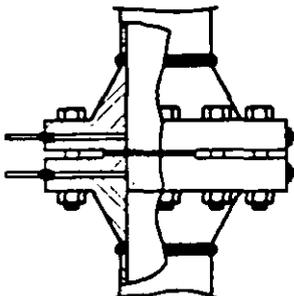
ROSCADA (THREADED)



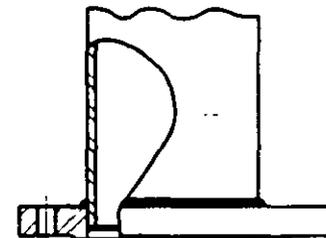
CIEGA (BLIND)



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 esto resulte de altas presiones o de temperaturas elevadas o menores de cerp, 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/pulgada² existen solamente en diámetros de 1/2" a 2-1/2", y no existen en presiones de 2,500 libras/pulgada². 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.

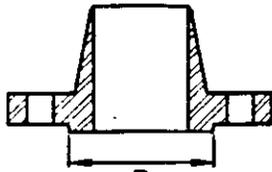
Al instalar estos tipos de bridas en recipientes a presión, se recomienda unir la brida "hembra" al recipiente y la "macho" a la tubería.



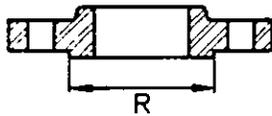
CARAS DE BRIDAS ESTANDAR

NORMAS

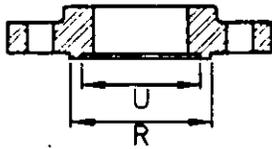
FIGURA No. 38



R
CARA REALZADA



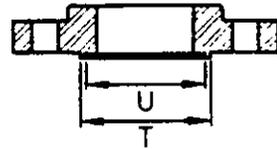
W
MACHO HEMBRA GRANDE



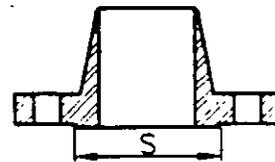
U
R
W
Z
RANURA Y LENGUETA GRANDE



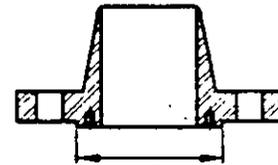
O
CARA PLANA



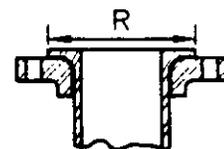
Y
Z
RANURA Y LENGUETA PEQUEÑA



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

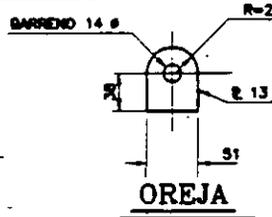
(de -20 a 650 °F)



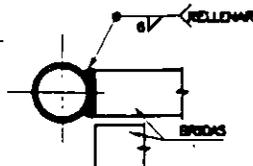
ENTRADA DE HOMBRE EN RECIPIENTES A PRESION CON PESCANTE

NORMAS

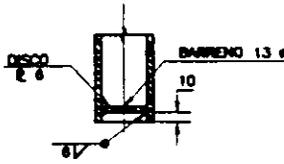
FIGURA No. 39



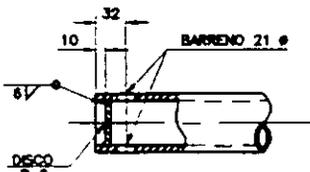
OREJA



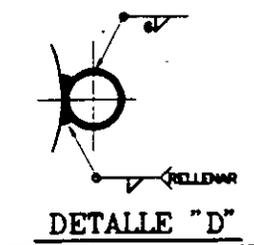
DETALLE "A"



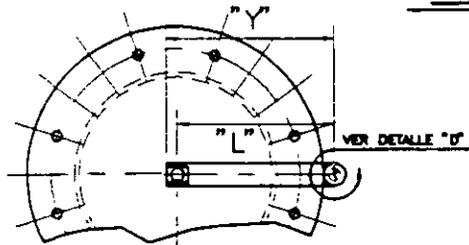
DETALLE "B"



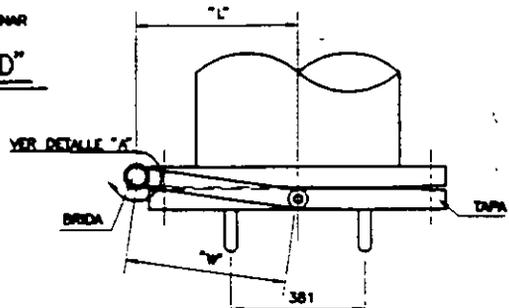
DETALLE "C"



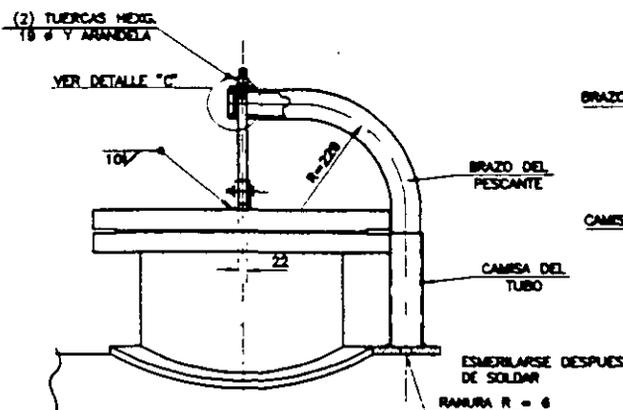
DETALLE "D"



PLANTA

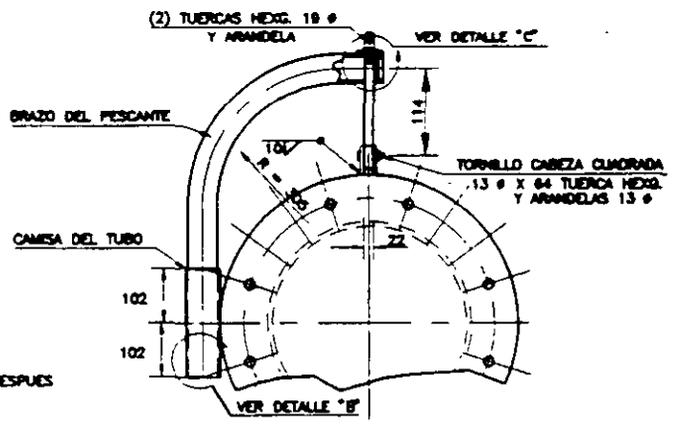


PLANTA



ELEVACION

PESCANTE P/REGISTRO HORIZONTAL



ELEVACION

PESCANTE P/REGISTRO VERTICAL

PRESION Kg/cm ²	DIAMETRO	BRAZO	CAMISA		"L"	"W"	"Y"
			DIAMETRO	CEJILLA			
10.5	18"	38	51	80	329	364	380
	18"	38	51	80	348	383	379
150#	20"	51	84	40	388	421	418
	24"	51	84	40	443	479	475
21.1	18"	51	84	40	380	389	382
	18"	51	84	40	382	430	424
300#	20"	84	78	80	432	470	484
	24"	78	88	40	508	546	540
28.1	18"	51	84	40	380	389	382
	18"	84	78	80	400	436	432
400#	20"	84	78	80	432	470	484
	24"	78	88	40	508	546	540
42.2	18"	84	78	80	387	428	419
	18"	78	88	40	422	484	484
600#	20"	78	88	40	457	500	488
	24"	78	88	40	521	585	553

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 KPSI	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 comúnmente 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, por ciento 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.



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

FORMAS

FIGURA 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 PUNILLAS DE REFUERZO	SA-240-TP-304 SA-240-TP-304L	SA-353 (0.9 X M) SA-56JTP (0.9 X M) SA-240TP-304(18-8) SA-240TP-304L(18-8)	SA-203E S5 (+) SA-203D S5 (+)	SA-203B S5 (+) SA-203A S5 (+)	SA-516-65 S5 (+) SA-203B S5 (+25 M)	SA-516-70 S5 (+) SA-516-65 S5	SA-285-C SA-515-70	SA-515-70	SA-204-B SA-204-C ó CLAD SA-263 ó 264	SA-387 11 CL2 (ó EN CLAD SA-263 ó SA-264)	SA-204 TP-304
BRIDAS CIEGAS PLACA FORJADA	FORJA SA-182 F-304 SA-182 F-304L	FORJA SA-322 (0.9 X M) SA-182 F-304 SA-182 F-304L	IDEM. CASC. Y CABS. SA-350 LF-3	IDEM. CASC. Y CABS. SA-350 LF-3	IDEM. CASC. Y CABS. SA-350 LF-2	IDEM. CASC. Y CABS. SA-350 LF-2	SOLD. P. PUNA SA-315-70 SA-105	IDEM. CASC. Y CABS. SA-105	IDEM. CASC. Y CABS. SA-182 F1 (B) SA-182 F2 (C)	IDEM. CASC. Y CABS. SA-182 F11	FORJA SA-182 F304 H
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. BROS. Y RES.						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	
BOQUILLAS Y BRIDAS FORJADAS	IDEM. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	SA-350 LF-3	SA-350 LF-3	SA-350 LF-2	SA-350 LF-2	SA-105	SA-105	IDEM. CASC. Y CABS.	SA-182 F11	SA-182 F304 H
P. PUNA CUELLO DE BROS.	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. CASC. Y CABS.	IDEM. CASC. Y CABS.	SA-350 LF-3	SA-350 LF-3	SA-350 LF-2	SA-350 LF-2	SA-105	SA-105	IDEM. CASC. Y CABS.	SA-182 F11	SA-182 F304 H
PLACAS DE CASCARON, CABEZAS Y PUNILLAS DE REFUERZO EN PLACA	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
DE BROS. EN BROS. COLECCIONES Y MUESTRAS	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-B(0.9 X M) 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 WPL B(0.9 X M) 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
ESPIRIGOS 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(ε)	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
TOPALLERIA 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(ε) 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	FLEXITALLIC "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 BOQUILLA Y CONEXIONES SOLDABLES	SA312 TP-304 SA-312 TP-304L	SA-333-B(0.9 X M) 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	V E R H O J A D E D A T O S D E P R O C E S O										
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 de 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.

PAISES	CÓDIGOS
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 Codé.
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 caldera 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, Massachussets, 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 Massachussets 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/cm² (285 psi) y a temperaturas de 300°C (572°F), actualmente estas se diseñan para presiones tan altas como son 305 kg/cm² (4,331 psi) y a temperaturas de 600°C (1,112°F); Los recipientes se diseñan para presiones de 200 kg/cm² (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/pulg².

P_o = Presión de operación = 100 lb/pulg².

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/pulg². 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.

L₁ = Longitud entre líneas de tangencia del recipiente = 144 pulgadas.

T = Temperatura de diseño = 500°F.

2.1.1.- CÁLCULO DEL CILÍNDRIO

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 Toriesféricas, 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.

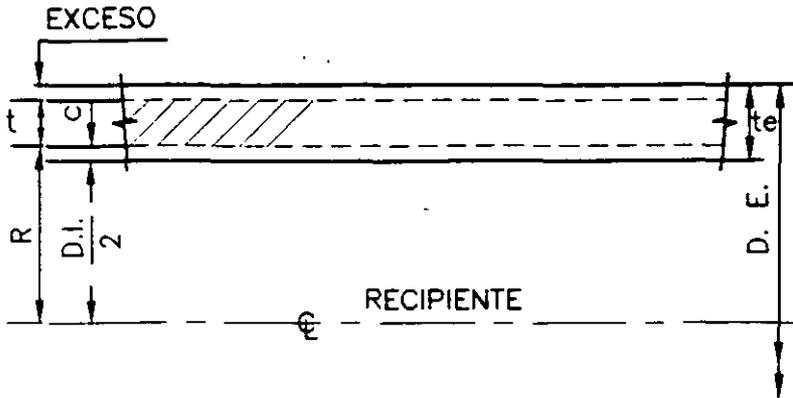


MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DEL CUERPO CILINDRICO CON PRESION INTERNA (DIAMETRO INTERIOR) UG - 27

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)

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

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

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.

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:

APROBO:

CALCULO:

PROYECTO:

PLANTA

TAG.:

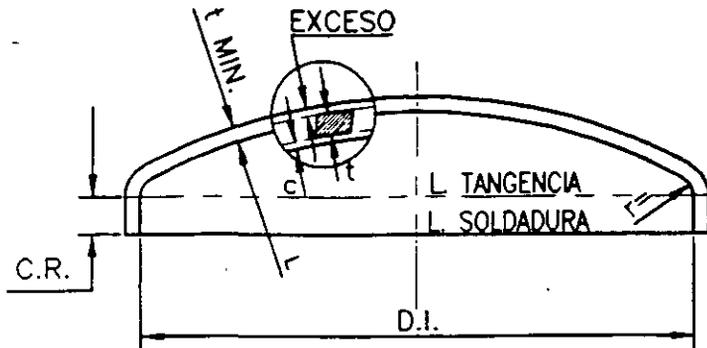


**MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE
CABEZA TORIESFERICA F & D BAJO PRESION
INTERIOR UG - 32 Y UA - 4**

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) =

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

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.:

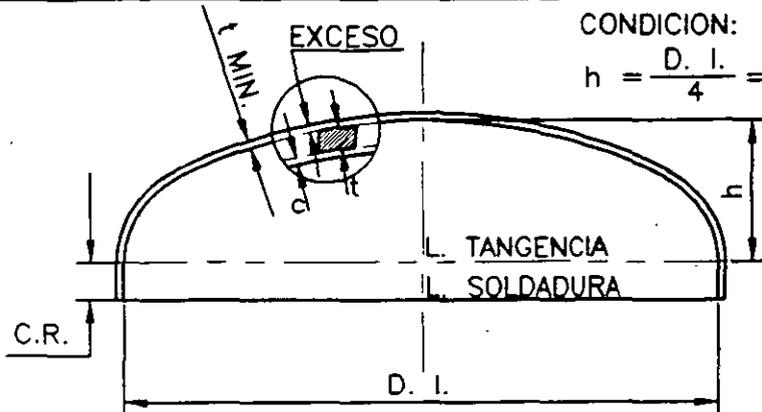


MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE CABEZA SEMIELIPTICA BAJO PRESION INTERNA SOLO CAB. CON REL. 2:1 (UG-32 Y UA-4)

NORMAS

PROCEDIMIENTOS SECCION DE DISEÑO DE RECIPIENTES

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.:

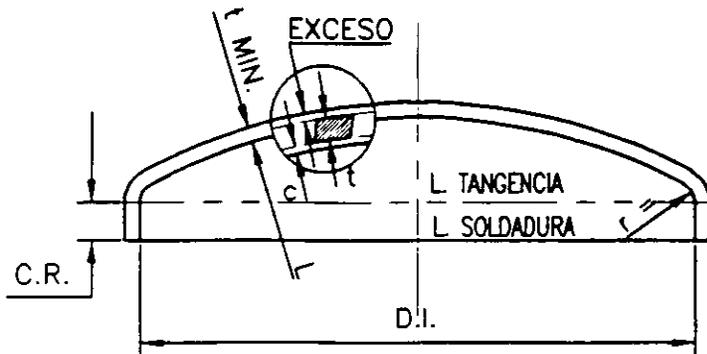


MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE CABEZA 80 : 10 BAJO PRESION INTERIOR
UG - 32 Y UA - 4

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")

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")

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

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.

NOTAS:

APROBO:

CALCULO:

PROYECTO:

PLANTA

TAG.:



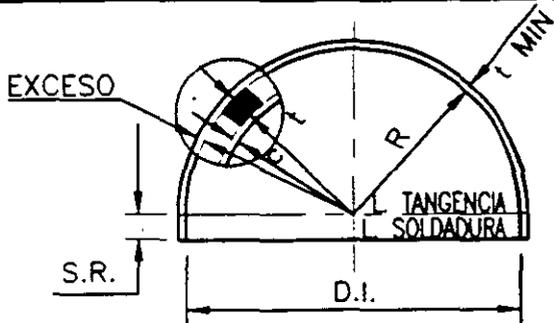
MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE CABEZA SEMIESFERICA BAJO PRESION INTERIOR

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")

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

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.:
---------	----------	-----------	--------	-------



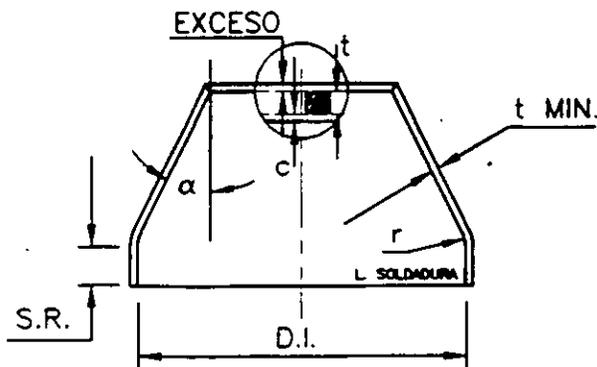
MEMORIA DE CALCULOS PARA ESPESOR DE CABEZA CONICA BAJO PRESION INTERIOR

UG - 32 Y UA - 4

PROCEDIMIENTOS SECCION DE DISEÑO DE RECIPIENTES

NORMAS

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 haberlo realizado, es hacer una comparación entre los resultados obtenidos, y de esta manera formamos 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 pulgadas².

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 pulgadas⁴ (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 pulgadas⁴.

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/pulg².

P_a = Valor calculado de la máxima presión exterior permisible para el supuesto valor de t, en lb/pulg²

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

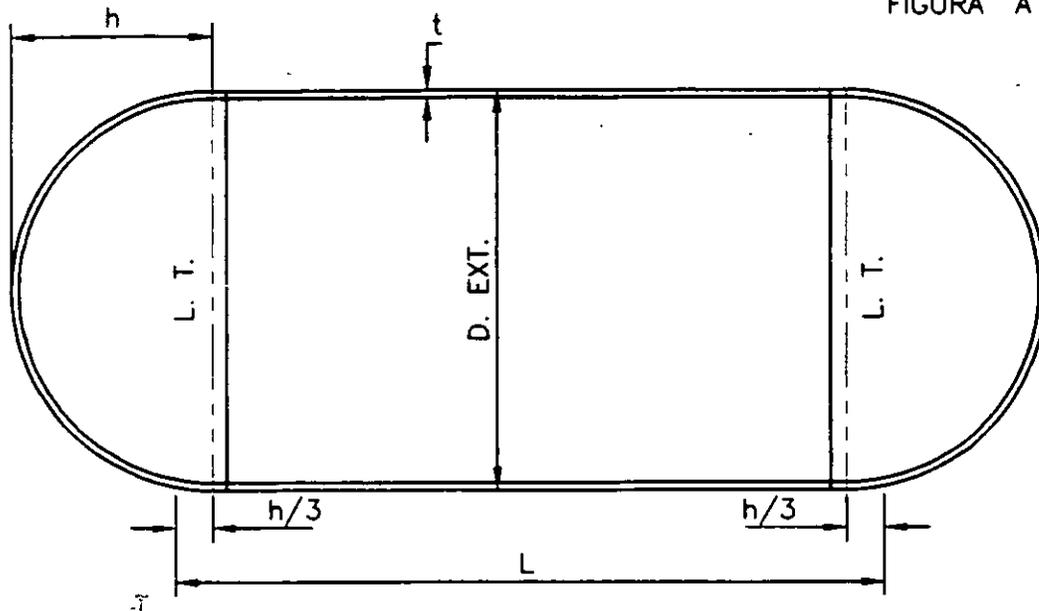


LIMITES DE " L "

NORMAS

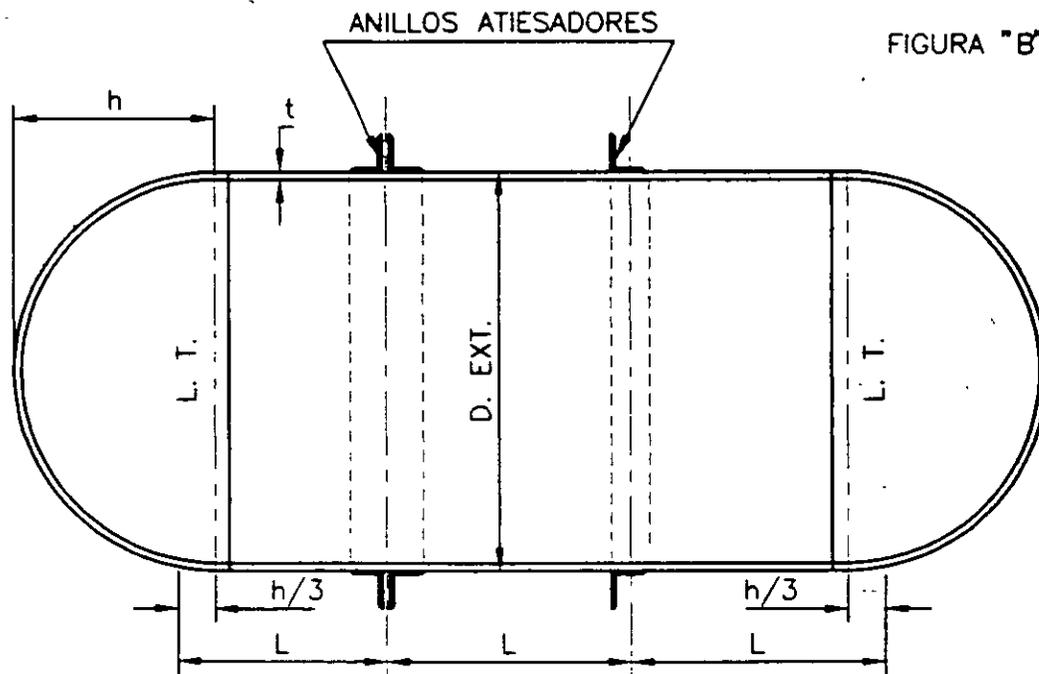
FIGURA No. 47

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 los 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.



INOLTRA

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

NORMAS

FIGURA No. 48

LONGITUD + DIAMETRO EXTERIOR = L/D_o

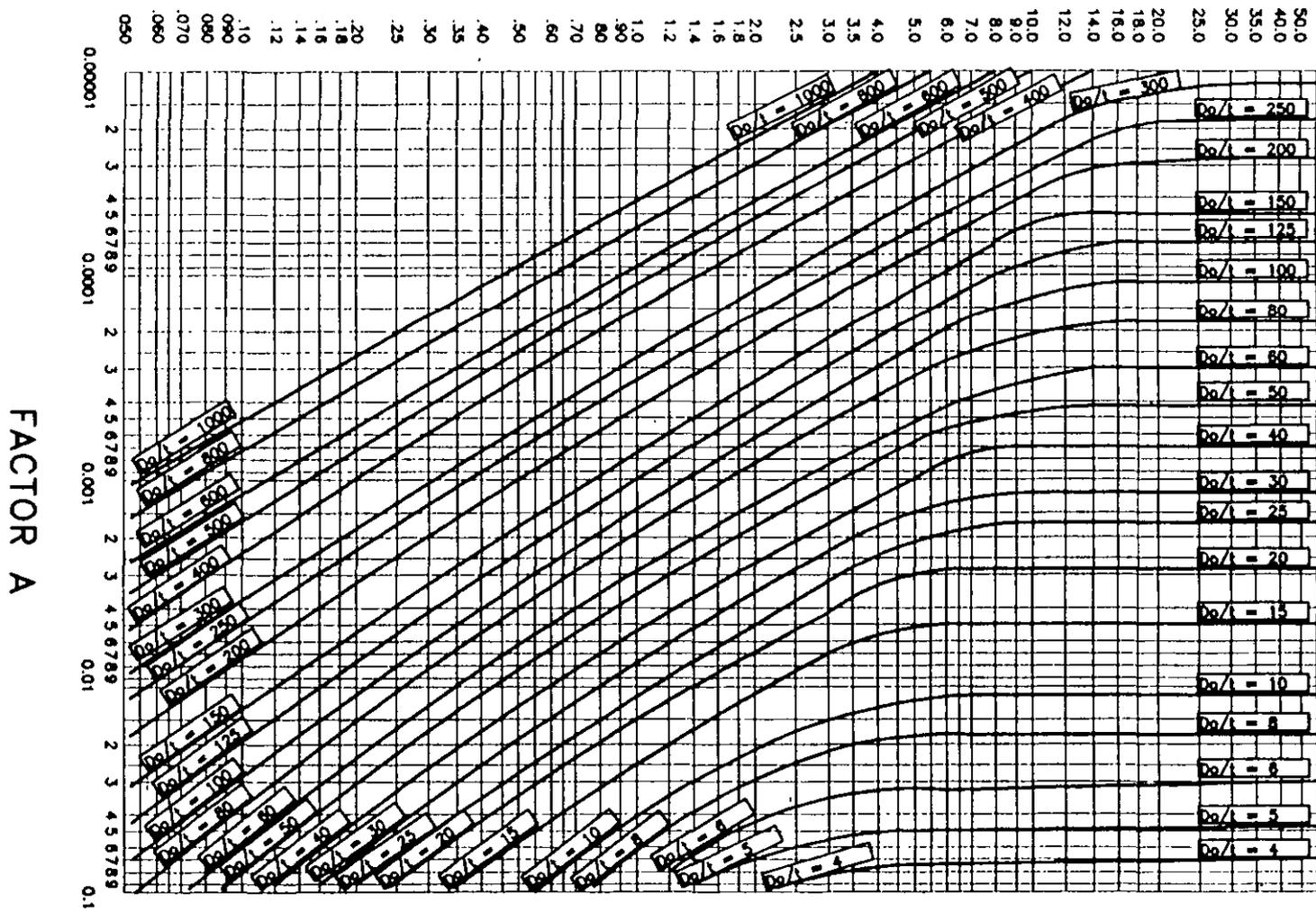


FIG.5-UGO-28.0 (CODIGO ASME) GRAFICA GEOMETRICA PARA RECIPIENTES
 CILINDRICOS SUJETOS A CARGAS EXTERNAS O COMPRESIVAS
 (PARA TODOS LOS MATERIALES)

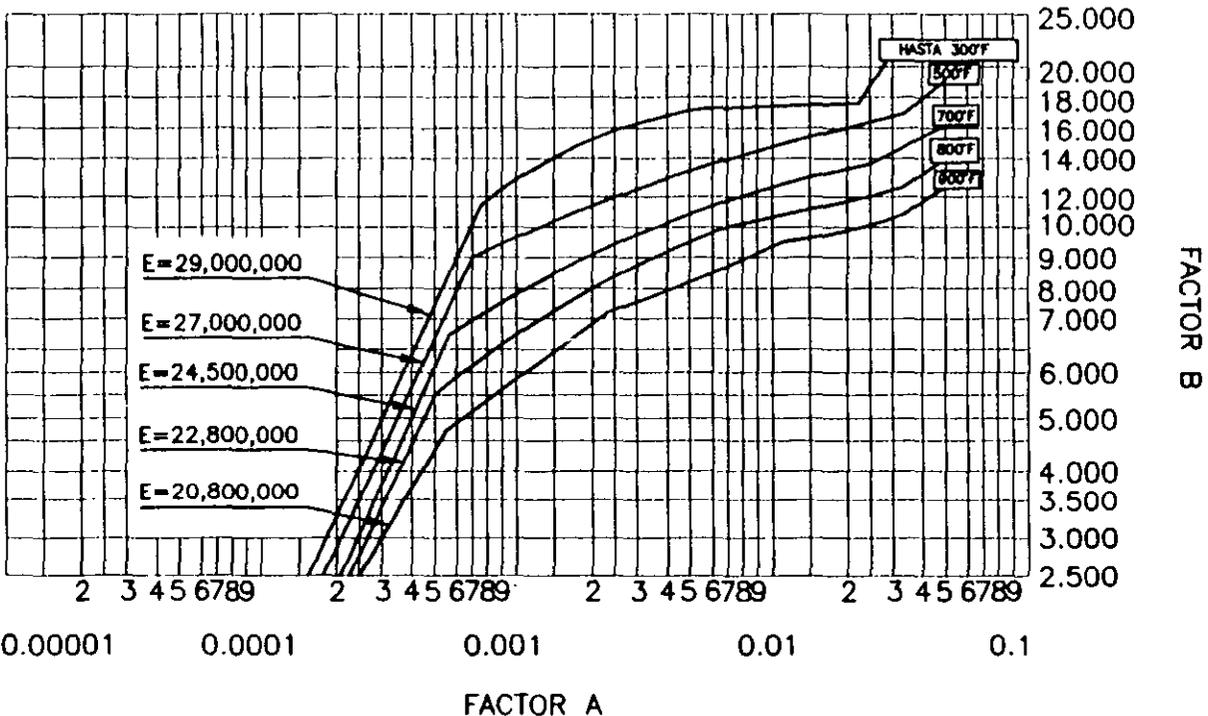
FACTOR A



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**

NORMAS

FIGURA No. 50

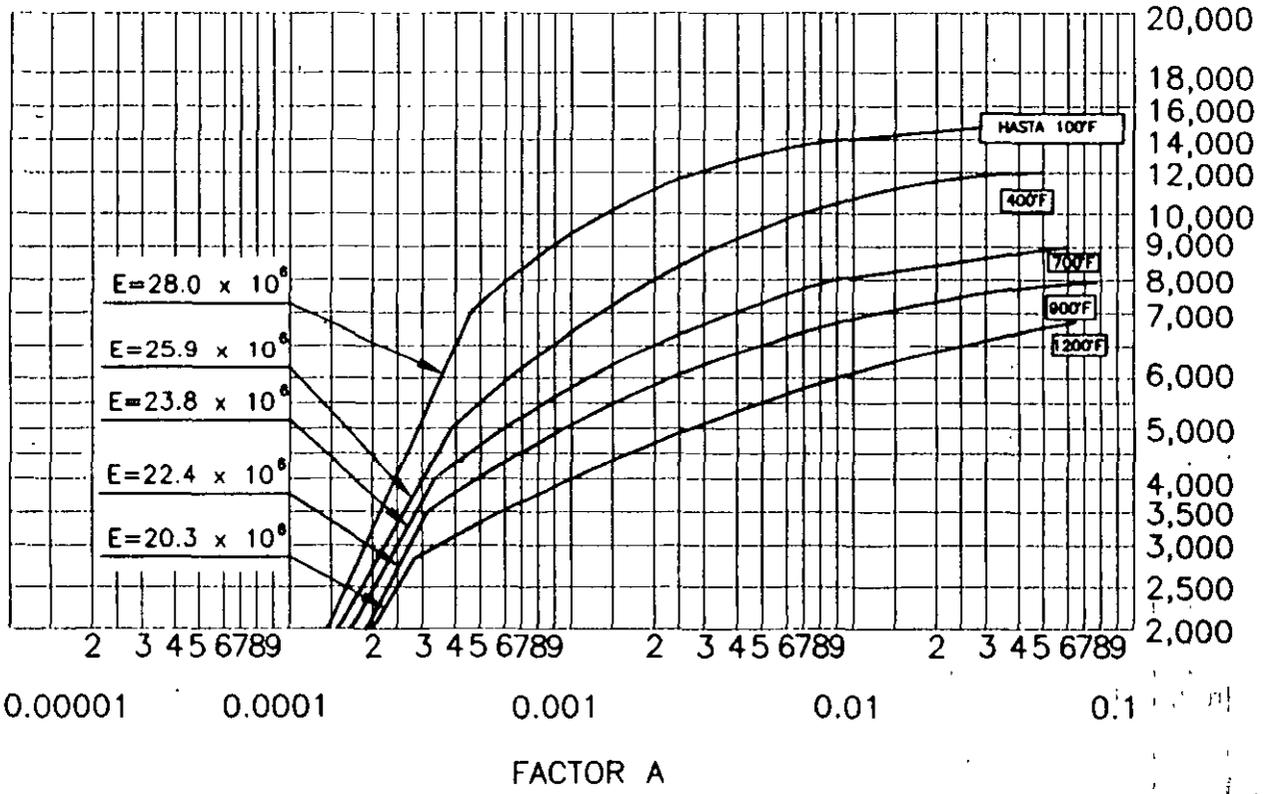


FIG. 5-UHA-28.1 (CODIGO ASME) GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESORES DE ENVOLVENTE DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS A PRESION EXTERNA CUANDO SE CONSTRUYEN DE ACERO AUSTENITICO (18 Cr-8 Ni TIPO 304.)

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.



FIGURA No. 51

NORMAS

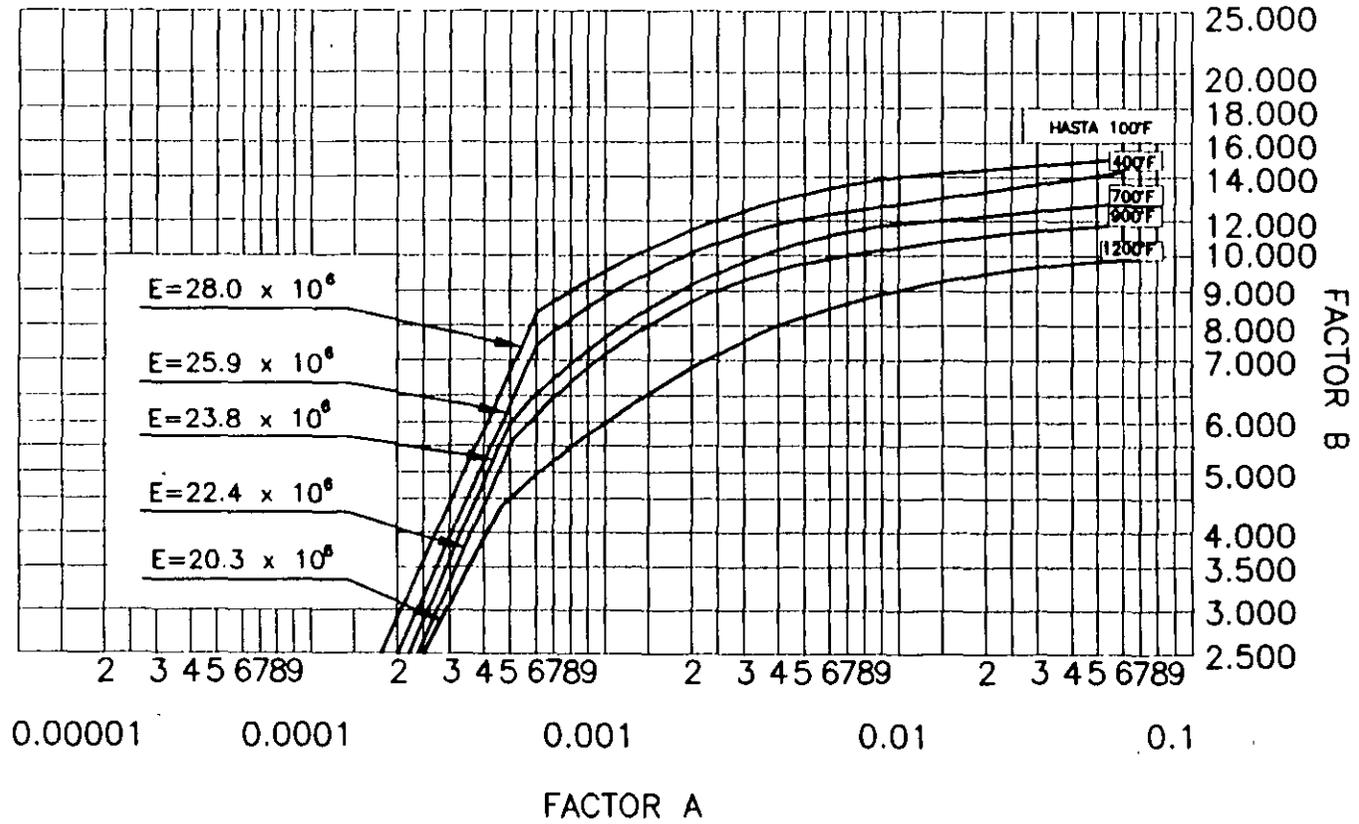


FIG. 5-UHA-28.2 GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESOR DE ENVOLVENTE DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS A PRESION EXTERNA CUANDO SON CONSTRUIDOS DE ACERO AUSTENITICO (18 Cr.-8Ni-Mo, TIPO 316; 18 Cr.-8Ni-Ti; TIPO 321; 18Cr-8Ni-Cb, TIPO 347; 25Cr-12 Ni, TIPO 309 (A TRAVES DE 1100°F SOLAMENTE); 25Cr-20Ni,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

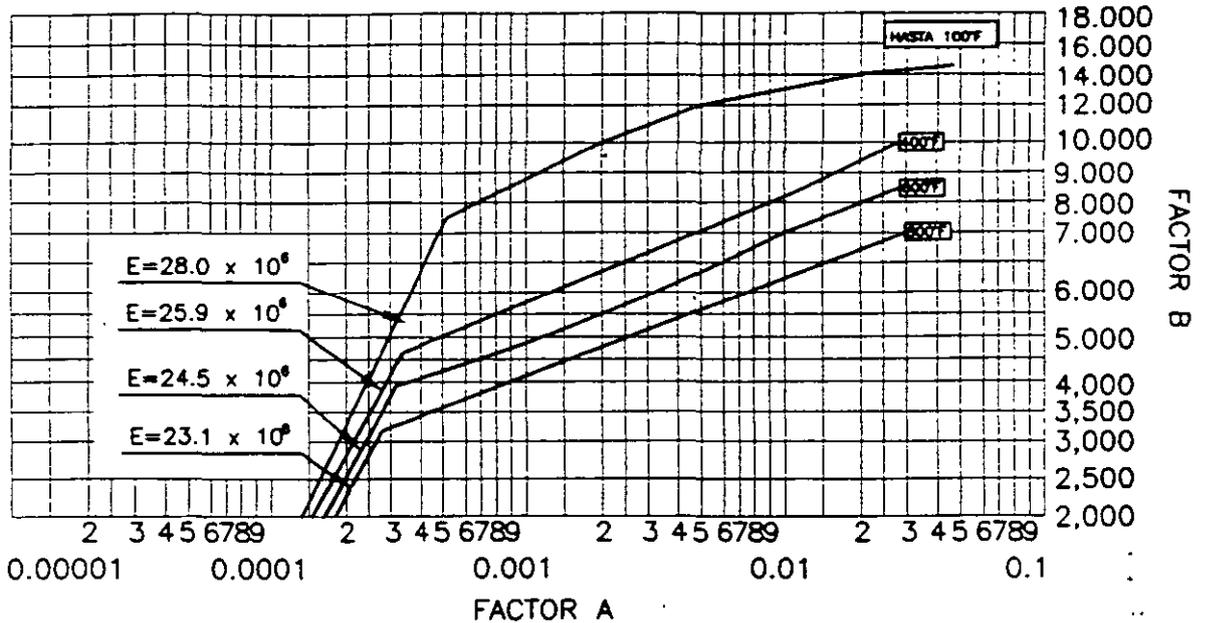


FIG. 5-UHA-28.3 GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESORES DE ENVOLVENTES DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS PRESION EXTERNA CONS-TRUIDOS DE ACERO AUSTENITICO (18Cr.-8Ni-0.03 MAXIMO DE CARBONO, TIPO 304L) (VER TABLA UHA-23).

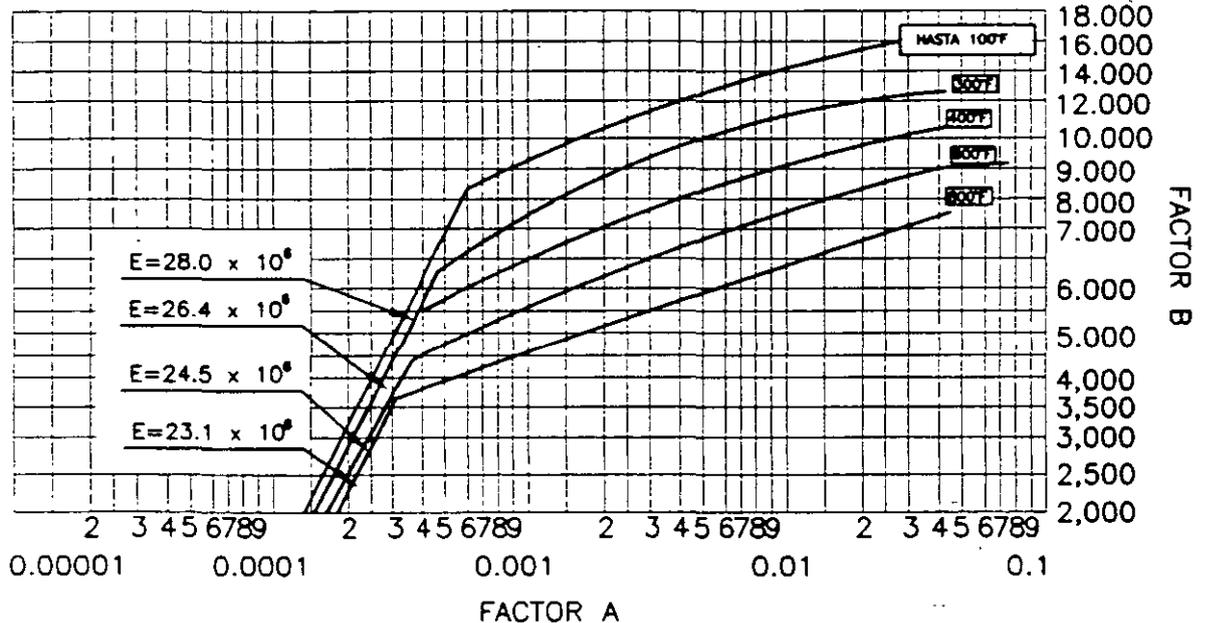


FIG 5-UHA-28.4 CARTA PARA DETERMINAR ESPESORES DE ENVOLVENTES DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS PRESION EXTERNA CONS-TRUIDOS DE ACERO AUSTENITICO (18Cr.-8Ni-Mo-0.03 MAXIMO DE CARBON, TIPO 316L, 317L) (VER TABLA UHA-23).

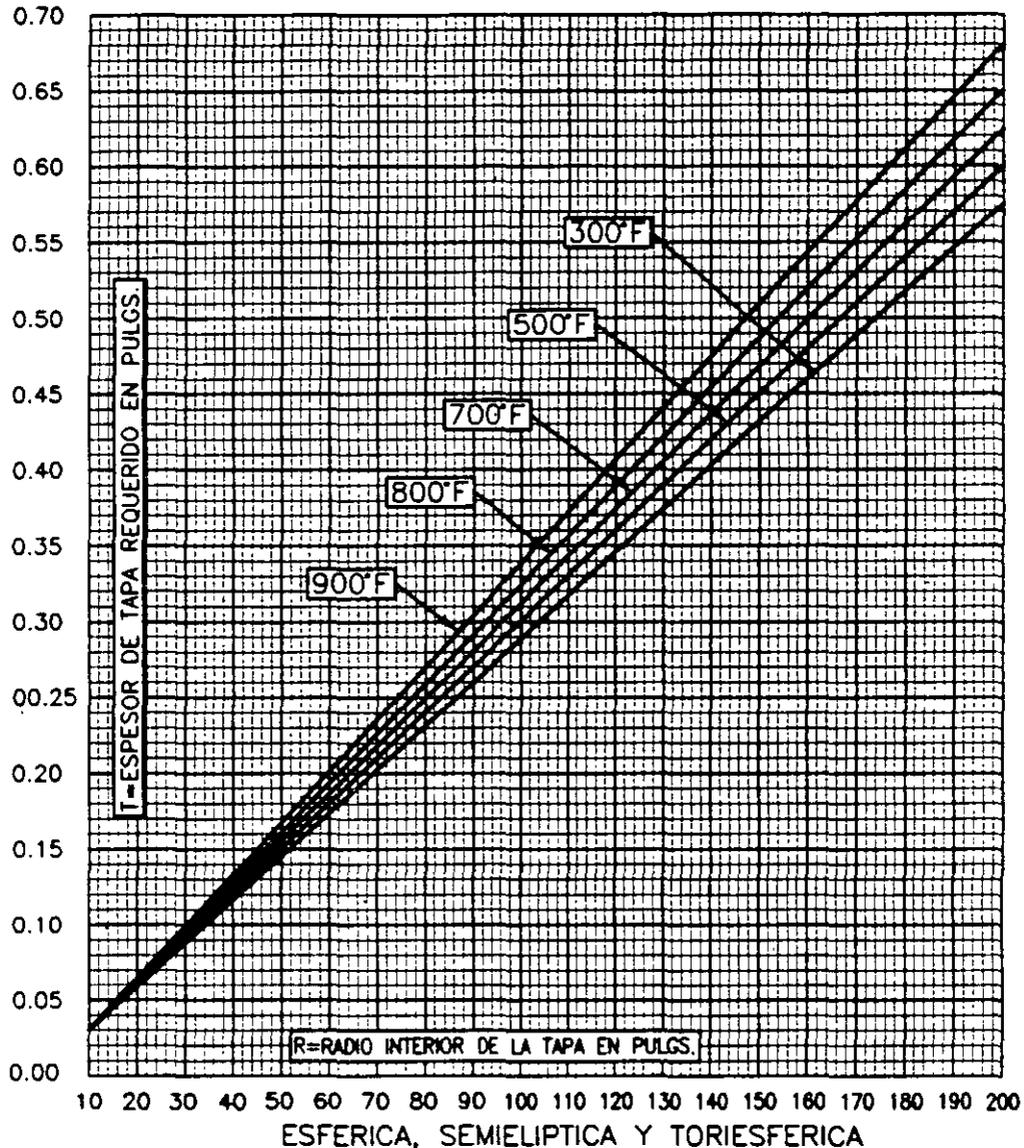


TABLAS PARA DETERMINAR EL ESPESOR DE PARED DE RECIPIENTES SOMETIDOS A VACIO TOTAL

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 ESFUERZO 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 $0.9 \times D_o$

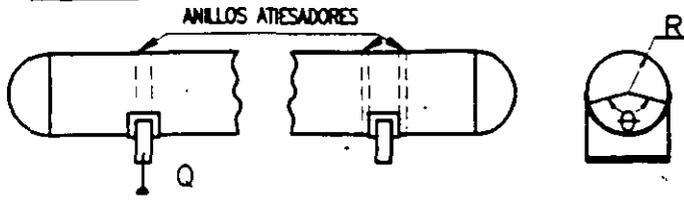
PARA TAPA TORRIESFERICA RADIO DE CORONA INTERIOR PULGS $R_{max.} = D_o$
 D_o = DIAMETRO EXTERIOR DE LA TAPA EN PULGADAS



ANILLOS ATESADORES PARA RECIPIENTES LARGOS HORIZONTALES SOPORTADOS POR SILLETAS

NORMAS

FIGURA No. 54



NOTACION :
 A = AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL DEL ANILLO
 MAS AREA EFECTIVA DEL CUERPO EN PULG.²
 I = MOMENTO DE INERCIA, EN PULG.⁴
 K = CONSTANTE
 Q = CARGA SOBRE UNA SILLETA EN LIBRAS.
 R = RADIO EN EL CUERPO EN PULGADAS
 S₆ = MAXIMOS ESFUERZOS COMBINADOS LB/PULG.²
 φ = ANGULO DE CONTACTO EN GRADOS

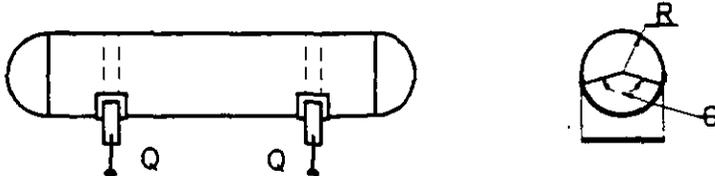
TIPO DE ANILLOS	MAX. ESFUERZOS	ECUACIONES	MAX. ESFUERZO PERMISIBLE
(A)	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	EN TENSION EL VALOR DEL ESFUERZO PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATESADOR, EL QUE RESULTE MENOR. EN COMPRESION 0.5 VECES EL PUNTO DE CEDENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO O DEL ANILLO ATESADOR, EL QUE RESULTE MENOR
(B)	ANILLO EXTERIOR ESFUERZOS EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
(C)	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	
	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
(D)	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
(E)	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	
(F)	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	ANILLO EXTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	



CALCULO DEL ANILLO ATIESADOR

NORMAS

FIGURA No. 55



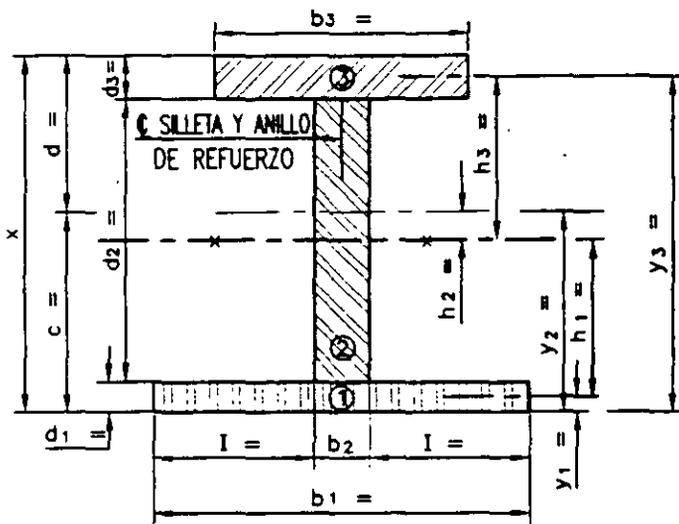
CONDICIONES DE DISEÑO

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

R = RADIO EXTERIOR DEL CUERPO EN PLG.
 ϕ = ANGULO DE CONTACTO EN GRADOS

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

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



MOMENTO DE INERCIA (I_g)

AREA 1

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

AREA 2

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

AREA 3

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

	AREA (a)	y	a x y	h	h^2	ah^2	$I_g = \frac{bh^3}{12}$
①							
②							
③							
TOTAL	A =		AY =			AH ² =	I _g =

ESFUERZOS DE ANILLOS ATIEZADORES (S_e) $C = \frac{AY}{A} =$

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

CONDICION	ECUACIONES	CALCULOS	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE
<p>CON ANILLO INTERIOR GUBIERNAN COMPRESION EN EL CUERPO</p>	$S_e = \frac{K_{10}}{A} - \frac{K_{10}QR}{I/C}$		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>	$S_e = \frac{K_{10}}{A} + \frac{K_{10}QR}{I/C}$		
	$S_e = \frac{K_{10}}{A} - \frac{K_{10}QR}{I/d}$		

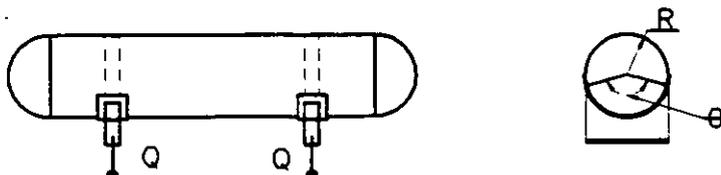
ANGULO DE CONTACTO	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	ANGULO DE CONTACTO	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
K =	0.34	0.33	0.32	0.30	0.29	0.27	0.25	K ₁₀	0.053	0.045	0.037	0.032	0.026	0.022	0.017



CALCULO DEL ANILLO ATIESADOR

NORMAS

FIGURA No. 56



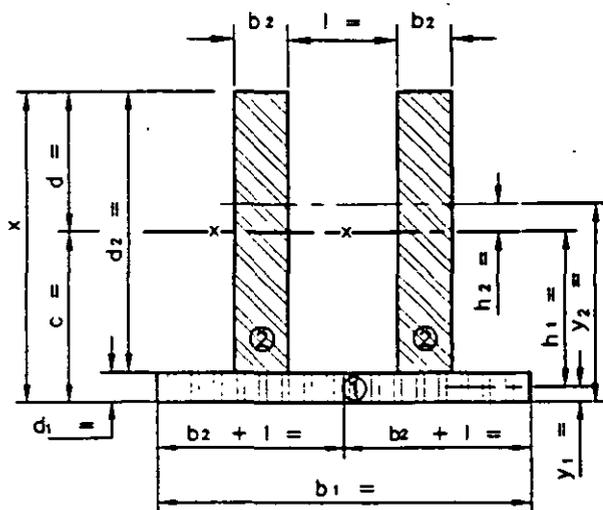
CONDICIONES DE DISEÑO

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

R = RADIO EXTERIOR DEL CUERPO EN PLG.
 ϕ = ANGULO DE CONTACTO EN GRADOS

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

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



MOMENTO DE INERCIA (I_g)

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 ²	ah ²	I _g = $\frac{bd^3}{12}$
①							
②							
TOTAL	A =		AY =			AH ² =	I _g =

ESFUERZOS DE ANILLOS ATIESADORES (S_e) $C = \frac{AY}{A} =$

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

CONDICION	ECUACIONES	CALCULOS	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE
CON ANILLO INTERIOR COMBENEN COMPRESION EN EL CUERPO	$S_e = \frac{K_0 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{1/c}$		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.
CON ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_e = \frac{K_0 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{1/c}$		
+	$S_e = \frac{K_0 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{1/c}$		

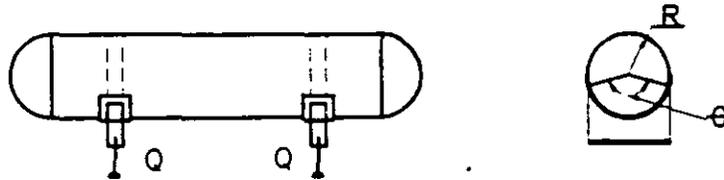
ANGULO DE CONTACTO	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°	ANGULO DE CONTACTO	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
K =	0.34	0.33	0.32	0.30	0.29	0.27	0.25	K ₁₀	0.053	0.045	0.037	0.032	0.026	0.022	0.017



CALCULO DEL ANILLO ATIESADOR

NORMAS

FIGURA No. 57



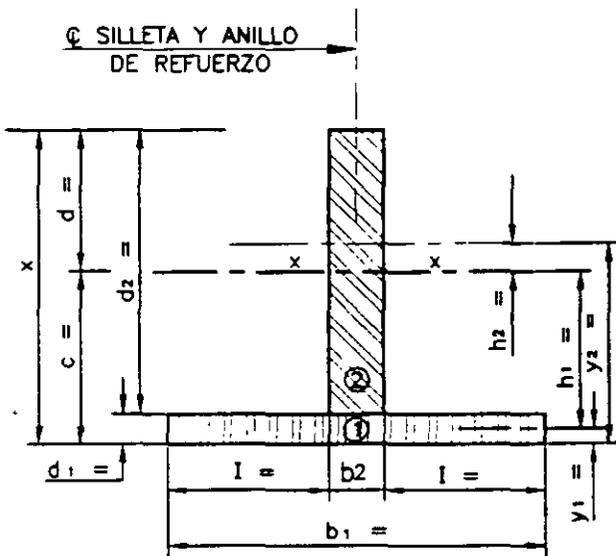
CONDICIONES DE DISEÑO

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

R = RADIO EXTERIOR DEL CUERPO EN PLG.
 ϕ = 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_g)

AREA 1

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

AREA 2

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

	AREA (a)	y	a x Y	h	h ²	ah ²	I _g = $\frac{bd^3}{12}$
①							
②							
TOTAL	A =		AY =			AH ² =	I _g =

ESFUERZOS DE ANILLOS ATIEZADORES (S_e) $C = \frac{AY}{A} =$ _____

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

CONDICION	ECUACIONES	CALCULOS	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE
<p>CON ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO</p>	$S_e = \frac{K \cdot Q}{A} - \frac{K \cdot 10 \cdot Q \cdot R}{I/C}$		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>	$S_e = \frac{K \cdot Q}{A} + \frac{K \cdot 10 \cdot Q \cdot R}{I/C}$		
	$S_e = \frac{K \cdot Q}{A} - \frac{K \cdot 10 \cdot Q \cdot R}{I/d}$		

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 ₁₀	0.053	0.045	0.037	0.032	0.026	0.022	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/D_o y D_o/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 $L = 144 + 12 = 156"$.

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

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 $T = 500^\circ\text{F}$, "B" = 4,000.

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

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

Ya que la presión atmosférica es aproximadamente 15 lb/Pulg², 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/Pulg². 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.

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

(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:

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

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.

α = La mitad del ángulo del vértice en grados.

Dl = 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.

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

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/Dl y Dl/te

3.- Entre a la gráfica mostrada en la figura No. 48 con el valor de Le/Dl (L/Do). Entre con un valor de 50 cuando Le/Dl 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.

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

El procedimiento anterior es aplicable solamente cuando α es menor o igual a 60° .

En el caso en que α sea mayor de 60° 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/pulg². 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° , 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° .

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.

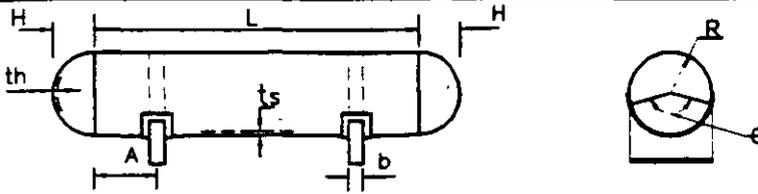
En la figura No 58, se muestra un formato diseñado para hacer el análisis de los esfuerzos generados en el cuerpo de un recipiente cilíndrico horizontal soportado por medio de dos silletas



ANÁLISIS 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 ²	PRESION DE DISEÑO INTERNA	S = LB/PULG ²	VALOR DEL ESFUERZO DEL MATERIAL DEL RECIPIENTE
	R = PULG.	H = PULG.	th = PULG.	θ = GRAD.	E =	EFICIENCIA DE SOLDADURA PERIMETRAL	O = 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)	$S_1 = \pm \frac{0A \left(\frac{1 - \frac{A}{L} \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1 R^2 t_s}$ <p style="text-align: center; font-size: small;">(VER IMPORTANTE EN PAG. SIG.)</p>		Si A TENSION MAS EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA PR/2 ts NO DEBERIA 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 Si NO DEBERIA EXCEDER LA MITAD DEL VALOR DEL PUNTO DE CEDENCIA A COMPRESION DEL MATERIAL O VALOR DADO POR $S_1 \leq \left(\frac{E}{29} \right) (1/R) \times [2 - (2/3)(100)(1/R)]$ <p style="font-size: small;">E = MODULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DEL CUERPO O ANILLO ATIESADOR LB/PULG.²</p>
		EN EL CENTRO (TENSION EN EL FONDO COMPRESION EN LA PARTE SUPERIOR)	$S_1 = \pm \frac{0A \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2} - \frac{4A}{L}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{\pi R^2 t_s}$		
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 DEBERIA EXCEDER 0.8 VECES DEL ESFUERZO A TENSION PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL RECIPIENTE S3 MAS EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA NO DEBERIA 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 LA SILLETA USE LA ECUACION CON EL FACTOR K3 SI EL ANILLO DE REFORZADO ESTA EN EL PLANO DE LA SILLETA
		EN EL CUERPO	$S_2 = \frac{K_3 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + 4/3H} \right)$		
	SILLETAS CERCANAS A LAS TAPAS A ≤ R/2	EN EL CUERPO	$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s}$		
		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 $\frac{L}{R} \geq \frac{8R}{L}$	EN UNION CON LA SILLETA	$S_4 = \frac{Q}{4t_s (b + 1.56 \sqrt{Rt_s})} - \frac{3K_6 Q}{2 t_s^2}$		S4 NO DEBERIA EXCEDER 1.5 VECES EL VALOR DE ESFUERZO A LA TENSION DEL MATERIAL DEL CUERPO. S5 NO DEBERIA EXCEDER 0.5 VECES EL VALOR A COMPRESION DEL LIMITE DE FLUENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO.
			$S_4 = \frac{Q}{4t_s (b + 1.56 \sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6 QR}{L t_s^2}$		
	CON O SIN ATIESADOR $\frac{L}{R} < \frac{8R}{L}$	EN LA PARTE INFERIOR DE LA SILLETA	$S_5 = \frac{K_7 Q}{t_s (b + 1.56 \sqrt{Rt_s})}$		

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.²

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 checados, cuando se efectúe este chequeo tomaremos:

t_r = Espesor del envolvente.

b = Ancho de la silleta.

θ = Angulo central de la placa de respaldo, el cual nunca será mayor que el ángulo de la silleta más 12° .

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 .



INGLESIA

**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 θ	K_1^*	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8	K_9	K_{10}	K_{11}
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603	0.34	0.053	0.204
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618			
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634			
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651			
128	0.376	1.050		0.751	0.369		0.732	0.669			
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.689	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 θ	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	0.318		

* $K_1 = 3.14$ SI EL RECIPIENTE TIENE ANILLO DE REFUERZO O CABEZA ($A < R/2$)

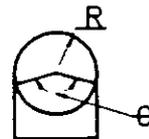
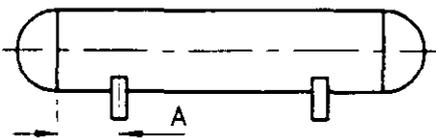
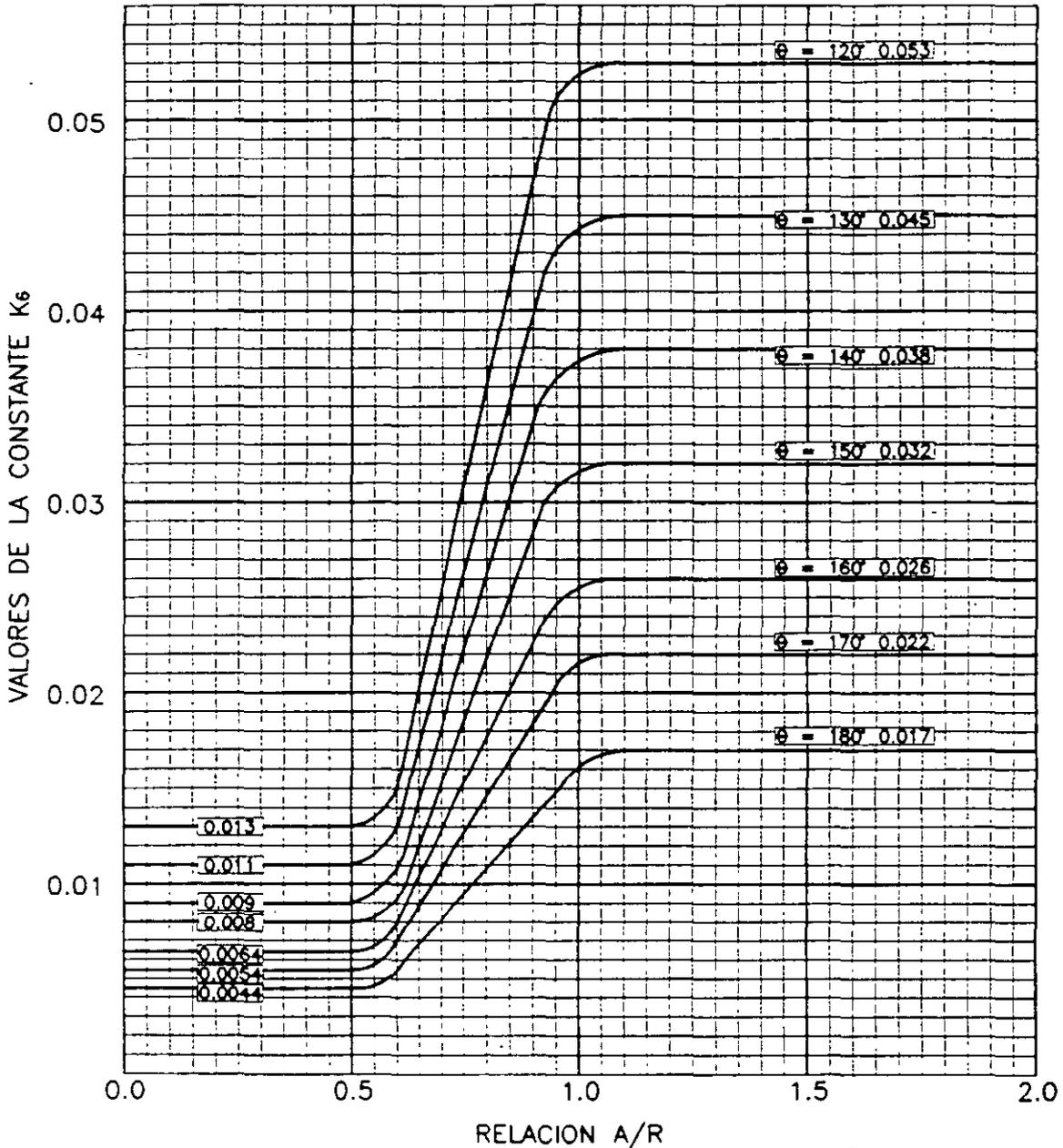


ESFUERZOS EN RECIPIENTES GRANDES A PRESION SOPORTADOS POR DOS SILLETAS

NORMAS

FIGURA No. 60

VALORES DE LA CONSTANTE K_6

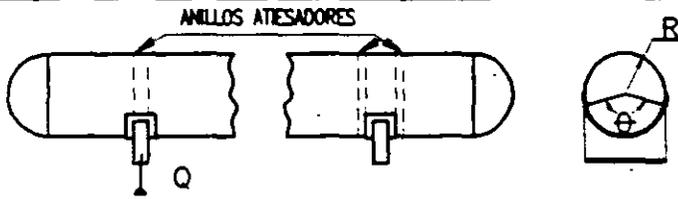




ANILLOS ATIESADORES PARA RECIPIENTES LARGOS HORIZONTALES SOPORTADOS POR SILLETAS

NORMAS

FIGURA No. 61



NOTACION:
 A = AREA DE LA SECCION TRANSVERSAL DEL ANILLO
 A_E = AREA EFECTIVA DEL CUERPO EN PULG.²
 I = MOMENTO DE INERCIA EN PULG.⁴
 K = CONSTANTE
 Q = CARGA SOBRE UNA SILLETA EN LIBRAS.
 R = RADIO EN EL CUERPO EN PULGADAS
 S₆ = MAXIMOS ESFUERZOS COMBINADOS LB./PULG.²
 θ = ANGULO DE CONTACTO EN GRADOS

TIPO DE ANILLOS	MAX. ESFUERZOS	ECUACIONES	MAX. ESFUERZO PERMISIBLE
(A)	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	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 ANILLO ATIESADOR, EL QUE RESULTE MENOR
(B)	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
(C)	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	
	ANILLO INTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
(D)	ANILLO EXTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
(E)	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	
(F)	ANILLO EXTERIOR GOBIERNA COMPRESION EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
(G)	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN EL CUERPO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} + \frac{K_{10} QR}{I/c}$	
	ANILLO INTERIOR ESFUERZO EN LA PUNTA DEL ANILLO	$S_6 = - \frac{K_9 Q}{A} - \frac{K_{10} QR}{I/d}$	

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:

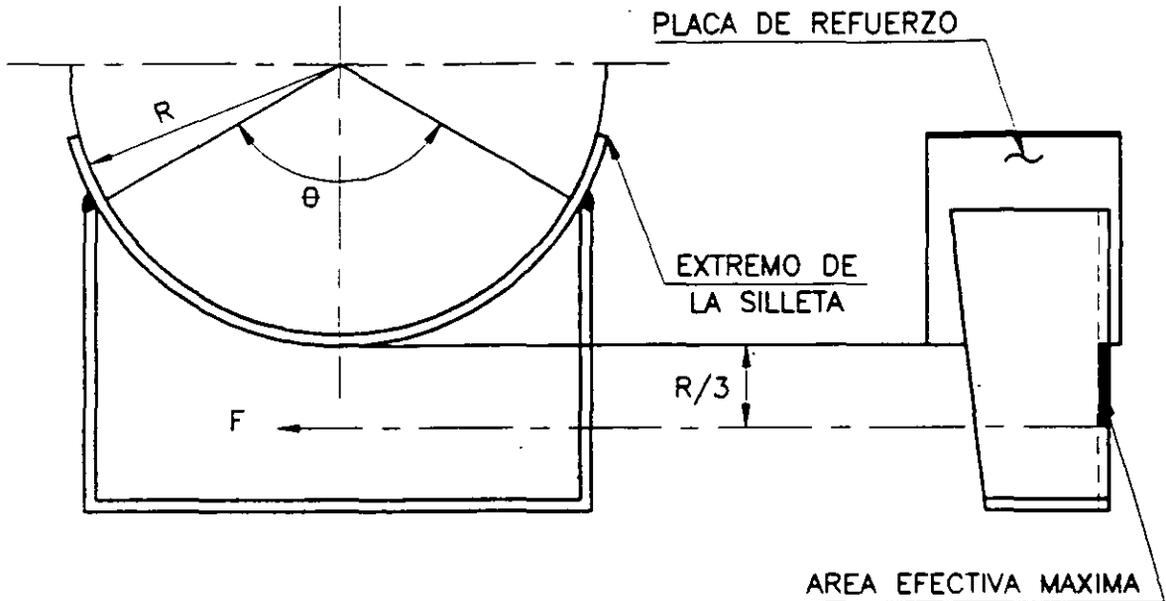
$$t_o = \frac{W}{SD}$$



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.

K₁₁ = 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 K₁₁

ANGULO DE CONTACTO θ	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
K ₁₁	0.204	0.222	0.241	0.259	0.279	0.298	0.318

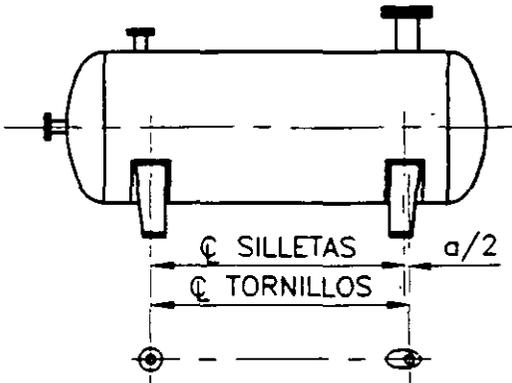


EXPANSION Y CONTRACCIONES EN RECIPIENTES HORIZONTALES

NORMAS

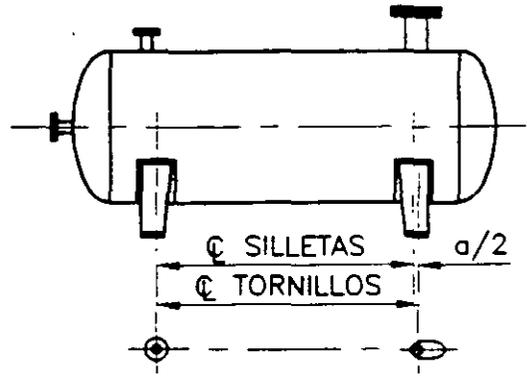
FIGURA No. 63

(A)



EXPANSION

(B)

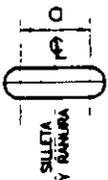


CONTRACION

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 0.0000067. 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	



EL ANCHO DE LA RANURA SERA IGUAL AL DIA. METRO DEL TORNILLO MAS 1/4"



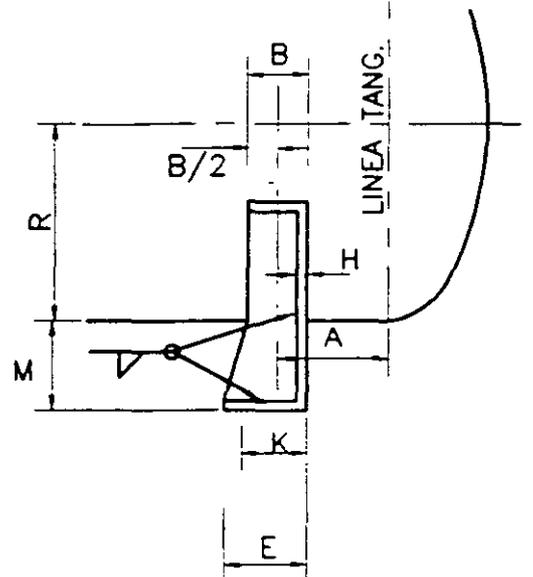
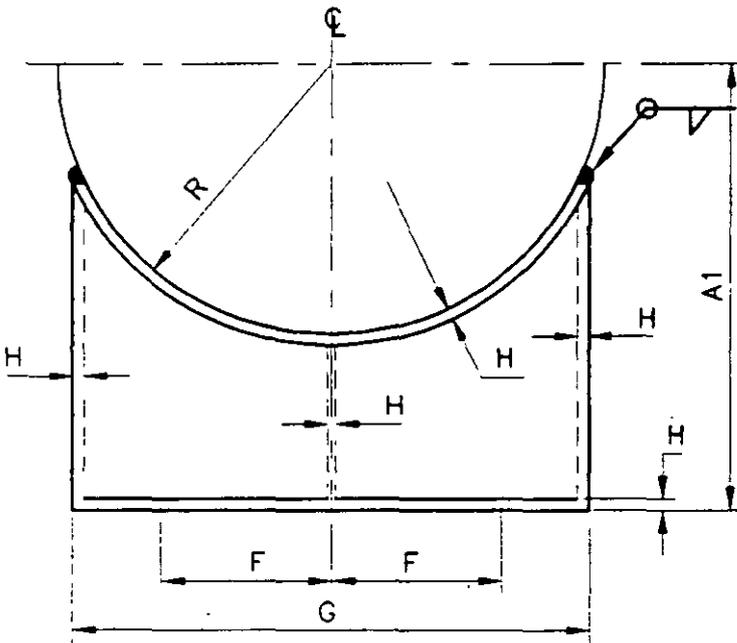
SOPORTES PARA RECIPIENTES HORIZONTALES

NORMAS

TIPO DE SILLETA RECIPIENTES DE 6" A 20" ϕ

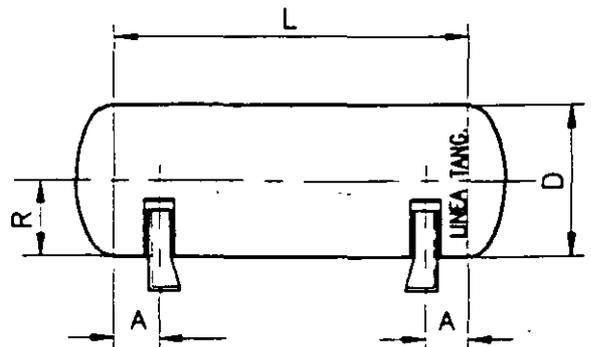
FIGURA No. 64

DIAMETRO RECIPIENTE "D"	DIMENSIONES EN PULGADAS										PESO DE UNA SILLETA Kgs.
	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"



$$0.2 G \leq A \leq 0.2 L$$

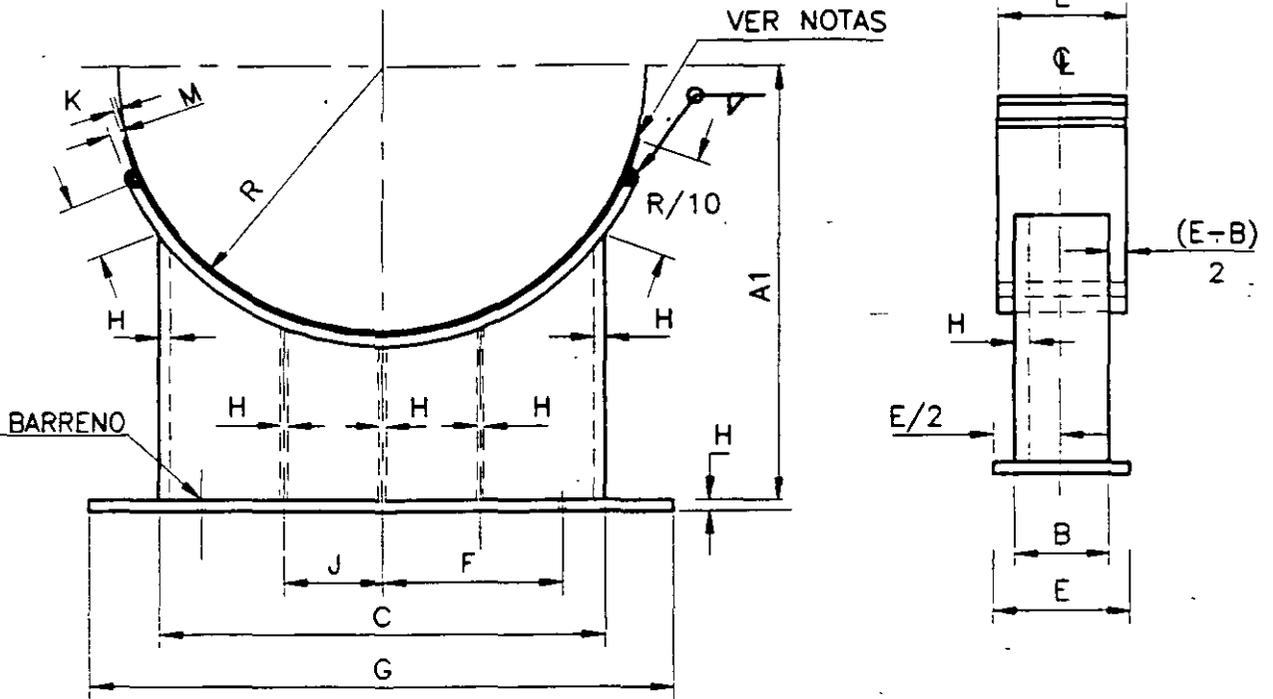


**SOPORTES PARA RECIPIENTES
HORIZONTALES**

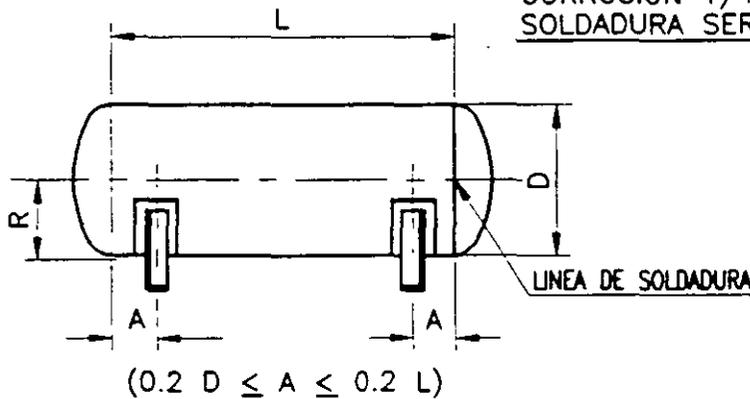
NORMAS

TIPO SILLETA. RECIPIENTES DE 24" A 144" ϕ

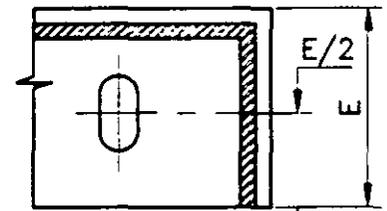
FIGURA No. 65



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.

CARACTERÍSTICAS																	
DIAM. RECIPIENTE D	CARGA MÁXIMA PARA SOPORTES Kg	TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS										DIAMETRO ANCLA	DIAMETRO BARRENO	BARRENO OVALADO	FILETE DE SOLDADURA	PESO DE UN SOPORTE Kg	CARTABONES INTERMEDIOS
		A1	B	C	D	E	F	G	H	J	K						
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



INOLTRA

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:

$$A_s = 1.4142 (t_o)C \quad y \quad A_r = \frac{W}{S}$$

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.



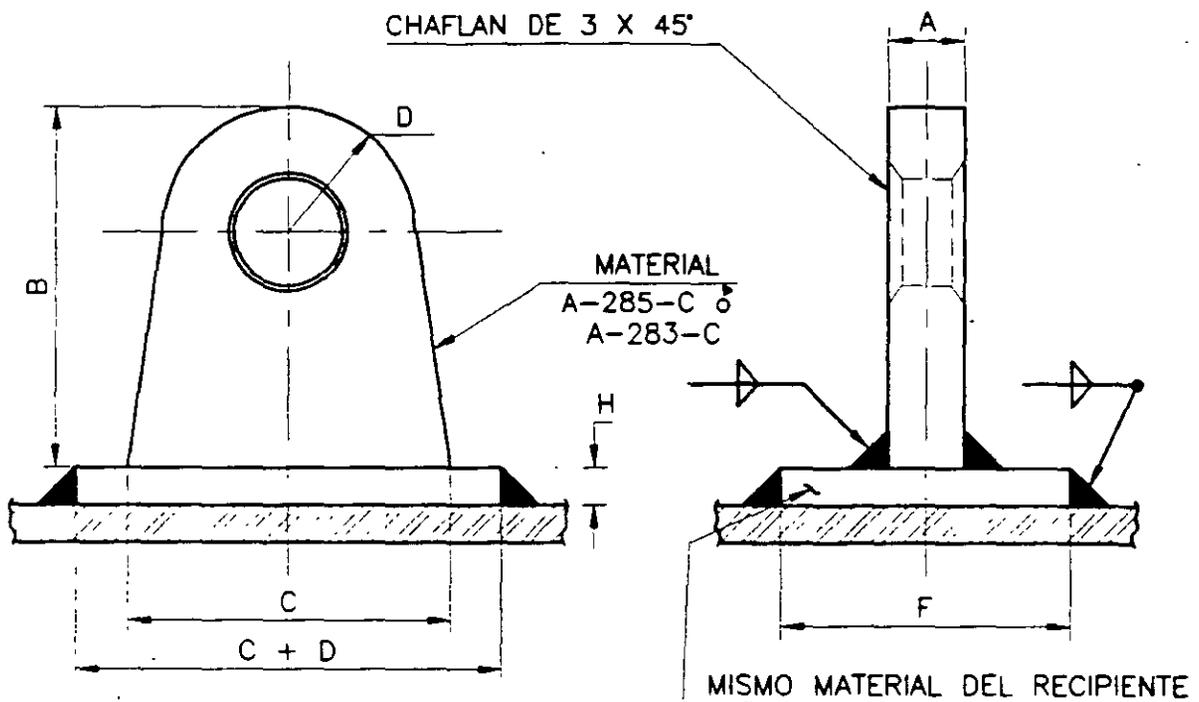
OREJAS DE IZAJE

NORMAS

DIMENSIONES EN PULGADAS

FIGURA No. 66

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:

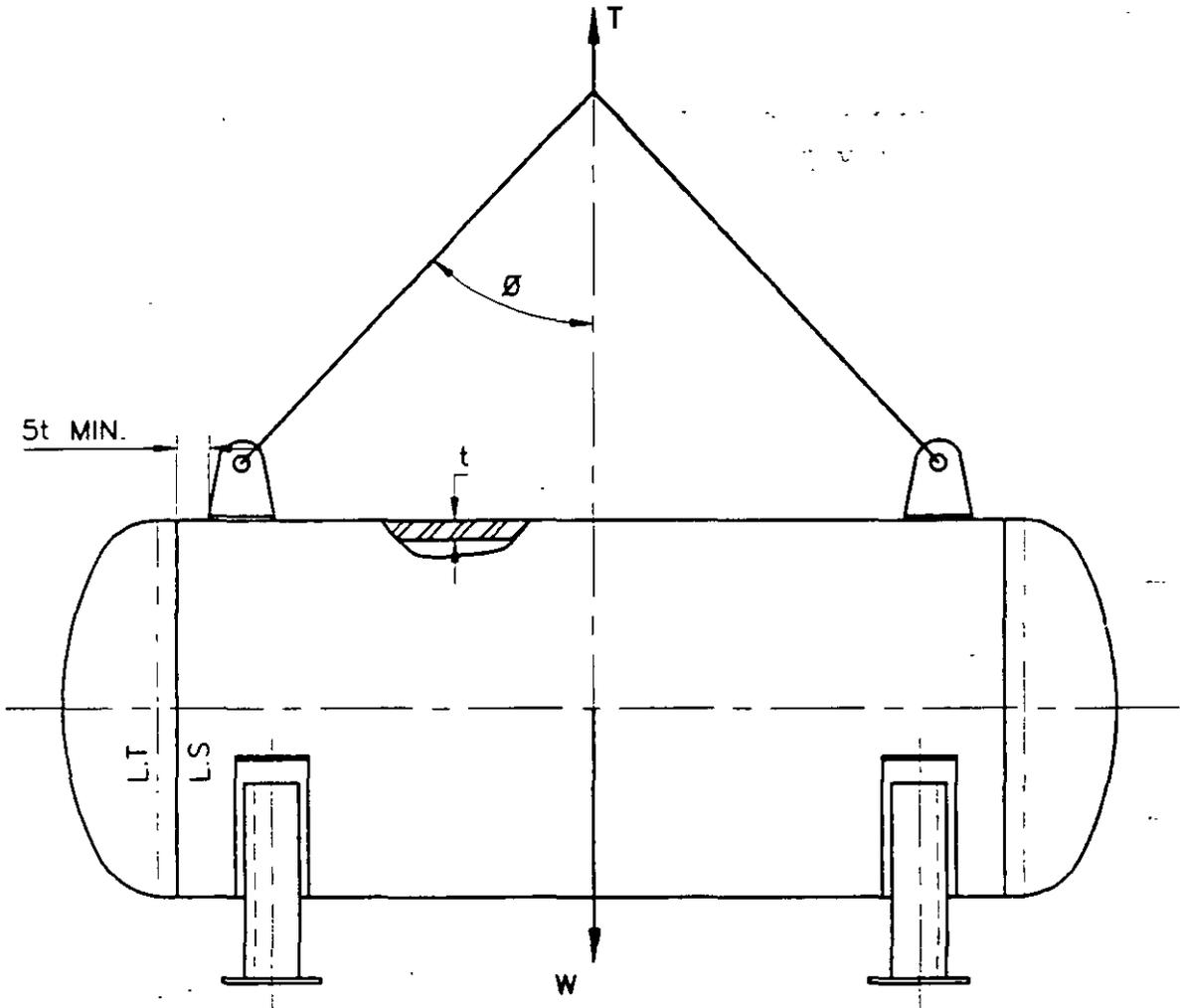
1.- LA MAXIMA DIMENSION DE SOLDADURA SERA IGUAL AL MENOR ESPESOR DE LA PLACA BASE.



OREJAS DE IZAJE

NORMAS

FIGURA No. 67





INGLESIA

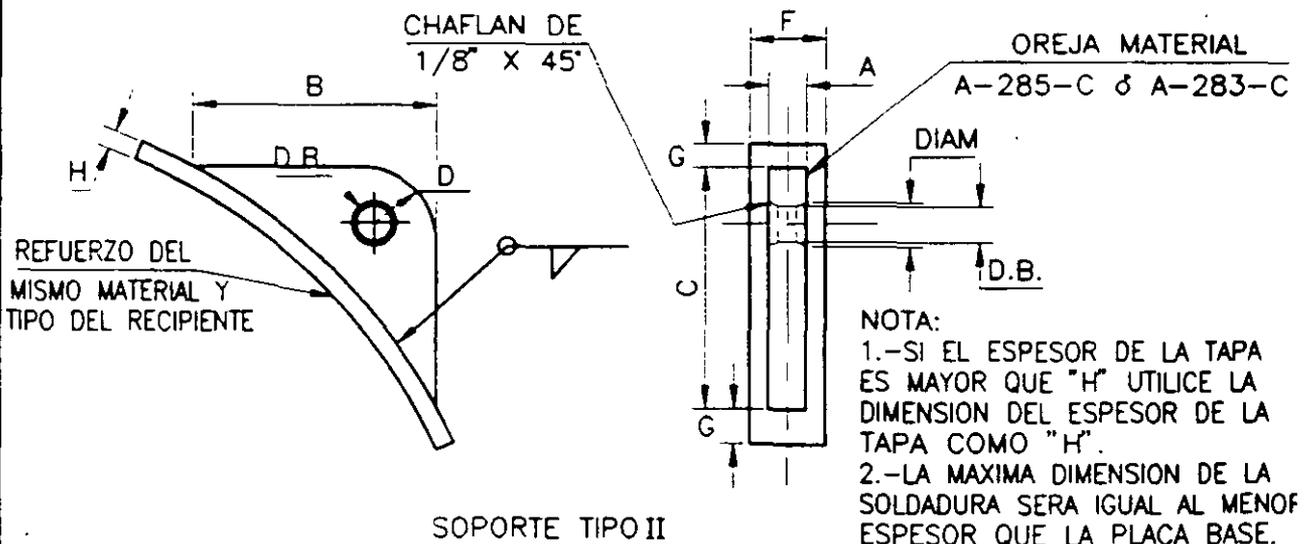
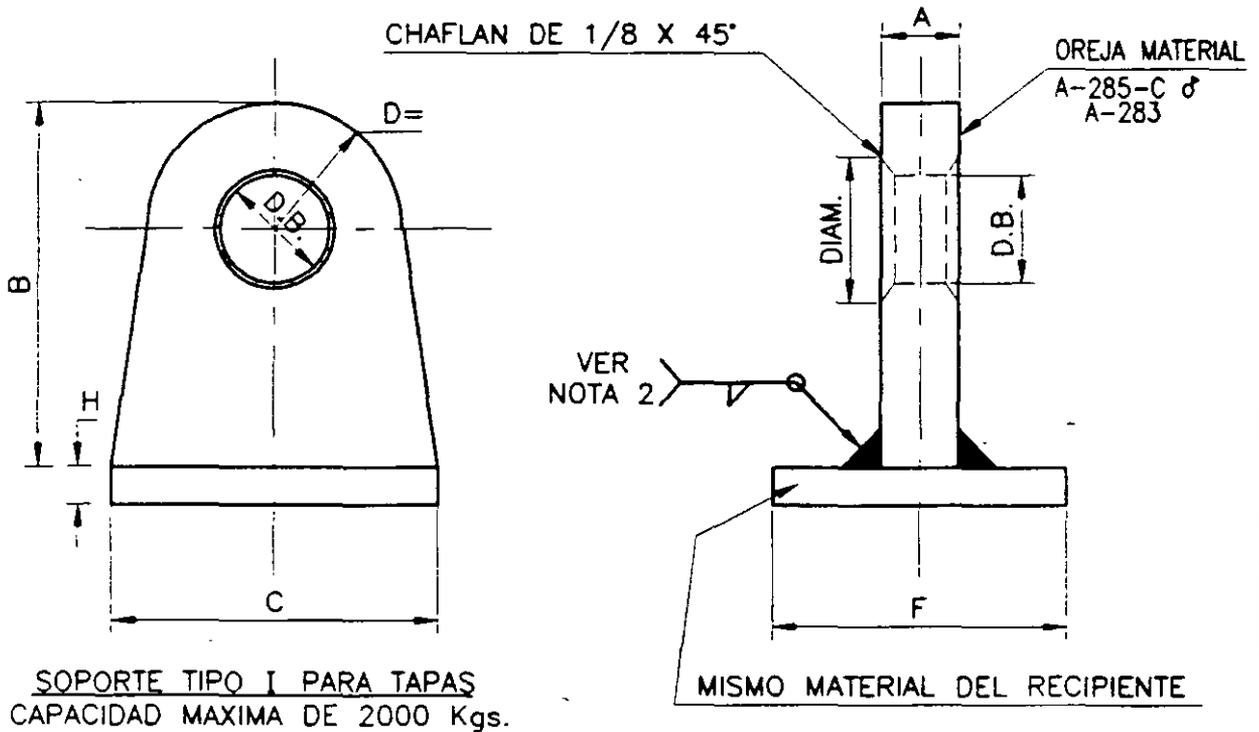
OREJAS DE TIZAJE

NORMAS

DIMENSIONES EN PULGADAS

FIGURA No. 68

CAPACIDAD MAX. Kgs.	A	B	C	D	F	DIAMETRO DE BARRENOS	G	H	CANT. PLAS. 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



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:

$$P = (P_O + P_H) 1.1 \quad \text{ó} \quad P = P_O + P_H + 30 \text{ lb/Pulg}^2.$$

Donde $P_H = P_e(H)$

P_e = Peso específico del producto.

H = Altura de la columna de producto.

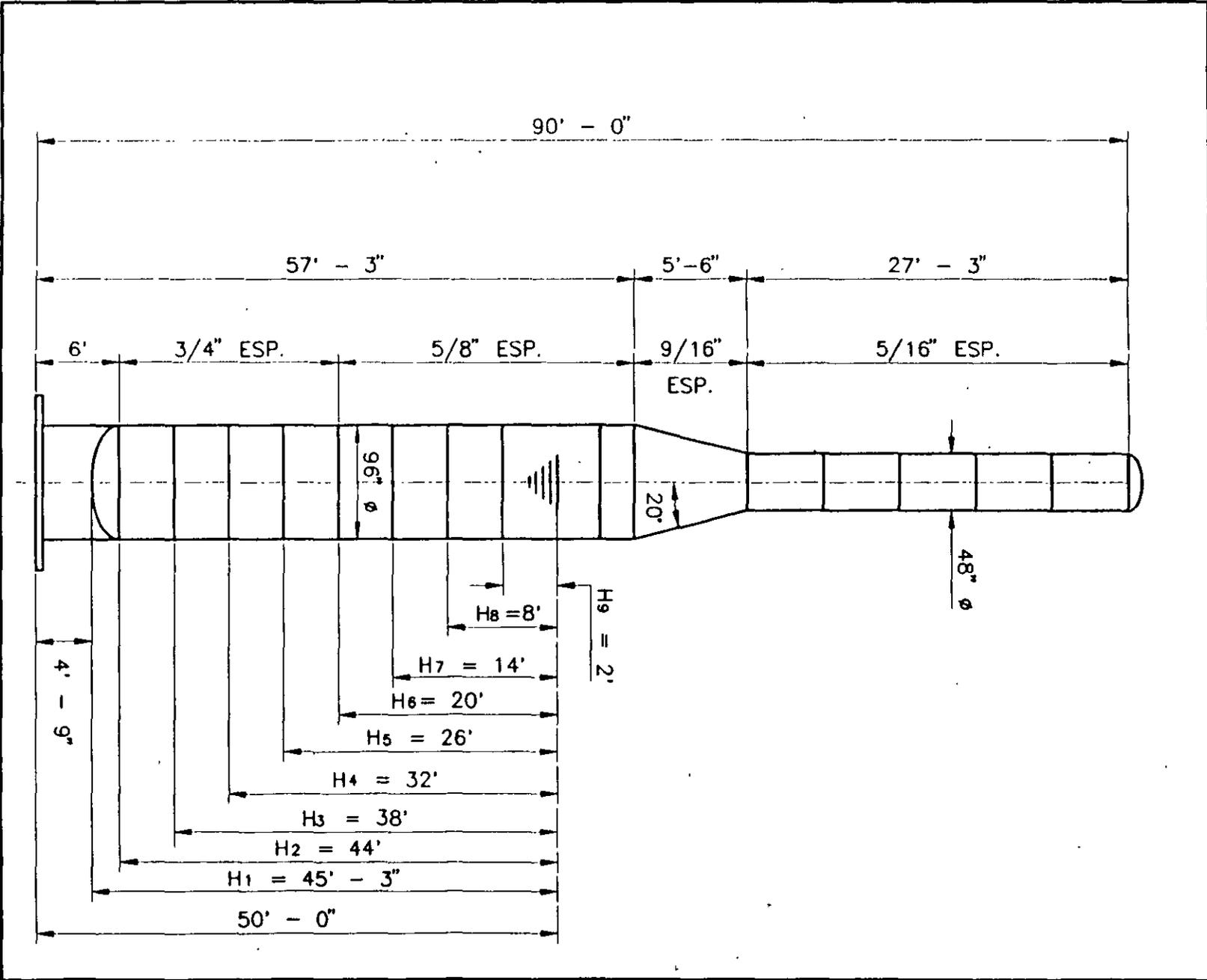


INOLSA

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 de 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 :

$$P = P_0 + P_H + 30 \text{ lb/Pulg}^2$$

$$P_1 = 150 + 23.51 + 30 = 203.51 \text{ Lb/Pulg}^2.$$

$$P_2 = 150 + 22.86 + 30 = 202.86 \text{ "}$$

$$P_3 = 150 + 19.74 + 30 = 199.74 \text{ "}$$

$$P_4 = 150 + 16.63 + 30 = 196.63 \text{ "}$$

$$P_5 = 150 + 13.51 + 30 = 193.51 \text{ "}$$

$$P_6 = 150 + 10.39 + 30 = 190.39 \text{ "}$$

$$P_7 = 150 + 7.27 + 30 = 187.27 \text{ "}$$

$$P_8 = 150 + 4.15 + 30 = 184.15 \text{ "}$$

$$P_9 = 150 + 1.04 + 30 = 181.04 \text{ "}$$

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/Pulg². Es decir, el cálculo del espesor del fondo se hará con una presión de diseño = 203.51 lb/Pulg².

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.

$$t = \frac{P D}{2 \text{ Cos } \alpha (SE-0.6P)} = \frac{180 \times 96}{2 \text{ Cos } 20^\circ (17,500-0.6 \times 180)} t = 0.529'';$$

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

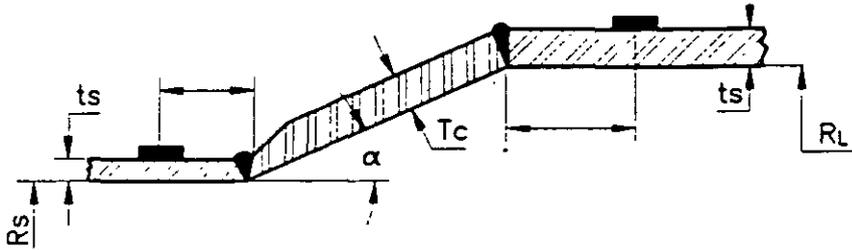
3.2.1.- Para calcular el cilindro mayor por presión externa primeramente calcularemos las relaciones L/Do y Do/t, y realizaremos el procedimiento descrito para recipientes cilindricos horizontales.



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. ²
	EFICIENCIA SOLDADURA E = 1.0	ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO DEL CIL. t = 0.568 PULG.
TABLA	PRESION INTERNA DE DISEÑO P = 180 LB/PULG. ²	ESPESOR REAL DEL CONO tc = 0.562 PULG.
	RADIO INTERIOR RL = 48 PULG.	ESPESOR REAL DEL CIL. ts = 0.625 PULG.
	P/SE	0.001 0.002 0.003 0.004 0.005 0.006 0.007 0.008 0.009
	Δ 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 Δ 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. ²	$A = \frac{PR_s^2}{2 SE} (1 - \frac{\Delta}{\alpha}) \tan \alpha$	
DETERMINE EL VALOR DE ts EN PULG.	ts = EL MENOR DE $(ts - t) \text{ O } (tc - \frac{t}{\cos \alpha})$	
CALCULE EL AREA DE MATERIAL EN EXCESO APROVECHABLE COMO REFUERZO Ae EN PULG. ²	$Ae = 4 ts \sqrt{R_s ts}$	
DIFERENCIA DE AREAS EN PULG. ² REQUERIDA COMO REFUERZO	A - Ae =	
CALCULE EL LIMITE DEL ESFUERZO FUERA DEL EJE EN PULGADAS CENTROIDE EN PULGADAS	$\sqrt{R_s ts}$ MAXIMA DISTANCIA DESDE LA UNION $0.5 \sqrt{R_s ts}$ MAXIMA DISTANCIA DE LA UNION AL CENTROIDE	

DATOS DE DISEÑO	MEDIO ANGULO DEL VERTICE $\alpha = 20^\circ$ GRAD.	ESFUERZO DEL MATERIAL S = 17,500 LB/PULG. ²
	EFICIENCIA DE SOLDADURA E = 1.0	ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO DEL CILINDRO t = 0.247 PULG.
	PRESION INTERNA DE DISEÑO P = 180 LB/PULG. ²	ESPESOR REAL DEL CONO tc = 0.562 PULG.
	RADIO INTERIOR Rs = 24 PULG.	ESPESOR REAL DEL CILINDRO ts = 0.312 PULG.
	P/SE	0.002 0.005 0.010 0.020 0.040 0.080 0.100 0.125
	Δ GRAD.	4 6 9 12.5 17.5 24 27 30
PROCEDIMIENTO	ECUACIONES	CALCULOS
CALCULE LA RELACION	P/SE	$P/SE = 180/17,500 = 0.01028$ $A = 0.485$ $Ae = 0.782$
ENCUENTRE EL VALOR DE Δ 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. ²	$A = \frac{PR_s^2}{2 SE} (1 - \frac{\Delta}{\alpha}) \tan \alpha$	
DETERMINE EL VALOR DE m	m = EL MENOR DE $\frac{tc}{\cos(\alpha - \Delta)}$ O $tc \cos \alpha \cos(\alpha - \Delta) / t$	
CALCULE EL AREA DE MATERIAL EN EXCESO APROVECHABLE COMO REFUERZO Ae EN PULG. ²	$Ae = m \sqrt{R_s t} [(tc - \frac{t}{\cos \alpha}) + (ts - t)]$	
DIFERENCIA DE AREAS EN PULG. ² REQUERIDA COMO REFUERZO	A - Ae =	
CALCULE EL LIMITE DEL RESFUERZO FUERA DEL EJE EN PULGADAS CENTROIDE EN PULGADAS	$\sqrt{R_s ts}$ 0.5 $\sqrt{R_s ts}$	

UNION CILINDRO MENOR

$$L/Do = 615/96 = 6.41$$

$$Do/t = 96/0.625 = 153.6$$

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 atesadores, 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 kg/m², por lo tanto, la placa de 1/2" de espesor pesará 100 kg/m² la de 1/4" pesará 50 kg/m² 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 lb/Pulg².

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.

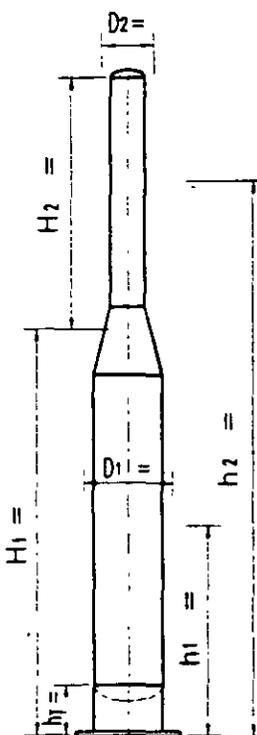


CALCULO DE ESPESOR DE PARED REQUERIDO PARA SOPORTAR PRESION INTERNA. O CARGA DE VIENTO

NORMAS

FIGURA No. 71

	CONDICIONES DE DISEÑO			
	PRESION INTERNA DE DISEÑO P=	LB/PULG. ²		
	DIAMETRO D=	PIES		
	MATERIAL () S =	LB/PULG. ²		
	RADIOGRAFIADO () E =			
	TOLERANCIA POR CORROSION =	PULG.		
	PRESION DEL VIENTO Pw =	LB/PIE ²		
	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 ² $Pw = 0.0025 Vw^2$		$Pw =$ LB PIE ²	
DETERMINE EL ANCHO DEL RECIPIENTE (D1) (D2) EN PIES SUMANDO EL ESPESOR DEL AISLAMIENTO, TOLERANCIA POR TUBERIAS, ETC. AL DIAMETRO DE LA TORRE.		D1 = PIES D2 = PIES		
CALCULAR LA FUERZA DE CORTE DEBIDA AL VIENTO (V) EN LIBRAS $V = Pw \times D_{1,2} \times H_{1,2}$	CUERPO PLATAFORMAS ESCALERAS VARIOS TOTAL	$Pw \times D_{1,2} \times H_{1,2} =$		
CALCULE EL MOMENTO PRODUCIDO POR EL VIENTO (M) EN LB-PIE $M = V \times h_{1,2}$		$V \times h_{1,2} =$ M		
		$V =$ M =		
CALCULE EL MOMENTO EN LA LINEA DE TANGENCIA DEL FONDO (MT) EN LB-PIE $MT = M - h_T (V - 0.5 Pw D h_T)$		$MT =$ LB/PIE		
CALCULE EL ESPESOR REQUERIDO PARA SOPORTAR LA FUERZA DEL VIENTO (tw) EN PULG. $tw = \frac{12MT}{R^2 \pi S E}$		$tw =$ PULG.		
AGREGUE LA MITAD DEL ESPESOR REQUERIDO POR PRESION INTERNA (t) EN PULGS. $tw + t/2$. SI $tw + t/2 \leq t$, 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. ² $Sg = w/ct$ DONDE c = PERIMETRO DE LA TORRE MEDIDO EN EL DIAMETRO MEDIO EN PULGS.	$Sg =$	LB/PULG. ²		
CALCULE EL ESFUERZO PRODUCIDO POR EL VIENTO (Sw) EN LB/PULG. ² $Sw = \frac{12Pw}{R^2 \pi S E}$ DONDE R = RADIO EN LA FIBRA MEDIA DEL RECIPIENTE EN PULGADAS	$Sw =$	LB/PULG. ²		
CALCULE EL ESFUERZO PRODUCIDO POR LA PRESION INTERNA (Sp) EN LB/PULG. ² $Sp = \frac{PD}{4t}$	$Sp =$	LB/PULG. ²		
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)	POR EL LADO DE VIENTO		POR EL LADO CONTRARIO DEL VIENTO	
	EN CONDICIONES DE VACIO			
	Sg +	LB/PULG. ²	Sg -	LB/PULG. ²
	Sw -	LB/PULG. ²	Sw -	LB/PULG. ²
	Sp -	LB/PULG. ²	Sp -	LB/PULG. ²
	TOTAL	LB/PULG. ²	TOTAL	LB/PULG. ²
EN CONDICIONES DE OPERACION				
Sg +	LB/PULG. ²	Sg -	LB/PULG. ²	
Sw +	LB/PULG. ²	Sw -	LB/PULG. ²	
Sp +	LB/PULG. ²	Sp -	LB/PULG. ²	
Sg -	LB/PULG. ²	Sp +	LB/PULG. ²	
TOTAL	LB/PULG. ²	TOTAL	LB/PULG. ²	





V.-2 VELOCIDADES MAXIMAS DE VIENTO

NORMAS

EN METROS POR SEGUNDO

FIGURA No. 72

No. DE ORDEN	OBSERVATORIO	COORDENADAS EN GRADOS Y MINUTOS			RUMBO	
		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	MÉRIDA, 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

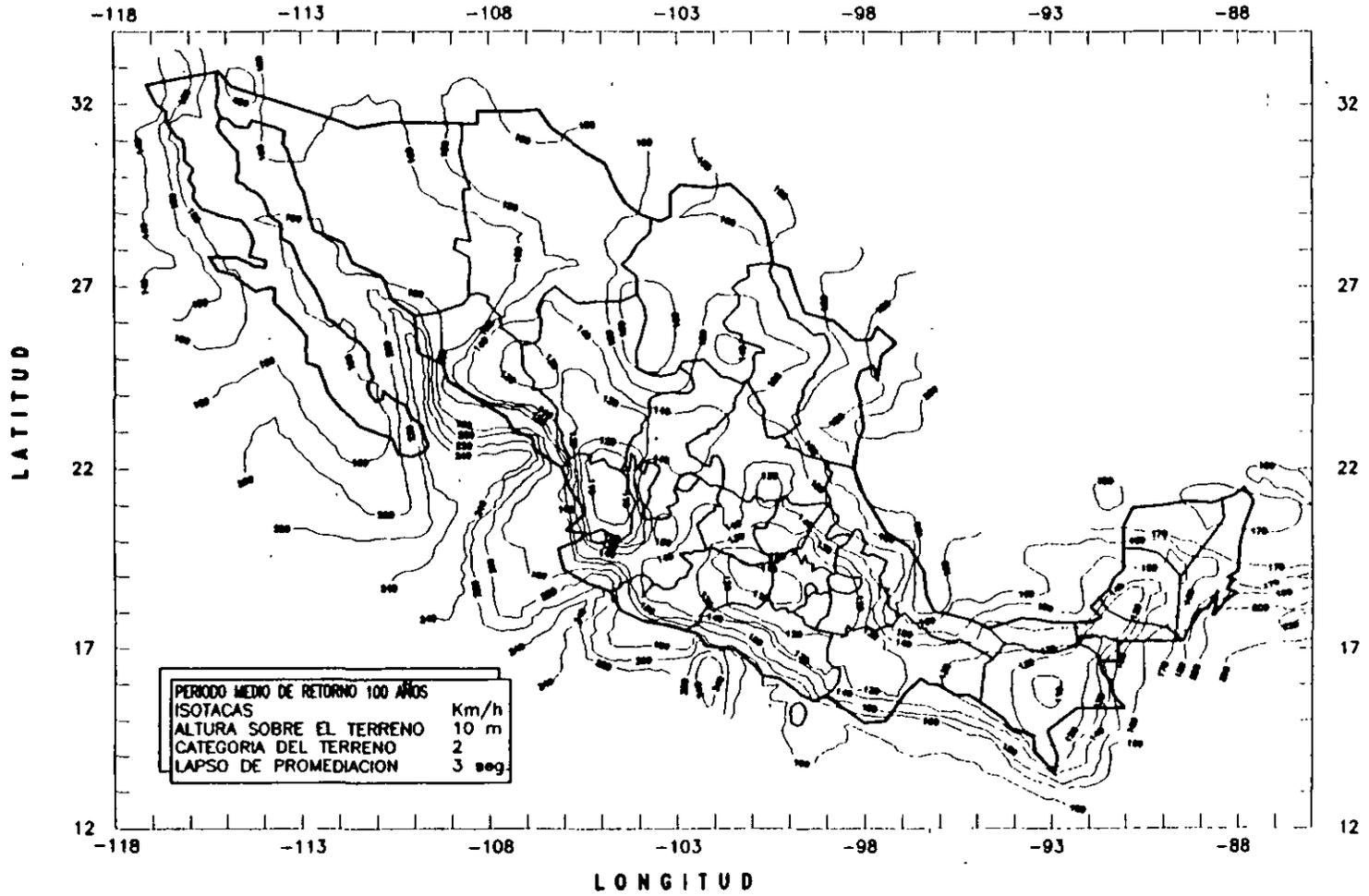
ZONAS EOLICAS
VELOCIDADES REGIONALES
DE LA REPUBLICA MEXICANA

NORMAS

FIGURA No. 73



INGLESIA



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.

$$T_a = 0.8 \sqrt{\frac{WH}{V_g}}$$

Y el valor del periodo de vibración producido por sismo o viento está dado por la ecuación:

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



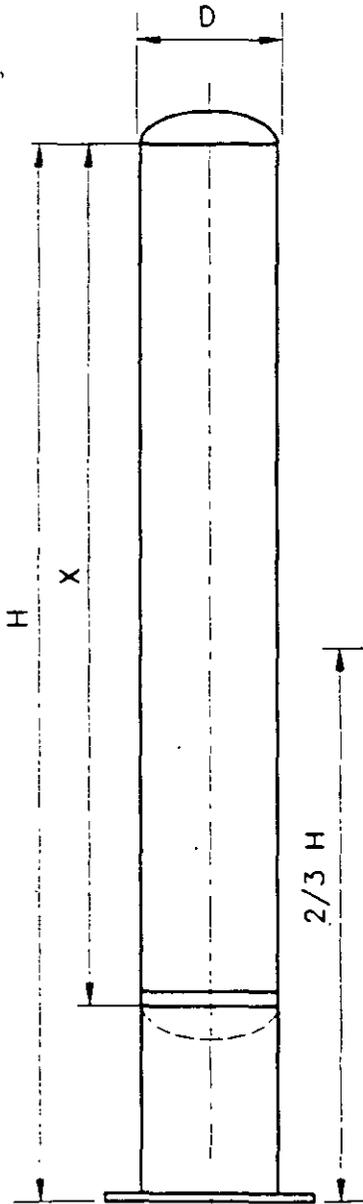
**DISEÑO DE TORRES ALTAS
CARGAS SISMICA (TEMBLOR)**

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_x = 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. _
- $T = 0.0000265 (H/D)^2 \sqrt{wD/t}$
- 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 "

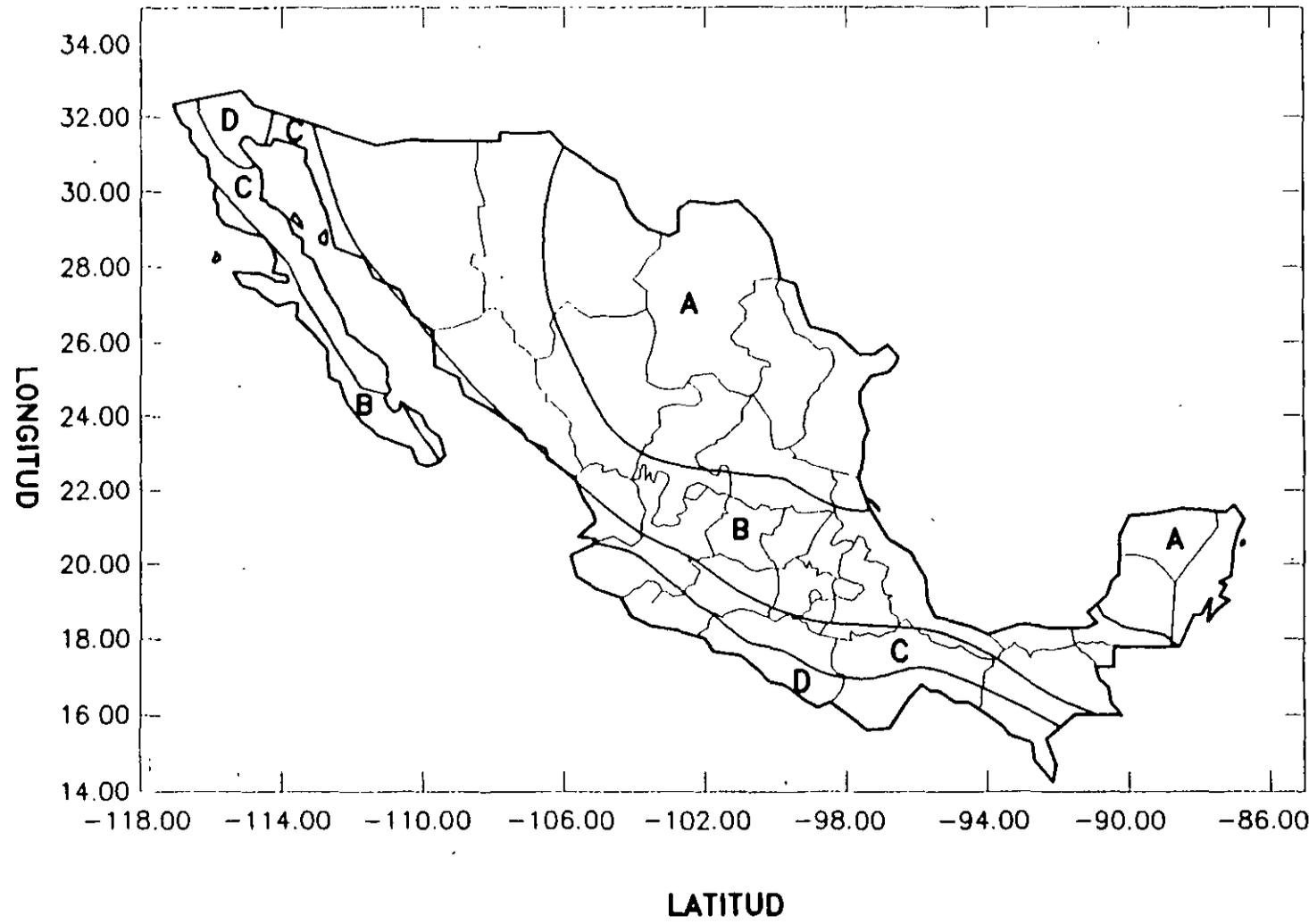
ZONA SISMICA	TIPO DE SUELO	%	C	T ₀ (S)	T _b (S)
A	I	0.02	0.08	0.2	0.6
	II	0.04	0.16	0.3	1.5
	III	0.05	0.20	0.6	2.9
B	I	0.04	0.14	0.2	0.6
	II	0.08	0.30	0.3	1.5
	III	0.10	0.36	0.6	2.9
C	I	0.36	0.36	0.0	0.6
	II	0.64	0.64	0.0	1.4
	III	0.64	0.64	0.0	1.9
D	I	0.50	0.50	0.0	0.6
	II	0.86	0.86	0.0	1.2
	III	0.86	0.86	0.0	1.7



REGIONALIZACION SISMICA DE
LA REPUBLICA MEXICANA

FIGURA No. 75

NORMAS



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/seg².
- 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 cilindrico 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.

$$M = \frac{(P_w)(D_1)(H)(12H)^3}{8(E)I}$$

Donde:

- M = Deflexión máxima en la parte superior en pulg.
- D₁ = Diámetro de la torre incluyendo aislamiento en pies.
- E = Módulo de elasticidad en lb/pulg².
- H = Altura del recipiente incluyendo el faldón en pies.
- I = Momento de inercia para un cilindro delgado cuando R > 10t ; I = π R³t.
- P_w = Presión del viento en lb/pie².

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.

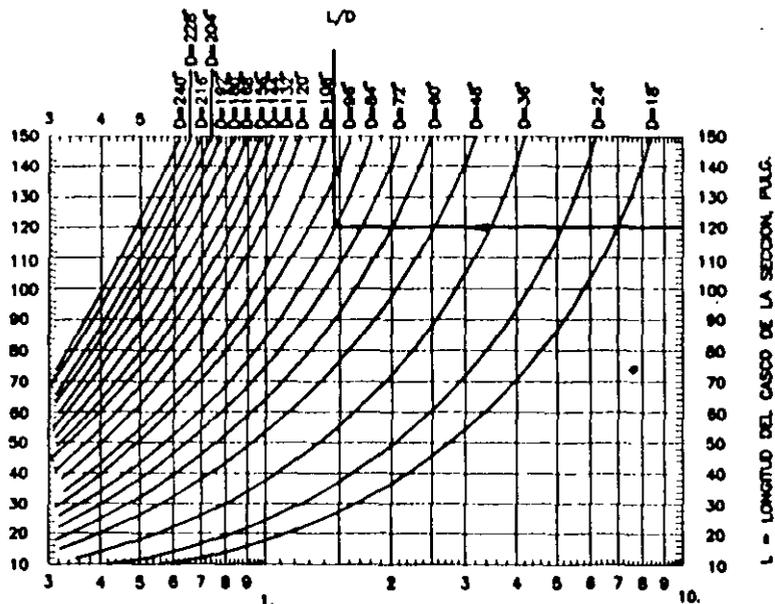
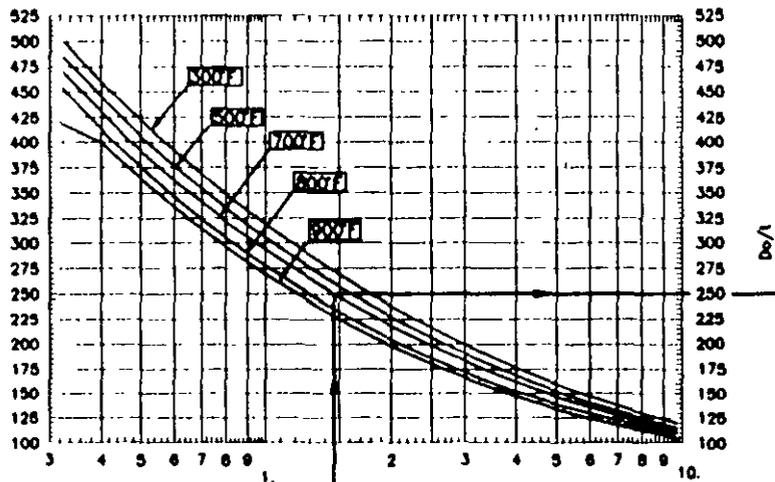
A = Área neta de la sección de cada columna.

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/Pulg²

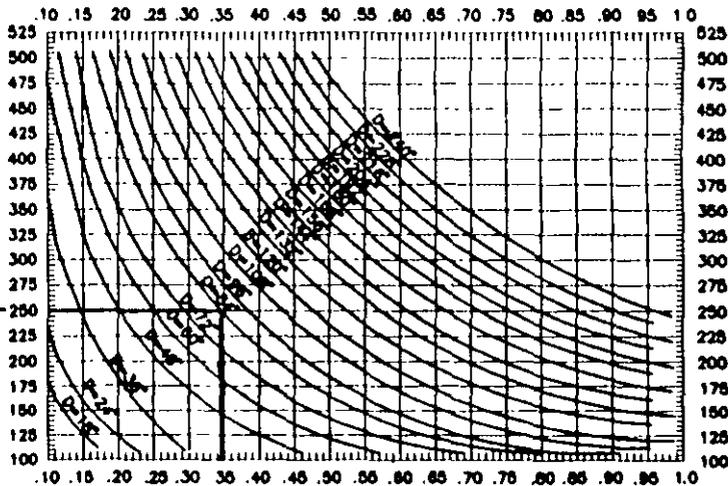
Generalmente este tipo de soportes son usados en recipientes cilíndricos verticales de pequeñas dimensiones, por lo tanto de poco peso, por lo que las columnas resultantes son casi siempre de pequeña sección, sin embargo desde un punto de vista estético, se puede incrementar la sección resultante en las columnas.



CASCO CILINDRICO

Do/l

t = ESPESOR DE CASCO REQUERIDO, PULG.



t = ESPESOR DE CASCO REQUERIDO, PULG.

CASCO CILINDRICO

(ESFUERZO DE CEDENCIA ESPECIFICADO: 30,000 A 38,000 LB/PULG.² 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/l.
- 5.- LOCALICE EL VALOR Do/l EN LA GRAFICA LADO DERECHO
- 6.- SIGA HORIZONTALMENTE HASTA LA CURVA DE t
- 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 ATESAMIENTO, EN PULGADAS
 - 2.- DISTANCIA MAXIMA ENTRE DOS ANILLOS ATESADORES 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



GRAFICAS PARA DETERMINAR EL ESPESOR DE PARED PARA RECIPIENTES SOMETIDOS A VACIO TOTAL

FIGURA No. 76

NORMAS



**SOPORTES PARA RECIPIENTES
VERTICALES
TIPO FALDON RECTO**

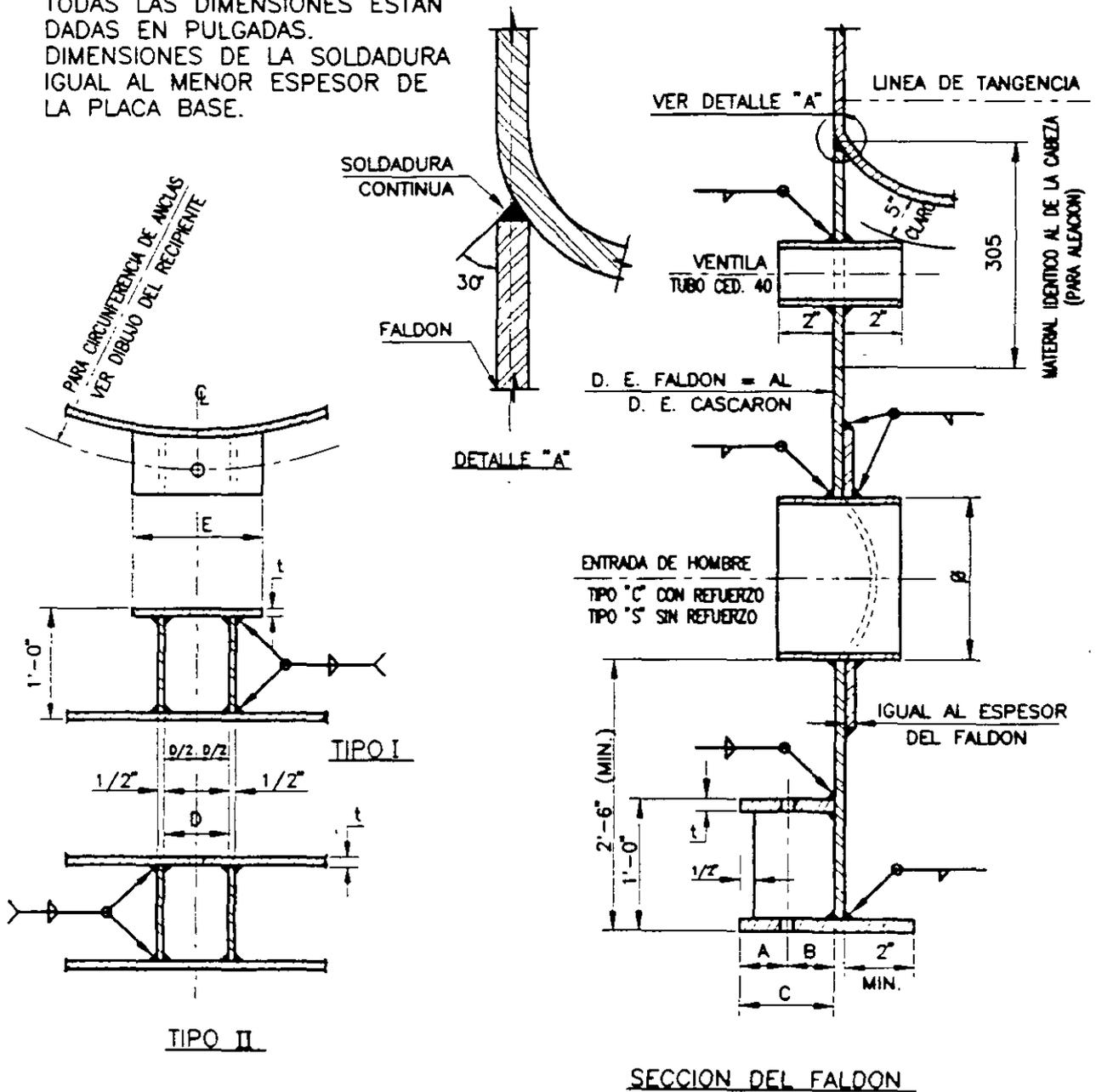
NORMAS

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	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.





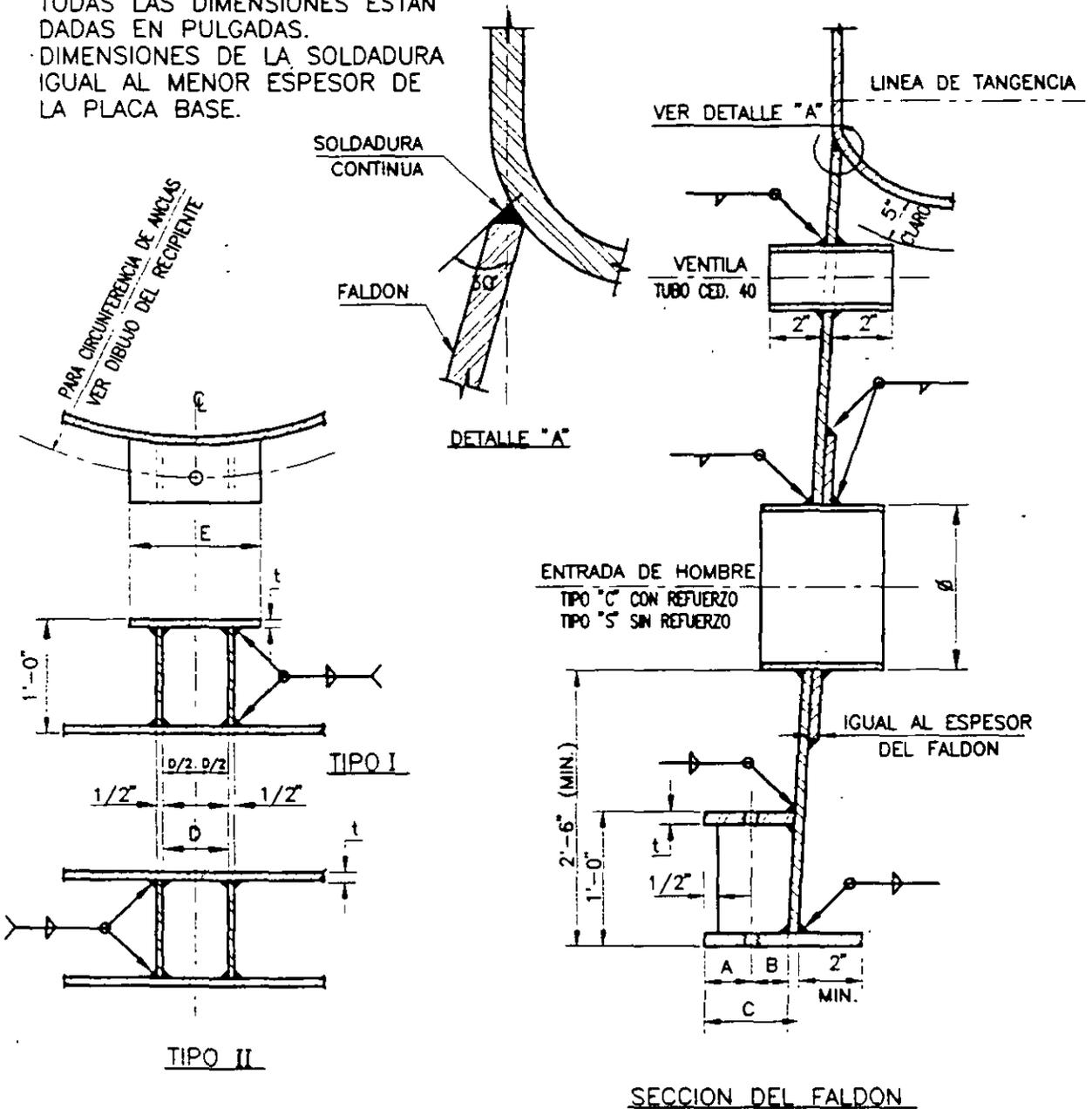
**SOPORTES PARA RECIPIENTES
VERTICALES
TIPO FALDON CONICO**

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_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 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/cm²

Presión de diseño = 15.819 Kg/cm²

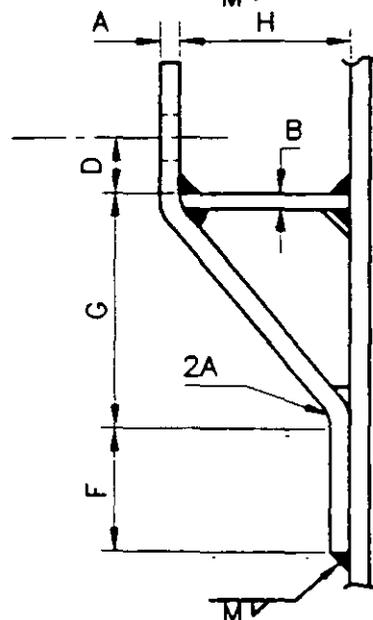
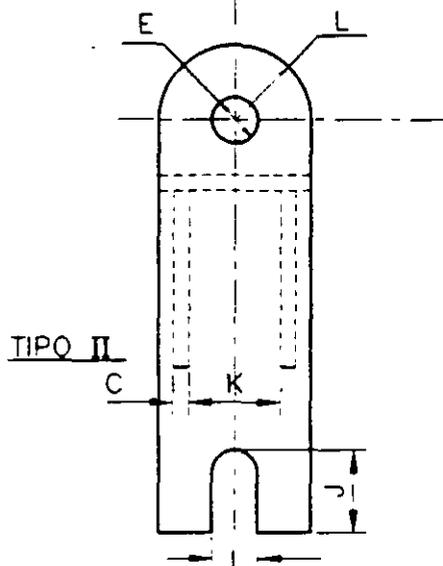
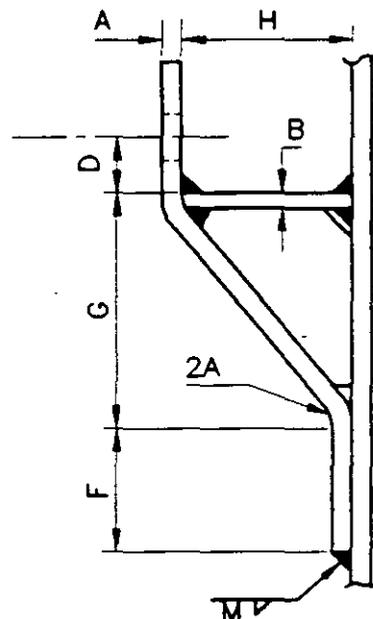
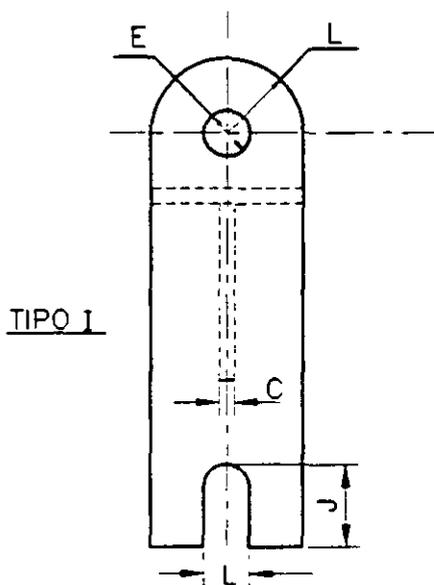


OREJAS DE IZAJE PARA RECIPIENTES VERTICALES

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

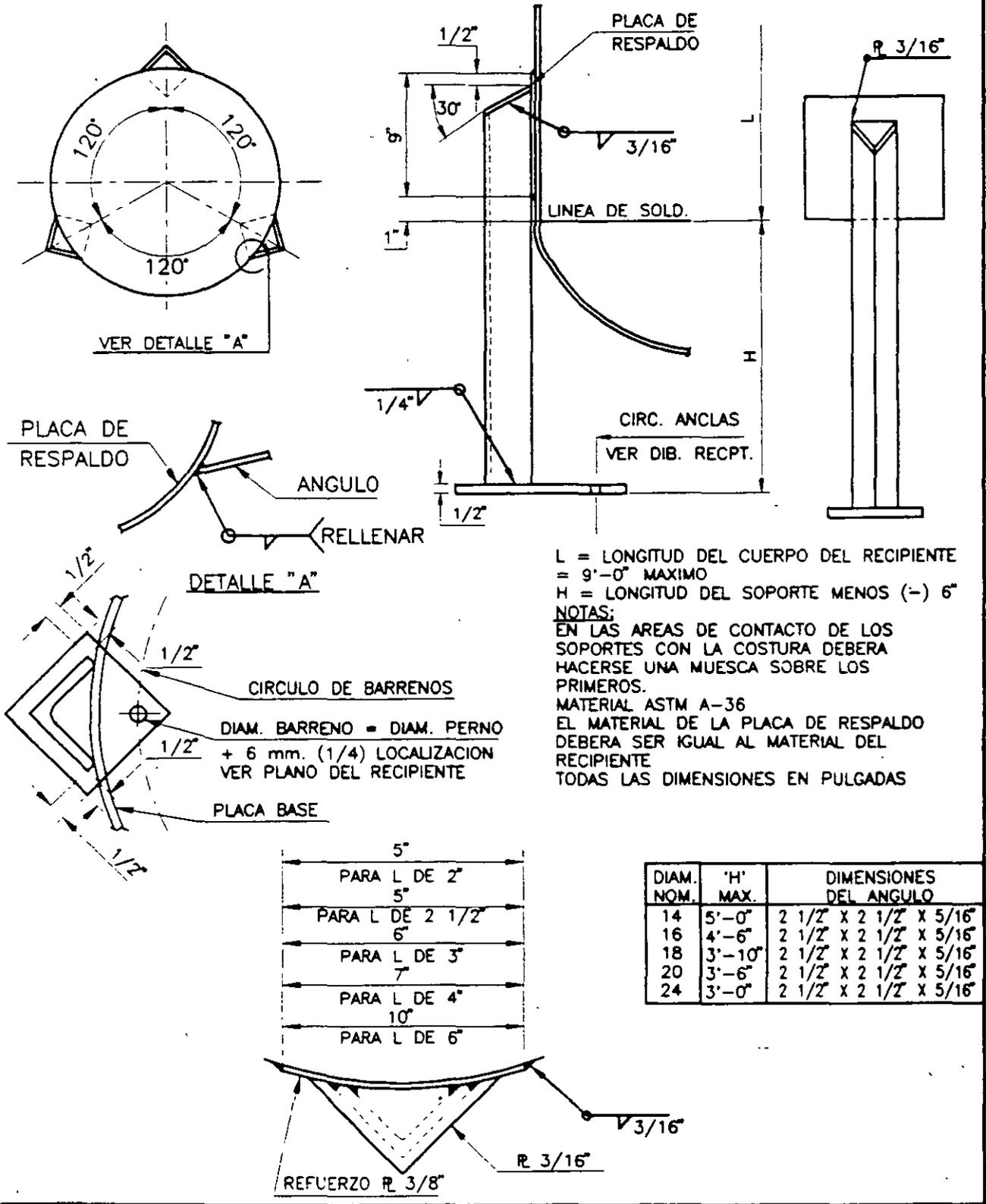




SOPORTE PARA RECIPIENTES VERTICALES

NORMAS

FIGURA No. 80



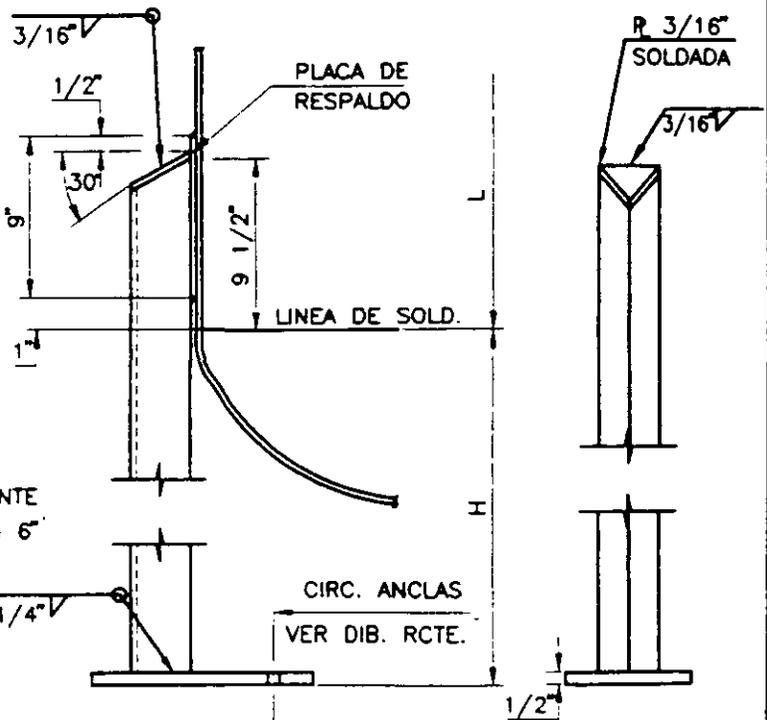
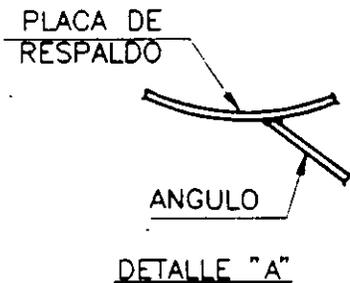
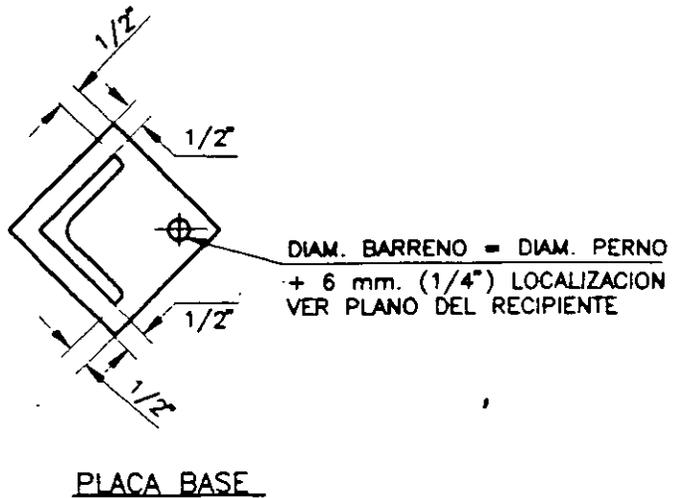
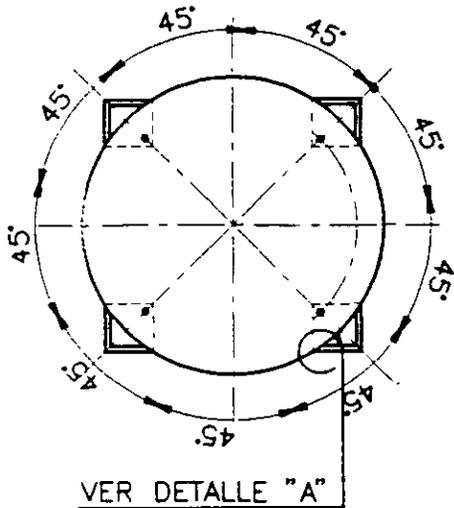


SOPORTE PARA RECIPIENTES VERTICALES

NORMAS

TIPO ANGULAR RECIPIENTES DE 2'-6" A 6'-0" Ø

FIGURA No. 81



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

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' 3/8"	2 1/2' x 2 1/2' 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 3/8"	5' x 5' x 3/8"
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.
18 9	2 6	---	---	---	24 5	3 9	2 6	---	---	---
18 0	2 7-3/4	---	---	---	24 0	3 10	2 6	---	---	---
17 0	2 10-1/4	---	---	---	23 0	4 1-1/4	2 8	---	---	---
16 0	3 1	---	---	---	22 0	4 4-1/2	2 9-3/4	---	---	---
15 3	---	2 6	---	---	21 0	4 7-3/4	3 0	---	---	---
15 0	3 4	2 6-3/4	---	---	20 0	4 11	3 2	---	---	---
14 0	3 7	2 9-1/2	---	---	19 0	5 3	3 4-3/4	---	---	---
13 0	3 10-1/2	3 1/2	---	---	18 7	5 4-1/2	---	---	---	---
12 0	4 2-1/4	3 4	---	---	18 0	---	3 7-1/4	---	---	---
11 6	---	---	2 6	---	17 0	---	3 10	---	---	---
11 0	4 6-1/2	3 7-1/2	2 7-3/4	---	16 9	---	---	2 6	---	---
10 0	4 11	3 11	2 11	---	16 0	---	4 11	2 8-1/4	---	---
9 10	5 0	---	---	---	15 0	---	4 4-1/2	2 11	---	---
9 0	---	4 3-1/2	3 2-3/4	---	14 0	---	4 7-3/4	3 2	---	---
8 0	---	4 8-3/4	3 7	---	13 6	---	---	2 6	---	---
7 11	---	---	---	2 6	13 0	---	4 11-1/2	3 5-1/2	2 7-1/2	---
7 4	---	5 0	---	---	12 0	---	5 3-1/2	3 9	2 11-3/4	---
7 0	---	---	3 11-1/2	2 9-1/4	11 9	---	5 4-1/2	---	---	---
6 0	---	---	4 5	3 1-1/2	11 0	---	---	4 1/2	3 2	---
5 2	---	---	---	3 6	10 3	---	---	---	---	2 6
5 0	---	---	4 11	---	10 0	---	---	4 5-1/4	3 6	2 6-3/4
4 11	---	---	5 0	---	9 0	---	---	4 10-1/2	3 10-1/4	2 10-1/4
					8 0	---	---	5 4-1/2	4 3-1/4	3 2
					7 9	---	---	5 6	---	---
					7 0	---	---	---	4 9-1/4	3 7
					6 0	---	---	---	5 4	4 0



SOPORTES PARA RECIPIENTES VERTICALES
 CARACTERISTICAS

NORMAS
 FIGURA No. 83

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"	6' x 6' x 1/2"	6' x 6' x 3/8"	5 1/2' x 5 1/2' x 3/8"	5' x 5' x 3/8"	6' x 6' x 3/8"		6' x 6' x 1/2"	6' x 6' x 1/2"	5 1/2' x 5 1/2' x 3/8"	5' x 5' x 3/8"		
PIES PULGS.	"H"	"H"	"H"	"H"	"H"	PIES PULGS.	"H"	"H"	"H"	"H"	"H"		
PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	PIES PULGS.	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								



**SOPORTES PARA RECIPIENTES
VERTICALES**
 CARACTERISTICAS

NORMAS
 FIGURA No. 84

DIAMETRO DEL RECIPIENTE 5' - 6"					
LONGITUD DEL CPO. DEL RECIPIENTE "L"	DIMENSIONES DEL ANGULO				
	6 x 6 x 3/8	6 x 6 x 1/2	6 x 6 x 3/8	5 x 5 x 1/2	5 x 5 x 3/8
PIES PULGS.	"H"	"H"	"H"	"H"	"H"
22 6	2 10-1/2	---	---	---	---
22 0	3 0	---	---	---	---
21 0	3 3	---	---	---	---
20 0	3 6-1/2	---	---	---	---
19 0	3 9-1/2	---	---	---	---
18 5	---	2 6	---	---	---
18 0	4 1	2 7	---	---	---
17 0	4 4-1/2	2 9-3/4	---	---	---
16 0	4 8-1/4	3 0	---	---	---
15 0	5 1-1/2	3 3	---	---	---
14 3	5 6	---	---	---	---
14 0	---	3 6	---	---	---
13 0	---	3 9-1/2	---	---	---
12 3	---	---	2 6	---	---
12 0	---	4 3/4	2 7	---	---
11 0	---	4 5	2 10-1/2	---	---
10 0	---	4 10-1/4	3 2-1/4	---	---
9 9	---	---	---	2 6	---
9 0	---	5 4	3 7	2 9	---
8 9	---	5 6	---	---	---
8 0	---	---	3 11-1/2	3 1-1/4	---
7 0	---	---	4 5-1/2	3 6	---
6 9	---	---	---	---	2 6
6 0	---	---	5 0	3 11/2	10-1/2
5 3	---	---	5 6	---	---
5 0	---	---	---	4 7	3 5
4 0	---	---	---	5 6	4 0

DIAMETRO DEL RECIPIENTE 6' - 0"					
LONGITUD DEL CPO. DEL RECIPIENTE "L"	DIMENSIONES DEL ANGULO				
	6 x 6 x 3/8	6 x 6 x 1/2	6 x 6 x 3/8	5 x 5 x 1/2	5 x 5 x 3/8
PIES PULGS.	"H"	"H"	"H"	"H"	"H"
22 3	2 6	---	---	---	---
22 0	2 6-1/2	---	---	---	---
21 0	2 9-1/2	---	---	---	---
20 0	3 0	---	---	---	---
19 0	3 3-1/2	---	---	---	---
18 0	3 7	---	---	---	---
17 0	3 10-1/2	---	---	---	---
16 9	---	2 6	---	---	---
16 0	4 2-1/2	2 8	---	---	---
15 0	4 7	2 10-1/2	---	---	---
14 0	5 0	3 1-1/2	---	---	---
13 0	5 5-1/2	3 5	---	---	---
12 0	---	3 9	---	---	---
11 0	---	4 1/2	2 6	---	---
10 0	---	4 5	2 10	---	---
9 0	---	4 11	3 2-1/2	---	---
8 7	---	---	---	2 6	---
8 0	---	5 5	3 7	2 8-3/4	---
7 10	---	5 6	---	---	---
7 0	---	---	4 3/4	3 1-1/2	---
6 3	---	---	---	---	2 6
6 0	---	---	4 7-1/2	3 7-1/2	2 7
5 0	---	---	5 4	4 2	3 3/4
4 9	---	---	5 6	---	---
4 0	---	---	---	4 11	3 8-1/2

INOLTRA



CARACTERISTICAS

VERTICALES

SOPORTES PARA RECIPIENTE

FIGURA No. 85

NORMAS



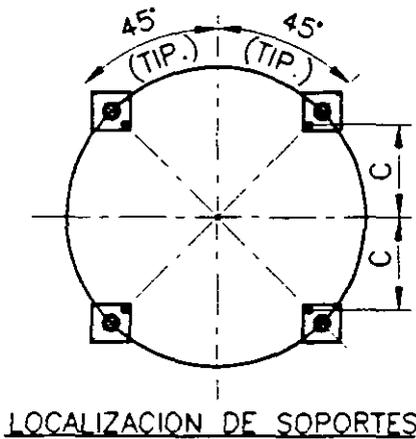
SOPORTES PARA RECIPIENTES VERTICALES

NORMAS

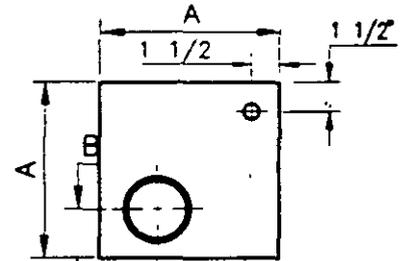
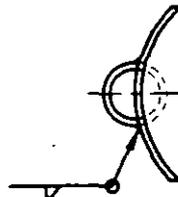
TIPO TUBULAR

FIGURA No. 86

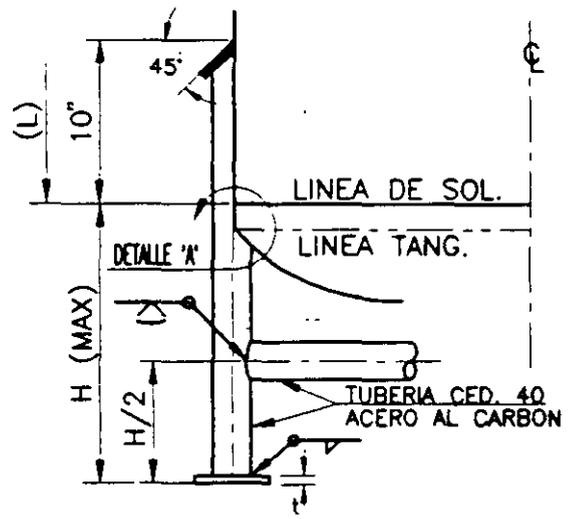
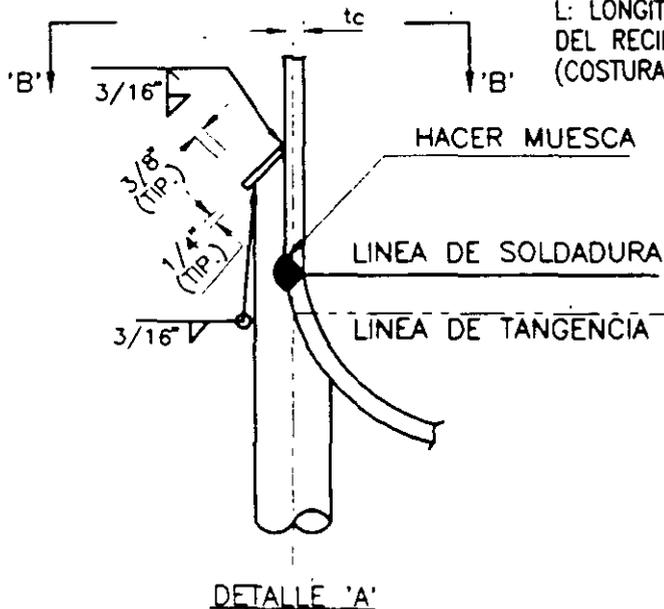
RECIPIENTE		DIAMETRO NOMINAL TUBO	DIMENSIONES PLACA BASE A x A x t	B	C	H (MAX.)	DIAMETRO BARRENO	DIAMETRO ANCLAS
CAPACIDAD GALONES	DIAMETRO							
125	30	2	6 X 6 X 1/2	2 3/8	8 1/2	36	5/8	1/2
200	36	3	7 X 7 X 1/2	2 7/8	10 1/8	42	5/8	1/2
300	42	3	7 X 7 X 1/2	2 7/8	12 1/4	42	3/4	5/8
500	48	3	7 X 7 X 1/2	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



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 PULG.S. (EXCEPTO CAP. EN GAL)



L: LONGITUD DEL CUERPO DEL RECIPIENTE.
(COSTURA A COSTURA)





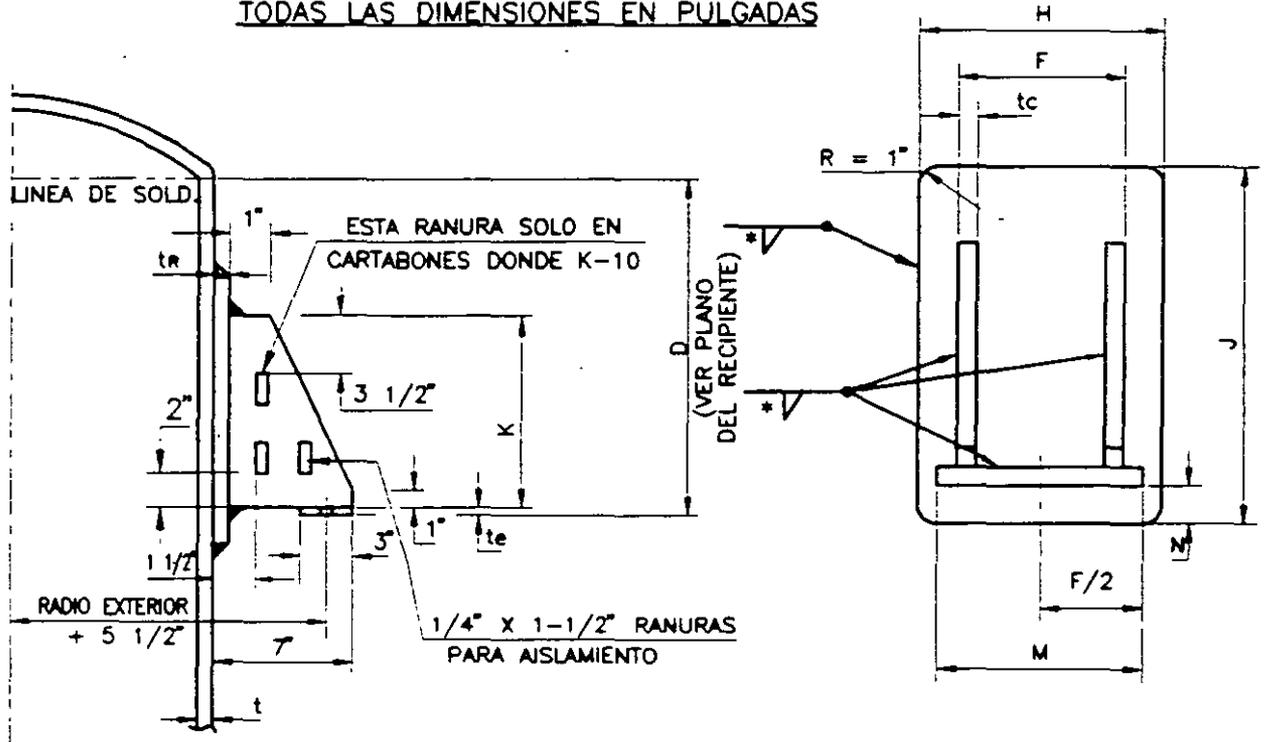
**SOPORTES PARA RECIPIENTES
VERTICALES
TIPO MENSULA**

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.

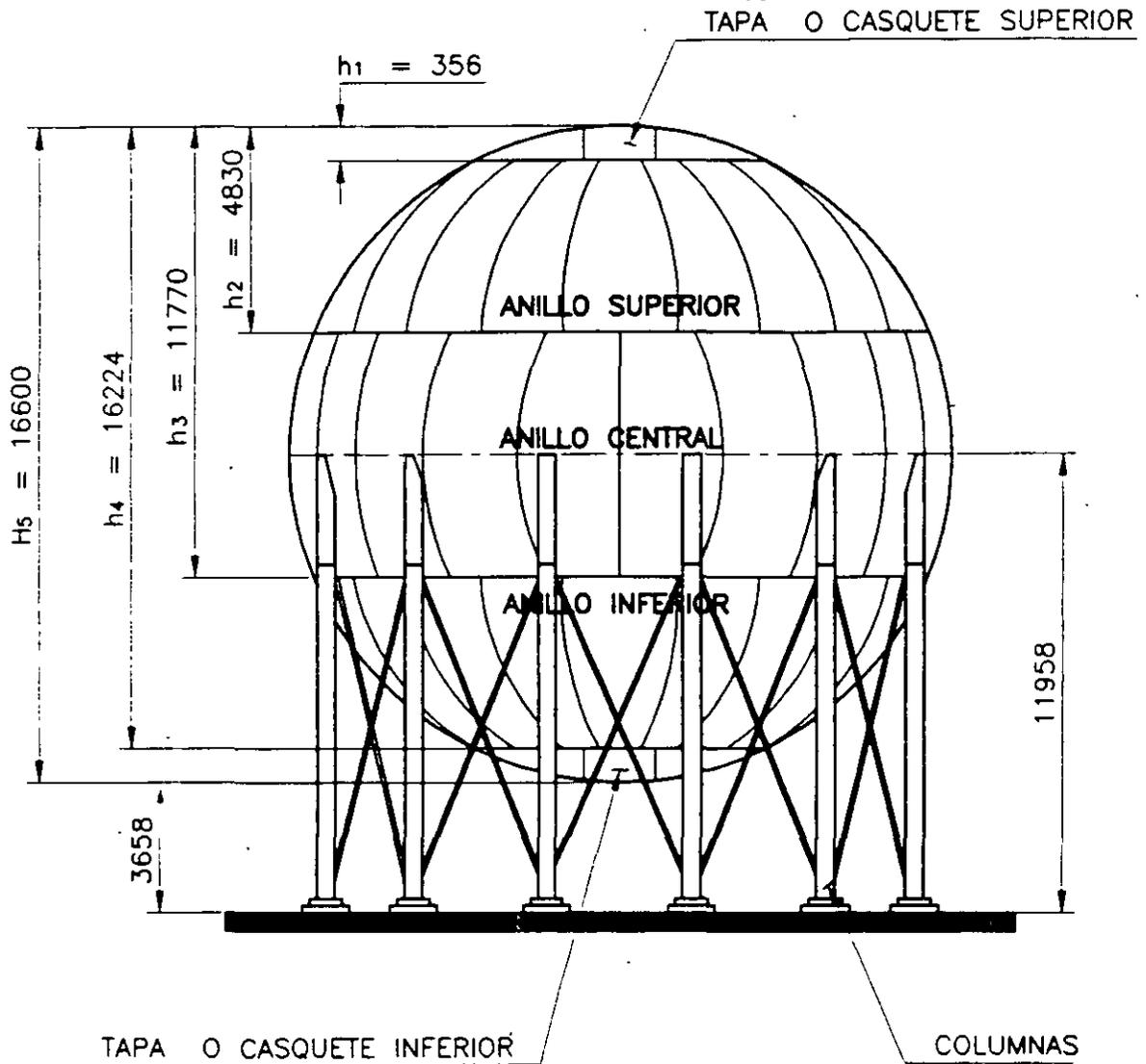
Nuestra esfera será fabricada por medio de gajos, de acuerdo a la figura No. 88. En esta figura se pueden apreciar las diferentes alturas hasta donde llegarán los gajos con los que será fabricada la esfera, y sus valores serán:



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:

$$P = P_D + P_s$$

$$P_s = \rho h$$

$$\begin{aligned} P &= P_D + P_s = \\ P &= 15.819 + 0.0000 = 15.819 \text{ Kg/cm}^2 \\ P_1 &= 15.819 + 0.0356 = 15.8546 \text{ Kg/cm}^2 \\ P_2 &= 15.819 + 0.4830 = 16.3020 \text{ Kg/cm}^2 \\ P_3 &= 15.819 + 1.1770 = 16.9960 \text{ Kg/cm}^2 \\ P_4 &= 15.819 + 1.6224 = 17.4434 \text{ Kg/cm}^2 \\ P_5 &= 15.819 + 1.6600 = 17.4790 \text{ Kg/cm}^2 \end{aligned}$$

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/cm²

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 introducamos 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



FORMULAS PARA EL CALCULO DE RECIPIENTES
SOMETIDOS A PRESION INTERNA

NORMAS

FIGURA No. 89

- α = ANGULO DEL VERTICE/2
- D = DIAMETRO INTERIOR
- Do = DIAMETRO EXTERIOR
- E = EFICIENCIA DE SOLDADURA
- r = RADIO DE ESQUINA INT.
- ro = RADIO DE ESQUINA EXT.
- M = FACTOR (VER TABLA)
- P = PRESION DE DISEÑO
- L = RADIO INTERIOR DE LA TAPA
- R = RADIO INT.
- Ro = RADIO EXT.
- S = ESFUERZO EN LA TENSION
- t = ESPESOR MINIMO REQUERIDO
- Lo = RADIO EXTERIOR DE LA TAPA

TABLA FACTOR M	L/r	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5	9.0	9.5	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0	16.67
M	M	1.39	1.41	1.44	1.46	1.48	1.50	1.52	1.54	1.56	1.58	1.60	1.62	1.65	1.69	1.72	1.75	1.77

EN FUNCION DE DIMENSIONES INTERNAS

EN FUNCION DE DIMENSIONES EXTERNAS

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

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

CUERPO CILINDRICO

$$t = \frac{PRo}{SE + 0.4P}$$

$$P = \frac{SE t}{Ro - 0.4t}$$

CUERPO CILINDRICO

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

$$P = \frac{2SE t}{R + 0.2t}$$

TAPA SEMIESFERICA

$$t = \frac{PRo}{2SE + 0.8P}$$

$$P = \frac{2SE t}{Ro - 0.8t}$$

TAPA SEMIESFERICA

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

$$P = \frac{2SE t}{D + 0.2t}$$

TAPA SEMIELIPTICA 2:1

$$t = \frac{PDo}{2SE + 1.8P}$$

$$P = \frac{2SE t}{Do - 1.8t}$$

TAPA SEMIELIPTICA

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

$$P = \frac{2SE t \cos \alpha}{D + 1.2t \cos \alpha}$$

TAPA Y/O SECCION CONICA α MAX. = 30°

$$t = \frac{PDo}{2 \cos \alpha (SE + 0.4P)}$$

$$P = \frac{2SE t \cos \alpha}{Do - 0.8t \cos \alpha}$$

TAPA Y/O SECCION CONICA α MAX. = 30°

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

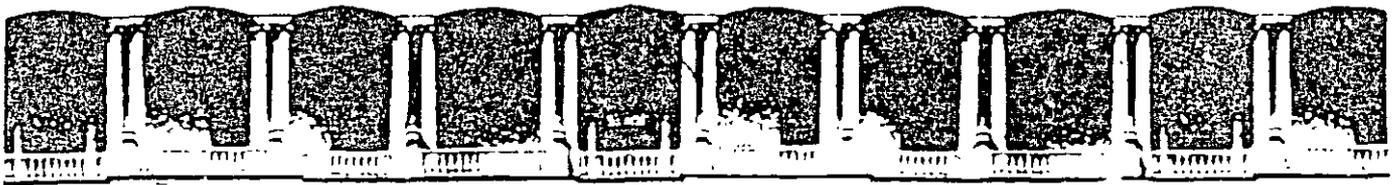
$$P = \frac{2SE t}{rM + 0.2t}$$

TAPA TORIESFERICA ASME

$$t = \frac{PLoM}{2SE + P(M - 0.2)}$$

$$P = \frac{2SE t}{Mro - t(M - 0.2)}$$

TAPA TORIESFERICA ASME



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

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN INGENIERIA DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

MODULO III: RECIPIENTES A PRESION, PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS Y VÁLVULAS DE SEGURIDAD

TEMA

**MEMORIA DE CALCULO SOBRE RESISTENCIA MECANICA DE
CALDERAS EN UN MARCO DE SEGURIDAD APLICANDO
CRITERIO DEL CODIGO A.S.M.E. SECCION I**

**EXPOSITOR: ING. JORGE IZAGUIRRE MONTIEL
PALACIO DE MINERIA
SEPTIEMBRE DEL 2001**

***Memoria de cálculo sobre
resistencia mecánica de caldera
en un marco de seguridad
aplicando criterio del código***

A.S.M.E. Sección I

Ing. Jorge Izaguirre Montiel

Objetivo

El objetivo de un diseñador de calderas es el determinar materiales y espesores necesarios para una condición dada de producción de vapor, presión y temperatura antes de construir la caldera.

El objetivo de un inspector o de una Unidad Verificadora es el de determinar la condición segura de presión y temperatura de una caldera con materiales y espesores dados.

Por lo tanto los objetivos son distintos entre un diseñador/constructor y un inspector

Una memoria de cálculo para una determinada caldera, si esta bien hecha, es válida únicamente para la fecha de emisión.

El tiempo que transcurre, la invalida para esa determinada caldera. La fatiga, la corrosión, la fragilización y las incrustaciones deterioran su resistencia original

¿ Cuales son las especificaciones
que debe contener una memoria
de cálculo de resistencia
mecánica de una caldera?

- Código de referencia
- Tipo de caldera
- Número de serie de la caldera
- Año de fabricación
- Superficie de calefacción
- Presión de diseño
- Temperatura de diseño
- Presión máxima de operación
- Presión de operación normal

- Presión de prueba hidrostática
- Eficiencia de soldadura y/o ligamentos
- Factor de seguridad
- Especificación de aceros empleados
- Esfuerzos máximos permisibles en cada uno de los aceros
- Combustible utilizado y consumo horario a máxima carga

- Diámetro interior de envolvente (domo)
- Espesor de envolvente
- Cantidad de tubo flux con diámetro interior y exterior de los mismos
- Calibre BWG y espesor de tubos flux
- Longitud de tubos flux
- Diámetro exterior e interior del tubo hogar así como su posicionamiento (interior o exterior)

- Espesor del tubo hogar
- Longitud del tubo hogar
- Diámetro y espesor de espejos (tapas planas)
- Superficie plana susceptible de atirantarse
- Nº de tirantes, sección transversal y pasos de los mismos sobre espejos
- Diámetro de la(s) boquilla(s) para válvula(s) de seguridad

•Especificaciones general de válvulas de seguridad

¿ Cuales son los elementos principales a calcular o revisar?

1.Envolventes. Domo(s). En su caso tapas abombadas

2.Revisión de registros adecuados de mano y de hombre en las envolventes

3.Hogar o fogón

4.Tapas planas (espejos) y sus tirantes

5.Tubos flux

6. Diámetros de boquillas para válvulas de seguridad

7. Selección de válvulas de Seguridad

8.- Instalación acorde a la NOM-122-STPS-1996

Conceptos que debemos tener presentes cuando elegimos el ESFUERZO MAXIMO

PERMISIBLE en el Código A.S.M.E.

Elasticidad.- Es la propiedad que tienen los cuerpos de recuperar su forma original

Ley de Hooke.- El alargamiento de una barra es proporcional a la fuerza de tensión y a la longitud de la barra e inversamente proporcional a la sección recta transversal y al módulo de elasticidad.

Algebraicamente la podemos
expresar así :

$$\check{S} = \frac{p.L}{A.E}$$

\check{S} = alargamiento total de la barra

p = fuerza a la tensión

L = longitud de la barra

A = sección recta transversal de la barra

E = constante elástica del material también conocido con otros nombres como módulo de elasticidad.

La deformación unitaria o alargamiento de una barra por unidad de longitud se determina con la siguiente ecuación

$$\Sigma = \frac{S}{L}$$

Σ = Deformación unitaria

S = alargamiento total de la barra

L = longitud de la barra

Resumiendo conceptos la Ley de Hooke puede expresarse de la siguiente forma

$$\Sigma = \frac{T}{E}$$

Σ = deformación unitaria.

T = esfuerzo normal de trabajo o también conocido como fatiga normal de trabajo.

E = Máximo esfuerzo de trabajo permisible en condición de equilibrio.

Esfuerzos
publicados

Ruptura

Cedencia

- * Lím. elástico superior
- * Lim. elástico inferior
- * Diseño

Diseño = Lim. elástico superior / Factor
de seguridad.

ASME Sección I tiene $F_s = 4$

Fórmula clásica para paredes de cilindros

$$S = \frac{p \cdot R}{t} \quad p = \frac{S \cdot t}{R}$$

S.- Esfuerzo máximo permisible a la temperatura de operación del metal en Kg/cm².

p .- Presión de trabajo máxima permisible en Kg/cm².

R.- Radio interior del cilindro.

t.- Espesor mínimo empleado.

El código A.S.M.E Sección I deriva esta fórmula clásica, en dos fórmulas modificadas distintas para diferente objetivo y/o aplicación

Diseño de calderas nuevas.

Párrafo PG 27.2.2

$$p = \frac{S.E.(t.c)}{R + (1-y) \cdot (t-c)} \quad \text{Obligatorio}$$

Revisión de Calderas instaladas

Párrafo A-33

$$p = \frac{TS.E.t}{Fs. R}$$

$$s = \frac{T_s}{T_c}$$

Recomendación

p.- presión máxima permisible

S.- Esfuerzo máximo permisible a la temperatura de operación del material en Kg/cm^2 . *en el código ASME*

E.- Eficiencia de los cordones de soldadura o ligamentos. *artículo 78 y 99*

t.- espesor mínimo empleado

c.- Tolerancia mínima para roscado y estabilidad.

y.- Coeficiente de temperatura

R.- radio interior del cilindro.

TS.- Resistencia última a la tensión
limite elastico Superior

Fs.- Factor de seguridad.

S = Esfuerzo maximo permisible a la temperatura de operacion
Fs = 4 Factor de seguridad en
"bajas" temperaturas de diseño
para calderas nuevas

Fs = 4.5 calderas entre uno y cinco años.

Fs = 5.0 calderas con sello A.S.M.E. y con más de cinco años de construida.

Fs = 5.5 calderas sin sello A.S.M.E. y con más de cinco años de construida.

TS = 3873 Kg/cm^2 (380 mPa) para acero
55,000 lb/piq² SA 285.C
cuya resistencia a la tensión no es conocida.

TS = 3169 Kg/cm^2 (310 mPa) fierro
45000 lb/piq² SA 285A ó SA 53
forjado cuya resistencia a la tensión no es conocida.

Generalmente las piezas de mayor diámetro o sea la envolvente del domo (paredes de cilindro) son las partes mas delicadas e importantes a calcular o revisar en una caldera.

Veamos algunos criterios de inspección y ejemplos de cálculo para calderas aparentemente iguales.

Especificaciones de envolvente para seis casos diferentes:

Radio interior 1422 mm; acero empleado SA516-60; radiografiada al 100%; espesor 19mm; esfuerzo máximo permisible del acero a la temperatura de operación según ASME: $S=1056.3 \text{ Kg/cm}^2$ para temperaturas de 343°C

Ejemplo

Caso No. 1 Criterio y cálculo del fabricante de envolvente de caldera nueva cumpliendo 100% con el Código ASME Sección I

Cálculo de presión máxima permisible párrafo PG27.2.2

$$p = \frac{S.E.(t-c)}{R + (1-y)(t-c)} = \frac{1056.3 \times 1.0 \times (19.0-0)}{1422 + (1-0.4)(19.0-0)} = 13.93 \text{ Kg/cm}^2$$

$p = 13.93 \text{ Kg/cm}^2$. Por favor tener presente esta cifra, para fines de comparación que veremos en otros casos que siguen

Ejemplo

Caso No. 2.- Criterio y cálculo de especialista, Unidad Verificadora o inspector en la misma envolvente de caldera cuando le consta que la misma caldera nueva *ya instalada* cuenta con documentación probatoria de que fue construida bajo código ASME y tiene menos de un año de uso.

Cálculo de la presión máxima permisible. Párrafo A-33 de la misma Sección I del Código ASME

$$p = \frac{TS.E.t}{Fs.R} = \frac{4225.3 \times 1.0 \times 19}{4 \times 1422} = 14.1 \text{ Kg/cm}^2$$

Esta cifra 14.1 Kg/cm² es ligeramente superior al 13.93 Kg/cm² determinado originalmente por el fabricante y por lo tanto se acepta como válida la cifra de 13.93 Kg/cm² que da el fabricante original.

Ejemplo

Caso No. 3 Criterio y cálculo del especialista, U. V. o inspector para la misma envolvente. *No* dispone de certificado de fabricación, *ni* sello A.S.M.E. Ignora especificación de placa empleada. Identifica al fabricante como una empresa profesional y sería que radiografía soldaduras críticas

Cálculo de presión máxima permisible

Párrafo A-33 Sección I de ASME

$$p = \frac{TS.E.t}{Fs.R} = \frac{3878 \times 1 \times 19}{4 \times 1422} = 12.93 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto, no se acepta como válida la cifra de 13.93 Kg/cm² que dió el fabricante original

Ejemplo

Caso No. 4. Criterio del especialista, U.V. o inspector para la misma envolvente de caldera, cuando le consta que la caldera instalada cuenta con documentación probatorias de que fue construida bajo Código A.S.M.E y tiene mas de 5 años de uso.

Aplicar párrafo A-33 Sección I de ASME

$$p = \frac{TS.E.t}{Fs.R} = \frac{4225.3 \times 1.0 \times 19}{5 \times 1422} = 11.29 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto, la cifra original del fabricante de 13.93 Kg/cm² tampoco la acepta.

Ejemplo
Caso No. 5.-Criterio y cálculo del perito en calderas, unidad verificadora o inspector para una envolvente de caldera de las mismas características físicas, con más de cinco años de uso. No dispone de certificado de fabricación, sello A.S.M.E., marca "patito", pero es un fabricante normalmente establecido.

$$p = \frac{TS.E.t}{Fs.R} = \frac{3873 \times 1.0 \times 19}{5.5 \times 1422} = 9.4 \text{ Kg/cm}^2$$

Por lo tanto no se puede aceptar la presión máxima permisible calculada en el caso inicial No.1 de 13.93 Kg/cm².

Ejemplo

Caso No. 6.- Misma especificación original con mas de cinco años de uso, marca "gran patito", procedencia de un fabricante ocasional. El factor "E" eficiencia de soldadura lo debemos bajar a 0.7 como valor máximo.

$$p = \frac{TS.E.t}{Fs.R} = \frac{3873 \times 0.7 \times 19}{5.5 \times 1422} = 6.58 \text{ Kg/cm}^2$$

Esta presión máxima permisible es el 6.58 = 47.2 % de la calculada por un 13.93 fabricante como el citado en el Caso No.1. Le estamos bajando 52.8% de la señalada originalmente

Para boquillas de válvulas de seguridad en calderas tubos de fuego, ver PFT-44 (pag. 141)

Los orificios de las válvulas de seguridad se deben calcular de acuerdo a la NOM-093-SCFI-1994 publicada en el diario oficial del lunes 8 de diciembre de 1997 página 50. Para la conversión de diferentes fluidos, aplicar apéndice "F" de la misma norma que a su vez, corresponde al apéndice 11 párrafo 11-1 del Código ASME Sección VIII Div. 1 (pag. 853). La fórmula para "aire" de la Norma en página 67 del mismo Diario Oficial le falta un signo de raíz cuadrada.

Dice

$$W_a = \frac{CKAP M}{1316 T}$$

673

Debe decir

$$W_a = \frac{CKAP}{1316} \sqrt{\frac{M}{T}}$$

Para cálculo de orificios de válvulas de seguridad en calderas según ASME ver PG69 2 (pag. 58) Para recipientes a presión, ver UG131 (pag. 102) Código ASME Sección VIII Div. 1.

Para cálculo de válvulas de seguridad en aplicaciones PETROQUIMICAS se puede consultar con las siguientes publicaciones.

API - RP 520 parte I.- *Design*

API - RP 520 parte II.- *Instalación*

~~API - RP 520~~ *prácticas recomendadas*

API - Estandar 2000

API - STD 526

API - STD 527

Código ASME Sección VIII Div. 1 UG 125 a UG 136

Para válvulas de seguridad en **Calentadores de Líquido Térmico** consultar PVG (pag. 163) Código ASME Sección I

ASUNTOS VARIOS

Para especificación de tubería externa de la caldera, ver exigencias de Preámbulo pag. xxiii y PG 58.3 (pag. 44) del Código ASME Sección I, remiten a Power Piping ASME B31 1

Taponés fusibles A-19 (pag. 178) del mismo Código.

CRITERIOS AUXILIARES EN LA REVISIÓN DE MEMORIAS DE CÁLCULO COMO UNIDADES VERIFICADORAS EN CASOS ESPECIALES

CALCULOS DE LA PRESIÓN MÁXIMA PERMISIBLE

Calderas usadas A-33 @ A-40 Código ASME Sección I Edición 1989.

$$S = \frac{T_s}{F_s}$$

S = Esfuerzo máximo permisible a la temperatura de operación del metal en kg/cm².

T_s = Resistencia última a la tensión, en otras palabras, Límite elástico superior.

F_s = Factor de Seguridad

Factores de seguridad.- Considerar los siguientes:

- 4.0 Calderas hasta de cinco años c/certificado de fabricación
- 4.5 Calderas con más de cinco años c/certificado de fabricación
- 5.0 Calderas hasta cinco años s/certificado de fabricación
- 5.5 Calderas con más de cinco años s/certificado de fabricación

Eficiencia de soldadura – Considerar los siguientes factores:

E = 100% Para casos totalmente radiografiados

E = 85% Para casos radiografiados por puntos

E = 70% Para casos no radiografiados con respaldo al momento de soldadura

E = 60% Para casos no radiografiados sin respaldo al momento de la soldadura

Cuando no se conoce la especificación de acero, el esfuerzo T_s no debe ser mayor de 3873 kg/cm².

En caso de fabricación muy dudosa, use T_s = 3169 kg/cm².

En la revisión de espesores se debe comparar con los mínimos exigidos por ASME. Tubos de fuego PFT-9 (pag 123)

VÁLVULAS DE SEGURIDAD

PG67 1 (pag. 54) Calderas de más de 46 7 m² de superficie de calefacción (100 CC) deberá tener 2 o más válvulas de seguridad

PG67.1 Cuando la capacidad excede de 400 Lb/h (400 ÷ 34.5 = 11.59 CC), la capacidad másica de la válvula de seguridad se calcula por A-12 (pag. 177)

$$W = \frac{C \cdot H \cdot 0.75}{1100}$$

W = Peso del vapor generado por hora (Lb)

C = Peso total o volumen del combustible quemador por hora en el momento de máximo forzamiento Lb o pie³

H = Poder calorífico (ver A-17) (pag 177)

Comparar A-12 (pag. 177) con PG70 (pag. 61) – En revisión de cálculos, usar cifra mayor.

Las cifras de eficiencia de los cordones de soldadura generalmente aceptados son los siguientes :

Para casos totalmente radiografiados

$$E = 100\%$$

Para casos radiografiados por puntos

$$E = 85\%$$

Tabla UW-12

Para casos no radiografiados

$$E = 70\%$$

Para casos no radiografiados y sin respaldo al momento de la soldadura

$$E = 60\%$$

Tabla UW-12

Todos estos cálculos obviamente son válidos si la caldera esta libre de incrustaciones, no tiene ampollas, no presenta corrosión, no tiene fragilización cáustica y las pruebas no destructivas son aprobadas al 100 %.

Al momento de revisar lo relativo a la envolvente, debemos analizar los registros de hombre según PFT-43.2.

Calderas tubos de fuego con diámetro de envolvente mayor de 1219 mm (48 pulg) deben tener cuando menos un registro de hombre, elíptico no menor de 305 mm x 407mm o circular de 381 mm de diámetro.

PFT-43.4. Igualmente las calderas deben tener "mangas" ó "pantallas" térmicas según PG 59.2 para evitar choques térmicos.

También se debe comparar el espesor de la envolvente con los mínimos exigido por A.S.M.E. en PFT-9

Exigen 13mm mínimo para envolventes mayores de 1829 mm de diámetro.

ESPEJOS-Planchas planas donde se insertan los tubos flux. *artículo 105*

Cálculo de la presión máxima permisible en Kg/cm^2 en placas planas (espejos) atirantadas con pernos de sección uniforme y simétricamente espaciados Párrafo PG46 Sección I código ASME

$$P = \frac{t^2 \cdot S \cdot C}{p^2}$$

P = presión máxima permisible en Kg/cm²

t = Espesor de la placa en mm.

S = esfuerzo máximo permisible en Kg/cm² $\frac{T_s}{F_s}$

C = constante que depende del espesor de la placa y forma de sujeción de los tirantes. Oscila entre 2.1 y 3.2 según tabulador de ASME

p = paso máximo de los tirantes, medido entre líneas rectas que pasan a través de los centros de pernos atirantadores en las diferentes líneas, las cuales pueden ser horizontales o verticales, o radiales y circunferenciales.

Veamos como ejemplo la revisión de cálculo de espejos para la misma envolvente de los seis casos anteriores .

Tenemos un espesor de espejo $t = 19.05$ mm

Radio envolvente = 1422 mm

Esfuerzo máximo permisible $S = 1230 \text{ Kg/cm}^2$

paso $p = 215.9 \text{ mm}$

Calculando la presión máxima permisible de nuestro caso tenemos :

$$P = \frac{t^2 \cdot S \cdot C}{p^2} = \frac{19.05^2 \times 1230 \times 2.2}{215.9^2} = 21.06 \text{ kg/cm}^2$$

PFT9.2 exige un espesor mínimo de 14.3mm (9/16") para espejos con diámetro mayor de 1829 mm..

Por lo tanto 19.05 mm de nuestro caso es aceptable.

Existen distintas formas de fijar los tirantes

Tapas

Planas

Artículo 104
Fundamentación

Abombadas

Artículo 106
Fundamentación

Con ceja

Sin ceja

Con tirantes

Sin tirantes

Semi esféricas

Tori-esféricas

Semi elípticas

Artículo 107

Fundamentación
rebordes doblados
interiores

Artículo 105
para cejas

importante

Es necesario Revisar PW 19.4 para aceptar o rechazar la sujeción de los tirantes. El área del tirante se calcula por PFT-32

aquí entra la 46A

Cálculo de tapas abombadas.
Aplicar PG-29

*artículo 106
Fondo convexo*

$$t = \frac{5 PL}{4.8 S}$$

t = espesor mínimo de la tapa.

P = presión de trabajo máxima permisible por el lado cóncavo

L = radio al cual se ha abombado la tapa medida por el lado cóncavo. Cuando existan dos radios tomar el radio mayor

S = Esfuerzo de trabajo máximo permisible permitido por A.S.M.E.

Cálculo de tapas semi-esféricas

Artículo 106

Aplicar PG 29.11. Nos dá tres fórmulas

$$t = \frac{P.L.}{1.6.S} \quad (1) \quad t = \frac{PL}{2.S-0.2.P} \quad (2)$$

La fórmula (2) se utiliza para tapas cuyo espesor excede de 13 mm y esten soldadas a envolventes circulares perfectas.

Si el espesor excede 35.6 % el radio interior, se aplica:

$$t = L (Y^{1/3} - 1) \quad (3)$$

Factor

$$Y = \frac{2(S+P)}{2S-P}$$

Por ASME

Los hogares o fogones pueden ser de varios tipos:

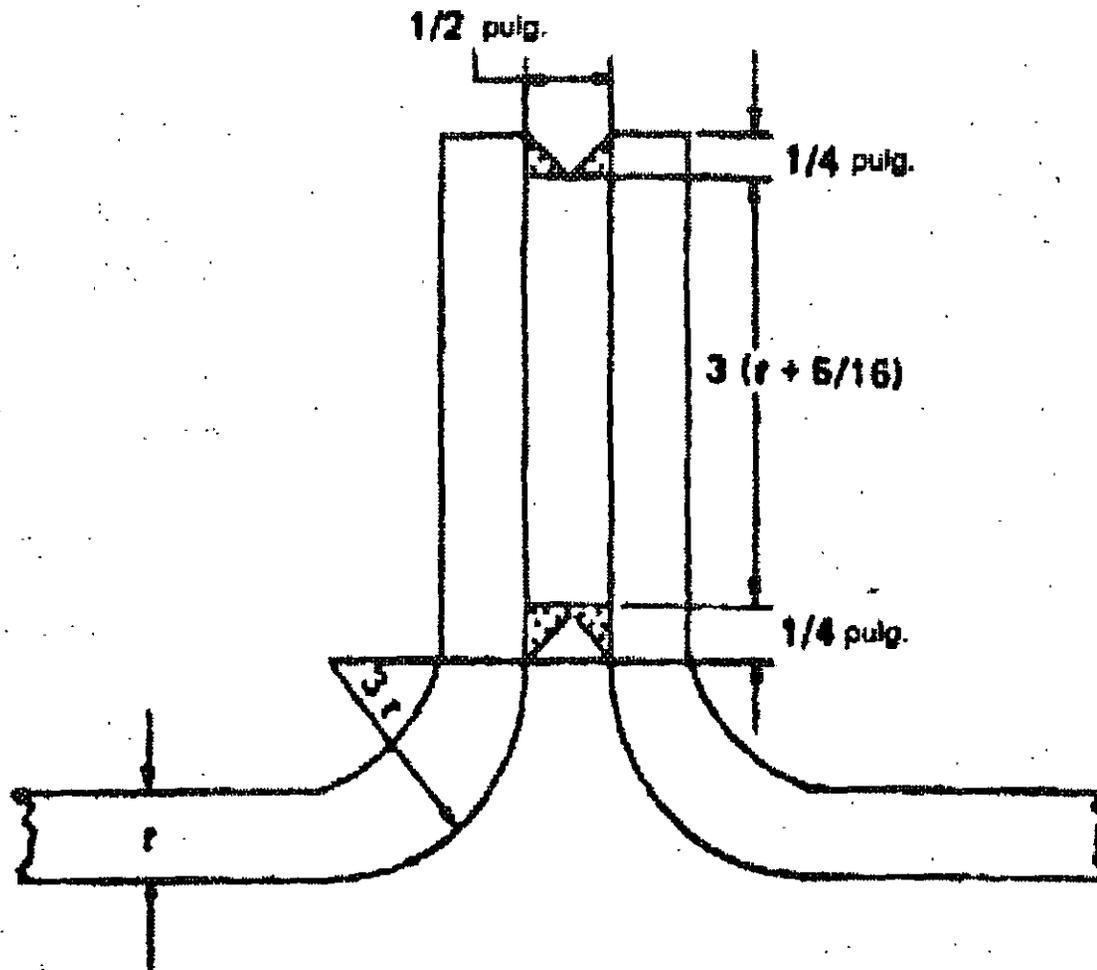
1.- Circulares sencillos sin tirantes hasta 965mm de diámetro con espesores mínimos de 7.93 mm (5/16"). PFT-14.1

2.- Hornos circulares atirantados, mayores de 965 mm de diámetro. PFT-15

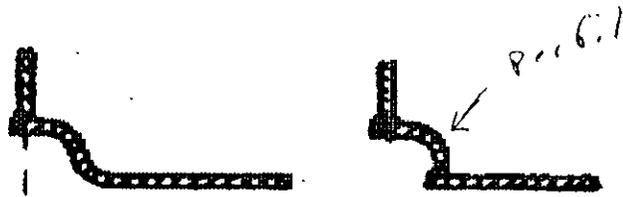
3.- Hornos tipo Adamson en secciones no menores de 457 mm (18") de diámetro y no menores de 7.93 mm (5/16") de espesor. PFT-16

4.- Hornos circulares lisos con anillo de refuerzo. PFT-17

5.- Hornos corrugados tipo Morison PFT-18. La forma de calcular la presión máxima aceptable para cada tipo de horno es distinta y a veces puede considerarse compleja



**FIG. PFT-16 CONSTRUCCION DE HORNO
 TIPO ADAMSON**



Opciones para ensamblado de extremo

Soldadura continua de penetración completa por ambos lados del los anillos

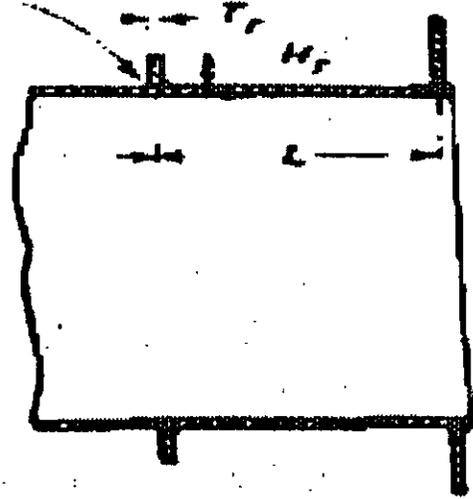
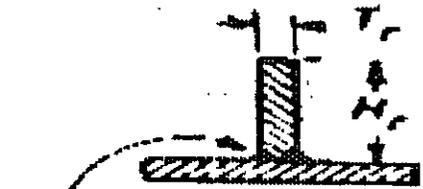
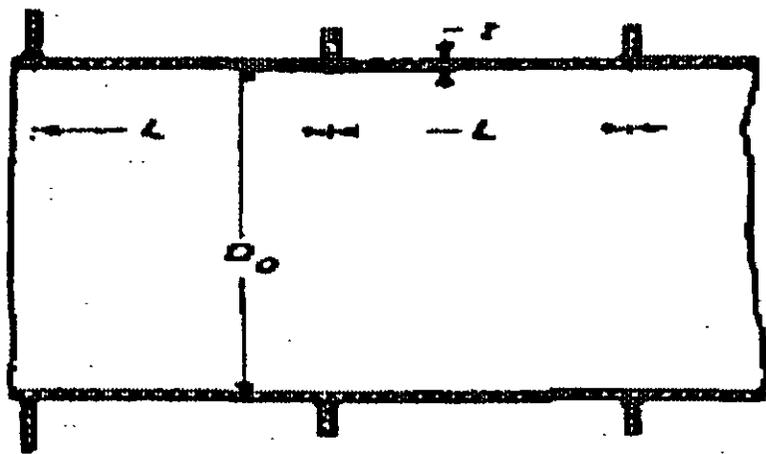
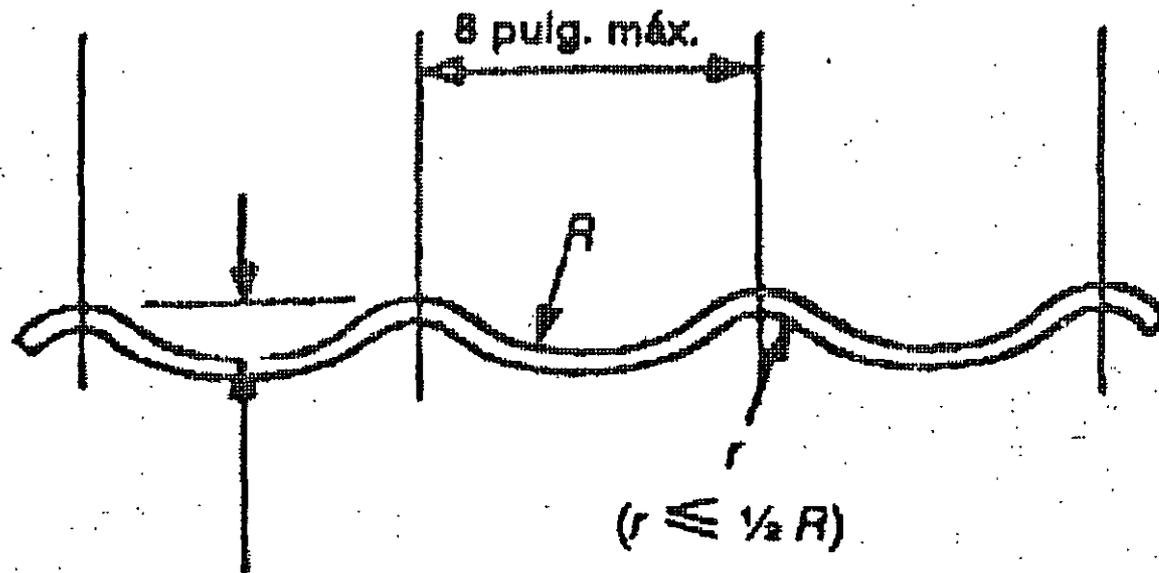


FIG. PFT-17.2 TIPO ACEPTABLE DE HORNO REFORZADO CON ANILLOS



Curva de suspensión con
profundidad de 1 1/4 pulg. mín.

FIG. PFT-18.1 HORNO MORISON

HOGAR-HORNO-FOGÓN-(INTERIOR)

Cálculo de la presión externa máxima permisible de trabajo de un hogar corrugado tipo Morison según párrafo PFT-18.1

Equivalente al artículo 103

$$P = \frac{C t}{D}$$

artículo 103
 $P = \frac{1000 \times e}{D} - 2$

P = Presión máxima externa permisible de trabajo del hogar en Kg/cm²

C = Constante para hogar Morison (Sistema Métrico).

Veamos como ejemplo la revisión de un hogar tipo Morison de una caldera en 10.5 Kg/cm²

Diám. medio del hogar = 1174.75 mm

Espesor de placa = 15.875mm

C = 1096.815 Kg/cm² en PFT-18.1

artículo 103

$$P = \frac{1000 \times 15.875}{1174.75} - 2 = 11.5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$P = \frac{1096.815 \times 15.875}{1174.75} = 14.822 \text{ Kg/cm}^2$$

Comparando el espesor mínimo aceptable que debe ser de (5/16") 7.94mm según A.S.M.E. PFT-18.1. Por lo tanto el hogar de 15.875 mm es aceptable.

Cálculo de hogares circulares, lisos, mayores de 965 mm contemplados en Párrafos PFT-14.1; PFT-51

Equivalente al artículo 101

$$P = \frac{4B}{3 (D_0/t)}$$

P.- Presión externa máxima permisible de trabajo del hogar en Kg/cm²

$$\left[\frac{2000(e-r)}{D} \right]^2$$

$$K \cdot L + \left[\frac{2000(e-r)}{D} \right]^2$$

B.- Factor determinado a partir de gráfica de material aplicable del apéndice A-28 para la temperatura máxima del metal fijada en base de diseño expresado en Kg/cm^2 .

Do.- Diámetro exterior del horno.

t.- Espesor mínimo en cm.

Secuencia de cálculo señalada en el código:

1.-Determine la relación Longitud/diámetro(L/Do).

2.-Determine la relación Diámetro/espesor (Do/t).

3.-Determine un Factor llamado Factor "A" *Pag 220,221*

4.-Con el Factor "A" y la característica del material y temperatura obtenga el Factor "B".

*Ver grafica
Pag 221,222 v 224 del ASME seccion 1*

Ejemplo : Hogar circular liso de 4680 mm de longitud; 1168.4 mm de diámetro exterior; acero SA515-70 con 25.4mm de espesor, Temp.480°C.

Cálculo :

1.-Determinamos
$$\frac{L}{D_o} = \frac{4680}{1168.4} = 4.00$$

2.-Determinamos
$$\frac{D_o}{t} = \frac{1168.4}{25.4} = 46$$

3.-Con estas relaciones determinamos el Factor "A" = 0.001

4.-Con el Factor "A" y la temperatura de 480°C determinamos el factor "B"

Factor B = 4700 Lb/pulg = 331 Kg/cm²

Leído en gráfica

Cálculo de un horno liso circular con anillos de refuerzo según párrafo PFT-17 Sección I del código ASME.

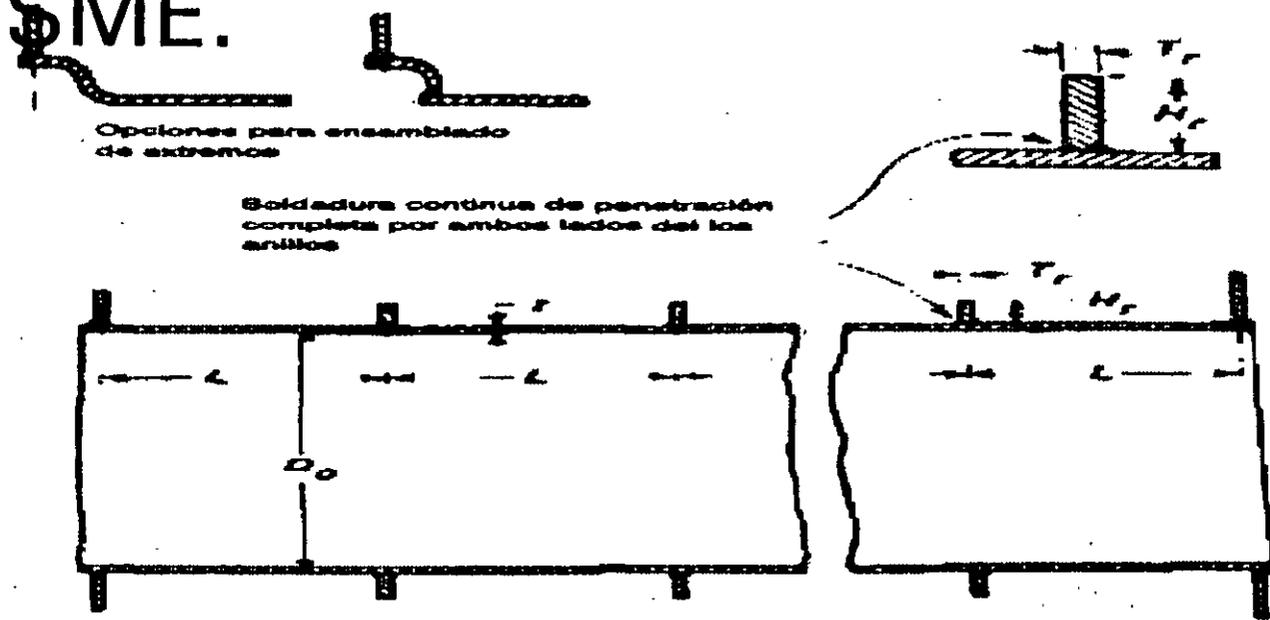


FIG. PFT-17.2 TIPO ACEPTABLE DE HORNO REFORZADO CON ANILLOS

Los anillos de refuerzo tienen una serie de limitantes para poder ser aceptados y estas son las siguientes:

a) El anillo de refuerzo debe ser de sección rectangular y fabricado en una sola pieza o de secciones de placa o barras siempre y cuando se utilice soldadura de penetración completa en su armado

b) El anillo de refuerzo debe tener un espesor no menor de $5/16$ pulg., ni mayor de $13/16$ pulg. y en ningún caso un espesor mayor que $1 \frac{1}{4}$ veces el espesor de la pared del horno

c) La relación de la altura del anillo de refuerzo a su espesor (H_r/T_r) no sea mayor de 8 ni menor de 3

d) El anillo de refuerzo sea fijado al horno por medio de soldadura de penetración completa en cada lado

e) El espesor de la pared del horno sea de un mínimo de $5/16$ pulg.

El espacio L entre anillos no sea mayor de 60 t ó 36 pulg., lo que resulte menor de ambas cifras.

f) La temperatura de diseño del horno sea tomada como 100°F (55.5°C) arriba de la temperatura del agua.

h) El diseño de la caldera permita la sustitución del horno. Un anillo abocinado o soldado con perfil de gola es un tipo aceptable de ensamble.

i) El ensamble del horno completo sea tratado térmicamente posterior a la soldadura. No se requiere exámen radiográfico.

j) La presión máxima de trabajo permisible se determine de acuerdo con PFT-51.

El método de cálculo y/o revisión en hornos lisos con anillos de refuerzo, se basa en una comparación entre dos momentos de inercia

Ig.- Momento de inercia geométrico puro del anillo de refuerzo

Is.- Momento de inercia según fórmula de A.S.M.E.

Mandatorio $I_s < I_g$

Momento de inercia es el área de una sección multiplicada por la cantidad de la distancia a su eje. Cuando se utiliza la fórmula de inercia

Fórmulas básicas para cálculo de un horno liso con anillos de refuerzo según párrafo PFT-17

$$B = \frac{P \times D_o}{t + A_s/L_s} \quad (1)$$

$$I_s = \frac{D_o^2 \cdot L_s [t + (A_s/L_s)]}{14} \quad (2)$$

B.- Factor que se encuentra en la gráfica aplicable de A-28. Sección I Figs. PFT 51.1.2 y PFT 51.1.3

P.- presión máxima permitida de operación.

Do.- Diámetro exterior del horno igual a diámetro interior del anillo.

t.- espesor del horno.

As.- Area del anillo de refuerzo.

Ls.- Separación entre ejes de anillos de refuerzo.

A.- Factor obtenido en gráfica de A 28 Figuras PFT 51.1.1 y PFT 51.1.3

El proceso de cálculo según PFT-17 es el siguiente :

Paso 1.- Determine la sección transversal del anillo de refuerzo ($T_r * H_r$) y la distancia entre ejes de uno y otro anillo "Ls".

Calcule A_s y el momento de inercia del anillo de refuerzo I_g .

Paso 2.- Calcule "B" según la formula básica anterior, referida en PFT-17.

Do.- Diámetro exterior del horno igual a diámetro interior del anillo.

t.- espesor del horno.

As.- Area del anillo de refuerzo.

Ls.- Longitud entre ejes de anillos de refuerzo.

A.- Factor obtenido en gráfica de A 28 Figuras PFT 51.1.1 y PFT 51.1.3

Paso 3.- En la gráfica de A-28 determine el factor “A”.

Paso 4.- Calcule el momento de inercia requerido según la fórmula.

$$I_s = \frac{D_o^2 \cdot L_s \cdot [t + (A_s/L_s)] \cdot “A”}{14}$$

14

Párrafo PFT-17.11.1

Si el momento de inercia I_s del Paso 4 es menor que el momento de inercia calculado en el paso 1, los anillos están bien. Si el I_s del paso 4 es mayor que el momento de inercia I_g calculado en el paso 1, los anillos están mal, no se aceptan.

Ejemplo de cálculo :

Hogar liso circular con anillos de refuerzo de las siguientes características.

L.- Longitud del horno 468 cm

Do.-Diámetro Ext. del horno 116.84 cm.

Presión max. de operación 10.5 Kg/cm².

Acero SA515-70; espesor $t = 1.9$ cm

Temperatura 480°C.

No. de anillos de refuerzo : Cuatro

Sección del anillo $Tr = 1.3 \text{ cm} \times$
 $Hr = 5.08 \text{ cm}$

$$L_s = 468/5 = 93.6 \text{ cm.}$$

Observación : Los anillos son
cuatro pero los espacios para L_s
son cinco

Solución según ASME antes indicada :

Paso 1:

(Sección transversal del anillo de refuerzo)

$$A_s = 1.3 \times 5.08 = 6.604 \text{ cm}^2$$

Momento de inercia de la sección del anillo de refuerzo

$$I_G = \frac{\pi}{64} (D_{\text{ext}}^4 - d_{\text{int}}^4) = \frac{3.1416}{64} (127^4 - 116.8^4) \\ = 3261619 \text{ cm}^4$$

Paso 2.- Obtención del factor "B" de
Párrafo PFT-17

$$B = \frac{10.5 \times 116.8^4}{1.9 + (6.604 / 93.6)} = 622 \text{ Kg/cm}^2$$

(8832.4 Lb/pulg²)

Paso 3

En la gráfica de A-28 el Factor "A"
correspondiente es 0.007

Ver Pag 222 de AMIME

Paso 4

De Párrafo PFT-17.11.1 indicados anteriormente tenemos:

$$I_s = \frac{116.84^2 \times 93.6(1.90 + 6.604 / 93.6) \times 0.007}{14}$$

$$I_s = 1258 \text{ cm}^4$$

$$1258 < 3261619$$

Por lo tanto los anillos fabricados si satisfacen el requerimiento del refuerzo.

TUBOS FLUX

Cálculo de tubo flux en calderas tubos de fuego (presión externa).

El código ASME Sección I en ediciones anteriores daba la siguiente fórmula :

$$P = 14,000 \frac{(t-0.065)}{D}$$

P = presión máxima permisible en Lb/pulg²

t = espesor mínimo del tubo en pulg.

D = diámetro exterior del tubo en pulg.

También daba la siguiente tabla, producto de la aplicación de la fórmula anterior.

(Ver tabla en sus apuntes)

Este cálculo y aplicación es sencillo y de fácil aplicación, sin embargo ASME en sus recientes ediciones ya omitió estas fórmulas y tablas para este tipo de calderas. Para calderas tipo tubos de fuego nos remite a PFT-50 y PFT 51.1.2.

Ver pag. 144 ASME

Veamos un ejemplo de cálculo de tubo flux aplicando nuevas ediciones del ASME para caldera tubos de fuego. Tubo flux de 63.5 mm (2.5 pulg) de diámetro exterior 4600 mm de longitud, especificación SA178 con costura calibre BWG No.10 espesor de (0.135 pulg) 3.429 mm aplicando PFT 12; PFT 50 y PFT 51. ¿Cual será su presión Max de trabajo permitida?

$$L/D_o = \frac{4600}{63.5} = 72.4 \quad (\text{mayor de } 10 \text{ y} \\ \text{tambi\u00e9n} \quad \downarrow \quad \text{mayor de } 50)$$

$$D_o/t = \frac{63.5}{3.429} = 18.5$$

En tabla de A-28 en coordenadas y abcisas L/D_o y Factor "A" encontramos un factor "A" = 0.004 y tambi\u00e9n encontramos factor "B" = (6250 Lb/pulg²) 440 Kg/cm²

Aplicando fórmula de párrafo PFT
51.1.1

$$P = \frac{4B}{3(D_o/t)} = \frac{4 \times 440}{3 \times 18.5} = 31.7 \text{ Kg/cm}^2 \quad (450 \text{ Lb/pulg}^2)$$

Comparando esta cifra con la tabla de ediciones antiguas, encontramos 28.16 Vs 31.7 Kg/cm² (450 Vs 400 Lb/pulg²)
Notamos que la tabla anterior contenía cifras más conservadoras. Por esto, muchos Ingenieros siguen utilizando tabla de ediciones anteriores.

Para calderas tipo tubos de agua ASME Sec. I nos remite a PG9 y PG27.2 cuya aplicación ya utilizamos antes, en el cálculo de envolventes.

Actualmente para omitir cálculos rutinarios el código publica la siguiente tabla.

(Ver tabla en sus apuntes)

Observación: Para una presión dada, es mas resistente un tubo flux aplicado en calderas tipo tubos de agua que aplicado en calderas tubos de fuego.

Revisión y cálculo de las boquillas para válvulas de seguridad según PFT-44

$$A = \frac{H.V}{377.4}$$

A.- área mínima requerida en cm^2

H.- superficie de calefacción total en m^2

V.- volumen específico del vapor en cm^3/g

Cuando se instalan varias válvulas se divide el área total entre el número de válvulas.

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

Verificación de la capacidad de válvulas de seguridad.

Según PG-67, las calderas con menos de 46.73 m² de superficie de calefacción, pueden tener una válvula de seguridad. Superficies mayores de 46.73 m² deben tener dos a más válvulas de seguridad.

artículo No. 43

La capacidad de descarga de las válvulas de seguridad se determina por el párrafo A-12

$$W = \frac{C \cdot H \cdot 0.75}{611.1}$$

W.-Peso del vapor generado por hora (Kg)

H.-Poder calorífico del combustible en (Kcal/Kg).

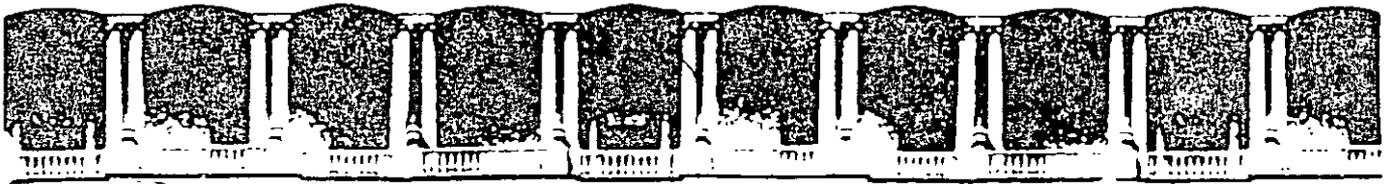
"H" Tomarlo de A-17- Sección I de ASME

C.-Cantidad máxima de combustible que pueda quemar al momento de forzamiento.

La capacidad de descarga de la (s) válvula (s) de seguridad debe ser igual o mayor a la cifra que obtengamos de esta última cifra calculada.

Igualmente la capacidad de descarga considerada de la (s) válvula (s) de seguridad debe ser igual o mayor a la información que aparece en PG-70.

Obviamente la presión de disparo de las válvulas de seguridad será igual o menor a la presión máxima permisible del elemento estructural con la menor cifra de resistencia mecánica calculada anteriormente.



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

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN INGENIERIA DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

MODULO III: RECIPIENTES A PRESION, PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS Y VÁLVULAS DE SEGURIDAD

TEMA

INSPECCION DE CALDERAS Y RECIPIENTES SUJETOS A PRESION

**EXPOSITOR: ING. JORGE IZAGUIRRE MONTIEL
PALACIO DE MINERIA
SEPTIEMBRE DEL 2001**

**CONSTITUCIÓN
POLITICA DE LOS
ESTADOS UNIDOS
MEXICANOS**

LEY FEDERAL DEL
TRABAJO

LEY FEDERAL DEL
TRABAJO

REGLAMENTO FEDERAL DE SEGURIDAD, HIGIENE Y MEDIO AMBIENTE DE TRABAJO

REGLAMENTO FEDERAL DE SEGURIDAD, HIGIENE Y MEDIO AMBIENTE DE TRABAJO

Toda **persona tiene derecho al trabajo digno y socialmente útil**: al efecto, se promoverán la creación de empleos y la organización social para el trabajo, conforme a la ley.

El trabajo es un derecho y un deber sociales. No es artículo de comercio, exige respeto para las libertades y dignidad de quien lo presta y **debe efectuarse en condiciones que aseguren la vida, la salud** y un nivel económico decoroso para el trabajador y su familia.

El trabajo es un derecho y un deber sociales. No es artículo de comercio, exige respeto para las libertades y dignidad de quien lo presta y **debe efectuarse en condiciones que aseguren la vida, la salud** y un nivel económico decoroso para el trabajador y su familia.

Las empresas, cualquiera que sea su actividad, estarán obligadas a **proporcionar a sus trabajadores, capacitación o adiestramiento para el trabajo**, La ley reglamentaria determinará los sistemas, métodos y procedimientos conforme a los cuales los patrones deberán cumplir con dicha obligación;

Contar con el personal capacitado **para la operación y mantenimiento de los equipos**.

Difundir el manual entre los trabajadores encargados de la operación, mantenimiento y seguridad.

Los empresarios serán **responsables de los accidentes del trabajo y de las enfermedades profesionales de los trabajadores**, sufridas con motivo o en ejercicio de la profesión o trabajo que ejecuten; por lo tanto, los patronos deberán pagar la indemnización correspondiente, según que haya traído como consecuencia la muerte o simplemente incapacidad temporal o permanente para trabajar, de acuerdo con lo que las leyes determinen.

El patrón estará obligado a **observar**, de acuerdo con la naturaleza de su negociación, **los preceptos legales sobre higiene y seguridad** en las instalaciones de su establecimiento y adoptar las medidas adecuadas para prevenir accidentes en el uso de las maquinas, instrumentos y materiales de trabajo, así como a **organizar de tal manera éste**, que resulte la mayor garantía para la salud y la vida de los trabajadores y del producto de la concepción, cuando se trate de mujeres embarazadas. Las leyes contendrán, al efecto, las sanciones procedentes en cada caso;

ORGANIZACIÓN DEL TRABAJO

- AUTORIDAD Y RESPONSABILIDAD DEL PERSONAL
- FUNCIONES
- OBLIGACIONES
(OPERACIÓN, MANTENIMIENTO Y SUPERVISIÓN)

OBLIGACIONES DE LOS PATRONES:

Cumplir con las disposiciones de las normas de trabajo aplicables a sus empresas o Establecimientos.

Fijar visiblemente y difundir en los lugares donde se preste el trabajo, las disposiciones conducentes de los reglamentos e instructivos de seguridad e higiene

Tener autorizados por la Secretaría los equipos y conservar su vigencia de autorización de funcionamiento durante la vida útil de los equipos.

Elaborar y establecer por escrito **un manual de seguridad e higiene para la operación y mantenimiento de los equipos, sus accesorios y dispositivos**, conforme al Artículo 130 párrafo tercero. del Reglamento Federal de Seguridad, Higiene y Medio Ambiente de Trabajo.

Instalar, de acuerdo con los principios de seguridad e higiene, las fábricas, talleres, oficinas y demás lugares en que deban ejecutarse las labores, para prevenir riesgos de trabajo y perjuicios al trabajador, así como adoptar las medidas necesarias para evitar que los contaminantes excedan los máximos permitidos en los reglamentos e instructivos que expidan las autoridades competentes. Para estos efectos, deben modificar, en su caso, las instalaciones en los términos que señalen las propias autoridades.

Aislar, proteger e identificar los equipos y tuberías que se encuentren a temperaturas extremas en las áreas de tránsito de los trabajadores y en las áreas de operación de los equipos, conforme a las NOM-028 y 114-STPS.

Los equipos deben ser **instalados en lugares en donde los riesgos sean mínimos**, considerando los procesos, las condiciones de operación e instalación, los fluidos utilizados y las atmósferas circundantes al equipo, resguardados de impactos por maquinaria o equipo móvil, de acuerdo con los estándares industriales y las Normas Oficiales Mexicanas de la Secretaría del Trabajo y Previsión Social NOM-005, 008 y NOM-009-STPS. En las subestaciones eléctricas las condiciones de seguridad e higiene se sujetarán a la NOM-001-SEMIP-1994.

Permitir la inspección y vigilancia que las autoridades del trabajo practiquen en su establecimiento para cerciorarse del cumplimiento de las normas de trabajo y darles los informes que ese efecto sean indispensables, cuando la soliciten, los patrones podran exigir a los inspectores o comisionados que les muestre sus credenciales y les den a conocer las instrucciones que tengan;

Inspección extraordinaria: La efectúa la Dirección o la Delegación de oficio, a solicitud del patrón o usuario, o de la comisión de seguridad e higiene del centro de trabajo.

Inspección inicial:Primera verificación por la Dirección o la Delegación o la Unidad de Verificación, a los recipientes sujetos a presión y generadores de vapor o calderas, **para conocer de manera integral la seguridad de los aparatos de acuerdo a su diseño, elementos estructurales, accesorios, controles, equipo auxiliar e instalación, realizando las pruebas de operación correspondientes.**

Inspección periódica:La realiza la Dirección o la Delegación, a un recipiente sujeto a presión, generador de vapor o caldera **para constatar el estado de conservación de los equipos y comprobar el cumplimiento de la Norma, después de la inspección inicial.**

OBLIGACIONES DE LOS TRABAJADORES:

Cumplir con las disposiciones de las normas de trabajo que les sean aplicables:

Comunicar al patrón o a su representante las deficiencias que adviertan, a fin de evitar daños o perjuicios a los interesados y vidas de sus compañeros de trabajo o de los patrones:

Participar en los cursos de capacitación y adiestramiento para el manejo de los equipos.

Realizar las anotaciones correspondientes, consignando y reportando **las condiciones de operación de los equipos, así como cualquier alteración que pueda causar algún accidente o desperfecto.**

Operar los equipos **de conformidad con lo establecido en los manuales de procedimientos de seguridad** proporcionados por el patrón.

Materiales y sustancias químicas peligrosas: Son aquellos que por sus propiedades físicas y químicas al ser manejados, transportados, almacenados o procesados, **presentan la posibilidad de inflamabilidad, explosividad, toxicidad, reactividad, radiactividad, corrosividad o acción biológica dañina,** y pueden afectar la salud de las personas expuestas a causar daños materiales a instalaciones y equipos;

Seguridad e higiene en el trabajo: Son los **procedimientos, técnicas y elementos que se aplican en los centros de trabajo,** para el reconocimiento, evaluación y control de los agentes nocivos que intervienen en los procesos y actividades de trabajo, con el objeto de establecer medidas y acciones **para la prevención de accidentes o enfermedades de trabajo,** a fin de conservar la vida, salud e integridad física de los trabajadores, así como evitar cualquier posible deterioro al propio centro de trabajo;

Cuando las Normas expedidas por la Secretaría establezca el uso de equipos, procesos o tecnologías específicos, el patrón o sus representantes podrán **solicitar por escrito a ésta, autorización para utilizar equipos, tecnologías, y procedimientos o mecanismos alternativos,** mediante los cuales se de cumplimiento a los objetivos y finalidades correspondientes, acompañando las justificaciones respectivas.

PRUEBAS ALTERNAS:

- *RADIOGRAFIADO
- *ULTRASONIDO
- *PARTÍCULAS MAGNÉTICAS
- *LÍQUIDOS PENETRANTES

El cumplimiento de las Normas en los centros de trabajo **se podrá comprobar a través de los dictámenes que sean expedidos por las unidades de verificación, laboratorios de prueba y organismos de certificación acreditados** en los términos de la Ley Federal sobre Metrología y Normalización. Lo anterior, sin perjuicio de las atribuciones de la Secretaría para realizar visitas de inspección conforme a la Ley y a las disposiciones reglamentarias.

En los centros de trabajo los niveles máximos permisibles de contaminantes, no deberán exceder los límites establecidos por las Normas correspondientes.

En los centros de trabajo en donde se realicen actividades industriales, comerciales o de servicios altamente riesgosas, **los patrones elaborarán los programas para la prevención de accidentes** en la realización de tales actividades que puedan causar graves desequilibrios ecológicos, en términos del artículo 147 de la Ley General del Equilibrio Ecológico y la Protección al Ambiente.

El manual debe contener: Medidas de seguridad **durante el arranque, operación, paro y para el mantenimiento de los equipos, dispositivos, accesorios y equipos auxiliares**, así como los procedimientos **para el control y manejo en situaciones de emergencia y retorno a condiciones normales.**

CONDICIONES DE SEGURIDAD E HIGIENE

Las estructuras que soporten a los equipos, deben ser construidas para resistir los esfuerzos transmitidos a ellas por cargas o expansiones de los equipos. Cuando esten

expuestas a fuente de calor o corrosión, deben construirse y protegerse.

La presión de operación de los equipos, no debe exceder a la presión de calibración señalada en la autorización.

Los equipos deben instalarse libres de impactos y vibraciones, con iluminación y ventilación permanente, conforme a las NOM-015, 024 y 025-STPS.

DISPOSITIVOS DE SEGURIDAD EN LOS EQUIPOS.

Los generadores de vapor o calderas deben **contar cuando menos con una válvula de seguridad** calculada técnicamente para evitar riesgos durante la operación del equipo, cuyas características estén de acuerdo con las condiciones de operación.

Las válvulas de seguridad de los generadores de vapor o calderas, **deben instalarse en la parte superior de los mismos y tener la capacidad de descarga acorde al flujo de desfogue teórico.**

La presión de la calibración de las válvulas de seguridad utilizadas, **en ningún caso debe rebasar la presión de trabajo máxima permisible.**

Los accesos a los dispositivos de seguridad y equipos auxiliares deben **mantenerse libres en todo momento.**

Los pisos y accesos a los equipos, deben **mantenerse libres de obstáculos y materiales que entorpezcan el libre acceso,** de tal manera que sea posible realizar fácilmente maniobras en su cercanía.

Los generadores de vapor o calderas deben ser **instalados en locales o áreas destinadas específicamente para ellos.**

METODOLOGÍA PARA LA ELABORACIÓN DE LA MEMORIA DE CÁLCULO.

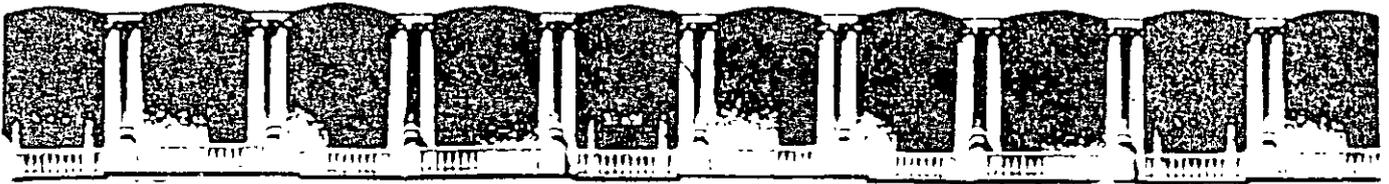
El desarrollo de la memoria de cálculo debe efectuarse **de acuerdo al código utilizado en el diseño del equipo** y, a falta de éste, adoptando una metodología técnica que permita conocer y justificar las presiones de operación del equipo.

ALTERACIÓN: Cualquier **cambio de las partes que conforman** al recipiente sujeto a presión, generador de vapor o caldera, **que modifique su capacidad de diseño para soportar la presión a la temperatura de operación** y que **requiera pruebas mecánicas** adicionales.

DEFORMACIÓN PERMANENTE: **Cambio de dimensiones o forma** de un recipiente sujeto a presión, generador de vapor o caldera, con respecto a las originales de fabricación, **como consecuencia de haber sido rebasado el límite elástico del material.**

MODIFICACIÓN: Cualquier **cambio que afecte la instalación, reparación o ubicación del equipo.**

REPARACIÓN: Conjunto de **trabajos necesarios para restaurar** los recipientes sujetos a presión, generadores de vapor o calderas **a especificaciones técnicas originales bajo condiciones de seguridad.**



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

"Tres décadas de orgullosa excelencia" 1971 - 2001

CURSOS ABIERTOS

DIPLOMADO EN INGENIERIA DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

MODULO III: RECIPIENTES A PRESION, PRUEBAS NO DESTRUCTIVAS Y VÁLVULAS DE SEGURIDAD

TEMA

TANQUES CRIOGENICOS

**EXPOSITOR: ING. JOSE LUIS TORRES JIMENEZ
PALACIO DE MINERIA
SEPTIEMBRE DEL 2001**

PROPIEDADES DEL AIRE

El aire no es un elemento ni un compuesto químico, es una mezcla de gases que pueden ser separados por diferentes métodos físicos, su composición aproximada es :

ELEMENTO	SIMBOLO	%
NITROGENO	N ₂	78
OXIGENO	O ₂	21
ARGON	Ar	0.9
BIOXIDO DE CARBONO	CO ₂	0.03

PROCESO DE OBTENCION DE OXIGENO, NITROGENO Y ARGON LIQUIDOS (LOX, LIN, LAR).

Se produce el oxígeno, nitrógeno y argón a partir de la destilación fraccionada del aire. el proceso se inicia con la **filtración** donde se separan las impurezas sólidas presentes en el aire tales como : polvo, insectos, hollín y basura. A continuación el aire pasa a una etapa de **compresión** elevar su presión y enviarlo al proceso, de esta manera entra a un sistema de **purificación** para eliminar la humedad. Bióxido de Carbono e Hidrocarburos.

Así el aire comprimido, seco y libre de impurezas es sometido a un **enfriamiento** a temperaturas criogénicas antes de enviarlo a las columnas de destilación donde por efectos de evaporación y condensación se separa en los elementos oxígeno, nitrógeno y argón para su almacenamiento.

PROCESO DE OBTENCION DEL BIOXIDO DE CARBONO

Es un compuesto formado por dos elementos carbono y oxígeno. El CO₂ no refinado (crudo), es obtenido de subproductos de las empresas petroleras en el proceso del amoníaco e hidrógeno.

Las empresas se encargan únicamente de purificarlo, deodorizar y licuar el bióxido de carbono.

El proceso se inicia con el suministro del CO₂ crudo a la succión del soplador para incrementar la presión y velocidad del fluido; después se envía a una torre de lavado donde se eliminan polvos.

Posteriormente y previo enfriamiento con agua, se elimina la parte de la humedad contenida en el CO₂ mediante un separador de humedad.

El siguiente paso del proceso es el secado, se realiza con un adsorbente de alúmina, una vez eliminada la humedad, se introduce el gas a unas torres de carbón activado para su deodorización.

La etapa de licuefacción del CO₂ se lleva a cabo en el evaporador del sistema de refrigeración.

PROPIEDADES BASICAS DEL OXIGENO

- a) Es un gas incoloro, inodoro, insípido y más pesado que el aire.
- b) El oxígeno líquido es de un color azul pálido.
- c) Ayuda a la combustión y oxidación en general sin arder, por lo cual se dice que es comburente y no combustible.
- d) La mezcla con hidrógeno en ciertas condiciones y proporciones forman una mezcla explosiva.
- e) Se combina fácilmente con otros elementos.

USOS DEL OXIGENO

- a) El oxígeno es utilizado para respiración artificial.
- b) En la combinación con un gas como : Acetileno e Hidrógeno.
- c) En la industria del vidrio . En la fabricación de ampollitas de vidrio para cerrarlas y contarlas mediante una flama de oxígeno propano.
- d) Se utiliza ampliamente en la fabricación del acero común y aceros especiales con objeto de reducir el tiempo de procesamiento.
- e) El oxígeno líquido se usa en combinación con el hidrógeno líquido

f) En las naves espaciales como mezcla de combustible.

PROPIEDADES BASICAS DEL NITROGENO

- a) Es un gas incoloro, inodoro, insípido, más ligero que el aire, no corrosivo y no inflamable.
- b) El nitrógeno líquido es incoloro.
- c) Es un elemento inerte, es decir, no reacciona con ningún otro elemento.
- d) El nitrógeno no arde ni puede mantener la combustión de los cuerpos inflamados, ya que tiene la particularidad de diluir el oxígeno, atenuando la actividad de este.

USOS DEL NITROGENO

- a) se emplea en la fabricación de colorantes, plásticos y productos farmacéuticos.
- b) Como gas tiene un uso intenso para crear atmósferas inertes, reduciendo la actividad del oxígeno en las oxidaciones y combustiones.
- c) En sistemas eléctricos se utiliza en los transformadores para mantenerlos en una cámara inerte.
- d) El nitrógeno líquido se usa como refrigerante en el transporte y preservación de alimentos.

PROPIEDADES BASICAS DEL ARGON

- a) Es un gas incoloro, inodoro, insípido, más pesado que el aire, no corrosivo y no inflamable
- b) Es un elemento inerte, ya que no reacciona con ningún elemento o compuesto
- c) El argón no arde, ni puede mantener la combustión de los cuerpos inflamados

USOS DEL ARGON

- a) El argón se usa para llenado a presión reducida de lámparas eléctricas incandescentes (86% de argón y 14% de nitrógeno a la presión de 0.3 kg/cm²) y con otros gases como helio, neón, kriptón y radón para el llenado de bulbos especiales y pantallas de imagen, con la finalidad de obtener efectos especiales de color.
- b) Se utiliza para crear atmósferas inertes en los procesos de soldadura y corte con algunos materiales como : aluminio, magnesio y titanio para prevenir la oxidación de los metales que se están usando o cortando.

PROPIEDADES BASICAS DEL GAS CARBONICO CO2

- a) Es un gas incoloro, inodoro, insípido y es más pesado que el aire.
- b) Se licua con facilidad a -10 °C aproximadamente y a la presión atmosférica.
- c) Es un gas inerte y no tóxico, pero tiene la particularidad de desplazar al oxígeno provocando asfixia.
- d) No es combustible, es decir, no arde y por lo tanto desplaza al oxígeno apagando los materiales incendiados.

USOS DEL GAS CARBONICO

- a) En grandes cantidades se utiliza en la industria embotelladora de bebidas gaseosas para el proceso de carbonatación del agua produciendo un sabor refrescante
- b) Para la conservación y congelación de alimentos.
- c) Como materia prima en la elaboración del carbonato de calcio
- d) Para el control y extinción de incendios

LIQUIDO CRIOGENICO

Son aquellos gases que por efecto combinado de la presión y temperatura se encuentran en estado líquido.

RECIPIENTE CRIOGENICO

Aparato construido para almacenar y operar con fluidos en estado líquido a temperaturas bajas y criogénicas.

Uno de los principales beneficios de la tecnología criogénica y baja temperatura, reside en el hecho de que un número importante de gases se transforma en líquido, a temperatura inferior a la del ambiente.

Para estos propósitos se considera lo siguiente:

TEMPERATURA BAJA	0 °C	a	- 100 °C
TEMPERATURA CRIOGENICA	- 100 °C	a	- 273°C

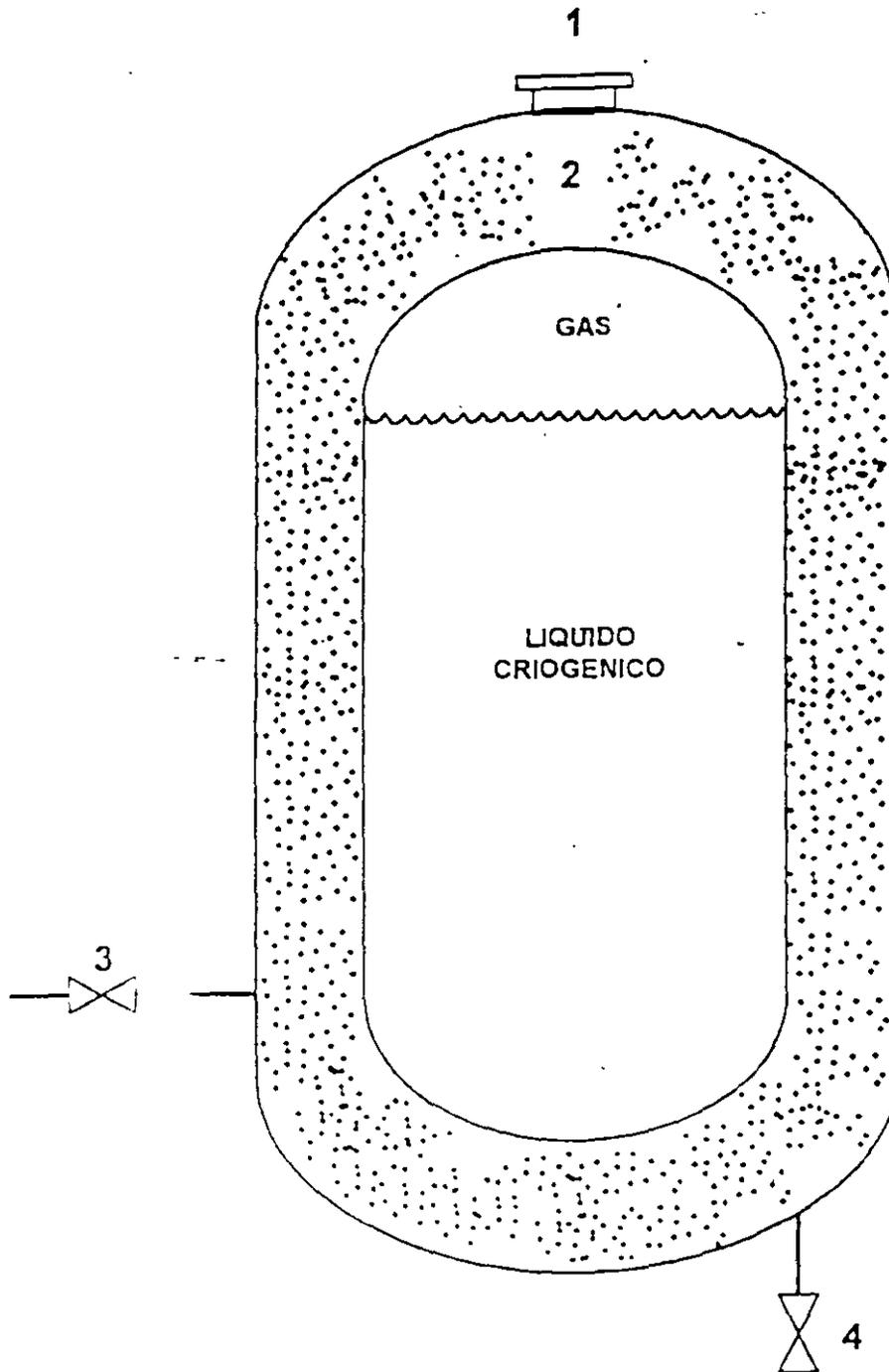
LOS TANQUES CRIOGENICOS SE PUEDEN CLASIFICAR DE LA SIGUIENTE MANERA :

a) Para el transporte	Horizontales
b) Para almacenamiento	Horizontales y verticales
c) Estacionarios y convertidores	Horizontales y verticales

DESCRIPCION DE LOS SISTEMAS DE UN TANQUE CRIOGENICO

- Sistema de vacío
- Llenado y consumo
- Elevo y relevo de presión
- Medición
- Seguridad

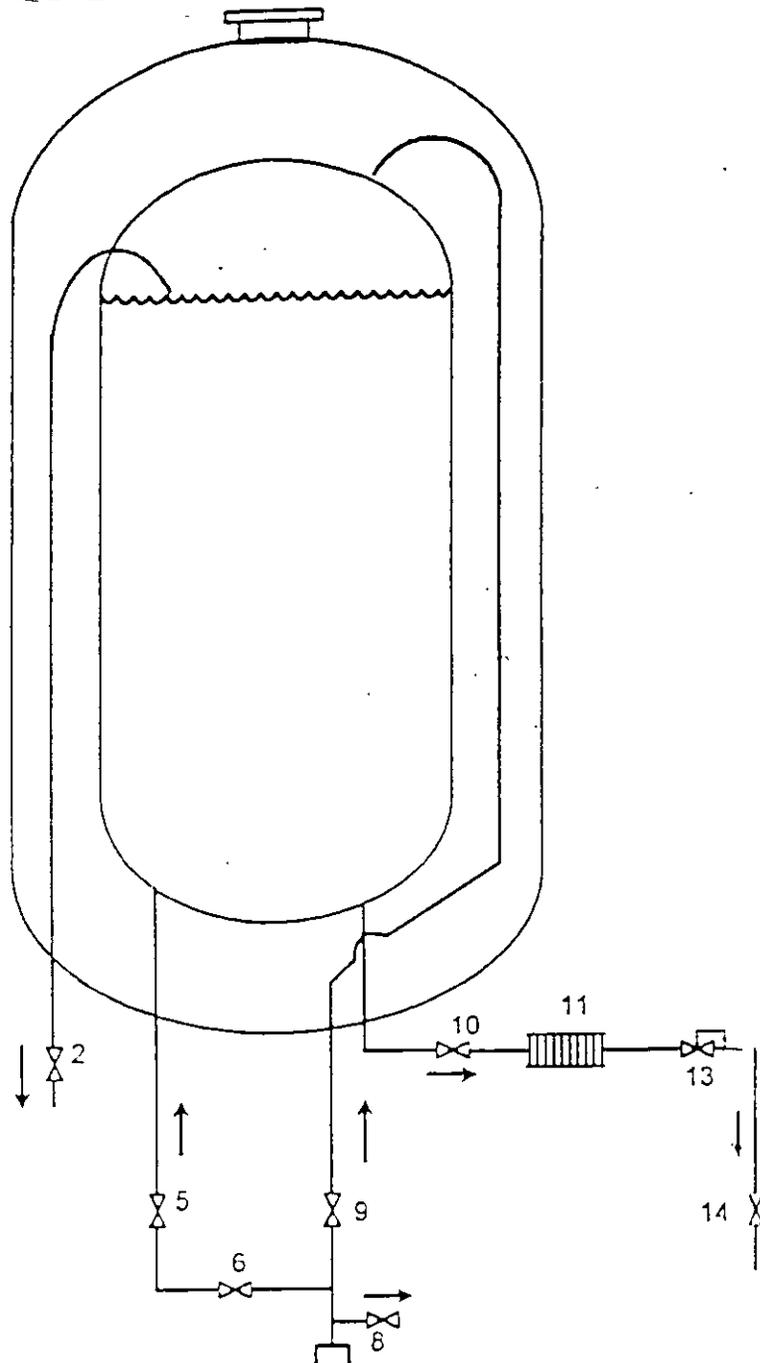
SISTEMA DE VACIO



1. FUSIBLE DE SEGURIDAD
2. CARLITA TIPO " D "
3. VALVULA HOKE PARA MEDIR VACIO
4. VALVULA PARA HACER VACIO (EVACUACION)

Figura No. 1

SISTEMA DE LLENADO Y CONSUMO

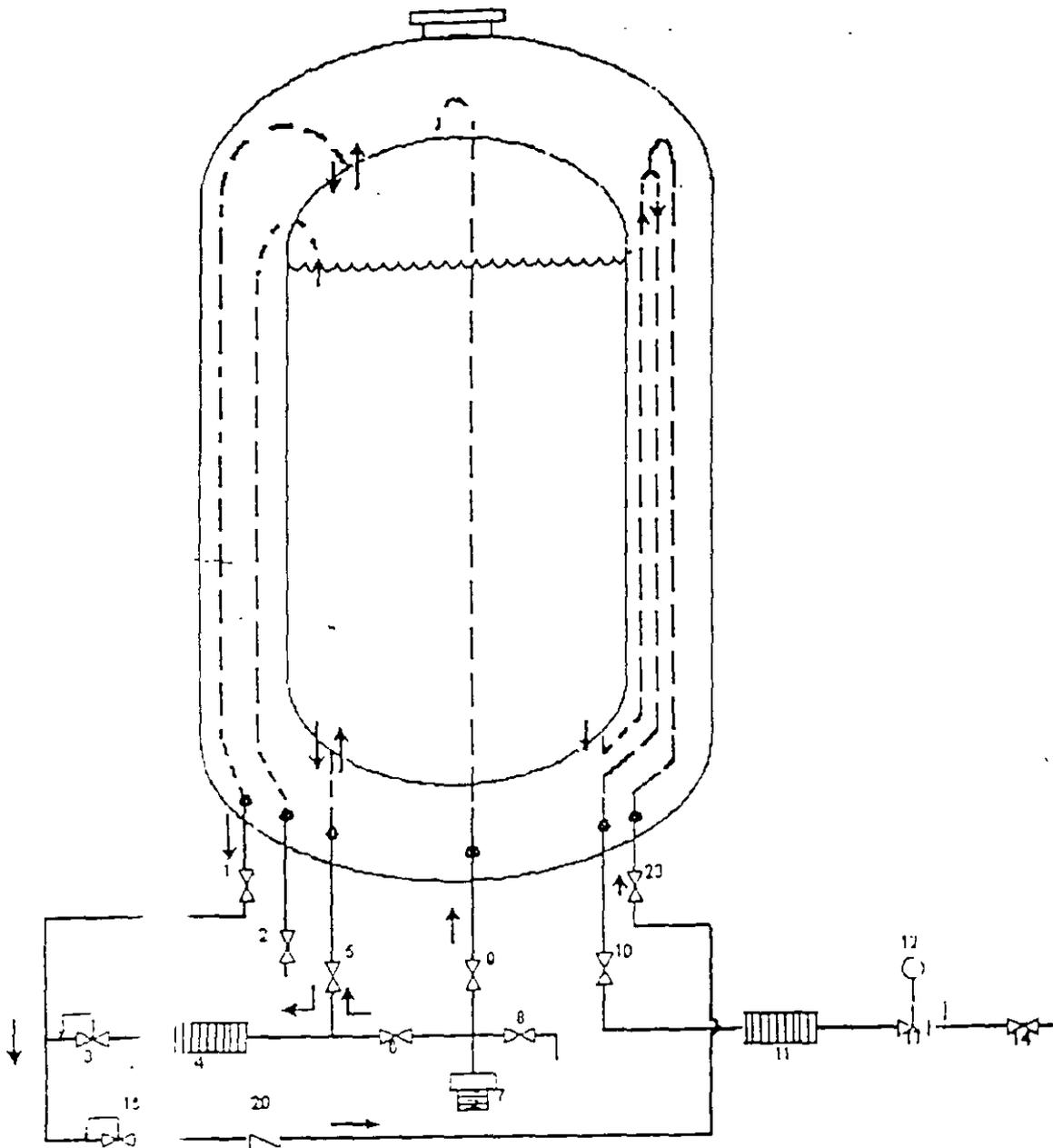


- 10 VALVULA DE LIQUIDO A CONSUMO
- 9 VALVULA DE LLENADO SUPERIOR
- 6 VALVULA DE LLENADO INFERIOR
- 6 VALVULA LIQUIDO PARA ELEVAR PRESION
- 2 VALVULA DE DERRAME

- 8 VALVULA DE PURGA
- 11 GASIFICADOR DE CONSUMO
- 13 REGULADOR DE LINEA
- 14 VALVULA DE CONSUMO DE GAS A TABLERO DE CONTROL

Figura No. 2

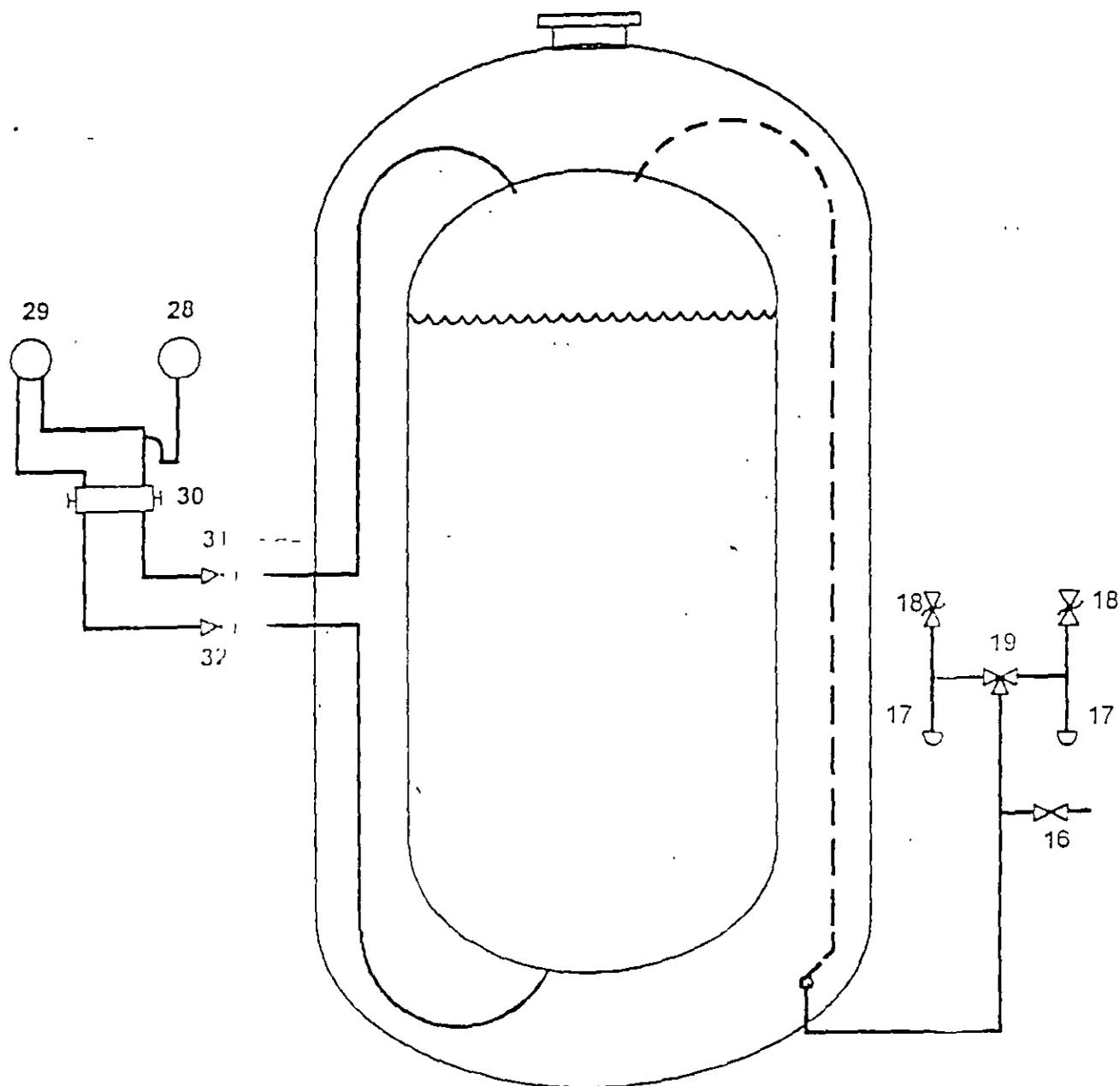
SISTEMA DE ELEVO Y RELEVO DE PRESION



- | | |
|--|---|
| 1. VALVULA DE BLOQUEO DE GAS DE ELEVO | 11. GASIFICADOR DE CONSUMO |
| 2. VALVULA DE DERRAME | 12. MANOMETRO M-2 |
| 3. REGULADOR PARA ELEVAR PRESION | 13. REGULADOR DE LINEA |
| 4. GASIFICADOR PARA ELEVAR PRESION | 14. VALVULA GAS A CONSUMO |
| 5. VALVULA LIQUIDO PARA ELEVAR PRESION | 15. REG. DE RELEVO DE PRESION |
| 6. VALVULA LLENADO INFERIOR | 20. VALVULA CHECK |
| 7. CONEXION DE CARGA | 23. VALVULA DE BLOQUEO DE GAS DE RELEVO |
| 8. VALVULA DE PURGA | |
| 9. VALVULA DE LLENADO SUPERIOR | |
| 10. VALVULA DE LIQUIDO A CONSUMO | |

Figura No. 3

SISTEMA DE MEDICION Y DE SEGURIDAD

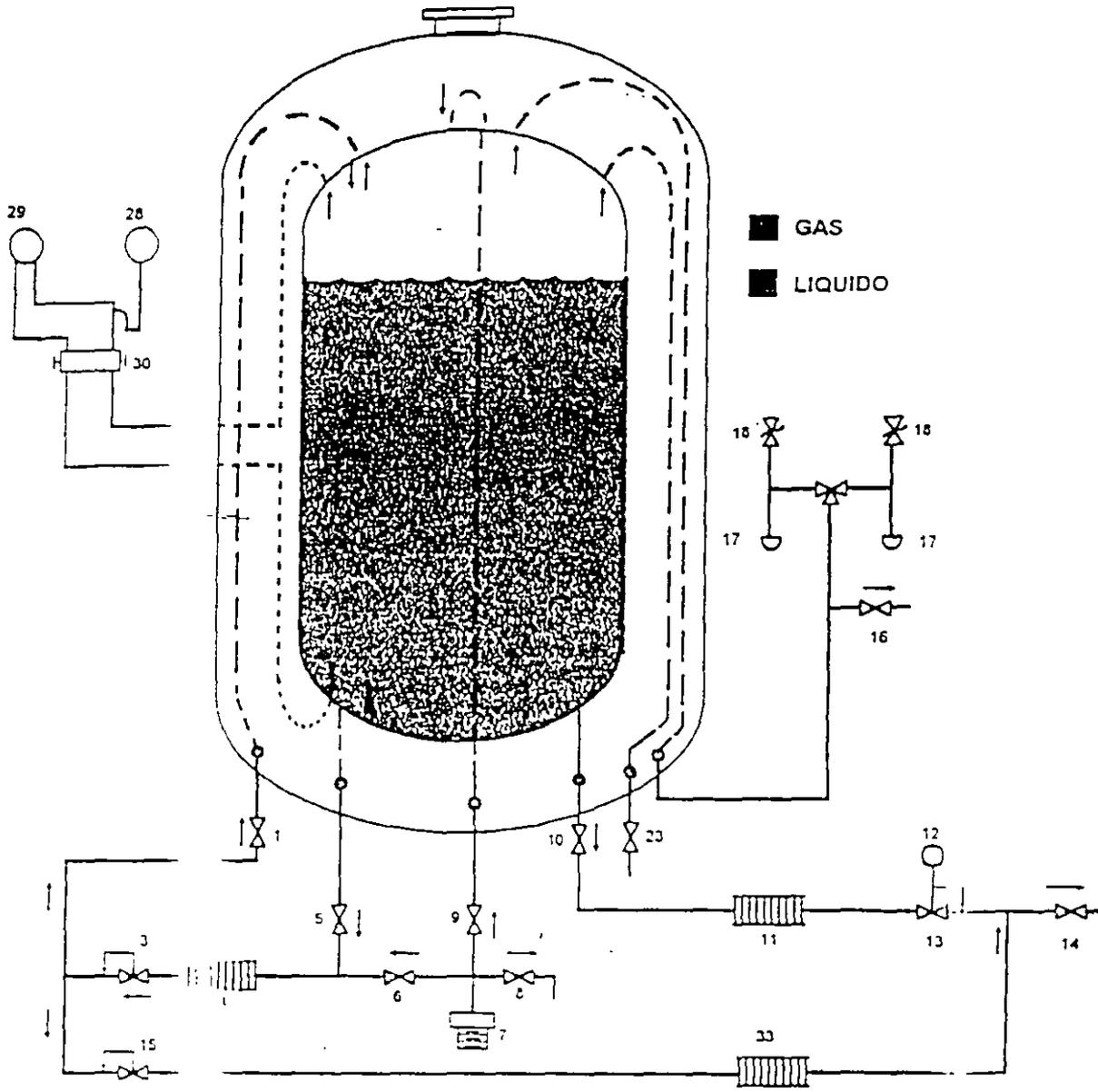


- 16 VALVULA DE
- 17 DISCOS DE RUPTURA
- 18 VALVULA DE
- 19 VALVULA DE TRES

- 28. MANOMETRO DE PRESION DE 6" 0 - 211²
- 29. INDICADOR DE
- 30. VALVULA BLOCK DE 3
- 32. VALVULA DE BLOQUEO DE LIQUIDO A
- 31. VALVULA DE BLOQUEO DE GAS A

Figura No. 4

TANQUE CRIOGENICO DIAGRAMA TIPICO



- | | |
|--|---|
| <ul style="list-style-type: none"> 1 VALVULA DE BLOQUEO DE GAS DE ELEVO 2 REGULADOR PARA ELEVAR PRESION 3 GASIFICADOR PARA ELEVAR PRESION 4 VALVULA LIQUIDO PARA ELEVAR PRESION 5 VALVULA LLENADO INFERIOR 6 CONEXION DE CARGA 7 VALVULA DE PURGA 8 VALVULA DE LLENADO SUPERIOR 9 VALVULA DE LIQUIDO A CONSUMO 10 MANOMETRO DE PRESION DE 6" (0.20 kg/cm²) 11 INDICADOR DE NIVEL 12 VALVULA DE BLOCK DE 3 VIAS 13 VALVULA DE GAS A CONSUMO 14 REGULADOR DE RELEVO DE PRESION 15 VALVULA DE VENTEO 16 DISCO DE RUPTURA 17 VALVULAS DE SEGURIDAD 18 MANOMETRO DE PRESION DE 6" (0.20 kg/cm²) 19 INDICADOR DE NIVEL 20 VALVULA DE BLOCK DE 3 VIAS 21 GASIFICADOR DE RELEVO | <ul style="list-style-type: none"> 13. REGULADOR DE LINEA 14 VALVULA GAS A CONSUMO 15. REGULADOR DE RELEVO DE PRESION 16. VALVULA DE VENTEO 17. DISCO DE RUPTURA 18 VALVULAS DE SEGURIDAD 22 MANOMETRO DE PRESION DE 6" (0.20 kg/cm²) 23 INDICADOR DE NIVEL 30 VALVULA DE BLOCK DE 3 VIAS 33 GASIFICADOR DE RELEVO |
|--|---|

Figura No. 5

BREVE HISTORIA DEL CODIGO ASME

El código para calderas y recipientes a presión de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (A.S.M.E.). Se originó ante la necesidad de proteger a la sociedad de las continuas explosiones de las calderas, por la falta de una reglamentación para su diseño y construcción.

Inglaterra fué uno de los primeros países que sintió esta necesidad, debido a uno de los más grandes desastres que sufrió la ciudad de Londres al explotar una caldera. En el año de 1815 se formó un comité, para investigar sobre el particular, después de analizar todos los efectos del accidente, logró establecer tres de las principales causas del desastre :

- Construcción inapropiada
- Material inadecuado
- Aumento gradual y excesivo de la presión

Al final de su informe, dicho comité recomendaba el empleo de cabezas semiesféricas, hierro forjado como material para la construcción y empleo de válvulas de seguridad

CONTENIDO DEL CODIGO A.S.M.E.

◆ CODIGO DE CALDERAS Y RECIPIENTES SUJETOS A PRESION

Código A.S.M.E.. Establece las reglas de seguridad que rigen en el diseño la fabricación y la inspección de calderas y recipientes sujetos a presión

◆ RECIPIENTE A PRESION

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

◆ PRESION DE OPERACION

Es la presión que se requiere, en el proceso del que forma parte el recipiente, a la cual trabaja normalmente este.

◆ PRESION DE DISEÑO

Es la presión que se emplea para diseñar el recipiente. Se recomienda diseñar un recipiente y sus componentes para una presión mayor que la de operación. Este requisito se satisface utilizando una presión de diseño de 30 lb/pul^2 o 10% mas, que la presión de trabajo mayor.

◆ MAXIMA PRESION PERMITIDA DE OPERACION

Es la presión interna a la que está sujeto el elemento mas débil del recipiente, correspondiente al esfuerzo máximo admisible, cuando el recipiente se encuentra :

- a) En estado de desgaste por corrosión
- b) A una temperatura determinada
- c) En posición normal de trabajo
- d) Bajo el efecto de otras cargas (viento, presión externa, presión hidrostática), que son activas a la presión interna.

◆ PRESION DE LA PRUEBA HIDROSTATICA

Es una y media veces la máxima presión permitida de operación o la presión de diseño, cuando no se hacen los cálculos, para determinar la presión máxima permitida de trabajo.

◆ LOS RECIPIENTES A PRESION

Están sujetos a diversas cargas, que causan esfuerzos de diferentes intensidades en los componentes del recipiente. El tipo de intensidad de los esfuerzos es una función de la naturaleza de las cargas, de la geometría del recipiente y de su construcción.

◆ CARGAS

- a) Presión interna o externa
- b) Peso del recipiente y su contenido
- c) Reacciones estáticas del equipo auxiliar
- d) Reacciones cíclicas y dinámicas, debido a la presión o variación térmica.
- e) Presión de viento y fuerzas sísmicas
- f) Reacciones por impacto debido a choque hidráulico
- g) Gradiente de temperatura y expansión térmica diferencial

◆ ESFUERZOS

- a) Esfuerzo a la tensión
- b) Esfuerzo longitudinal a la compresión
- c) Esfuerzo primario, combinación de cargas
- d) Esfuerzo primario, general por sismos o viento

◆ TIPOS DE RECIPIENTES

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

- a) POR SU USO: de almacenamiento y de proceso
- b) POR SU FORMA: Cilíndricos (verticales y horizontales esféricos).

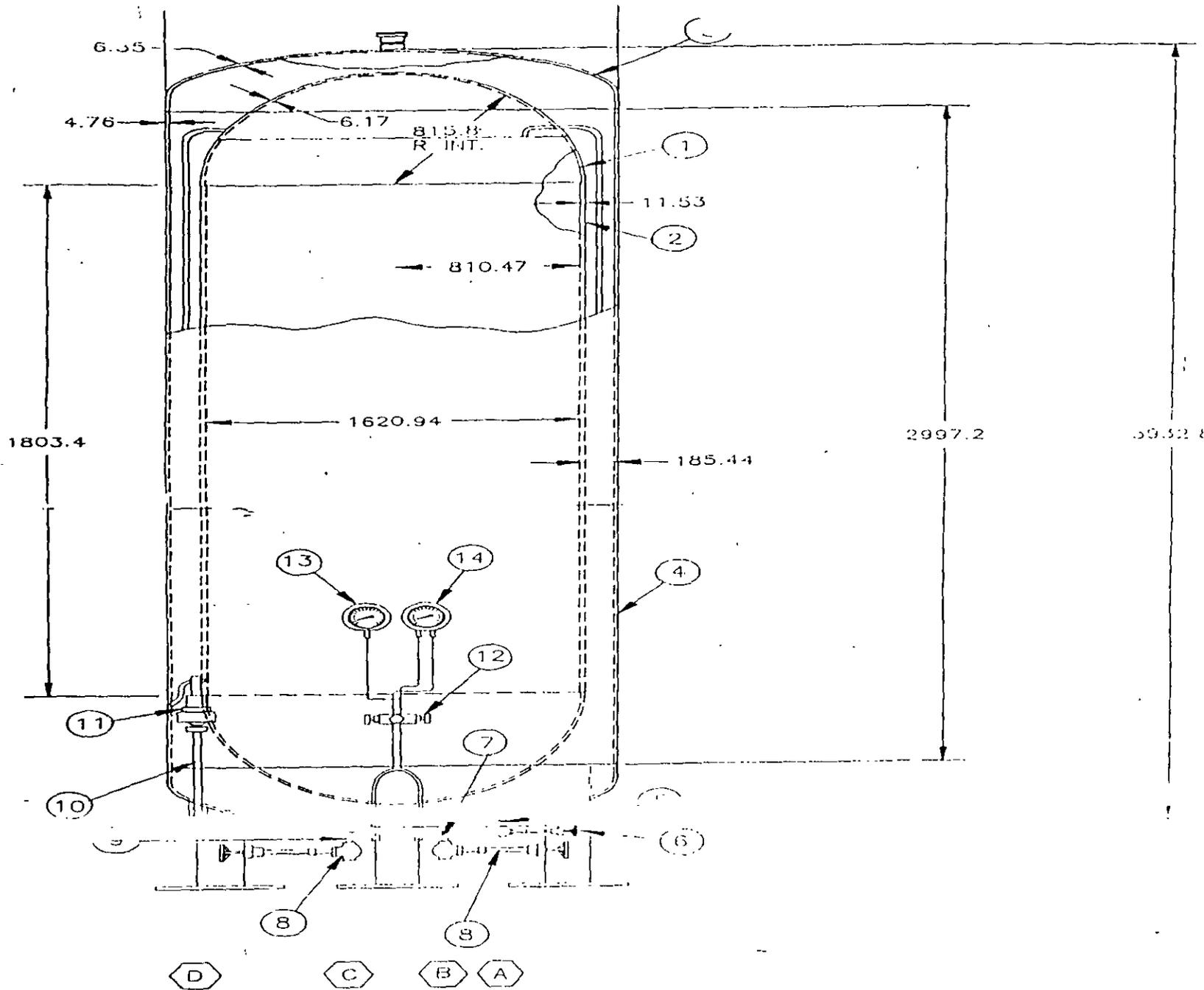


FIGURA No. 6

MEMORIA DE CALCULOS

A. CALCULO DE ESPESORES (CODIGO ASME SECCION VIII)

A.1. TAPA SEMIESFERICA

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

DONDE :

P = PRESION DE DISEÑO	= 18.6 kg/cm ²
R = RADIO INTERIOR	= 815.8 cm
S = ESFUERZO PERMISIBLE	= 1322.08 kg/cm ²
E = EFICIENCIA	= 1
t = ESPESOR	

POR LO TANTO :

$$t = \frac{18.6(815.8)}{2(1322.08)(1) - 0.2(18.6)} = 5.75mm.$$

ESPESOR USADO = 6 17 mm

A.2. CUERPO CILINDRICO

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

DONDE :

P = PRESION DE DISEÑO	= 18.6 kg/cm ²
R = RADIO INTERIOR	= 810.47 cm
S = ESFUERZO PERMISIBLE	= 1322.08 kg/cm ²
E = EFICIENCIA	= 1
T = ESPESOR	

POR LO TANTO :

$$t = \frac{18.6(810.47)}{1322.08(1) - 0.6(18.6)} = 11.50mm.$$

ESPESOR USADO = 11.53 mm

B. CALCULO DE PRESION MAXIMA PERMISIBLE

B.1. TAPA SEMIESFERICA

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

DONDE :

P = PRESION

R = RADIO INTERIOR = 815.8 cm

S = ESFUERZO PERMISIBLE = 1322.08 kg/cm²

E = EFICIENCIA = 1

t = ESPESOR = 6.17 mm

POR LO TANTO

$$P = \frac{2(1322.08)(1)(6.17)}{815.8 + 0.2(6.17)} = 19.97 \text{ kg / cm}^2$$

B.2 CUERPO CILINDRICO

$$P = \frac{S E t}{R + 0.6 t}$$

DONDE :

P = PRESION

R = RADIO INTERIOR = 810.47 cm

S = ESFUERZO PERMISIBLE = 1322.08 kg/cm²

E = EFICIENCIA = 1

t = ESPESOR = 11.53 mm

POR LO TANTO :

$$P = \frac{1322.08(1)(11.53)}{810.47 + 0.6(11.53)} = 18.65 \text{ kg / cm}^2$$

C. CHAQUETA

NO ES PARTE SUJETA A PRESION INTERNA SOLO CONTENEDOR DE AISLAMIENTO PARA REDUCIR LA TRANSFERENCIA TERMICA.

D.1. CÁLCULO DE G_i

$$t = \text{TEMPERATURA DE FLUJO DEL LIQUIDO A } 17.58 \text{ kg/cm}^2 = -142.7 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Z = \text{FACTOR DE COMPRESIBILIDAD} = 1.0$$

$$T = \text{TEMPERATURA ABSOLUTA DEL LIQUIDO A } 17.58 \text{ kg/cm}^2 = -142.7 + 273 = 130.3 \text{ K}$$

$$M = \text{PESO MOLECULAR (OXIGENO)} = 32$$

$$L = \text{CALOR LATENTE DE VAPORIZACION DE OXIGENO LIQUIDO A } 17.58 \text{ kg/cm}^2 = 37.847 \text{ Kcal/kg}$$

$$C = \text{CONSTANTE DE GAS} = 356$$

$$G_i = \frac{0.1024(649 - t)}{LC} \sqrt{\frac{ZT}{M}} =$$

$$= \frac{0.1024(649 - (-1142.7))}{37.847(356)} \sqrt{\frac{1.0(130.3)}{32}}$$

$$= 0.01214$$

D.2. CALCULO DE $U = \frac{\text{CONDUCTIVIDAD TERMICA}}{\text{ESPEJOR DEL AISLAMIENTO}}$

EN DONDE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA = 1.45 Kcal - m/Hr °C m²

ESPEJOR DEL AISLAMIENTO = 185.44 mm = 0.1854 m

$$U = \frac{1.45 \frac{\text{Kcal} - \text{m}}{\text{Hr}^\circ\text{C m}^2}}{0.1854} = 7.82 \frac{\text{Kcal}}{\text{Hr}^\circ\text{C m}^2}$$

D.3. CALCULO DE AREA

A1 = AREA DE LA ESFERA = πd_e^2 ,

EN DONDE d_e = DIAMETRO EXTERIOR DE LA ESFERA = 1.6439 m

POR LO TANTO :

$$A1 = \pi(1.6439)^2 = 8.48\text{m}^2$$

A2 = AREA DEL CILINDRO = $\pi d_e(L)$

EN DONDE d_e = DIAMETRO EXTERIOR DEL CILINDRO = 1.644 m
L = 1.8034 m

POR LO TANTO :

$$A2 = \pi(1.644)(1.803) = 9.312m^2$$

$$\text{AREA TOTAL} = A1 + A2 = 8.348 + 9.312 = 17.792 m^2$$

D.4. CALCULO DE FLUJO

$$Qa = Gi UA^{0.82}$$

EN DONDE :

$$Gi = 0.01214$$

$$A = 17.792 m^2$$

$$U = 7.82 \frac{Kcal}{Hr^0 C m^2}$$

$$Qa = 0.01214 (17.792)^{0.82} = 1.006 m^3 /min.$$

D.5. CALCULO DE AREA DE VALVULA DE SEGURIDAD

EN DONDE :

$$W_c = Q_a = 1.006 \text{ m}^3 / \text{min}$$

M = PESO MOLECULAR

T = TEMPERATURA ABSOLUTA

Z = FACTOR DE COMPRESIBILIDAD

C = CONSTANTE DE GAS

K_d = COEFICIENTE DE DESCARGA

$$P = 17.58 (1.1) + 1.03 = 20.368 \text{ kg/cm}^2$$

FP = FACTOR DE CORRECCION

DIAMETRO DE LA VALVULA DE SEGURIDAD USADO = 19 mm
CON ORIFICIO DE 126 mm² (0.196 pulg.²)

$$\text{AREA REQUERIDA} = 0.0335 \text{ cm}^2 = (0.196 \text{ pulg.}^2)$$

POR LO TANTO :

$$\Delta = \frac{W_c \sqrt{MTZ}}{0.2938 CK d P F p} =$$

$$= \frac{1.006 \sqrt{32(130.3)(1)}}{0.2938(356)(0.91)(20.368)(1)}$$

$$= 0.0335 \text{ cm}^2$$

NOTAS : PRESION DE DISEÑO CONFORME A UG -22 (PRESION INTERIOR + CARGAS ADICIONALES = 17.58 + 1.02 = 18.6 kg/cm²)

PRESION DE PRUEBA HIDROSTATICA CONFORME A ULT - 99 (PRESION DE DISEÑO + COLUMNA DE LIQUIDO) = (18.6 X 1.6) = 30.6

Kg/cm²

IDENTIDAD	CANTIDAD	SERVICIO
D	1	LINEA DE SEGURIDAD
C	1	SALIDA PRODUCTO
B	1	LLENADO
A	1	DERRAME

MATERIALES UTILIZADOS :

No.	NOMBRE	ESPECIFICA	CANT. MAT.	DESCRIPCION
14	INDICADOR DE NIVEL		1	GRADUADO 0-100 PUNTOS ITT
13	MANOMETRO		1	6.35 mm METRON CALIBRADO 0-40 kg/cm ²
12	VALVULA PASO INSTRU		1	VALVULA 3.2 mm Ø 3 VIAS
11	VALVULA DE SEGURIDAD		1	19.0 mm Ø MOD.11 REYCO W orificio 126 mm ² (o.196 in ²)
10	TUBERIA	SA-312-304	5	25.4 mm Ø CED. 10
09	TUBERIA	SA-312-304	0.4	25.4 mm Ø CED. 10
08	VALVULA		2	GLOBO 25.4 mm Ø
07	TUBERIA	SA-312-304	0.4	25.4 mm Ø CED. 10
06	VALVULA		1	GLOBO 12.7 mm Ø
05	TUBERIA	SA-312-304	4.6	12.7 mm Ø CED 10
04	CUERPO EXTERIOR	SA-285-C	1	CILINDRICO = 2024.4 mm Ø ext. x 2997.2 mm LGO.
03	TAPA EXTERIOR	SA-285-C	2	TORIESFERICA = 2024.4 mm Ø ext.
02	CUERPO INTERIOR	SA-240-304	1	CILINDRICO = 1620.94 mm Ø int. x 1803.4 mm LGO.
01	TAPA INTERIOR	SA-240-304	2	SEMIESFERICA = 1631.6 mm Ø int.

CARACTERISTICAS DE DISEÑO

VOLUMEN NOMINAL	5996 lts	PRESION DE OPERACION	6.0 kg/cm ²
PRESION DE DISEÑO	18.6 kg/cm ²	PRESION DE CALIBRACION V.S.	17.58 kg/cm ²
PRESION DE PRUEBA	30.6 kg/cm ²	EFICIENCIA DE SOLDADURA	1
PRESION MAXIMA DE TRABAJO	17.58 kg/cm ²	ESFUERZO PERMISIBLE A LA TENSION	1322.08 kg/cm ²
FACTOR DE SEGURIDAD	4	RELEVO DE ESFUERZOS	NO
TEMPERATURA DE DISEÑO	- 142.7 ° C	TOLERANCIA A LA CORROSION	0
RADIOGRAFIADO	100 %	FABRICANTE DEL RECIPIENTE	EDASA
PESO ESTIMADO	3720 kg	TIPO DE AUTORIZACION	INSTALACION
		AUTORIZACION POR CONSTRUCCION	C-932549-02

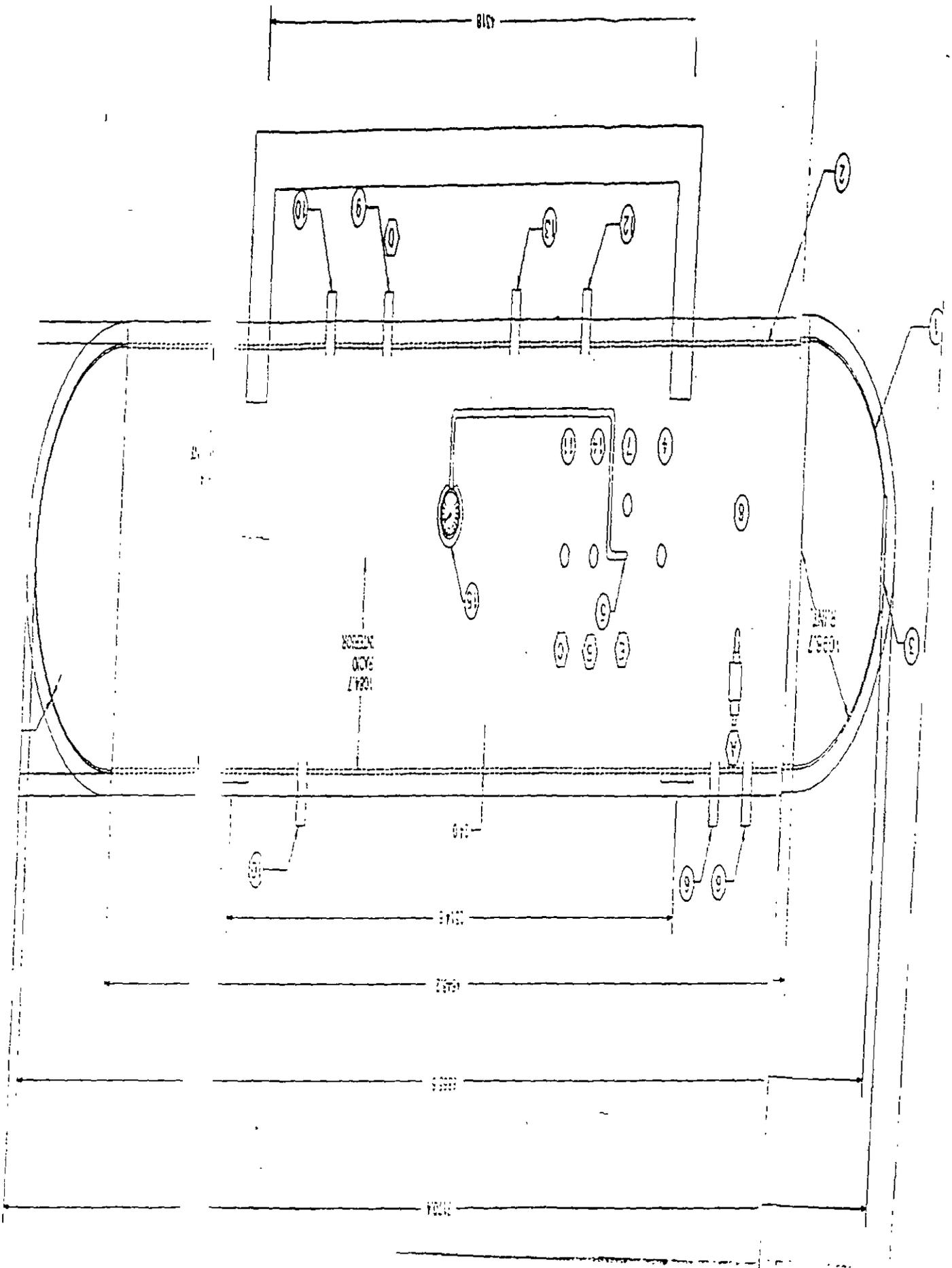


FIGURA 7

VISTA LATERAL IZQUIERDA

MEMORIA DE CALCULO

A. - CALCULO DE ESPESORES (CODIGO ASME SECCION VIII)

A.1. TAPA SEMIESFERICA:

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

EN DONDE :

P = PRESION DE DISEÑO	= 24.6 kg/cm ²
S = ESFUERZO PERMISIBLE	= 1455.7 kg/cm ²
R = RADIO INTERIOR	= 109.87 kg/cm ²
E = EFICIENCIA	= 1

POR LO TANTO

$$t = \frac{(24.6)(109.87)}{2(1455.7)(1) - 0.2(24.6)} = 0.931 \text{ cm}$$

T = 9.31 mm

ESPESOR USADO = 9.98 mm

VISTA LATERAL IZQUIERDA

MEMORIA DE CALCULO

A. - CALCULO DE ESPESORES (CODIGO ASME SECCION VIII)

A.1..TAPA SEMIESFERICA:

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

EN DONDE :

P = PRESION DE DISEÑO	= 24.6 kg/cm ²
S = ESFUERZO PERMISIBLE	= 1455.7 kg/cm ²
R = RADIO INTERIOR	= 109.87 kg/cm ²
E = EFICIENCIA	= 1

POR LO TANTO :

$$t = \frac{(24.6)(109.87)}{2(1455.7)(1) - 0.2(24.6)} = 0.931 \text{ cm}$$

T = 9.31 mm

ESPESOR USADO = 9.98 mm

A.2 CUERPO CILINDRICO

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

EN DONDE :

P = PRESION DE DISEÑO	= 24.6 kg/cm ²
R = RADIO INTERIOR	= 108.47 kg/cm ²
S = ESFUERZO PERMISIBLE	= 1420.5 kg/cm ²
E = EFICIENCIA	= 1

POR LO TANTO :

$$t = \frac{(24.6)(108.47)}{(1420.5)(1) - 0.6(24.6)} = 1.898 \text{ cm}$$

T = 18.98 mm

ESPESOR USADO = 24.00 mm

B. - CALCULO DE PRESION MAXIMA PERMISIBLE

B.1 TAPA SEMIESFERICA :

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

EN DONDE :

S = ESFUERZO PERMISIBLE	= 1455.7 kg/cm ²
E = EFICIENCIA	= 1
R = RADIO INTERIOR	= 109.87 m
t = ESPESOR USADO	= 0.998 cm

POR LO TANTO .

$$P = \frac{2(1455.7)(1)(0.998)}{(109.87) + 0.2(0.998)} = 26.39 \text{ kg / cm}^2$$

B.2 CUERPO CILINDRICO :

$$P = \frac{S E t}{R + 0.6 t}$$

EN DONDE :

S = ESFUERZO PERMISIBLE	= 1420.5 kg/cm ²
E = EFICIENCIA	= 1
R = RADIO INTERIOR	= 108.47 kg/cm ²
t = ESPESOR USADO	= 2.40 cm

POR LO TANTO :

$$P = \frac{(1420.5)(1)(2.40)}{(108.47) + 0.6(2.40)} = 31.01 \text{ kg / cm}^2$$

C. - CHAQUETA

NO ES PARTE SOMETIDA A PRESION INTERNA. SOLO ES CONTENEDOR DE AISLAMIENTO (POLIURETANO) PARA REDUCIR LA TRANSFERENCIA TERMICA

D. - CALCULO DE LA VALVULA DE SEGURIDAD (CGA S - 1.3)
ASME SECC. VIII APENDICE - II

D.1 CALCULO DEL AREA

$$A1 = \pi D^2$$

EN DONDE :

A1 = AREA DE LAS TAPAS

D = DIAMETRO DE LAS TAPAS = 219.74 cm = 2.1974 m

POR LO TANTO :

$$A1 = \pi(2.1794)^2 = 15.1701m.$$

ENTONCES

$$A2 = \pi D e L$$

EN DONDE

A2 = AREA DEL CILINDRO

D = DIAMETRO INTERIOR DEL CILINDRO = 216.94 cm = 2.1694 m

L = LONGITUD DEL CILINDRO = 464.82 cm = 4.6482 m

POR LO TANTO :

$$A2 = \pi(2.1694)(4.6482) = 31.6792 m^2$$

SI :

AREA TOTAL = A1 + A2, ENTONCES :

$$\underline{AREA TOTAL = 15.1701 + 31.6792 = 46.8493 m^2}$$

D.2 CALCULO DEL AREA DE LA VALVULA

$$A = \frac{1.342 W_c}{C K d P F_p \sqrt{M / T}}$$

EN DONDE :

Wc = 2392.3 kg/hr aire

M = PESO MOLECULAR = 44.01 mol

T = TEMPERATURA ABSOLUTA = 244.15 °K

C = CONSTANTE DEL GAS = 347

Kd = COEFICIENTE DE DESCARGA 0.923 P/VALVULA VASESA

P = (24.6)(1.1)+1.033 = 28.093 kg/cm²

Fp = FACTOR DE CORRECCION = 1

POR LO TANTO:

$$A = \frac{1.342(2392.3)}{(347)(0.923)(28.093)(1)\sqrt{\frac{44.01}{244.15}}} = 0.840 \text{ cm}^2$$

SE UTILIZAN DOS VALVULAS DE SEGURIDAD DE 0.785 PULG² = 506 mm²

AREA USADA = 2 (506 mm²) = 1012 mm²

AREA REQUERIDA = 0.840 cm² = 840 mm²

MATERIALES UTILIZADOS

No.	NOMBRE	ESPECIFICA CION	CANT. MAT.	DESCRIPCION
15	MANOMETRO	SA-105	1	DE 0 a 42 kg/cm ²
14	MEDIO COPLE	SA-105	1	38.1 mm Ø
13	MEDIO COPLE	SA-105	1	50.8 mm Ø
12	MEDIO COPLE	SA-105	1	50.8 mm Ø
11	MEDIO COPLE	SA-105	1	38.1 mm Ø
10	MEDIO COPLE	SA-105	2	6.35 mm Ø
09	MEDIO COPLE	SA-105	1	25.4 mm Ø
08	MEDIO COPLE	SA-105	1	25.4 mm Ø
07	MEDIO COPLE	SA-105	1	12.7 mm Ø
06	MEDIO COPLE	SA-105	2	19 mm Ø
05	MEDIO COPLE	SA-105	1	38.1 mm Ø
04	ADAPTADOR	SA-515-70	1	63.5 mm Ø
03	ENTRADA DE HOMBRE	SA-612	1	39.4 mm Ø
02	CUERPO	SA-612	1	CILINDRICO = 2217.4 mm. Ø EXT. x 4648.2 mm L x 24.0 mm ESP.
01	TAPA	SA-612	2	SEMIESFERICA = 2217.4 mm Ø EXT. x 9.98 mm ESP.

CARACTERISTICAS DE DISEÑO

VOLUMEN NOMINAL	22738 lts.	PRESION DE OPERACION	21.1 Kg/cm ²
PRESION DE DISEÑO	24.6 kg/cm ²	PRESION DE CALIBRACION V.S.	24.6 Kg/cm ²
PRESION DE PRUEBA	36.9 kg/cm ²	EFICIENCIA DE SOLDADURA	1
ESFUERZO PERMISIBLE A LA TENSION DE TAPAS	1455.7 kg/cm ²	ESFUERZO PERMISIBLE A LA TENSION DEL CUERPO	14220.5 kg/cm ²
FACTOR DE SEGURIDAD	4	RELEVO DE ESFUERZOS	NO
TEMPERATURA DE DISEÑO	- 29 °C	TOLERANCIA A LA CORROSION	0
RADIOGRAFIADO	100 %	FABRICANTE DEL RECIPIENTE	TATSA
PESO	7315 Kgs.	TIPO DE AUTORIZACION	INSTALACION
TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE CO ₂	23 TON	AUTORIZACION POR CONSTRUCCION	C-882991.02

SECCION VIII. DIVISION I:

LIMITACIONES SECCIÓN VIII. DIVISIÓN I.. Especifica claramente algunas limitaciones como las siguientes :

- a) EL ESPESOR MINIMO : Se establece que para recipientes construidos en acero al carbón, el espesor mínimo, será de 3/32", independientemente de su uso.
- b) LA RELACION Resistencia/Espesor ≥ 10
- c) Los recipientes diseñados y construidos bajo este código, no deberán tener elementos principales móviles, ya sea rotatorios o reciprocantes.
- d) El volumen mínimo debe ser 120 galones
- e) La presión mínima de diseño debe ser 15 psia (1 atm)
- f) El diámetro interior mínimo será de 6"
- g) La presión máxima de diseño será de 3000 psia
- h) Deberán ser estacionarios.

CALCULO DE TØ PARA TEMPERATURA CRIOGENICA. FIGURA 6

CALCULO DE T Ø PARA BAJA TEMPERATURA. FIGURA 7

◆ TIPOS DE PRUEBAS PARA TØ CRIOGENICOS REGLAMENTADA POR ASME

- Ultrasonido
- Fuga de helio
- Hidrostática
- Neumática
- Emisión Acuática

La prueba Hidrostática-Neumática aparece en UG-100 Apéndice 33 para algunos tipos de recipientes, pero no habla de TANQUES CRIOGENICOS

- ◆ LIMITE DE CEDENCIA (YS) : Es el esfuerzo mínimo al que aumenta la deformación, sin aumentar el esfuerzo
- ◆ RESISTENCIA A LA TENSION (TS) : Es el esfuerzo máximo que puede soportar un material sometido a una carga de estiramiento sin que falle.

- ◆ LIMITE DE FATIGA : Es el esfuerzo máximo de un material que puede invertirse en un número de veces infinitamente grande sin que se produzca la fractura.
- ◆ DUCTILIDAD (%RA) : La capacidad de un metal para estirarse y deformarse permanentemente sin romperse ni agrietarse.
- ◆ RESISTENCIA AL IMPACTO (CHAPY) : Es una propiedad del acero que se refleja en su resistencia a la falla frágil, bajo condiciones de una alta concentración de esfuerzos, tales como, la carga de impacto ante la presencia de una muesca.
- ◆ SAE : SOCIEDAD DE INGENIEROS DE LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ
- ◆ AISI : INSTITUTO AMERICANO DEL HIERRO Y EL ACERO
- ◆ ASTM : SOCIEDAD AMERICANA PARA PRUEBAS DE MATERIALES

FABRICACION DE TANQUES ESTACIONARIOS DE ACERO AL CARBON Y ACERO INOXIDABLE

ACERO AL CARBON { A 2 8 5 - C
 5 1 5 - 7 0
 A 2 0 2 - B
 A 6 1 2
 A 5 1 7 - F (P I P A S)

ACERO INOXIDABLE { 3 1 6
 3 0 4 - L
 3 1 6 - L
 3 2 1
 3 0 5
 3 0 8