

300618
12



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE QUÍMICA
UNIVERSIDAD LA SALLE**

**EQUIPOS EN PLÁSTICO REFORZADO
Y CÁLCULO DE ESPESORES**



UNIVERSIDAD LA SALLE
CALLE DE LA SALLE

**TRABAJO ESCRITO
VIA EDUCACION CONTINUA**

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO QUÍMICO
P R E S E N T A :
RICARDO FERNANDO MADRIGAL MALDONADO**

MEXICO, D. F.

1995



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO

PRESIDENTE: PROF. JOAQUIN PALACIOS ALQUISIRA

VOCAL: PROF. FERNANDO LUIS MALANCO COVARRUBIAS

SECRETARIO: PROF. ERNESTO PEREZ SANTANA

1er. SUPLENTE: PROF. LEON CARLOS CORONADO MENDOZA

2do. SUPLENTE: PROF. RUTH MOLINA PREZ

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA: GUNSA. S. A.

ASESOR DEL TEMA: I. G. ERNESTO PEREZ SANTANA

SUSTENTANTE: RICARDO FERNANDO MADRIGAL MALDONADO

Ernesto P. S.
Juan M.

A MIS PADRES

JOSE FERNANDO

Y

OLGA

A MI ESPOSA

GRACIELA

A MI HIJO

GABRIEL FERNANDO

EQUIPOS EN PLASTICO REFORZADO Y CALCULO DE ESPESORES

INTRODUCCION.

CAPITULO I..... 4

Qué son los Plásticos Reforzados.

Generalidades

Qué es la Resina Poliéster.

Tipos de Resinas Poliéster.

Materiales de Refuerzo.

Fibra de Vidrio.

Ventajas.

Desventajas.

CAPITULO II..... 8

Equipo Industrial moldeado en Plástico Reforzado.

Generalidades.

Ventajas.

Aplicación por tipo de Industrias.

Corte de un laminado.

Propiedades mecánicas más significativas en comparación con distintos metales.

Selección de Material.

Sistema de Moldeo.

Requerimientos para la elaboración del diseño de un equipo.

Cálculo de espesores para Equipo de Plástico Reforzado.

- 1.- Recipientes cilindricos verticales de fondo plano y tapas abombadas autoportables a presión atmosférica.
- 2.- Recipientes cilindricos horizontales a presión atmosférica.
- 3.- Recipientes cilindricos horizontales o verticales sujetos a presión.
- 4.- Recipientes cilindricos horizontales o verticales sujetos a vacío.
- 5.- Cálculo para fondos y tapas cónicas sujetos a presión interna.
- 6.- Cálculo para fondos semielipsoidales o toriesféricos.
- 7.- Cálculo de faldón para soporte de equipos con fondo semielipsoidal, cónico o toriesférico.
- 8.- Cálculo de anillo soporte.
- 9.- Cálculo de patas para soporte de equipos con fondo semielipsoidal o cónico.
- 10.- Recipientes cuadrangulares (caras planas) a presión atmosférica.

CONCLUSIONES

ANEXOS

I N T R O D U C C I O N

La gran variedad de materiales plásticos existentes, así como su aplicación han cobrado una importancia tal en el uso diario, ya sea industrial, doméstico o en objetos de uso personal, tanto en aplicaciones específicas como en sustitución de algunos materiales considerados como tradicionales, siendo difícil mantener el ritmo de la vida actual sin el concurso de los materiales denominados genéricamente con el nombre de plásticos.

Por esta misma variedad y usos es conveniente establecer una clasificación que a su vez nos indique las características primarias de los llamados plásticos. Esta clasificación divide a los plásticos en dos grandes grupos que son: los termoplásticos y los termofijos.

Los materiales termoplásticos como su nombre lo indica, son aquellos que cambian su forma o estado físico por medio del calor, y en algunos casos se requiere de presión para lograr este cambio, pudiendo volver a su estado original por medio de una nueva aplicación de calor (proceso reversible) en este grupo se encuentra entre otros, los siguientes plásticos:

- Acrílico
- Acrilo Nitrilo Butadieno Estireno (ABS)
- Acetato de Celulosa
- Acetato Butirato de Celulosa
- Etil celulosa
- Poliamidas: Nylon, etc.
- Policarbonatos
- Poliestireno
- Polipropileno

Los plásticos termofijos son aquellos que endurecen por medio del calor siendo necesario en algunos casos el empleo de presión para ser moldeados, pero a diferencia de los termoplásticos los plásticos termofijos no son regenerables por medio del calor (proceso irreversible).

En este grupo se encuentran:

- Resina Epoxi
- Resinas Furanicas.
- Resinas -- Estervinilicos.
- Resinas Fenólicas. (Fenol-Formaldehido).
- Resinas de Melanina o Melamínicas. (Melamina-Formaldehido).
- Poliuretanos.
- Silicones.
- Resinas Urea Formaldehido.
- Poliesteres no Saturados.

CAPITULO I

GENERALIDADES

Los plásticos reforzados son aquellos materiales, termoplásticos o termofijos, en los cuales y durante el proceso de formación o moldeado se emplea algún material reforzante que mejora las características del producto. Este material reforzante, puede ser continuo o discontinuo y como ejemplo de los primeros se encuentran los materiales fibrosos como poliamidas (nylon), sisal, yute, henequén, rayón, etc., pero el más empleado es el refuerzo de fibra de vidrio.

En lo que se refiere a los materiales no fibrosos discontinuos podemos mencionar a las microsferas de vidrio, mica, cristales de sulfato de calcio, etc. Estos materiales se emplean principalmente para mejorar las características físicas de los termoplásticos.

Por lo anterior y con la finalidad de evitar confusiones y aunque muchos plásticos termoesestables están reforzados con cargas en forma de polvo o fibra para darles propiedades mecánicas adecuadas, el término Plásticos Reforzados se utiliza casi exclusivamente para describir a los plásticos reforzados con fibra de vidrio, siendo el tipo dominante el que corresponde a las resinas de poliéster reforzado con fibra de vidrio.

QUE ES LA RESINA POLIESTER

Por definición química, un poliéster se forma al hacer reaccionar un ácido polibásico y un alcohol polihídrico, a temperaturas superiores a su punto de fusión, obteniéndose un poliéster y agua, como resultado de la reacción anterior. De acuerdo con el tipo de ácidos y alcoholes empleados, así como las modificaciones que se hagan sobre la molécula, se obtendrán distintos tipos de productos.

Los poliesteres no saturados son resinas lineales con dobles ligaduras obtenidas al reaccionar ácidos dibásicos y alcoholes polivalentes, que son capaces de polimerizar en forma reticulada ("crosslinking") con monómeros de vinilo para formar un plástico termofijo.

Las resinas poliéster se emplean en una amplia gama de aplicaciones en distintas industrias como son el moldeado con materiales de refuerzo (Plástico Reforzado), encapsulado, recubrimientos protectores, artículos decorativos, botones, equipo industrial, etc.

- 1.4.- Sisal
- 1.5.- Rayón
- 2.- Fibras sintéticas
Las principales fibras sintéticas son:
 - 2.1.- Poliamidas (Nylon)
 - 2.2.- Poliéster (Dacrón)
 - 2.3.- Poliacrilonitrilo (Dynel, Orlon)
 - 2.4.- Fibras de Alcohol Polivinílico
- 3.- Fibras de Asbesto
- 4.- Refuerzos Especiales
 - 4.1.- Fibras de Carbono y Grafito
 - 4.2.- Fibras de Boro Tungsteno
 - 4.3.- Fibras Cerámicas
- 5.- Cargas Reforzantes (Whiskers)
- 6.- Fibra de Vidrio

FIBRA DE VIDRIO

En la industria del plástico reforzado el empleado con mayor frecuencia es la fibra de vidrio. esta preferencia se debe entre otras a las siguientes:

- 1.- Alta resistencia a la tensión.
- 2.- Completamente incombustible.
- 3.- Biológicamente inerte.
- 4.- Excelente resistencia al intemperismo y a gran cantidad de agentes químicos.
- 5.- Excelente estabilidad dimensional.
- 6.- Baja conductividad térmica.

VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS PLASTICOS REFORZADOS

V E N T A J A S

- a) Pueden moldearse formas de gran complejidad con gran facilidad y bajo precio.
- b) Los Plásticos Reforzados tienen elevada relación resistencia/peso.

- c) Son extremadamente elásticos. no se abollan como los metales.
- d) Proporcionan mayor libertad en el diseño que muchos otros materiales.
- e) Los Plásticos Reforzados poseen buenas propiedades frente a los agentes atmosféricos. No se corroen, son resistentes a muchos agentes químicos y al ataque de los hongos.

D E S V E N T A J A S

- a) Todos los procesos de fabricación son lentos comparados con los que necesitan el acero prensado o los metales en plancha.
- b) El costo de resina y el vidrio es comparativamente elevado. Sin embargo, con frecuencia esto es superado por el menor costo del equipo y por el menor trabajo de especialistas.
- c) Las propiedades mecánicas y alguna otra de los componentes moldeados por contacto tienden a ser incoherentes.
- d) La rigidez de los Plásticos Reforzados no es muy elevada, comparada con la que tienen muchos metales.

CAPITULO II

EQUIPO INDUSTRIAL MOLDEADO EN PLASTICO REFORZADO

El presente trabajo se centrará en el uso de las resinas poliéster (termofijas) con refuerzo de vidrio, cuyas aplicaciones en la industria tienen un alto grado de aceptación debido a su combinación de propiedades.

Así pues el equipo resistente a la corrosión fabricado con resinas poliéster especiales o epóxicas reforzadas con fibra de vidrio, resiste la mayoría de los productos químicos, ácidos, álcalis diluidos, soluciones de sales, así como productos alimenticios.

VENTAJAS

- Confiabilidad en servicios severos de corrosión.
- Bajo costo comparado con otros materiales anticorrosivos.
- Menor costo de instalación.
- Menor costo de operación.
- Excelente resistencia al intemperismo.
- No es necesario aislarlo térmicamente en la mayoría de los casos.
- Translucidez, facilidad de observar niveles de operación flujos y taponamientos.
- Superficie interior tersa que impide formación de depósitos y presenta baja resistencia al flujo de fluidos.
- Facilidad de reparación o modificación en corto tiempo.

APLICACION POR TIPO DE INDUSTRIA

El Plástico Reforzado tiene aplicación en varios tipos de Industrias:

Azucarera	Textiles, acabado
Bebidas y alimentos	Tratamiento de aguas
Cloro y blanqueadores	Refinación de metales, etc.
Colorantes y pigmentos	
Farmacéutica	
Fertilizantes	
Galvanoplastia	
Gases (Eliminación y manejo)	
Jabones y detergentes	
Petroquímica	
Química	
Curtido	

CORTE DE UN LAMINADO

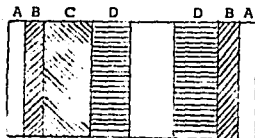
Un método de fabricación recomendado que ha sido establecido por la industria y está descrito en el U.S. Dept. Of Commerce Product Standard PS 15-69.

La capa interna que tiene un espesor entre 0.25 a 0.5 mm. y que está en contacto directo con el ataque químico debe ser tersa y exacta con un contenido de resina de 80 a 90%, está reforzada en la superficie con un velo de vidrio resistente a la corrosión.

Seguida de 2 capas de 425 gr. de colchoneta de fibra de vidrio saturada con resina de alta resistencia química, se recomienda que el contenido de resina sea de 70 a 80%.

Finalmente se añaden ya sea tela de vidrio, petatillo o filamentos continuos saturados con resina, estas últimas capas se colocan en forma alterná hasta el espesor que reúna la resistencia especificada.

	Espesor	Resina	Vidrio
A	0.3 - 0.4 mm.	100%	0%
B	0.4 - 0.5 mm.	90%	10%
C	2.2 - 2.4 mm.	75%	25%
D	variable	52%	48%



A-B-C Estructura Química

C-D Estructura Mecánica

PROPIEDADES MECANICAS MAS SIGNIFICATIVAS EN COMPARACION CON DISTINTOS METALES.

PROPIEDADES	M E T A L E S				PLASTICO REFORZADO		
	1	2	3	4	5	6	7
PESO ESPECIFICO gr/cm ³	7.8	7.92	2.7	8.97	1.4	1.5	1.8
RESISTENCIA A LA FLEXION Kg/cm ²	1960	2100	1400	2000	1120	1750	7000
MODULO DE ELASTICIDAD A FLEXION Kg/cm ² x 10 ⁶	21	19.6	7	18.2	0.7	0.9	3.5
RESISTENCIA A COMPRESION Kg/cm ²	1960	2100	---	2000	1050	1280	3150
CONDUCTIVIDAD TERMICA KCAL/m/h/°C	40	11	170	8	0.15	0.16	0.24
RESISTENCIA A TENSION Kg/cm ²	2030	2100	420	1980	630	700	5600
COEF. DE DILATACION LINEAL cm/cm Cx10 ⁶	10.8	18.9	21.6	11.6	28.8	25.4	5.4

- 1 - ACERO AL CARBON
- 2 - ACERO INOXIDABLE 316
- 3 - ALUMINIO
- 4 - HASTELLOY
- 5 - LAMINADO CON COLCHONETA
- 6 - ESTRUCTURA MIXTA COLCHONETA PETATILLO
- 7 - FORMACION POR ENVOLVIMIENTO

Observe que el plástico reforzado pesa solamente alrededor de una cuarta parte del peso que tiene el acero al carbón y que es hasta un poco mas ligero que el aluminio, debido a esto, una estructura que esta basada en plástico reforzado puede ser hecha mas fuerte que el acero, en igualdad de peso esta propiedad es llamada algunas veces eficiencia estructural o resistencia con relación al peso, un laminado de colchoneta tiene una resistencia con relación a su peso de 380.000 comparada a 200.000 que tiene el acero.

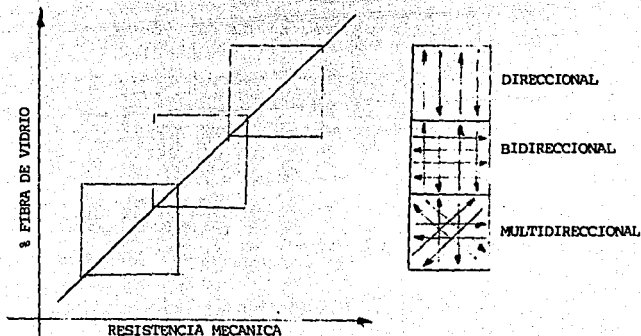
Como es de esperarse los plásticos reforzados no son tan duros como los metales tales como el acero (modulo de elasticidad) en tanques de almacenamiento y en muchas otras aplicaciones; esta propiedad puede ser de poca importancia.

De acuerdo a la tabla se puede observar que los plásticos reforzados aumentan sus dimensiones al ser calentados en una proporción de 2 a 1 con respecto al acero y casi igual al aluminio.

Los valores acerca de la conductividad térmica demuestran que los plásticos reforzados son realmente un buen aislante del calor.

SELECCION DEL MATERIAL

La resistencia del equipo depende de varios factores como forma geométrica, volumen contenido de fibra de vidrio tipo y orientación de la misma y el sistema de moldeo empleado.



Como ejemplo de construcción con filamento direccional podemos mencionar a las cañas de pescar.

El resultado de moldear por el método de enrollado de filamento da como resultado el uso de filamento bidireccional.

Un ejemplo de uso con filamento multidireccional es la fabricación de lámina.

SISTEMA DE MOLDEO

El sistema de moldeo se selecciona de acuerdo a volumen, forma, soporte y esfuerzos a que va a estar sometido el equipo en uso normal; que se va fabricar.

Por ejemplo, para tanques de diámetro grande se usa moldeo por embobinado o enrollado de filamento "Filament Windign", este procedimiento consiste básicamente en el enrollado de material de refuerzo a un eje o mandril que actúa como molde.

El material de refuerzo y un recipiente que contiene la resina poliéster se encuentran colocados en una plataforma que se desplaza en forma paralela al eje o mandril y con una velocidad tal, que el material de refuerzo que se impregna por inmersión en resina forme un ángulo de 55° con respecto al eje horizontal del mandril.

Este ángulo proporciona la mejor resistencia a cargas axiales y longitudinales, además de que la mecha se aplica pretensada lo que aumenta la resistencia mecánica.

Para tanques de forma irregular o de fondos planos o de caras planas, fondos planos y tapas autosoportadas, usamos el moldeo por contacto o fabricación manual "Hand Lay-Up", como su nombre lo indica la resina es aplicada manualmente con una brocha o por medio de una pistola de aspersión.

El laminado se construye con capas de materiales de refuerzo sobre un molde.

Independiente del sistema de moldeo usado, se dan refuerzos extras en uniones, zonas de apoyo o de concentración de esfuerzos, usando: cinchos, cartabones, silletas, costillas, etc.

REQUERIMIENTOS PARA LA ELABORACION DEL DISEÑO DE UN EQUIPO

Los requerimientos deberán hacerse en conjunto con el cliente tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

Condiciones de proceso.

- a).- Material que va a manejarse y sus impurezas, propiedades del material, peso específico, pH y concentración.

- b).- Presión o vacío y temperatura a la que va a trabajar.
- c).- Especificar si trabajara en forma continua o intermitente.

Condiciones del lugar de trabajo.

- a).- Indicar si la atmosfera es corrosiva.
- b).- Indicar su temperatura.
- c).- Si hay vibración continua proveniente de otros equipos.

Características del equipo.

- a).- Si el tanque no es vertical y se requiere horizontal. hacer notar la diferencia en costos del equipo y de las bases en uno y otro caso.
- b).- En el caso de tanques, especificar la profundidad y el tráfico, así como el tipo de terreno.
- c).- Detalles de: fondos, tapas, soportes, registros, anclas para escaleras, silletas, etc.
- d).- Indicar si se requiere resistencia al fuego (autoextinguible) o cualquier requerimiento de resinas específicas.

C A P I T U L O I I I

CALCULO DE ESPESORES PARA EQUIPO DE PLASTICO REFORZADO

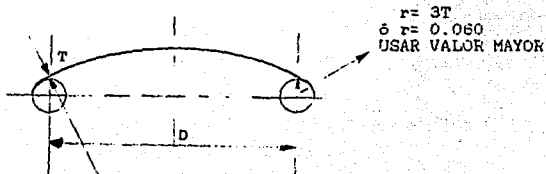
En la industria se requieren de un sinnúmero de diseños y formas de diferentes equipos para satisfacer requerimientos especiales.

A continuación en este capítulo se presenta el cálculo de espesores y su secuencia para diferentes equipos en plástico.

1.- CALCULO PARA RECIPIENTES CILINDRICOS VERTICALES DE FONDO PLANO Y TAPAS ABOMBADAS AUTOSOPORTABLES A PRESION ATMOSFERICA.

CALCULO ESPESOR DE TAPA O CABEZAS SUPERIORES

Adicionalmente a la carga muerta de la tapa, la carga mínima de diseño para la cubierta deberá ser de 40 lbs/pie² ó 18 kg./0.1 m² ó 0.28 lbs/in², de acuerdo con el NBS PS 15-89. El moldeo de las tapas será por sistema de contacto y serán de forma abombada de curva toriesférica mediante el siguiente diseño:



D= DIAMETRO
T= ESPESOR

Este diseño será para los moldes de diámetro en metros de 1.80, 1.80, 2.00, 2.20, 2.50, 2.80, 3.00, 3.30 y 3.60.
 Como la presión es exterior, al espesor se le agrega un 35% más.

Formula $t = \frac{5 P D}{6 S}$ Formula Chemical Plant Design With Reinforced Plastic John N. Mallinson

Donde

- t = Espesor in
- P = Presión lb/in²
- D = Diámetro in
- S = Elongación máxima permisible con un factor de seguridad de 10

Consideramos un tanque de 3.60 m. de diámetro interno y una altura total de 8.40 m. volumen 84.000 lts.

- D = 141.73 in
- P = 0.28 lb/in²
- S = 15000 lb/in²

$$t = \frac{5}{6} \times \frac{0.28 \times 141.73}{15000} = \frac{198.42}{9000} = 0.0220 = 0.55 \text{ mm.}$$

Hacemos la corrección de S para espesores de 1/8" a 3/16" = 9000 lb/in².

$$t = \frac{5}{6} \times \frac{0.28 \times 141.73}{9000} = \frac{198.42}{5400} = 0.036 \text{ in} = 0.93 \text{ mm.}$$

$$t = 0.036 \times 1.35 = 0.0486 \text{ in} = 1.23 \text{ mm.}$$

La tapa es delgada y debe verificarse su espesor por pandeo o deformación de esfuerzos propios o externos (buckling).

Formula

$$t = \sqrt{\frac{(S F) (A P)}{0.1 \times E}} \quad \frac{1}{2} \quad R$$

Donde

- t = Espesor in
- R = Radio in
- AP = Presión lb/in²
- E = Modulo de elasticidad máxima permisible lb/in²
- SF = Factor de seguridad de 2

Sustituyendo

$$\begin{aligned} R &= 70.86 \text{ in} \\ AP &= 0.28 \text{ lb/in}^2 \\ E &= 800.000 \text{ lb/in}^2 \end{aligned}$$

$$t = \sqrt{\frac{(2) \times 0.28}{0.1 \times 800.000}} \times 70.86 = 0.187 \text{ in} = 4.76 \text{ mm.}$$

Esto significa que el pandeo controla el espesor de la tapa, sera de 3/16" (4.8 mm.)

El espesor de las tapas para diámetros hasta 2.50 m. sera de 3/16" = 4.8 mm., para diámetros mayores hasta 3.60 m. serán de 1/4" = 6.4 mm. y para diámetros de 3.30 m. y 3.60 m. y alturas mayores a 6.0 m. serán de 5/16" = 8.0 mm.

Para moldes de menor diámetro las tapas abombadas serán de curva semielipsoidal con un espesor mínimo de 3/16" 4.8 mm. según lo especifica la norma voluntaria PS 15-69 punto 3.3.6.

CALCULO ESPESOR DE LA PARED

Caso I.- Equipos con alturas menores a 2.0 m. utilizaremos los espesores recomendados en la tabla 7 de la norma voluntaria PS 15-69 punto 3.6.1.B para moldeo por contacto 100% colchoneta.

Mínimo espesor de la pared de tanques cilindricos verticales por diámetro y altura de tapa. ANEXO 1.

Caso II.- Equipos con diámetros mayores a 1.80 m. y alturas máximas a 2.5 veces el diámetro. Utilizaremos como espesor mínimo de barrera química lo recomendado por la norma voluntaria PS 15-69 de 1/8" 3.2 mm. en colchoneta 100% y el resto del espesor por moldeo por embobinado según norma ASTM-D-3299 (Filament Reinforced Polyester Chemical Resistant Tanks).

Mediante la formula:

$$P = \frac{2 \times SH}{D} \quad \text{Norma ASTM-D-3299}$$

Donde:

$$t = \text{Espesor en pulgadas in}$$

P = Presión hidrostática lb/in²
 D = Diámetro interior en pulgadas
 SH = 2 ET : Esfuerzo circunferencial máximo permisible
 Z = Extensibilidad = 0.001
 ET = Elongación combinada = $ET = EL \frac{t-1}{t} + ES \frac{t-2}{t}$

Los valores de EL varían de 700,000 a 1'000,000 PSI y los valores de ES varían de 3'000,000 a 6'000,000 PSI.

Diseñado para soportar un líquido de peso específico de 1.2 a 50 grados c. construido en espesor escalonado.

Consideremos un tanque de 3.60 m. de diámetro interior y una altura total de pared de cilindro de 8.4 m. volumen 84,000 lts.

$$D = 3.60 \text{ m.} = 141.73 \text{ in.}$$

Los valores de propiedades para laminados para plástico reforzado los tomaremos de la tabla 1 de la norma voluntaria PS 15-89 puntos 4.3.2, 4.3.3., 4.3.4 y el valor del esfuerzo circunferencial máximo permisible para filamento por embobinado de la norma ASTM-D-3299 y sera de 4'500,000 lb/in².

METODO DE CALCULO

Paso 1.- Calcular el espesor estructural de cada escalón de 60 cm. 2ft para colchoneta 100% mediante la formula:

$$t = \frac{P \cdot D}{2S} \quad \text{Formula de Barlow}$$

Donde:

t = Espesor en pulgadas in
 P = Presión hidrostática lb/in²
 D = Diámetro interior en pulgadas in
 S = Elongación máxima permisible con un factor de seguridad de 10.

ESCALONES

1.-	0.00	-	0.60 m.	8.0 m.
2.-	0.60	-	1.20 m.	7.4 m.
3.-	1.20	-	1.80 m.	6.8 m.
4.-	1.80	-	2.40 m.	6.2 m.
5.-	2.40	-	3.00 m.	5.6 m.
6.-	3.00	-	3.60 m.	5.0 m.
7.-	3.60	-	4.20 m.	4.4 m.
8.-	4.20	-	4.80 m.	3.8 m.

Hoja No. 17

9.-	4.80	-	5.40 m.	3.2 m.
10.-	5.40	-	6.00 m.	2.8 m.
11.-	6.00	-	6.60 m.	2.0 m.
12.-	6.60	-	7.20 m.	1.4 m.
13.-	7.20	-	7.80 m.	0.8 m.

PRESION

$$P 1 = 8 \text{ m.} \times 1.2 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3} \times 0.1 \times 14.22 = 16.65 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

- P 2 = 12.62
- P 3 = 11.60
- P 4 = 10.57
- P 5 = 9.55
- P 6 = 8.53
- P 7 = 7.50
- P 8 = 6.48
- P 9 = 5.46
- P10 = 4.43
- P11 = 3.41
- P12 = 2.38
- P13 = 1.36

ESPEORES

$$t 1 = \frac{16.65 \times 141.73}{2 \times 15000} = \frac{1934.78}{3000} = 0.6449 \text{ in} = 16.38 \text{ mm.}$$

- t 2 = 0.5965 in = 15.15 mm.
- t 3 = 0.4998 in = 13.92 mm.
- t 4 = 0.4998 in = 12.69 mm.
- t 5 = 0.4514 in = 11.46 mm.
- t 6 = 0.4030 in = 10.23 mm.
- t 7 = 0.3547 in = 9.00 mm.
- t 8 = 0.3063 in = 7.78 mm.

Corregimos el espesor con un factor de tensión máxima permisible de 13500 para espesores de 5/16" 8.0 mm.

- t 8 = 0.3401 in = 8.63 mm.
- t 9 = 0.2668 in = 7.29 mm.
- t10 = 0.2328 in = 5.91 mm.

Corregimos factor a 12000 para espesor de 1/4" a 6.4 mm.

- t10 = 0.2616 in = 6.64 mm.
- t11 = 0.2015 in = 5.11 mm.
- t12 = 0.1410 in = 3.58 mm.

Corregimos factor a 9000 para espesor de 3/16" 4.8 mm.

$$t_{12} = 0.1886 \text{ in} = 4.73 \text{ mm.}$$

El espesor 13 queda igual al espesor 12 según punto 3.3.6 de la norma voluntaria PS 15-89.

$$t_{13} = 0.1071 \text{ in} = 2.72 \text{ mm.}$$

Paso 2.- Calculamos la resistencia a la presión hidrostática de un líquido 1.2 para cada escalón.

ESPESOR ESTRUCTURAL

Escalón 1.- 0 - 60 = 15.38 mm.

2.5 mm. Resina y colchoneta de vidrio al 25%

13.38 mm. Resina y filamento de vidrio al 50%

15.26% Colchoneta

84.74% Filamento

Escalón	Espesor Colchoneta	Espesor Filamento	% Colchoneta	% Filamento
	mm	mm		
1	2.5	13.38	15.26	84.77
2	2.5	12.65	16.51	83.49
3	2.5	11.42	17.96	82.04
4	2.5	10.15	20.02	79.98
5	2.5	8.96	21.82	78.18
6	2.5	7.73	24.44	75.56
7	2.5	6.50	27.78	72.22
8	2.5	6.13	28.97	71.03
9	2.5	4.79	34.30	65.70
10	2.5	4.14	37.66	62.34
11	2.5	2.61	48.93	51.07
12	2.5	2.23	52.86	47.14
13	2.5	0.25	90.90	9.10

ELONGACION COMBINADA PARA CADA ESCALON

$$\text{Et 1} = 1000 \times 0.1576 + 4500 \times 0.8477 = 3936.2$$

$$\text{Et 2} = 1000 \times 0.1651 + 4500 \times 0.8349 = 3889.1$$

$$\text{Et 3} = 1000 \times 0.1796 + 4500 \times 0.8204 = 3835.5$$

$$\text{Et 4} = 1000 \times 0.2002 + 4500 \times 0.7998 = 3759.3$$

$$\text{Et 5} = 1000 \times 0.2182 + 4500 \times 0.7818 = 3692.6$$

$$\text{Et 6} = 1000 \times 0.2444 + 4500 \times 0.7556 = 3595.4$$

$$\text{Et 7} = 1000 \times 0.2778 + 4500 \times 0.7222 = 3472.1$$

$$\text{Et 8} = 900 \times 0.2897 + 4500 \times 0.7103 = 3428.1$$

$$\text{Et 9} = 900 \times 0.3430 + 4500 \times 0.6570 = 3230.9$$

$$\text{Et 10} = 800 \times 0.3766 + 4500 \times 0.6234 = 3106.0$$

Hoja No. 19

$$Et11 = 800 \times 0.4893 + 4500 \times 0.5107 = 2689.0$$

$$Et12 = 700 \times 0.5288 + 4500 \times 0.4714 = 2544.2$$

$$Et13 = 700 \times 0.9090 + 4500 \times 0.0910 = 1138.7$$

RESISTENCIA A LA PRESION HIDROSTATICA DE UN LIQUIDO P.E. 1.2 PARA CADA ESCALON

$$PA 1 = 2 \times 0.6449 \times .3967 / 141.73 = 35.82 \text{ lb/in}^2$$

$$PA 2 = 2 \times 0.5965 \times .3922 / 141.73 = 32.73 \text{ lb/in}^2$$

$$PA 3 = 2 \times 0.5481 \times .3871 / 141.73 = 29.66 \text{ lb/in}^2$$

$$PA 4 = 2 \times 0.4995 \times .3799 / 141.73 = 26.51 \text{ lb/in}^2$$

$$PA 5 = 2 \times 0.4514 \times .3736 / 141.73 = 23.52 \text{ lb/in}^2$$

$$PA 6 = 2 \times 0.4030 \times .3644 / 141.73 = 20.44 \text{ lb/in}^2$$

$$PA 7 = 2 \times 0.3547 \times .3527 / 141.73 = 17.37 \text{ lb/in}^2$$

$$PA 8 = 2 \times 0.3401 \times .3457 / 141.73 = 16.45 \text{ lb/in}^2$$

$$PA 9 = 2 \times 0.2866 \times .3265 / 141.73 = 13.06 \text{ lb/in}^2$$

$$PA10 = 2 \times 0.2616 \times .3106 / 141.73 = 11.46 \text{ lb/in}^2$$

$$PA11 = 2 \times 0.2015 \times .2689 / 141.73 = 7.64 \text{ lb/in}^2$$

$$PA12 = 2 \times 0.1866 \times .2491 / 141.73 = 6.69 \text{ lb/in}^2$$

$$PA13 = 2 \times 0.1071 \times .1046 / 141.73 = 1.71 \text{ lb/in}^2$$

CONVERSION PARA COLUMNA DE METROS DE AGUA LIQUIDO 1.2

$$PA 1 = 36.10 \times 0.5858 = 20.98 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA 2 = 33.01 \times 0.5858 = 19.17 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA 3 = 29.94 \times 0.5858 = 17.37 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA 4 = 26.79 \times 0.5858 = 15.53 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA 5 = 23.79 \times 0.5858 = 13.78 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA 6 = 20.72 \times 0.5858 = 11.97 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA 7 = 17.65 \times 0.5858 = 10.18 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA 8 = 16.59 \times 0.5858 = 9.63 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA 9 = 13.20 \times 0.5858 = 7.65 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA10 = 11.46 \times 0.5858 = 6.71 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA11 = 7.64 \times 0.5858 = 4.48 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA12 = 6.56 \times 0.5858 = 3.12 \text{ m. Liquido 1.2}$$

$$PA13 = 1.58 \times 0.5858 = 1.00 \text{ m. Liquido 1.2}$$

Si redondeamos las cifras y construimos una gráfica, se vé que los valores son proporcionales y hacen una línea recta, así mismo observamos que la columna para metros de agua es suficiente a partir del noveno escalón y con el objeto de hacer una tabla semejante a la norma voluntaria recalculamos el tanque cada 1.8 m. (6 ft) a partir de 8.4 m. de altura y con base a experiencia sabemos que los gruesos de cada sección serian como sigue con 360 gr/m² de Filament Windign.

ANEXO 2.

ESCALON	gr/m ² F. Windign	ESPESOR mm	gr. m ² Colchoneta	ESPESOR mm	F	C
0 - 180	5760	6.45	900	2.5	0.7207	0.2793
180 - 360	5040	5.85	900	2.5	0.6933	0.3067
360 - 540	4320	4.85	900	2.5	0.6549	0.3451
540 - 720	3600	4.05	900	2.5	0.6184	0.3816
720 - 840	2880	3.25	900	2.5	0.5653	0.4347

ELONGACION COMBINADA PARA CADA ESCALON

ET1 =	800 x 0.2793 + 4500 x 0.7207 =	3466
ET2 =	800 x 0.3067 + 4500 x 0.6933 =	3365
ET3 =	800 x 0.3451 + 4500 x 0.6549 =	3023
ET4 =	800 x 0.3816 + 4500 x 0.6184 =	3088
ET5 =	800 x 0.4347 + 4500 x 0.5653 =	2892

COLUMNA METROS DE AGUA LIQUIDO P.E. 1.2

PA1 =	(2 x 0.3524 x 3466 / 141.73) x 0.5858 =	10.09 m. Liquido 1.2
PA2 =	(2 x 0.3209 x 3365 / 141.73) x 0.5858 =	8.92 m. Liquido 1.2
PA3 =	(2 x 0.2893 x 3023 / 141.73) x 0.5858 =	7.22 m. Liquido 1.2
PA4 =	(2 x 0.2578 x 3088 / 141.73) x 0.5858 =	6.58 m. Liquido 1.2
PA5 =	(2 x 0.2263 x 2892 / 141.73) x 0.5858 =	5.41 m. Liquido 1.2

Ver diagrama del tanque figura 1.

Al gráficar, nuevamente encontramos una línea recta y en base a los datos obtenidos y nuestra experiencia, siguiendo este procedimiento para otros diámetros podemos construir nuestra tabla de espesores. ANEXO 3 Y 4.

CALCULO ESPESOR DEL FONDO

Según norma ASTM D-3299 punto 5.1.3 y 2, especifica que los fondos de los tanques entre 1.83 m. y 3.66 m. de diámetro (6 y 12 ft) deberán tener un espesor mínimo de 6.4 mm. (1/4") con 25% de colchoneta de fibra de vidrio.

El espesor del fondo sera similar al espesor calculado en la parte baja del cilindro.

2.- RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES A PRESION ATMOSFERICA.

El calculo del espesor sera el recomendado en la tabla No. 8 de la norma voluntaria PS 15-69 para moldeo por contacto 100% colchoneta punto 3.6.2.3.

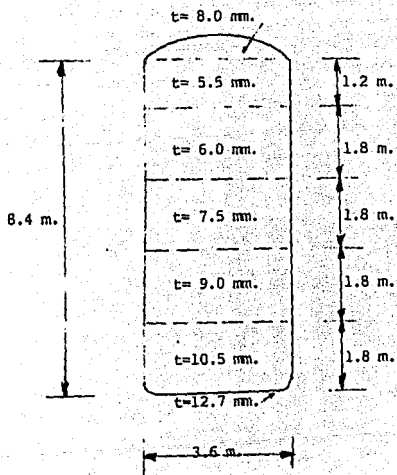
El criterio para la forma de cabezales sera el mismo descrito para las tapas de tanques cilindricos horizontales. ANEXO 5.

3.- RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES O VERTICALES SUJETOS A PRESION.

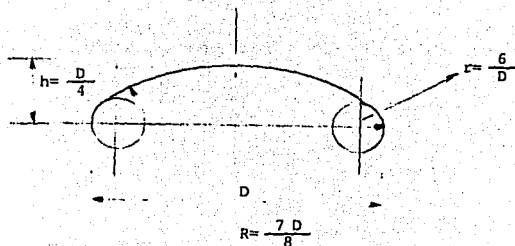
La forma de los cabezales o fondos sera de forma semielipsoidal se usa la formula de Chemical Plant Design With Reinforced Plastic de John N. Mallison.

$$t = \frac{5}{8} \frac{P R}{S}$$

Figura No. 1

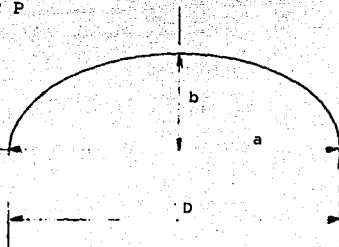


Y para el caso de las semielipsoidales el valor de R debe tomarse como $R = 7/8 D$



Según especificaciones ASTM podemos usar la siguiente formula para semielipsoidales sujetas a presión interna.

$$t = \frac{P d y}{2f - 0.2 P}$$



Donde:

P = Presión de trabajo lb/in²
f = Esfuerzo máximo permisible a la tensión (1500 lb/in² para poliéster).

d = Diámetro interno in
v = Factor de intensificación

$$v = \frac{1}{8} (2 + k^2)$$

k = a Eje mayor
b Eje menor

CALCULO DE ESPESORES

Formulas de Chemical Plant Design With Reinforced Plastic John N. Mallinson.

Cilindro

$$t = \frac{P \times R}{S - 0.6 P}$$

Cabezales (Semi-elipsoidales)

$$t = \frac{5}{8} \frac{P \times R}{S} \quad \text{Donde } R = 7/8 D$$

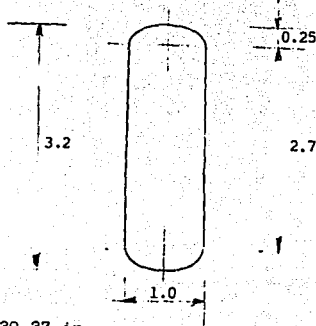
$$t = \frac{5}{8} \frac{P \times (0.875 D)}{S}$$

Donde:

t = Espesor en pulgadas in
P = Presión en lb/in²
R = Radio en pulgadas in
D = Diámetro interno en pulgadas in
S = Elongación máxima permisible en lb/in² con un factor de seguridad 10.

Ejemplo:

Consideramos un recipiente de 1.0 m. de diámetro por 2.70 m. de largo más cabezales a una presión de diseño de 4 kg/cm².



$$D = 1.00 \text{ m.} = 39.37 \text{ in}$$

$$R = 0.50 \text{ m.} = 19.68 \text{ in}$$

$$P = 4 \text{ kg/cm}^2 \times 14.22 = 56.8 \text{ lb/in}^2$$

$$S = 15,000 \text{ para espesores mayores a } 3/8" \text{ (9.2 mm.)}$$

Cilindro

$$t = \frac{56.8 \text{ lb/in}^2 \times 19.68 \text{ in}}{15000 - (0.8(56.8 \text{ lb/in}^2))} = 0.7625 \text{ in} \times 25.4 = 15.36 \text{ mm.}$$

Casquetes

$$t = \frac{5}{8} \times \frac{56.8 \text{ lb/in}^2 \times (0.875(39.7 \text{ in}))}{15000} = 1.08 \text{ in} \times 25.4 = 27.43 \text{ mm.}$$

CONCLUSIONES

La construcción de estos equipos será moldeado por contacto 100% colchoneta.

Los espesores de los cabezales siempre serán mayores que los del cilindro.

Los espesores a realizar serán para el cilindro sera de 3/4" (19.00 mm.) y para los cabezales de 1 1/8" (28.5 mm.)

Hoja No. 25

4.- RECIPIENTES CILINDRICOS HORIZONTALES Y VERTICALES SUJETOS A VACIO

Consideraciones:

Se considera que estos equipos están sujetos a una presión externa uniforme tal como vacío provocando deformación.

Cálculo

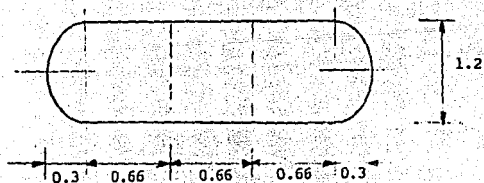
El cálculo más confiable se basa en el uso de la ecuación.

$$W_c \text{ o } P_c = kE (t/D)^3 \text{ para la parte cilíndrica.}$$

Esta fórmula cuenta con la gráfica 11-4 de la página 230 del Chemical Plant Design With Reinforced Plastic, en su construcción se encuentran el mayor número de valores de k para diferentes relaciones de longitud diámetro y espesor a diámetro. ANEXO 6.

Ejemplo:

Un equipo de 1.20 m. de diámetro por 2.00 m. de largo más cabezales y trabajara a un vacío absoluto para la Ciudad de México, con un factor de seguridad de 10.



Sabemos que el vacío absoluto en la Ciudad de México son 585 mm Hg.

Convertimos mm Hg a lb/in²

$$\begin{aligned} \text{Si } 1000 \text{ mm Hg} &= 1.360 \text{ kg/cm}^2 = 14.22 \text{ lb/in}^2 \\ P &= 0.7956 \text{ kg/cm}^2 \times 14.22 \text{ lb/in}^2 = 11.31 \text{ lb/in}^2 \end{aligned}$$

Necesitamos también considerar el número de refuerzos que este recipiente tendrá para evitar que se haga muy grueso y por lo tanto más costoso, así como la distancia que habrá entre ellos. En este caso el claro más largo entre cada anillo los consideraremos de 56

cm. por tener un registro hombre de 20' (50 cm.). Los refuerzos o anillos se colocan generalmente para tanques a vacío en el interior.

$$l = 56 \text{ cm} = 22''$$

Debemos suponer un espesor (f) inicial en pulgadas.

$$f = 3/8'' = 0.375 \text{ in} = 8.0 \text{ mm.}$$

$$D = \text{Diámetro en pulgadas in} = 120 \text{ cm} = 47.24 \text{ in}$$

$$r = \text{Radio en pulgadas in} = 60 \text{ cm} = 23.62 \text{ in}$$

$$De = \text{Diámetro externo in}$$

$$re = \text{Radio Externo in}$$

$$\frac{l}{re} = \frac{22}{23.99} = 0.917 \quad ; \quad \frac{De}{t} = \frac{47.99}{0.375} = 127.9$$

$$\frac{t}{De} = \frac{0.375}{47.99} = 0.0078 \quad ; \quad \left(\frac{t}{De}\right)^3 = 0.00000047$$

$$\text{De} \quad 47.99 \quad \quad \quad (\text{De})$$

Por gráfica k = 85

E = 1'000.000 Modulo de elasticidad máximo permisible Tabla 1 Norma Voluntaria PS 15-69.

$$Wc = 85 \times 1'000.000 \times 0.00000047 = 39.95 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Factor de Seguridad} = \frac{\text{Presión de Colapso}}{\text{Presión de Trabajo}} = \frac{39.95}{11.31} = 3.53$$

El factor de seguridad mínimo requerido es de 4 como este factor es menor debemos suponer un espesor mayor de la pared.

Suposición 2.-

$$t = 7/16'' = 0.4375 \text{ in} = 10.7 \text{ mm.}$$

$$\frac{l}{re} = \frac{22}{24.49} = 0.898 \quad ; \quad \frac{De}{t} = \frac{48.11}{0.4375} = 109.96$$

$$\frac{t}{De} = \frac{0.4375}{48.11} = 0.009 \quad ; \quad \left(\frac{t}{De}\right)^3 = 0.0000007$$

$$\text{De} \quad 48.11 \quad \quad \quad (\text{De})$$

$$k = 82 \quad E = 1'000.000$$

$$Wc = 82 \times 1'000.000 \times 0.0000007 = 57.4$$

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{57.4}{11.31} = 5.07$$

Si consideramos que el espesor de 7/16" es un factor de seguridad aceptable, veamos si es posible disminuir el número de anillos a 3 aumentando el claro entre ellos.

$$l = 66.8 \text{ cm} = 26.24 \text{ in}$$

$$\frac{l}{re} = \frac{26.24}{24.49} = 1.07 \quad ; \quad \frac{De}{t} = 109.96$$

$$\frac{t}{De} = 0.009 \quad ; \quad \left(\frac{t}{De}\right)^3 = 0.0000007$$

$$k = 72$$

$$Wc = 72 \times 1'000.000 \times 0.0000007 = 53.9$$

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{53.9}{11.31} = 4.76$$

Es un factor de seguridad aceptable por lo que es conveniente utilizar únicamente 2 anillos.

CALCULO ESPESOR DE CABEZALES

Misma formula para cabezales de recipientes a presión.

$$t = \frac{5}{6} \frac{P R}{S} \quad \text{Donde } R = 7/8 D$$

$$P = 11.31 \text{ lb/in}$$

$$S = 15000 \text{ lb/in}^2$$

$$D = 47.24 \text{ in}$$

$$t = \frac{5}{6} \frac{11.31(0.875(47.24))}{15000} = \frac{2337.49}{9000.00} = 0.2597 \text{ in} = 6.59 \text{ mm.}$$

Por estarse ejerciendo presión de otro lado.

$$tf = t \times 1.3 = 0.2597 \times 1.3 = 0.3376 \text{ in} = 8.57 \text{ mm.}$$

Dicho espesor es menor al cuerpo del cilindro.

En el caso de tener alta temperatura de trabajo deberemos corregir el espesor dividiendo por un factor de corrección de 0.65.

CALCULO DE ESPESOR DE ANILLOS.

(Calcule del momento de inercia o momento de segundo orden).

$$I = \frac{PeDe^3l}{24 E}$$

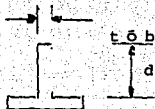
Donde:

- I = Momento de inercia in⁴
- P_e = Presión en lb/in² = 11.31 lb/in²
- D_e = Diámetro exterior en pulgadas in = 48.11 in
- l = Claro entre anillos en pulgadas in = 26.24 in

Sustituyendo

$$I = \frac{11.31 \times 48.11^3 \times 26.24}{24 \times 1,000,000} = 1.3769 \text{ in}^4$$

Consideramos que los anillos sean de forma rectangular.



Calculamos el espesor con la siguiente forma.

$$I = \frac{bd^3}{12}$$

Donde:

- I = Momento de inercia in⁴
- b = Espesor in
- d = Peralte del anillo en pulgadas

Donde:

$$b = t = \frac{12 \times I}{d^3}$$

Consideramos d = 2 in

$$t = \frac{12 \times 1.3764}{(2)^3} = 2.064 \text{ in} = 52.44 \text{ mm} = 2 \frac{1}{16}$$

Este espesor de anillo es muy grueso y de difícil moldeo por lo que suponemos un nuevo peralte.

$$d = 3 \text{ in}$$

$$t = \frac{12 \times 1.3764}{(3)^3} = 0.611 \text{ in} = 15.53 \text{ mm} = 5/8''$$

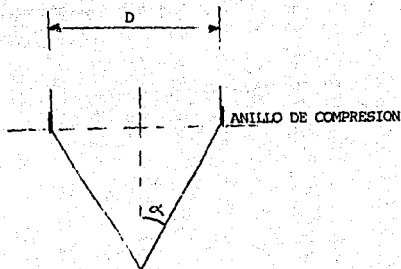
Este es un espesor aceptable.

Conclusiones:

La realización de este equipo sera por moldeo por contacto 100% colchoneta y tendrá un espesor de 7/16" 10.8 mm. tanto en cilindro como en cabezales con 2 anillos de refuerzo internos de forma rectangular con un peralte de 3" (7.62 mm.) y un espesor de 5/8" (15.5 mm.)

6.- TAPAS Y FONDOS CONICOS SUJETOS A PRESION INTERNA.

Caso 1.- Fondos cónicos cuyo ángulo α no sea mayor a 30 grados.



Ecuación 6.154

$$t = \frac{P \cdot d_i}{2 \cos \alpha (f - 0.8 P)}$$

En ciertos casos de presión pueda hacer excesiva deformación en la unión (esfuerzo excesivo) por lo que se usa un anillo de compresión según tabla 13.3 Pag. 259 del Process Design.

Valores A para cierres cónicos.

$\frac{I}{fE}$	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005	0.006
Δ grados	13	18	22	25	28	31

La sección transversal del anillo de compresión se calcula por:

El 13.16

$$\Delta = \frac{P}{fE} \frac{(d_3 \tan \alpha)}{8} \frac{11}{\text{grado}} \frac{|\Delta \text{ grado}|}{\text{grado}} \quad \Delta = \text{valor crítico.}$$

fE = 3 Esfuerzo máximo permisible lb/in²

P = Presión lb/in²

di = Diámetro in

Ejemplo:

Consideremos un decantador cilíndrico vertical de 2.80 m. de diámetro por 5.0 m. de altura con fondo cónico de 30 grados.

Altura del cono = 2.4 m.

Altura total = 7.4 m.

Presión hidrostática para un líquido 1.2 = 12.62 lb/in².

$$t = \frac{12.62 \times 110.23}{2(0.886) \left(\frac{1500}{10} - (0.6)(12.62) \right)}$$

t = 0.538 in = 13.66 mm.

Calculo del anillo de compresión.

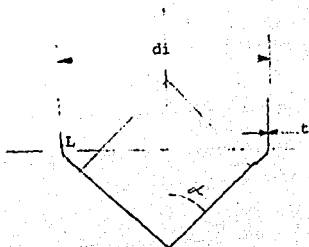
$$\frac{P}{S} = \frac{12.62}{15000} = 0.00084 \text{ Que corresponde a un } \Delta \text{ aproximado de 43 grados.}$$

Al no cumplir la condición de $\alpha > \Delta$ este cono no requiere anillo de compresión.

Caso 2.- El ángulo α es mayor a 30 grados.

En este caso invariablemente se debe usar un cierre toricónico. también se recomienda cuando el α es menor de 30 grados pero mayor que \rightarrow en la tabla 13.3 para evitar el uso de anillo de compresión.

El radio de la curva de transición (knuckle) no debe ser menor de 6% del diámetro exterior del cuerpo.



El espesor de la curva de transición se determina mediante la formula con factor de intensificación.

$$t = \frac{P d w}{2 f - 0.2 P}$$

Donde w = factor de intensificación.

$$w = \frac{1}{4} \left(3 + \sqrt{\frac{rc}{ri}} \right)$$

$$rc = L$$

$$L = \frac{d}{2 \cos \alpha}$$

di = Diámetro interno en el punto de tangencia de la porción cónica con la curva de transición.

ri = Radio de la curva de transición.

Ejemplo:

Siguiendo el ejemplo anterior se requiere usar un cierre toricónico en lugar de un anillo de compresión y el radio de la curva de transición es de 6.6 m. determinar el espesor de la curva de transición y el cono.

Diámetro interior en el punto de tangencia di.

$$di = 110.23 - 2 (6.6) (1 - 0.866) = 108.46 \text{ in}$$

$$L = \frac{108.46}{2 (0.866)} = 62.62 \text{ in}$$

$$W = \frac{1}{4} \left(3 + \frac{\sqrt{62.62}}{\sqrt{6.6}} \right) = 1.52$$

Sustituyendo

$$t = \text{curva de transición} = \frac{12.62 \times 110.23 \times 1.34}{2 (15000) - (0.2 (12.62))} =$$
$$\left(\frac{10}{10} \right)$$

$$t = 0.6218 \text{ in} = 15.79 \text{ mm.}$$

El espesor del cono será:

$$t \text{ cono} = \frac{12.62 \times 108.46}{2 (0.866) (15000) - (0.6 (12.62))} =$$
$$\left(\frac{10}{10} \right)$$

$$t \text{ cono} = 0.5295 \text{ in} = 13.45 \text{ mm.}$$

Uso de la tabla 7 de la norma voluntaria PS 15-69 para determinar el espesor de pared en fondos cónicos.

Como la formula utilizada para el cálculo de los espesores en los fondos cónicos. es casi igual que la de los tanques cilindricos verticales. basta dividir el espesor de la tabla 7 entre el coseno del ángulo del fondo cónico.

Continuando con el ejemplo:

$$D = 2.8 \text{ m.} = 9.2 \text{ ft}$$

$$h = 7.4 \text{ m.} = 24.2 \text{ ft}$$

Por tabla $t = 1/2 \text{ in} = 12.7 \text{ mm.}$

Esto fue calculado con la fórmula $t = \frac{PR}{2S}$

y la del cono es $t = \frac{PR}{2\text{COS } \alpha}$

Por lo tanto bastara dividir este espesor entre el coseno del ángulo.

$$\text{COS } 30^\circ = 0.866$$

$$t = \frac{0.5}{0.866} = 0.577 \text{ in} = 14.66 \text{ mm.}$$

Conclusiones:

- 1.- El moldeo será por contacto 100% colchoneta.
- 2.- La unión cono cilindro debe ser toricónica.
- 3.- El espesor de la pared del fondo y del cuerpo deben ser iguales o cuando menos una parte razonable del cuerpo.
- 4.- Para este caso el molde sera de 15.8 mm = 5/8" para la curva de transición y de 14.2 in = 9/16 in.
- 5.- Recuerdese que esta formula es simplificada y hasta 45 grados (en el caso de 45 grados es recomendable usar un anillo).
- 6.- CALCULO PARA FONDOS SEMIELIPSOIDALES O TORIESFERICOS.

Calculo de espesores:

El calculo se realizara con la misma formula para casquetes sujetos a presión pero su diseño sera para construir tangues con fondo curvo (Dished Head) y la presión gobernante será la presión hidrostática.

Formula:

$$t = \frac{5}{6} \frac{PR}{SE}$$

Donde:

- t = Espesor en pulgadas in
- P = Radio en in
- D = Diámetro interno en in
- S = Elongación máxima permisible en lb/in³ con un valor de seguridad de 10.
- E = Extensibilidad

Como se indico anteriormente para fondos toriesféricos D = R y para semielipsoidales R = 7/8 D.

Ejemplo:

Consideremos un tanque cilindrico horizontal de fondo toriesférico de 2.5 m. de diámetro por 4.7 m. de altura más 0.4 m. del fondo.

- D = 2.5 m. = 98.42 in = R
- P = (4.7 + 0.4) x 0.1 x 1.2 x 14.22 = 8.7 lb/in²
- S = 15.000 lb/in² para laminados mayores a 3/8" de espesor.
- E = 1

Sustituyendo:

$$t = \frac{5 \times 8.7 \times 98.42}{8 \times \frac{15000}{10}} = 0.4756 \text{ in} = 12.08 \text{ mm} = 1/2''$$

Conclusiones:

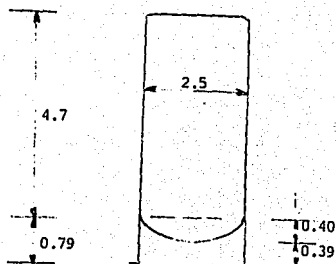
El fondo de este tanque tendrá un espesor de 12 mm. (1/2") moldeado por contacto 100% colchoneta.

7.- CALCULO DE FALDON PARA SOPORTE DE EQUIPO CON FONDO SEMIELIPSOIDAL TORIESFERICO O CONICO:

El cálculo de espesores será mediante formulas de pandeo.

Ejemplo:

Continuando con el ejemplo del punto anterior se requiere soportar el equipo con un faldón de 2.6 ft = 31" = 79 cm.



La capacidad del tanque son 30.000 lts. PE = 1 y el peso del tanque es de 500 kgs.

Datos

- r = 1.25 m. = 49.20 in
- D = 2.50 m. = 98.42 in
- hi = 0.40 m. = 15.74 in Altura fondo
- H = 4.70 m. = 185.00 in Altura cilindro
- Contenido 30.000 lts. = 30.000 kgs.
- Peso del tanque vacio = 500 kgs.
- Peso Total 30.500 kgs. = 67250 lb

Para el cálculo del espesor contamos con la fórmula de espesor mínimo del British Standard, con la fórmula 6.71 del "Structural Plastic Design" y con la fórmula y gráfica del Mallinson Pag. 230.

1.- Sistema British Standard:

Fórmula:

$$t = \sqrt{\frac{Qp \cdot F \cdot Di \cdot 2.4}{0.58 \times ELAM}}$$

$$t = \sqrt{\frac{Qp \cdot f \cdot Di}{0.58 \times ELAM}}$$

D_i = Diámetro interno en mm = 2500 mm.
 ELAM = Elongación máxima permisible = 12700 N/mm Width
 F = Factor de seguridad = 4
 Q_p = Máxima compresión permisible N/mm Libras por pulgada de ancho.

$$\text{Calculando } Q_p = \frac{\text{Peso total kg.} \times 9.81}{\pi D_i}$$

Sustituyendo:

$$Q_p = \frac{30550 \times 9.81}{3.1416 \times 2500} = 38.1$$

$$t = \sqrt{\frac{38.1 \times 4 \times 2500 \times 2.4}{12.700 \times 0.58}} = 11.1 \text{ mm} = 0.437 \text{ in}$$

Como se puede ver en esta fórmula no interviene la longitud del faldón.

2.- Sistema Structural Plastic Design" fórmula 6.71 para cilindros cortos.

Fórmula:

$$t^2 = \frac{\pi^2 E K t^2}{12 (1-M^2)b^2}$$

Donde:

- t = Espesor en in
- σ = Esfuerzo permisible = 650 lb/in² que es el criterio del Mallinson.
- E = Elasticidad máxima permisible = 800.000 lb/in²
- K = Factor de seguridad = 4 para Hingel Ring según Structural Plastic Design.
- M = Relación de Poisson para plástico reforzado = 0.3
- b = Altura del cilindro (faldón) = 32 in = 79 cm. = 2.6 ft.

Despejando t

$$t^2 = \frac{\sigma^2 \times 12 (1-M^2)b^2}{\pi^2 \times E \times K}$$

$$t = \sqrt{\frac{\sigma^2 \times 12 (1-M^2)b^2}{\pi^2 \times E \times K}}$$

Sustituyendo:

$$t = \sqrt{\frac{650 \times 12 \times (1-0.32) \times (32)2}{9.87 \times 800.000 \times 4}}$$

$$t = \sqrt{0.239}$$

$$t = 0.4785 \text{ in} = 12.15 \text{ mm.}$$

Este valor es semejante al del British Standard pero un poco mayor. véase que en esta fórmula si interviene la altura del faldón.

El faldón en si no solo recibe el esfuerzo del peso del tanque y el peso del contenido sino que también puede estar sometido a vientos y sismos. como el tanque va a colocarse en zona sísmica hay que calcular el esfuerzo.

Fórmulas:

$$\text{Frecuencia} \quad T = \frac{2}{3.53} \sqrt{\frac{wh^3}{EIG}} \quad \text{Fórmula 9.67 del Process Equipment Design}$$

$$\text{Momento} \quad M_{\text{max}} = \frac{4C W X^2 (3H - X)}{H^2}$$

Donde:

- G = g = Gravedad = 32.2 ft/s²
- E = Esfuerzo máximo permisible = 800.000 lb/ft²
- I = Momento de inercia = $\frac{1}{12} R^3 t = \text{in}^4$
- t = Espesor in
- w = Peso por unidad de longitud (en este caso altura)
- h = Altura in

Calculando

$$h = 15.4 \text{ ft} + 2.6 \text{ ft} = 18 \text{ ft} = 216 \text{ in}$$

$$w = \frac{67250 \text{ lb}}{216 \text{ in}} = 311.4 \text{ lb/in}$$

Considerando $t = 0.48 \text{ in} = 0.5 \text{ in}$

$$I = 3.1416 (49.2)3 \times 0.5 = 187075.2 \text{ in}^4$$

Sustituyendo.

$$T = \frac{2 \times 3.1416}{3.53} \sqrt{\frac{311.4 (218)4}{800.000 \times 187075.2 \times 32.2}}$$

$$T = 1.78 \text{ V } 0.1408$$

$$T = 0.668 \text{ in}$$

Cálculo del coeficiente C de la fórmula del momento M_{sx} de la tabla 9.3 Pag. 187.

$$C = \frac{0.08}{T}$$

$$C = \frac{0.08}{0.668} = 0.12$$

Cálculo del momento M_{sx} para el punto de unión del faldón al cuerpo.

$$x = 15.4 \text{ ft}$$

$$H = 18 \text{ ft}$$

$$w = \text{Peso de liquido} + \text{Peso de tanque } 30.500 \text{ kgs. (67250 lb)}$$

Sustituyendo:

$$M_{sx} = \frac{4 \times 0.12 \times 67250 \times (15.4)^2 (3 \times 18 - 15.4)}{182}$$

$$M_{sx} = 913120 \text{ lb/in}$$

$$\text{Esfuerzo sísmico} = \frac{M_{sx}}{\sqrt{r^2 (t - c)}}$$

Donde:

- M_{sx} = Momento lb-in
- r = Radio in
- t = Espesor in
- c = Corrosión no hay

Sustituyendo:

$$\sqrt{\text{Sismico}} = \frac{913120}{3.1416 \times (49.21)^2 \times 0.44} = 272.8 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Este esfuerzo hay que agregarlo a los que se deben solamente al peso del tanque y su contenido.

1.- Sistema British Standard

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Donde:

σ = Esfuerzo lb/in²

P = Peso lb

A = Area in²

$$P = \sigma \times A$$

$$A = 0.44 \times 3.1416 \times 98.4 = 136 \text{ in}^2$$

Sustituyendo

$$P = 272.8 \times 136 = 37113 \text{ lb}$$

$$\text{Peso Total que actúa} = 37113 + 67250 = 104363 \text{ lb} = 47300 \text{ kg.}$$

Nuevo Cálculo de Q_p

$$Q_p = \frac{47300 \times 9.81}{3.1416 \times 2500} = 59.1 \text{ N/mm width}$$

Sustituyendo en t.

$$t = \sqrt{\frac{59.1 \times 4 \times 2500 \times 2.4}{12700 \times 0.58}}$$

$$t = 13.86 \text{ mm} = 0.5456 \text{ in}$$

Que son aproximadamente 9/16" (14.2 mm) contra 7/16" (10.8 mm) sin tomar en cuenta el sismo.

2.- Sistema Structural Plastic Design Ecuación 6.71

En este sistema se consideró un esfuerzo de 650 PSI.

Total = Esfuerzo total = Esfuerzo debido al peso + peso debido al sismo.

$$\sigma T = 650 + 278.2 = 928.2$$

Del cálculo anterior

$$t_2 = 0.329 \times \frac{923}{550} = 0.325$$

$$t = \sqrt{0.325} = 0.57 \text{ in} = 14.47 \text{ mm } 9/16'' \text{ aproximadamente.}$$

Es un espesor similar al obtenido según el sistema British Standard.

3.- Como se dijo al principio existe también la fórmula del Mallinson "Chemical Plast Design".

Formula:

$$t = \sqrt[3]{\frac{P_e}{K E}} \times D_e$$

$$D_e = d_i + 2t_i$$

Donde:

- t = Espesor in
- P_e = Presión lb/in²
- K = Constante gráfica 11.4 página 230 o 347
- E = Elasticidad máxima permisible PSI
- l = Claro o distancia entre refuerzos in
- D_e = Diámetro externo in
- d_i = Diámetro interno in
- t_i = Espesor supuesto in

Datos

$$l = 31 \text{ in} = 78.74 \text{ cm} = 2.6' + 1'$$

$$\text{Altura total} = 5.15 \text{ m}$$

$$P_e = 5.15 \times 0.1 \times 1.0 \times 14.22 = 7.323 \text{ PSI}$$

$$E = 1'000.000 \text{ PSI}$$

Si consideramos un espesor inicial de 1/2" = 12.7 mm

$$D_e = 98.42 + 2 (0.5) = 99.42 \text{ in}$$

Cálculo de K

$$\frac{l}{D_e} = \frac{0.5}{99.42} = 0.00502$$

$$K = \frac{99.42}{0.5} = 198.84$$

$$\frac{l}{re} = \frac{31}{49.21} = 0.63$$

Por gráfica K = 160

Sustituyendo

$$t = \sqrt[3]{\frac{7.323}{160 \times 1'000.000}} \times 99.42 = \sqrt[3]{0.00000004578} \times 99.42$$

$$t = 0.003577 \times 99.42 = 0.355 \text{ in} = 9.03 \text{ mm}$$

Este resultado es más bajo que los obtenidos por los otros 2 sistemas por lo que no lo tomamos en cuenta.

Conclusiones:

El espesor del faldón será de 9/16" = 14.2 mm moldeado por contacto de preferencia con 2 a 3 capas de hilo dirigido verticalmente.

8.- CALCULO DE ANILLO SOPORTE.

El libro "Process Equipment Design" en sus páginas 190 y 191 discute el caso más parecido en el cual el momento máximo flexionante en la placa soporte dentro del anillo y esta localizado cerca de los tornillos, en este caso se comporta como una viga y su momento es:

$$M_{max} = \frac{P \times b}{8} \quad \text{Fórmula 10.36}$$

Donde:

- M_{max} = Momento máximo lb-in
- P = Presión en cada espacio
- b = Claro entre atiesantes
- δ = Constante

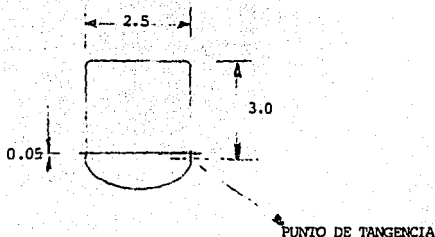
$$t = \sqrt{\frac{M_{max} \times \delta}{F (t_3 - bhd)}} \quad \text{Fórmula 10.37}$$

F = Esfuerzo máximo permisible. Según criterio del Chemical Plast Design (P.140) un laminado a compresión tiene 14.000 PSI.

- t₃ = Ancho del plato soporte in
- t = Espesor del plato soporte in
- bhd = Diámetro del orificio de los tornillos in

Ejemplo:

Considere un equipo mezclador de solución de cloruro de sodio al 18% con un P.E. 1.4 de 2.50 m. de diámetro por 3.0 m. de altura de la parte cilíndrica con fondo semielipsoidal soportado por un anillo en la parte baja del cilindro a 5 cm. del punto de tangencia.



Para este cálculo debemos suponer un ancho de anillo y el número de atezantes y entre cada uno de ellos considere un tornillo en cada espacio.

$$P = \frac{\sum P_w (H-L)}{n Dbc} + \frac{\sum w}{n} \quad \text{Fórmula 10.76}$$

Donde:

\sum = Peso del volumen del recipiente

n = Número de espacios

EL = Ancho del anillo será de 12.5 cm. = 5" unido por 8 atezantes y el diámetro del orificio será de 3/4" = 19 mm.

Principiamos por sacar el volumen del cilindro y del fondo, para calcular P y como está en interior y no recibe viento despreciamos el primer miembro de la ecuación 10.76.

Volumen cilindro = 14700 lbs.

Volumen fondo = 1400 lbs.

Volumen total = 16100 lbs.

w = 16.100 x 1.4 = 22540 kg. = 49847.6 lb

P = $\frac{49847.6}{8}$ = 6205.9 lb

Consideramos el espesor en la parte baja del cilindro de 1.0 cm.

$$b = \frac{3.1416 \times 2.52}{8} = 0.989 \text{ m} = 38.96 \text{ in}$$

Sustituyendo

$$M_{\max} = \frac{6205.9 \times 38.96}{8} = 31.669.12 \text{ lb-in}$$

$$t = \sqrt{\frac{31.669.12 \times 6}{14.000 (5-0.75)}} = \sqrt{3.19} = 1.78 \text{ in} = 45.4 \text{ mm.}$$

Es un espesor muy grueso se hace necesario poner más atiesantes.

Con 12 atiesantes:

$$\begin{aligned} P &= 4137.2 \text{ lb} \\ b &= 0.659 \text{ m.} = 25.97 \text{ in} \\ M_{\max} &= 13.430.7 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

$$t = \sqrt{1.35} = 1.16 \text{ in} = 29.51 \text{ mm.}$$

Continua siendo un espesor alto, consideremos 24 atiesantes.

$$\begin{aligned} P &= 2068.65 \text{ lb} \\ b &= 0.329 \text{ m.} = 12.97 \text{ in} \\ M_{\max} &= 3355.27 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

$$t = \sqrt{0.3383} = 0.5816 \text{ in} = 14.77 \text{ mm} = 5/8"$$

Los atiesantes serán triangulares y como mínimo deberá tener la base y la altura igual al ancho del anillo y el mismo espesor que el del anillo.

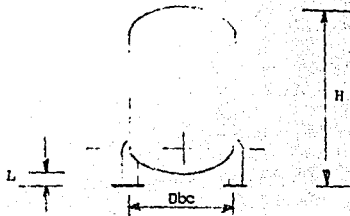
Conclusiones:

El anillo de compresión para este equipo tendrá un espesor de 14.8 mm (5/8") con un ancho de 12.5 cm (5") con 24 atiesantes y 24 barrenos de 19.0 mm. (3/4").

NOTA:

Para la fórmula 10.76 donde si consideramos presión por vientos.

- H = Altura total del equipo (incluye patas o faldón) ft
- L = Altura del fondo del equipo al piso ft
- n = Número de atezantes
- Dbc = Diámetro de orificio a orificio ft
- Pw = Exposición superficial por vientos lb
- Pw = 0.0025 Vm² para patas cilíndricas
- Vw = Velocidad del viento millas por hora tabla 9.1 P-159



9.- CALCULO DE PATAS PARA SOPORTE.

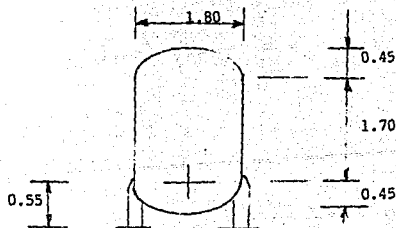
El cálculo será mediante fórmula de esfuerzo por Sistema del British Standard para cilindros cortos.

Ejemplos:

Un tanque cilíndrico vertical de fondo y tapa semielipsoidal de 1.80 m. de diámetro por 1.70 m. de altura cilíndrica más 0.45 m. de fondo más 0.45 m. de tapa altura total 2.70 m. volumen 4750 lts. se soportará en cuatro patas de 0.55 m. de largo.

Fórmula:

$$G = \frac{P}{A}$$



Hoja No. 45

Donde:

σ = Esfuerzo para el Sistema British Standard el esfuerzo mínimo para cilindros cortos es de 420 lb/in².
P = Peso lb
A = Area in²

Peso del tanque más volumen peso específico 1.2.

Volumen = 4750 x 1.2 = 5700 kg.
Peso tanque = 500 kgs. = 500 kgs.
Peso total = 6200 kgs. = 13,656.4 lb
Peso por pata = $\frac{13656.4}{4}$ = 3414 lb

$$420 = \frac{3414}{A}$$

$$A = \frac{3414}{420} = 8.1288 \text{ in}^2$$

$$\text{Si } A = \pi \times D \times t$$

Donde:

t = Espesor in
D = Diámetro de pata in

Debemos suponer un diámetro de patas, como fórmula empírica el número en pie del diámetro del tanque será el mismo, pero en pulgadas para el diámetro de patas.

$$D = 1.8 \text{ m} = 5.9 \text{ ft} = 6 \text{ ft}$$

$$\text{Diámetro de patas} = 6 \text{ in}$$

$$t = \frac{A}{\pi D}$$

$$t = \frac{8.1288}{3.1416 \times 6} = 0.4314 \text{ in} = 10.95 \text{ mm} = 7/16"$$

Si consideramos que por moldeo este grueso de patas es excesivo suponemos un diámetro de patas de 8 in y comparamos.

$$t = \frac{8.1288}{3.1416 \times 8} = 0.3234 \text{ in} = 8.21 \text{ mm} = 3/8"$$

Comprobación con Sistema del "Structural Plastic Design" para cilindros cortos.

$$t = \frac{\sqrt{12 E K L}}{10 (1-M2) b^2}$$

Fórmula 6.71

Respeitando:

$$t = \sqrt{\frac{12 (1-M2) b^2}{\pi^2 E \times 16}}$$

Suponiendo:

$$b = 55 \text{ cm} = 21.65 \text{ in}$$

Sustituyendo

$$t = \sqrt{\frac{850 \times 12 \times (1.032) (21.65)^2}{4 \times 9.8696 \times 800,000}} = \sqrt{0.1053} = 0.3245 \text{ in} = 8.24 \text{ mm}$$

El espesor es prácticamente el mismo a nuestra segunda suposición.

Conclusiones:

Las patas soporte para este equipo serán de 8" de diámetro con un espesor de 9.2 mm. 3/8". colocándose estas en el punto de transición fondo cilindro y se recomienda tengan un patín en la parte baja de la pata de 10" de diámetro con un espesor igual al de la pata.

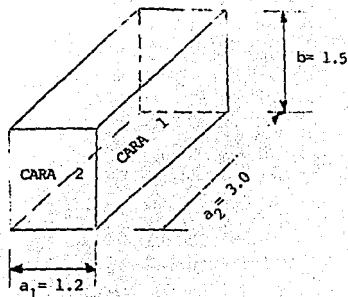
En el caso de que los espesores se consideren muy gruesos se hace necesario suponer un mayor número de patas soporte y repetir el procedimiento.

10.- RECIPIENTES RECTANGULARES (CARAS PLANAS).

Estos equipos se calcularan mediante la teoría de placas, según folleto de la 41 Convención Anual de la SPI (The Society Of The Plastic Industry Inc). Enero 27-31 1986 Sección 20-C Carvalho Filho.

Ejemplo:

Se tiene un tanque de 3.0 m. de largo por 1.20 m. de ancho y 1.50 m. de altura.



El primer paso es calcular el momento de inercia por unidad de longitud que requiere cada cara suponiendo que no tiene atezantes.

Fórmulas:

$$w = \frac{q a^4}{E I} k_0$$

Donde:

- w = Deflexión permitida en cm.
- q = Presión hidrostática en la parte más baja de la cara, considerando un líquido P.E. 1.2.
- E = Modulo de elasticidad en kg/cm²
- a = Largo del recipiente en cm.
- k₀ = Coeficiente Tabla 1
- I = Momento de inercia por unidad de longitud.

Despejando i

$$i = \frac{q a^4}{E w} k_0 \quad \text{para casos en que } \frac{b}{a} > 0.5$$

$$i = \frac{q a^4}{E w} 0.033 \quad \text{para casos en que } \frac{b}{a} < 0.5$$

Donde:

b = Altura del recipiente en cm.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Obtenemos el momento de inercia por cara.

Cara 1

$w =$ Criterio de menor claro entre 200

$$w = \frac{150}{200} = 0.75$$

$E = 60.000 \text{ kg/cm}^2$ (852000 lb/in²)

$$\frac{h}{a} = \frac{1.5}{3} = 0.5$$

Vemos en la Tabla 1 el valor de $k_0 = 0.0007$

$$q = 1.5 \times 0.1 \times 1.2 = 0.18 \text{ kg/cm}^2$$

$$i = \frac{0.18 (300)^4}{0.75 \times 60.000} \times 0.0007 = 22.68 \text{ cm}^4/\text{cm}$$

Cara 2

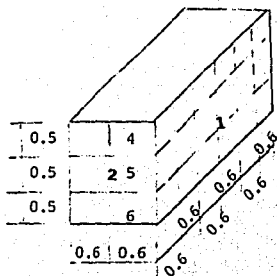
$$w = \frac{120}{200} = 0.6$$

$$\frac{h}{a} = \frac{150}{120} = 1.25 \quad k_0 = 0.00121$$

$$i = \frac{0.18 (120)^4}{60.000 \times 0.6} \times 0.00121 = 1.25 \text{ cm}^4/\text{cm}$$

Si comparamos el momento de inercia entre las 2 placas se observa una gran diferencia siendo mayor mientras más grande es el claro.

Dado que las fórmulas están basadas en el comportamiento de placas que se considerarán fijas en sus 4 lados, procedemos a subdividir las caras en espacios más chicos, teniendo en cuenta que el esfuerzo máximo está a un tercio de la altura, escogemos espacios de 60 x 50 cm.



Obtenemos entonces el momento de inercia por unidad de longitud.

$$I = L_1 \times i$$

$$I = L_2 \times i$$

Donde:

L = Longitud horizontal o vertical

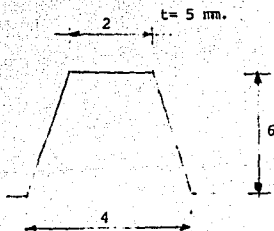
$$I_1 = 60 \times 22.68 = 1360.8 \text{ cm}^4 = 13'608.000 \text{ mm}^4.$$

$$I_2 = 60 \times 1.25 = 75.0 \text{ cm}^2 = 750.000 \text{ mm}^4.$$

$$I_{cm3} = 10.000 \text{ mm}^4.$$

Si tomamos en cuenta el folleto Canadiense que tiene diversos valores para atezantes de sombrero. Para la cara 2 escogemos un atezante de la figura 27 para rango medio Pag. 31.

Thickness	(mm)	5
Base Width	(mm)	150
Height	(mm)	60
Y	(mm)	19-07
Area	(mm ²)	1620
Z	(mm ³)	39720
I	(mm ⁴)	757648



Hoja 50

la cara A requiere un sombrero de mucho mayor peralte, el cual no está contemplado en el folleto Canadiense.

El mismo artículo de la sección 20-C del SPI, prevé este caso y sugiere usar atiesantes de acero según la fórmula.

$$EaI_a = EPR IPR$$

Considerando un valor de 35 mayor del Ea para el acero.

$$Ea = 60,000 \times 35 = 2,100,000 \text{ kg/cm}^2$$

Despejando

$$I_a = \frac{EPR IPR}{Ea}$$

Sustituyendo

$$I_a = \frac{60,000 \times 1360.8}{2,100,000} = 38.68 \text{ cm}^4$$

Pasamos cm^4 a in^4

$$\text{Si } \text{in}^4 = 41.623 \text{ cm}^4$$

$$I_a = 0.934 \text{ in}^4$$

Este momento de inercia lo da un ángulo de 3" x 3" con un espesor de 3/16 según tabla de la página 357 del Libro Process Equipment Design. el valor de I para este ángulo es 0.96 in^4 .

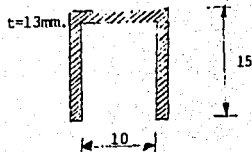
Otra opción sería mediante la siguiente fórmula calcular el momento de inercia para atiesantes de forma rectangular.

$$I = \frac{B D^3}{12} - \frac{B' D'^3}{12}$$

Donde:

B = Base o largo en cm.

D = Altura en cm.



Suponemos un sombrero de 14 cm. de altura con base de 6 cm. y un espesor de 1 cm.

$$I = \frac{6(14)^3}{12} - \frac{4(13)^3}{12} = 1372 - 732.3 = 639.6 \text{ cm}^4$$

No es suficiente para el momento de inercia requerido (1360.8 cm⁴). suponemos otro sombrero con base de 10 cm. altura 15 cm. y espesor en 1.3 cm.

$$I = \frac{10(15)^3}{12} - \frac{7.4(13.7)^3}{12} = 2812.5 - 1585.6 = 1226.83 \text{ cm}^4.$$

Ya es un valor muy aproximado al requerido.

Otra solución sería hacer más divisiones tanto verticales como horizontales para disminuir el momento requerido bajando peralte.

Como último paso se calcularon espesores de la pared en los diferentes niveles.

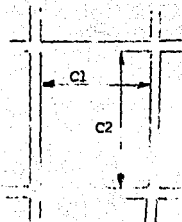
Tomando en cuenta la subdivisión de las caras y el ancho de los atezantes procedemos a calcular C1 y C2 para cada cara.

Cara grande:

$$\begin{aligned} C1 &= 60 \text{ cm} - 10 \text{ cm} = 50 \text{ cm} \\ C2 &= 50 \text{ cm} - 10 \text{ cm} = 40 \text{ cm} \end{aligned}$$

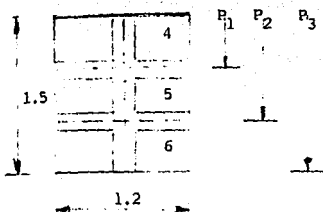
Cara chica:

$$\begin{aligned} C1 &= 60 \text{ cm} - 4 \text{ cm} = 56 \text{ cm} \\ C2 &= 50 \text{ cm} - 4 \text{ cm} = 46 \text{ cm} \end{aligned}$$



Como se puede ver la placa más grande es la de 56 x 46 en la cara 2. Por lo tanto es la que escogemos para el cálculo del espesor.

Al estar dividida la cara 2 en 3 niveles el espesor se calculara en las 3 placas 4.5 y 6.



$$\text{Fórmula } t = \sqrt{\frac{k_2 \cdot q \cdot C_2}{E \cdot e}} \cdot \frac{1}{2}$$

Siendo el valor válido solo si cumple la siguiente ecuación.

$$w = \frac{(k_1) \cdot q \cdot (c)^4}{E \cdot t^3} < \frac{t}{2}$$

Donde:

- e = Extensibilidad = 0.0015
- q = Presión hidrostática al centro y al fondo del panel kg/cm²
- c = Menor longitud del plato C1 o C2
- E = Modulo de elasticidad en kg/cm²
- t = Espesor del plato en cm.
- w = Deflexión permitida en cm.
- k1 y k2 = Coeficientes Tabla 1

$$C_1 = \frac{56}{46} = 1.217 = 1.22$$

$$C_2 = 46$$

Presiones:

- 0.25 x 0.1 x 1.2 = 0.03 kg/cm
- 0.50 x 0.1 x 1.2 = 0.06 kg/cm
- 0.75 x 0.1 x 1.2 = 0.09 kg/cm
- 1.00 x 0.1 x 1.2 = 0.12 kg/cm
- 1.25 x 0.1 x 1.2 = 0.15 kg/cm
- 1.50 x 0.1 x 1.2 = 0.18 kg/cm

De la Tabla 2	Plato 4	Plato 5	Plato 6
k1	0.0188	0.0188	0.0188
k2 centro	0.1794	0.1794	0.1794
C	46	46	46
E	60.000	60.000	60.000
e	0.0015	0.0015	0.0015
q centro	0.03	0.09	0.15
q parte baja	0.06	0.12	0.18

Plato 4

$$t = \frac{(0.1794)(0.06)(4612)}{(80.000)(0.0015)} \cdot \frac{1}{2} = 0.5 \text{ cm}$$

$$w = \frac{0.0188(0.03)(4614)}{80.000(0.0513)} = 0.3 < \frac{0.5}{2} = 0.25$$

Ligeramente mayor que es aceptable.

Plato 5

$$t = \frac{(0.1794)(0.12)(4612)}{(80.000)(0.0015)} \cdot \frac{1}{2} = 0.7 \text{ cm}$$

$$w = \frac{0.0188(0.09)(4614)}{80.000(0.713)} = 0.34 < \frac{0.7}{2} = 0.35$$

Plato 6

$$t = \frac{(0.1794)(0.18)(4612)}{(80.000)(0.0015)} \cdot \frac{1}{2} = 0.85 \text{ cm}$$

$$w = \frac{0.0188(0.15)(4614)}{80.000(0.8513)} = 0.3 < \frac{0.85}{2} = 0.43$$

Estos espesores los podemos tomar con la aclaración de que en las esquinas el espesor mínimo tiene que ser $1.5 \times t$ (50% mayor).

CONCLUSIONES

Hemos visto las ventajas que tiene el plástico reforzado, la factibilidad y confiabilidad en su aplicación a nivel de material de Ingeniería tanto por su construcción como por su costo, como las características de los materiales que se aplican.

Así también tenemos una secuencia de cálculo de espesores para los tipos de equipos de mayor frecuencia de moldeo en una forma práctica, sencilla y no dispersa para evitar trabajar en muchos casos en forma empírica, respetando y aprovechando sus características mecánicas, así como los factores de seguridad y normas ya establecidas para su construcción.

Prácticamente cualquier clase de estructura puede ser hecha con plástico reforzado: Tanques, tubos, campanas, etc.; tales estructuras generalmente se construyen por los fabricantes en sus propias plantas, sin embargo, también pueden ser hechas en lugares determinados, evitando en esta forma tener que realizar maniobras o acciones de una planta y elimina los problemas que puedan surgir por transportación.

Los equipos en plástico reforzado se pueden usar en muchas aplicaciones, por ejemplo en almacenamiento de materiales, pero no son universales, por lo que se recomienda consultar cambios en su operación y uso con el constructor del equipo para evitar problemas posteriores.

B I B L I O G R A F I A

- PARRILLA C. FRANCISCO
RESINAS POLIESTER, PLASTICOS REFORZADOS
13a. EDICION LA ILUSTRACION. S.A. DE C.V.
MEXICO. D. F. 1994.
- OLESKY S.S. Y MOHR J. G.
TRATADO DE PLASTICOS REFORZADOS
2a. EDICION HEROES. S.A.
MADRID. ESPANA 1975.
- ICI DE MEXICO. S.A. DE C.V.
CONTROL DE CORROSION CON ATLAS LP-529
- MALLINSON H. JOHN
CHEMICAL PLANT DESIGN WITH REINFORCED PLASTICS
1a. EDICION MCGRAW-HILL BOOK COMPANY
NEW YORK 1969.
- U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE
NATIONAL BUREAU OF STANDARDS WASHINGTON. D.C.
NBS VOLUNTARY PRODUCT STANDARD PS 15-89
NOVIEMBRE 1989.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS.
FILAMENT WOUND GLASS-FIBER REINFORCED POLYESTER CHEMICAL
RESISTANT TANK NORMA ASTM D 3299 - 74
- COMPOSITES INSTITUTE. THE SOCIETY OF PLASTIC INDUSTRY INC.
41st ANNUAL CONFERENCE REINFORCED PLASTIC
JANUARY 27-31. 1986.

- BROWNELL, E. LLOYD, YOUNG H. EDWIN
PROCESS EQUIPMENT DESIGN
1a. EDICION JOHN WILEY AND SONS INC.
NEW YORK. 1959

- SEELY E. FRED, SMITH O. JAMES
RESISTENCIAS DE MATERIALES
2a. EDICION UNION TIPOGRAFICA HISPANOAMERICANA
MEXICO, D.F., 1979.

- AMERICAN SOCIETY OF CIVIL ENGINEERS
STRUCTURAL PLASTIC DESIGN MANUAL
1a. EDICION. 1989.

- BR-11 BRITISH STANDARD INSTITUTE
NORMA BS 4994: 1973 SPECIFICATION FOR VESSELS AND TANKS IN
REINFORCED PLASTICS.
LONDRES. INGLATERRA.

A N E X O S

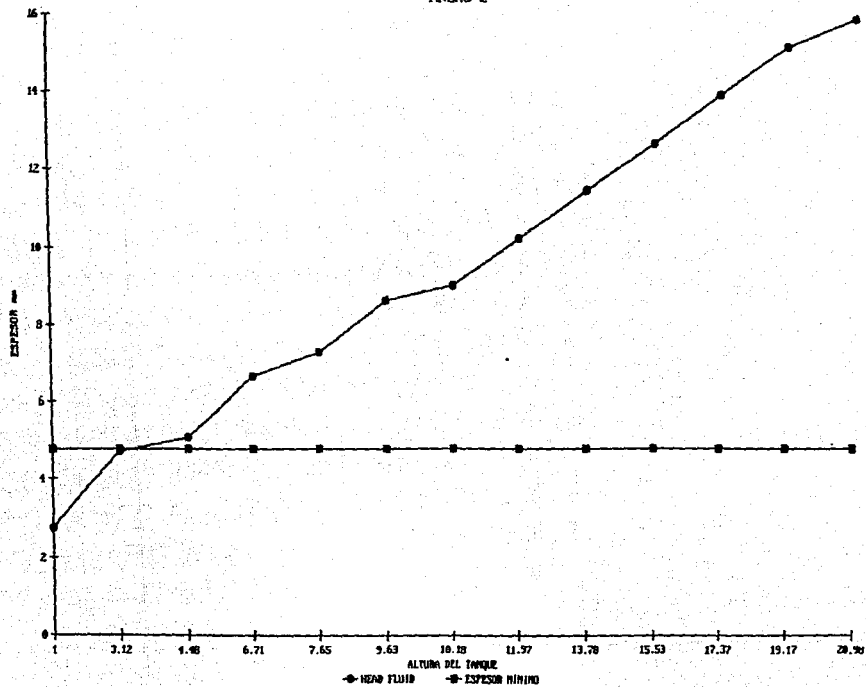
- 1.- Tabla de espesores para tanques cilindricos verticales 100% colchoneta.
- 2.- Gráfica de presión hidrostática para tanques cilindricos verticales 100% colchoneta.
- 3.- Gráfica de presión hidrostática para tanques cilindricos verticales moldeados por método de filamento por embobinado
- 4.- Tabla de espesor de pared, tapas y fondos de tanques cilindricos verticales por método de filamento por embobinado para diámetros de 1.50 m. a 2.50 m.
- 4A.- Tabla de espesor de pared, tapas y fondos de tanques cilindricos verticales por método de filamento por embobinado para diámetros 2.50 a 3.60 m. de diámetro.
- 5.- Tabla de espesores para tanques cilindricos horizontales 100% colchoneta.
- 6.- Gráfica de coeficiente de colapso para secciones cilindricas sujetas a vacío.

A N E X O I

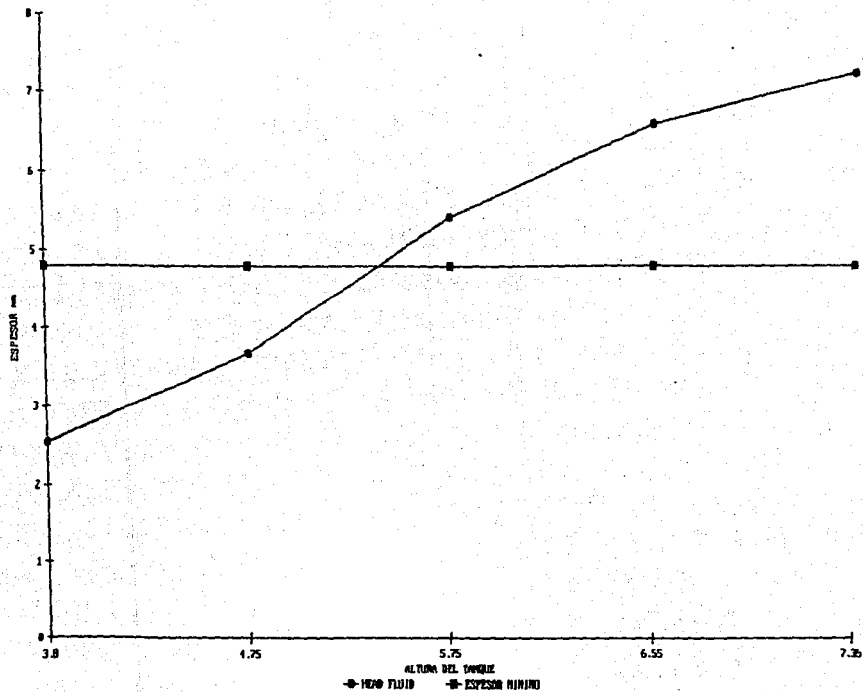
DISTANCIA :		MÍNIMO ESPESOR DE LA PARED PARA TANQUES DE DIÁMETRO													
A LA TAPA :															
P I E S	2 ft	2 1/2 ft	3 ft	3 1/2 ft	4 ft	4 1/2 ft	5 ft	5 1/2 ft	6 ft	7 ft	8 ft	9 ft	10 ft	11 ft	12 ft
2	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16
4	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16
6	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	1/4	1/4
8	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	5/16
10	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	5/16	5/16	5/16
12	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	3/16	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	5/16	5/16	5/16	3/8
14	3/16	3/16	3/16	3/16	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	5/16	5/16	5/16	5/16	3/8	3/8
16	3/16	3/16	3/16	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	1/4	5/16	5/16	3/8	3/8	3/8	7/16
18	3/16	3/16	3/16	1/4	1/4	1/4	1/4	5/16	5/16	5/16	3/8	3/8	3/8	7/16	1/2
20	3/16	3/16	1/4	1/4	1/4	1/4	5/16	5/16	5/16	3/8	3/8	3/8	7/16	1/2	1/2
22	3/16	1/4	1/4	1/4	1/4	5/16	5/16	5/16	5/16	3/8	3/8	7/16	1/2	1/2	9/16
24	3/16	1/4	1/4	1/4	1/4	5/16	5/16	5/16	3/8	3/8	7/16	1/2	1/2	9/16	5/8

BASADOS CON UN FACTOR DE SEGURIDAD DE 10 A 1 USANDO LAS PROPIEDADES MECANICAS DE LA TABLA 1 Y LIQUIDOS DE PESO ESPECIFICO 1.2. TEMPERATURA DE SERVICIO 180 F (82.2 C), TANQUES SUJETOS A AGITACION REQUIEREN OTRAS CONSIDERACIONES DE DISEÑO.

ANEXO 2



ANEXO 3



ANEXO 4

ESPESOR DE PARED Y FONDOS TANQUES CILINDRICOS LIQUIDO 1.2

DIAMETRO	1.50	1.60	1.80	2.00	2.20	2.50
MEDIDAS	P---F---T	P---F---T	P---F---T	P---F---T	P---F---T	P---F---T
0--0.6	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0
0.6--1.2	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0
1.2--1.8	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0
1.8--2.4	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0
2.4--3.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.5--6.0--5.0
3.0--3.6	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.5--6.0--5.0	5.5--6.0--5.0
3.6--4.2	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.0--6.0--5.0	5.5--6.0--5.0	5.5--6.0--5.0	5.5--6.0--5.0
ALT. MAX.	4.20	4.20	4.10	4.10	4.10	3.70
VOL. MAX. REAL	7.418	8.440	10.400	12.870	15.570	18.150
VOL. MAX. NOMINAL	7.900	8.000	10,000	12,500	15,000	17,500

P = ESPESOR DE LA PARED
 F = ESPESOR DEL FONDO
 T = ESPESOR DE LA TAPA

ANEXO 4A

ESPESOR DE PARED Y FONDOS TANQUES CILINDRICOS LIQUIDO 1.2

DIAMETRO	2.50	2.90	3.00	3.30	3.60
MEDIDAS	P---F---T	P---F---T	P---F---T	P---F---T	P---F---T
0--0.6	5.5--6.4--6.4	5.5--6.4--6.4	5.5--6.4--6.4	5.5--6.4--6.4	5.5--6.4--6.4
0.6--1.2	5.5--6.4--6.4	5.5--6.4--6.4	5.5--6.4--6.4	5.5--6.4--6.4	5.5--6.4--6.4
1.2--1.8	5.5--6.4--6.4	5.5--6.4--6.4	5.5--6.4--6.4	6.0--6.4--6.4	6.0--6.4--6.4
1.8--2.4	6.0--6.4--6.4	6.0--6.4--6.4	6.0--6.4--6.4	6.0--6.4--6.4	6.0--6.4--6.4
2.4--3.0	6.0--6.4--6.4	6.0--6.4--6.4	6.0--8.0--6.4	6.0--8.0--6.4	6.0--8.0--6.4
3.0--3.6	6.0--6.4--6.4	6.0--8.0--6.4	6.0--8.0--6.4	7.5--8.0--6.4	7.5--8.0--6.4
3.6--4.2	7.5--8.0--6.4	7.5--8.0--6.4	7.5--8.0--6.4	7.5--8.0--6.4	7.5--8.0--6.4
4.2--4.8	7.5--8.0--6.4	7.5--8.0--6.4	7.5--8.0--6.4	7.5--9.6--6.4	7.5--8.0--6.4
4.8--5.4	7.5--9.6--6.4	7.5--9.6--6.4	7.5--9.6--6.4	9.0--9.6--6.4	9.0--9.6--6.4
5.4--6.0	9.0--9.6--6.4	9.0--9.6--6.4	9.0--9.6--6.4	9.0--9.6--6.4	9.0--9.6--6.4
6.0--6.6	9.0--9.6--6.4	9.0--9.6--6.4	9.0--9.6--6.4	9.0--11.2--8.0	9.0--9.6--6.4
6.6--7.2		9.0--9.6--6.4	9.0--9.6--6.4	10.5--11.2--8.0	10.5--10.8--8.0
7.2--7.8			10.5--11.2--6.4	10.5--11.2--8.0	10.5--10.8--8.0
7.8--8.4				10.5--12.5--8.0	10.5--12.5--8.0
8.4--9.0				12.0--12.5--8.0	12.0--12.5--8.0
9.0--9.6					12.0--14.4--8.0
9.6--10.20					12.0--16.0--8.0
					13.5--16.0--8.0
ALT. MAX.	6.30	5.90	7.20	9.00	9.95
VOL. MAX. REAL	30.900	36.300	50.800	76.900	101.200
VOL. MAX. NOMINAL	30.000	35.000	50.900	75.000	100.000

P = ESPESOR DE LA PARED

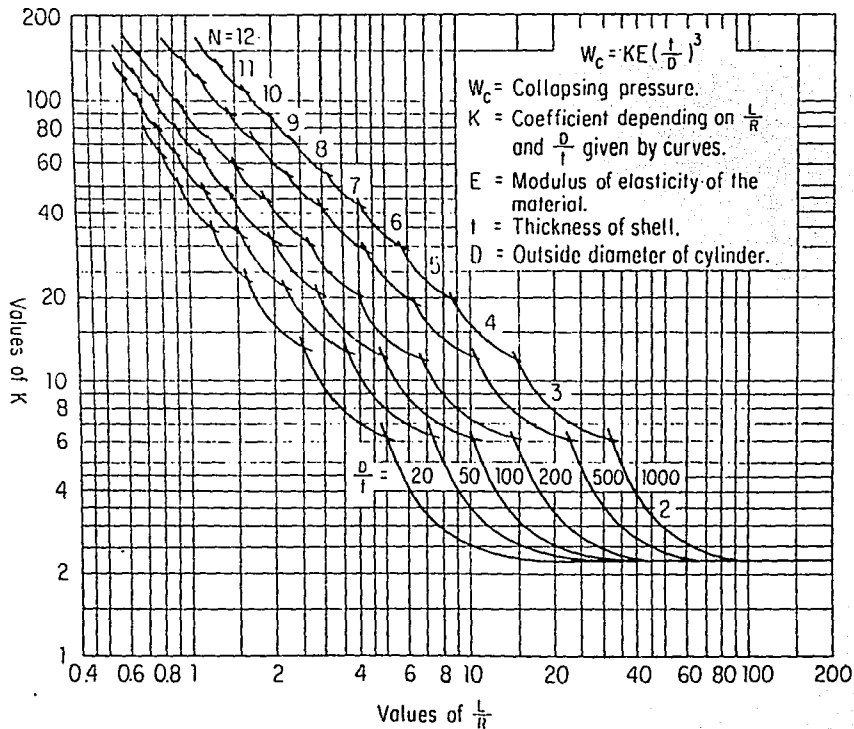
F = ESPESOR DEL FONDO

T = ESPESOR DE LA TAPA

A N E X O 5

LARGO DEL TANQUE PIES	ESPESOR MINIMO PARED Y CABEZAL PARA TANQUES DE DIAMETRO							
	2 ft	3ft	4 ft	5 ft3	6 ft4	8 ft6	10 ft6	12ft7
8	3/16	3/16	1/4	1/4	5/16	5/16	7/16	9/16
10	3/16	1/4	1/4	5/16	5/16	3/8	7/16	9/16
12	3/16	1/4	1/4	5/16	5/16	7/16	1/2	5/8
14	1/4	1/4	5/16	5/16	3/8	1/2	9/16	3/4
16	1/4	5/16	5/16	3/8	3/8	9/16	11/16	13/16
18	1/4	5/16	3/8	7/16	7/16	5/8	13/16	15/16
20	5/16	5/16	3/8	7/16	1/2	11/16	7/8	1-1/16
22	5/16	3/8	3/8	1/2	9/16	3/4	15/16	1-3/16
24	5/16	3/8	7/16	1/2	5/8	13/16	1	1-1/4

BASADOS CON UN FACTOR DE SEGURIDAD DE 5 A 1 USANDO LAS PROPIEDADES MECANICAS DE LA TABLA 1 Y LIGADOS DE PESO ESPECIFICO 1.2. CONSIDERANDO 2 SOPORTES LOCALIZADOS A 1/12 DE SU LONGITUD, CABEZALES TORRESFERICOS CON UN NUCLE MINIMO DE R = 1 1/2" O 6 % DE DIAMETRO Y CUBRIENDO POR LO MENOS 120 DE LA CIRCUNFERENCIA SE MARCAN TAMBIEN LOS CASOS EN QUE SE REQUIEREN REFUERZOS (WEAR PLATES) DE 12" EN LA ZONA DE LOS SOPORTES. TEMPERATURA DE SERVICIO 190 F (82 C).



ANEXO 6