

19
2/2/89



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

‘ A R A G O N ’

**“ ESTUDIO DE FACTIBILIDAD Y DISEÑO DEL RECIPIENTE,
PARA LA INSTALACION DE UNA PLANTA DE GAS L.P.
PARA ALTAMIRA, TAMAULIPAS. ”**

TESIS PROFESIONAL

Que para obtener el Título de:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

FALLA DE ORIGEN

Presenta:

JAVIER NAVA PEREZ

San Juan de Aragón, Méx. 1989



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E

I N T R O D U C C I O N		1
CAPITULO I ESTUDIO DE FACTIBILIDAD		
I. 1	INVESTIGACION DE CAMPO	4
I. 1 . 1	CONSUMO DE ENERGIA EN LA INDUSTRIA NACIONAL	4
I. 1 . 2	CONSUMO DE ENERGIA EN EL PARQUE INDUSTRIAL- DE ALTAMIRA TAMAULIPAS	10
I. 2	ASPECTO LEGAL	12
I. 2 . 1	SOLICITUD DE PERMISO	12
I. 2 . 2	REQUISITOS GENERALES PARA EL RECIPIENTE	16
I. 3	DESCRIPCION DEL PROCESO	20
I. 4	PLANO DE LOCALIZACION	22
CAPITULO II GENERALIDADES SOBRE RECIPIENTES		
II. 0	GENERALIDADES SOBRE EL GAS L. P.	24
II. 1	DEFINICION	30
II. 2	CLASIFICACION	30
II. 2 . 1	RECIPIENTES ATMOSFERICOS	31
II. 2 . 2	RECIPIENTES DE ALMACENAMIENTO A BAJA PRESION	37
II. 2 . 3	RECIPIENTES A PRESION NO SOBRETENDIDOS A FUERZO - DIRECTO	33
II. 3	CONCEPTOS PRINCIPALES	43
II. 3 . 1	PRESION DE OPERACION	43
II. 3 . 2	PRESION DE DISEÑO	44
II. 3 . 3	PRESION DE PRUEBA	44

II. 3 . 4	PRESION DE TRABAJO MÁXIMA PERMISIBLE	45
II. 2 . 5	CONSERVACION DE DISEÑO A LA TEMPERATURA	46
II. 4	MATERIALES DE CONSTRUCCION	46
II. 5	FACTORES DE SELECCION DE MATERIALES	49
II. 5 . 1	PROPIEDADES MECANICAS	49
II. 5 . 2	PROPIEDADES FISICAS	49
II. 5 . 3	PROPIEDADES QUIMICAS	50
II. 5 . 4	SOLDABILIDAD	51
II. 5 . 5	EVALUACION DE LOS MATERIALES SUGERIDOS	52
II. 5 . 6	SELECCION DEL MATERIAL	54
II. 6	PRUEBAS EN RECIPIENTES A PRESION	55
II. 6 . 1	PRESION PERMISIBLE DE TRABAJO	56
II. 6 . 2	PRUEBA HIDROSTATICA	57
II. 6 . 3	PRUEBA NEUMATICA	60
II. 7	CODIGOS APLICABLES	60
II. 8	SOLDADURA EN RECIPIENTES A PRESION	73

CAPITULO III SELECCION DEL RECIPIENTE 77

CAPITULO IV DISEÑO Y CALCULO DEL RECIPIENTE

IV. 1	BASES DE DISEÑO	81
IV. 1 . 1	GENERALIDADES	81
IV. 1 . 2	CAPACIDAD Y RENDIMIENTO	81
IV. 1 . 3	ESPECIFICACIONES DE LAS ALIMENTACIONES DE - PROCESO	82
IV. 1 . 4	ESPECIFICACIONES DE LOS PRODUCTOS	83
IV. 1 . 5	CONDICIONES DE LA ALIMENTACION EN LIMITE DE BATERIA	83
IV. 1 . 6	CONDICIONES DE LOS PRODUCTOS PARA DISTRI-- BUCCION	83

IV. 1 . 7	ALMACENAMIENTO	84
IV. 1 . 8	CONDICIONES CLIMATOLOGICAS	84
IV. 1 . 9	LOCALIZACION DE LA PLANTA	85
IV. 2	SELECCION DEL MATERIAL	86
IV. 2 . 1	ESPECIFICACIONES DE DISEÑO	86
IV. 2 . 2	TEMPERATURA	87
IV. 2 . 3	PRESION	87
IV. 2 . 4	MATERIAL A UTILIZAR	88
IV. 2 . 5	CORROSION	90
IV. 3	CALCULO DE LA ENVOLVENTE	92
IV. 3 . 1	ESTUDIO FENOMENAL	94
IV. 4	CALCULO DEL ESPESOR	98
IV. 4 . 1	CALCULO DEL ESPESOR POR PRESION EXTERNA	101
IV. 4 . 2	DIMENSION Y NUMERO DE PLACAS	105
IV. 5	CALCULO DE LA ESTRUCTURA	108
IV. 5 . 1	CALCULO DE LAS CARGAS VERTICALES	108
IV. 5 . 2	CALCULO DE CARGAS POR VIENTO	126
IV. 5 . 3	CALCULO DE CARGAS POR SISMO	128
IV. 5 . 4	CALCULO DE LAS COLUMNAS	138
IV. 5 . 5	CALCULO DE LOS CONTRAVIENTOS	144
IV. 5 . 6	CALCULO DE LA PLACA BASE	158

CAPITULO V ESTUDIO ECONOMICO

V. 1	ANALISIS ECONOMICO	167
V. 2	COSTOS DE FABRICACION	169
V. 3	PEROS ESTIMADOS	170
V. 4	PRIDAS Y CONEXIONES	171
V. 5	COSTOS DE TRASLADO	172

V. 6	GASTOS DE MONTAJE	172
V. 7	COSTO DEL AISLAMIENTO	174
V. 8	COSTO TOTAL	174
CAPITULO VI	CONCLUSIONES	175
ANEXOS	177
BIBLIOGRAFIA	181

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

Como consecuencia de la gran afluencia de Industrias a la zona de Altavira Temapulipas, tales como PULPES MEXICANOS, PETROCHEM. S. A., PETROCHEM, PLASTICOS E HILAMIENTOS, ASFALTOS - DEL GOLFO S. A., FIBRACEL Y INDUSTRIAS RESISTOL entre otras y por lo tanto del gran consumo que se realiza de G. L. P. en sus procesos. Se plantea la necesidad de instalar una planta de almacenamiento y distribución de dicho gas, con la finalidad de tener un abasto eficiente y económico para la región.

La respuesta a dicha idea cuenta con consideración de los industriales de la zona, es que la instalación de la planta es una necesidad para asegurar un suministro seguro y rápido así como económico, eliminando de esta manera los continuos problemas que se tienen actualmente para la obtención de dicho gas, como son grandes retardos en la entrega, costos extras y otros; que repercuten en la producción. Además se prevé el suministro a industrias que a futuro se asentarán en este Parque Industrial de gran importancia.

Por lo tanto el siguiente trabajo esta encaminado a dar solución a este problema, y se desarrolla de la siguiente manera:

En el capítulo I, se presenta un panorama general del consumo energético industrial a nivel Nacional para el año 1985, incluyendo el consumo de energía en el primer semestre

del mismo año en el Parque Industrial de Altavira Tamaulipas, siendo estos datos los más actuales, ya que para fines posteriores aún no se tienen los registros de consumo de energía, ya que la información fluye muy lentamente, por tal motivo — con los datos presentados; se determinará la capacidad de la planta de almacenamiento y distribución, se revisarán los aspectos legales que intervienen para la construcción e instalación de este tipo de plantas, así como los requisitos generales para el recipiente de almacenamiento, se propone una distribución de equipo y dimensiones de la planta y se diseña un diagrama de proceso para el almacenamiento y distribución del producto.

En el capítulo II. Se hace un repaso a los conceptos básicos tanto para el gas L. P., como para los recipientes de almacenamiento como son: Propiedades, características, composición, materiales y otros.

En el capítulo III, en este capítulo se selecciona el tipo de recipiente de almacenamiento en base a la naturaleza — del fluido, capacidad y otros.

En el capítulo IV. Se diseña y calcula el recipiente a partir de las bases y requisitos de diseño contenidos en este capítulo, así como la estructura que lo soportará, se incluye la selección y cálculo del aislamiento térmico, cabe hacer notar que dadas las características particulares del gas L. P., no es necesario aplicarlo, sin embargo se incluye con la finalidad de lograr un trabajo más completo.

En el capítulo V, se determina el costo para la construcción e instalación del recipiente de almacenamiento, considerando los aspectos más importantes que intervienen en el mismo, obteniendo con esto un costo a precio actual.

CAPITULO I

ESTUDIO DE FACTIBILIDAD

I.1 INVESTIGACION DE DATOS

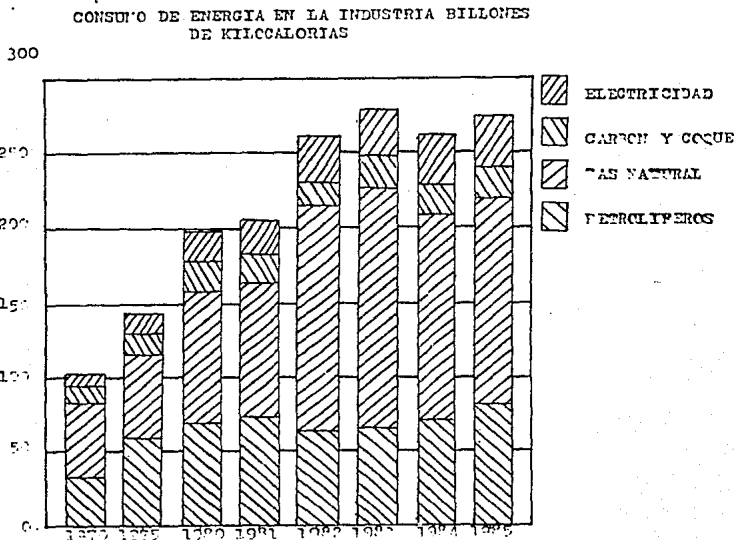
1.1.1 CONSUMO DE ENERGIA EN LA INDUSTRIA NACIONAL.

La demanda de energía en México se ha caracterizado por un dinamismo muy acentuado. El consumo Nacional aparente de energéticos durante 1970 fue de 454 billones de kilocalorías, en tanto que en 1985 sumó 1044. Es decir, entre esos años se incrementó a una tasa media anual del 5.7 por ciento. El producto interno bruto del país en el lapso citado creció en términos reales, 4.9 por ciento, por lo que la elasticidad al ingreso del consumo total de energía entre 1970 y 1985 fue 1.2.

El enorme incremento del consumo de energía en México - ha sido resultado, entre otras causas, principalmente: del alto índice de aumento de la población, del crecimiento económico alto y sostenido - apoyado en gran medida en actividades intensivas en el uso de la energía -, del proceso de modernización e industrialización del País, del desarrollo del sector energético Nacional, de la concentración de los habitantes en grandes centros urbanos - generalmente alejados de las zonas de generación de satisfactores básicos-, del uso intensivo del automóvil particular y del autotransporte - aunado ello a las características del país - y de los bajos precios de los energéticos.

Entre 1970 y 1985 las necesidades energéticas de la Industria y Minería se elevaron de 102 a 274 billones de kilocalorías, 6.8 por ciento de crecimiento promedio entre dichos años, 1.1 puntos porcentuales por arriba del corres-

pondiente al consumo Nacional aparente (gráfica 1). Con relación al consumo Nacional de energía la industria representó el 22.5 y el 26.2 por ciento, en 1970 y 1985 respectivamente.



gráfica 1

Es conveniente aclarar que el algoritmo empleado en la obtención de las necesidades específicas de energía por producto es riguroso. El problema que enfrenta es la falta de medición de los flujos internos de energía en cada planta, condición predominante en el sector Industrial Nacional. Lo anterior implica que el procedimiento de asignación de los consumos de energía, sobre todo en plantas que elaboran varios productos, tienen un alto grado de estimación. Esto se observa fácilmente en las cifras de valor mínimo y máximo obtenidas para cada producto.

Esta encuesta primera en su género fue realizada por -- SEPAPIN⁺ (SE-IP)⁺ y PEMEX-IMP., cuyos objetivos institucionales de Petróleos Mexicanos, en su carácter de principal satisfactor de la demanda de energía del país, los propósitos principales que se persiguen en la aplicación de la encuesta son:

Registrar cómo se utiliza la energía en las actividades productivas y conocer las necesidades energéticas de la producción industrial.

Analizar con detalle el comportamiento y la estructura del mercado nacional de energéticos en las ramas industriales que los emplean intensivamente.

Examinar las posibilidades de ahorro y conservación de energía en la industria.

- + SECRETARIA DEL PATRIMONIO Y FOMENTO INDUSTRIAL
- + SECRETARIA DE MINAS E INDUSTRIA PARAESTATAL.

Obtener indicadores de consumo energético en la industria.

Identificar los sectores, tecnologías y productos que requieran de más recursos energéticos.

REPRESENTATIVIDAD EN CUANTO A CONSUMOS ENERGETICOS

PORCENTAJE DE LAS VENTAS
INTERIORES DURANTE 1985

GAS NATURAL	51.8
GAS LICUADO	7.1
COMBUSTOLEO	21.3
DIESEL	2.4
COQUE DE CARBON	100.0 ^{1/}
ELECTRICIDAD	41.0 ^{2/}
CONSUMO TOTAL	66.2 ^{3/}

FUENTE: Cálculos propios con información de PEMEX, CPE y SEMIP.

^{1/} Respecto al consumo final de coque de carbón.

^{2/} Con referencia a la suma de ventas de electricidad en la tarifas Industriales.

^{3/} Incluye el bagazo de caña y el consumo de energéticos en la petroquímica básica.

ENCUESTA SOBRE EL CONSUMO DE ENERGIA EN LA INDUSTRIA EN 1985

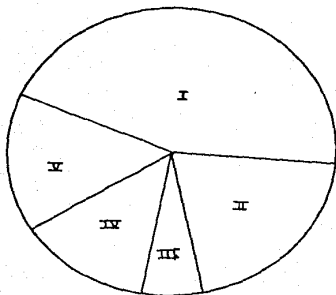
CUADRO : INFORMACION GLOBAL POR RAMAS

CONCEPTO	RUBRO	UNIDADES	RAMA DE ACTIVIDAD ECONOMICA			
			T	O	T	A
PRODUCCION	VALOR	MILL DE PESOS	1295519.93			
	UTILIZACION DE PLANTA	PORCENTAJE	77.51			
	ENERGIA/PRODUCCION	PORCENTAJE	0.55			
VENTAS	VALOR	MILL DE PESOS	1151008.38			
EMPLEO	OBREROS	NUMERO	323617.00			
	EMPLEADOS	NUMERO	101964.00			
	TOTAL	NUMERO	425581.00			
	HORAS-HOMBRE LABORADAS	MILL DE HORAS	660.78			
CONSUMO DE ENERGIA	VOLUMEN	KCAL X 10**g	181774.04			
	VALOR	MILL DE PESOS	37185.76			
	VOLUMEN/VALOR (*)	KCAL/PESOS	4100.53			
	CONSUMO POTENCIAL	KCAL X 10**g	229213.63			
INDICADORES GLOBALES	ENERGIA	TOTAL/VENTAS	158.33			
		COMPRADA/VENTAS	23.95			
		AUTOGENERADA/VENTAS	3.37			
	ENERGIA/OBRERO	KCAL X 10**6/OBRERO	563.14			
	ENERGIA/HORA HOMBRE	KCAL/MILES H-H	275.80			
	MECANIZACION	KWH/OBRERO	126134.51			
AUTONOMIA	ENERGIA	COMPRADA/TOTAL	89.04			
		AUTOGENERADA/TOTAL (**)	11.96			
		AUTOGENERADA/COMPRADA	14.05			
	COMBS	AUTOGEN./COMPRADOS	15.61			
	ELECT	AUTOGENERADA/COMPRADA	8.24			

(*) INCLUYE SOLO A LA ENERGIA COMPRADA

(**) INCLUYE SOLO A COMBUSTIBLES AUTOGENERADOS

DISTRIBUCION DE LA INDUSTRIA, POR ZONA



I	ZONA METROPOLITANA Y ALREDEDORES*	44.0
II	MONTEREY Y ZONAS ALEDAÑAS	19.6
III	VERACRUZ**	7.8
IV	CENTRO***	12.8
V	RESTO DE LA REPUBLICA	15.8
TOTAL		100.0

* INCLUYE TOLUCA, PUEBLA, TLAXCALA, CUERNAVACA Y CD. SAHAGUN.

** INCLUYE OAXACA.

*** ESTADOS DE GUANAJUATO, JALISCO, MICHOACAN Y QUERETARO.

I. 1. 2 CONSUMO DE ENERGIA EN EL PARQUE INDUS
 TRIAL DE ALTAMIRA TAMAULIPAS EN EL --
 PRIMER SEMESTRE DE 1985

C O N C E P T O	RUBRO	UNIDADES		T O T A L
Uso directo	Gas natural	KCAL x 10	9	3.310
en la	Gas L.P.	KCAL x 10	9	16.443
	Diesel	KCAL x 10	9	2.260
producción	Autogenera- dos	KCAL x 10	9	1.020
	Otros	KCAL x 10	9	1.015

Los valores de energía consumida fueron proporcionados - por la Secretaría de Minas e Industria Paraestatal (SEMP) y son hasta el año de 1985, y fueron obtenidos tomando como base a las más importantes empresas instaladas en este parque industrial, como son, HULES MEXICANOS S.A., PETROCEL - S.A., NEGROWEX, PLASTICOS Y FILAMENTOS, ASPACTOS DEL GOLFO S.A., FINACRIL S.A., INDUSTRIAS RESISTOL y otras, todas e- llas grandes consumidoras de gas licuado del petróleo, para sus procesos, es de gran importancia mencionar la dificult- tal de obtener la información anotada arriba, ya que en -- México estos datos son obtenidos por instituciones públicas las cuales toman como base la información proporcionada por las Industrias, la que la mayoría de las veces resulta fal- ceada.

Sin embargo estos datos se utilizarán como base para - la selección de la capacidad de la planta de almacenamiento y distribución de Altamira Tamaulipas.

En base a la energía consumida indicada en la tabla - se determinará los barriles de G. L. P., que se requieren - para el consumo del parque Industrial de Altamira de la siguiente forma:

$$\frac{16.443 \times 10^9 \text{ kcal}}{1.051 \text{ 500 kcal /barril}} = 15 \text{ 638 barriles de G.L.P.}$$

*Ver anexo

El consumo semestral de G.L.P., en 1985 fué de 15 638 - barriles, con este consumo y considerando un incremento en - la demanda del 10% debido a los nuevos asentamientos indus - triales entre 1985 a 1988 más las necesidades de futuras ins - talaciones, consideraremos que la planta se construya en dos etapas. La primera para una capacidad inicial de almacena - miento de 20 000 barriles de G. L. P., que es el tamaño es - tandar previendo una ampliación de otros 20 000 barriles a - futuro.

En este trabajo unicamente se considerará el diseño pa - ra la primera etapa que garantizará el consumo actual.

I. 2 ASPECTO LEGAL.

I. 2 . 1 SOLICITUD DE PERMISO

La Secretaría del Patrimonio Nacional es la encargada -- de regular y controlar cualquier tipo de trabajo u obra que lleve como fin la explotación, proceso, almacenamiento y -- distribución del petróleo y sus derivados por medio de sus -- diferentes dependencias como son: la Secretaría de Indus-- tria y Comercio, la Secretaría de Salubridad y Asistencia, -- la Secretaría de Recursos Hidraulicos, la Dirección de Minas y Petróleo en el D. P., y las Agencias del petróleo en los -- Estados de la República.

Para tal fin existe el "REGLAMENTO DE TRABAJOS PETROLE-- ROS" decretado por el presidente Luis Echeverría Alvarez el 16 de Febrero de 1973, y en el cual se encuentran todos los requisitos que se deben de cumplir para obtener el permiso -- por parte de la Secretaría, para la instalación y la seguridad.

El trámite para obtener la autorización o permiso de -- instalación por parte de la Secretaría del Patrimonio Nacio-- nal será llenar una solicitud de permiso anexando las memo-- rias descriptivas y los planos correspondientes, la información contenida en dichos documentos deberá reunir los requi-- sitos enlistados en el reglamento de trabajos petroleros.

Las solicitudes de permiso para la ejecución de obras - deberán presentarse en la forma siguiente: en idioma castellano y sistema decimal de pesas y medidas, el objeto del -- permiso y la denominación de la obra proyectada indicando su ubicación, lote, Municipio y Estado y firmada por un representante legal del organismo solicitante.

Documentos que deberán acompañar a las solicitudes:

Memoria descriptiva: Tendrán el objeto de justificar _ tanto técnica como económicamente las obras y construcciones desde el punto de vista seguridad y contendrán todos los datos necesarios para la mejor interpretación del funcionamiento de las instalaciones y demostrarán que en su construcción y operación de las instalaciones que comprendan no serán lesionados los derechos a terceros.

Planos: Se anexarán planos de localización general y - de detalle tanto de terreno como de instalación. Los planos de terrenos contendrán su ubicación anotando Municipio y Estado perímetro del lote, nombre de lotes colindantes y veci nos así como la orientación geográfica del mismo.

Su objeto es ilustrar la exposición y precisar datos de proyecto.

Todo deberá estar suscrito por un Ingeniero autorizado _ para ejercer su profesión y cuyo título y cédula profesional hayan sido registrados en la Dirección General de Profesiones.

Registro de solicitudes:

Dicha solicitud se llevara a la Dirección General de Minas y Petróleo en la Cd. de México y a las Agencias técnicas del petróleo en los Estados de la República, en las cuales se lleva un libro de registro de solicitudes de permisos, en donde se asentara por orden numérico, el objeto de cada solicitud, anotando la fecha y hora de cada registro.

Estudios y resolución:

Aceptada a trámite cada solicitud, los documentos que la acompañan deberan ser objeto del estudio técnico indispensable en la propia dirección o las Agencias técnicas según el caso, terminado el estudio técnico de verificación de requisitos, se resolvera si se otorga el permiso solicitado o si se omitio algún requisito se h ra saber al organismo interesado para que lo subsane.

El plazo de entrega de permisos será de 15 a 30 días tiempo en el cual se comprobaran los requisitos técnicos indispensables para su ejecución.

Se realizaran inspecciones y vigilancia del cumplimiento del reglamento durante la ejecución de la obra como en su funcionamiento con periodos de tiempo fijados según el caso por la Dirección ó por las Agencias técnicas, la inspección sanitaria la realizara la Secretaría de Salubridad y Asistencia vigilando el buen funcionamiento de los equipos

En el diario oficial de la federación el viernes 21 de Noviembre de 1986, aparecio un acuerdo entre la Secretaría de Comercio y Fomento Industrial y de la Salud para la reubicación de plantas de almacenamiento de gas L. P. dentro de poblaciones.

En el cual se establece que las plantas de almacenamiento de gas L. P. se reubicaron fuera de las zonas residenciales o lugares densamente poblados o construidos, esto es debido al enorme crecimiento urbano registrado lo que ha ocasionado que las plantas de almacenamiento se encuentren ahora asentadas en zonas densamente pobladas y construidas, y por consiguiente representen un inminente peligro para la vida de las personas y de la propiedad

Por lo tanto para garantizar la seguridad de las areas que las circunda, es necesario reubicarlas, lo que se logra gradualmente a fin de no afectar el consumo energetico de la población.

I. 2. 2. REQUISITOS GENERALES PARA EL RECIPIENTE

Las memorias descriptivas, así como los planos correspondientes al recipiente son incluidos en el registro de la planta.

Pintura de tanques

Los tanques que almacenen productos de densidad mayor a 0.9, podrán pintarse de negro, pero aquellos que almacenen productos de densidad menor a 0.9, deberán pintarse y conservarse en gris perla, blanco o aluminio.

Rótulos obligatorios

Cada tanque deberá marcarse con caracteres claros y legibles a distancia, para dar a conocer el nombre del propietario, y el número con que se le designe, su capacidad y contenido.

Escaleras de acceso

Los tanques de medida, tendrán para su servicio escaleras inclinadas de acceso con barandales a ambos lados y garantizarán las seguridades necesarias a los medidores durante el desempeño de su cometido.

Una vez otorgado el permiso de construcción para un tanque ó grupos de tanques podrá iniciarse la construcción de acuerdo con las prevenciones que para cada caso fije el siguiente reglamento.

La cimentación de la base y la construcción de los soportes en que deberá descansar la estructura de un tanque, se harán de acuerdo con la capacidad de almacenamiento y características del terreno en que se vaya a instalar dicho tanque y deberá contruirse en tal forma que resistan los esfuerzos originados por el peso propio de la estructura y del producto almacenado, la acción del viento y todos aquellos esfuerzos que tiendan a provocar deformaciones ó desviaciones en la base de los tanques de almacenamiento de tal manera que para las cimentaciones en que estos asentamientos sean esperados se tomen las precauciones necesarios para la flexibilidad de las conexiones del tanque.

No se permitiran que los sistemas de drenaje descargen en propiedades particulares, corrientes de aguas naturales, drenajes ó alcantarillados públicos, a menos que la descarga de los líquidos y gases, combustibles inflamables, tóxicos o malolientes, se dejen escapar en areas encerradas dentro de diques o muros de contención. En estos casos deberá observarse las disposiciones aplicables del Código Sanitario de los Estados Unidos Mexicanos, la ley federal para prevenir y controlar la contaminación ambiental y sus reglamentos. El permisionario deberá someter a la consideración de las Secretarías de Recursos Hidráulicos y Salubridad y Asistencia, los proyectos de estos drenajes para su aprobación.

Cuando en un sistema de drenaje se requiere instalar un área de terminación para el drene de un tanque o grupo de -- tanques, en el proyecto de localización del área se debiera -- prevenir la seguridad de las instalaciones en caso de incendio y la de no provocar perjuicios a particulares cuando estos accidentes se presenten.

En los sitios donde haya probabilidades de inundación -- se deberan tomar las medidas necesarias para proteger los -- tanques de los efectos de flotación.

Previsiones de seguridad

Todo tanque o grupo de tanques debiera dotarse de medios eficaces para prevenir y sofocar incendios, que se instalaran en cada unidad o grupo de unidades, de acuerdo con su importancia de tal manera que quede garantizada la seguridad -- de las personas y de las instalaciones en el caso de accidentes. Este equipo contra incendio debiera conservarse en buenas condiciones de servicio mediante un adecuado programa de mantenimiento.

En todos los lugares donde se encuentren tanques de almacenamiento, se observaran las siguientes prevenciones.

- a) Se circundaran con cercas en un espacio suficiente para que la distancia mínima de la cerca a cualquier tanque sea, -- cuando menos, igual a la que corresponde al más próximo lindero. Estas cer--

cas deberan impedir efectivamente el -
acceso de personas o animales.

- b) Se mantendrá un servicio de vigilancia,
tanto en el día como de noche.
- c) Se prohibira e impedirá encender fuego
usar lámparas de alumbrado que no sean
de seguridad fumar, disparar armas de
fuego y en general todo acto que pueda
ocasionar un incendio. A fin de cum-
plir esta disposición se colocaran en
los sitios más visibles avisos que in-
diquen con claridad las prohibiciones_
respectivas.

La localización de tanques de almacenamiento de hidro-
carburos debera guardar como mínimo la siguiente distancia,
de acuerdo con su capacidad, características y condiciones-
de almacenamiento, a los linderos más próximos, a las vias
publicas más cercanas a otros tanques para nuestro caso se
ra de 90 m.

La distancia anterior puede ser reducida cuando en la
construcción de los tanques se tomen las siguientes preven-
ciones, protección contra incendio, protección con revesti-
miento ó cualquier medida de seguridad que se emplee en la_
construcción y sea suficiente a juicio de la dirección.

II.3 DESCRIPCION DEL PROCESO

La terminal tendra una capacidad de almacenamiento de - 40 000 barriles de G. L. P., la cual se diseñara para un almacenamiento inicial de 20 000 barriles y 20 000 barriles a futuro el llenado del recipiente sera a un régimen de 40 - - ton/hrs.

ALIMENTACION

El G. L. P. proviene de Cd. Madero u otra refinería y - mediante gasoducto o buques-tanque llega a límites de bate- - ría a 14 kg/cm^2 y 33°C . y por medio de una válvula se baja - su presión hasta la presión de operación 8.44 kg/cm^2 más la caída de presión necesaria para pasar por el filtro de canas ta y vencer la columna de líquido almacenado en la esfera.

ALMACENAMIENTO

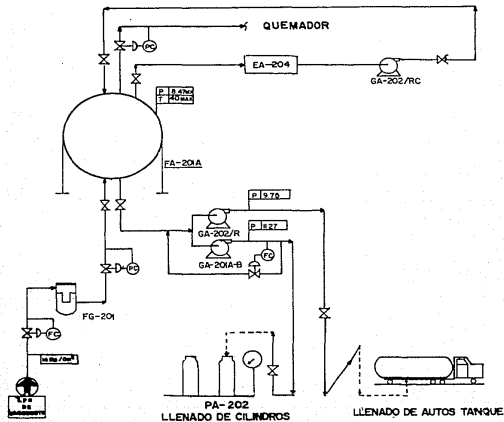
El sistema de almacenamiento esta diseñado para tener - almacenado normalmente 3180 m^3 de G. L. P., a una presión de 8.44 kg/cm^2 y 33°C ., pudiendo almacenar en un momento da- do 3180 m^3 (20 000 barriles) bajo las mismas condiciones.

Los vapores que se forman en la esfera ya sea cuando se esta llenando o cuando el líquido este acierto nivel y en re - poso, son enviados a un tanque de condensados EA-204 de don- de una vez condensados son bombeados al recipiente de almace- namiento.

DISTRIBUCION

Se realizará mediante dos bombas una para el llenado de autos-tanque a una presión de 2.75 kg/cm^2 y un régimen de llenado de 40 000 kg/hra., y la entrega se realizará mediante manguera y otra para el llenado de cilindros opera a una presión de 11.27 kg/cm^2 a un régimen de llenado de 4525 kg/hra., y la entrega mediante manguera.

Se contará con 2 posiciones de llenado de auto-tanque y se previera una posición futura, 10 posiciones de llenado de cilindros y 10 posiciones futuras.



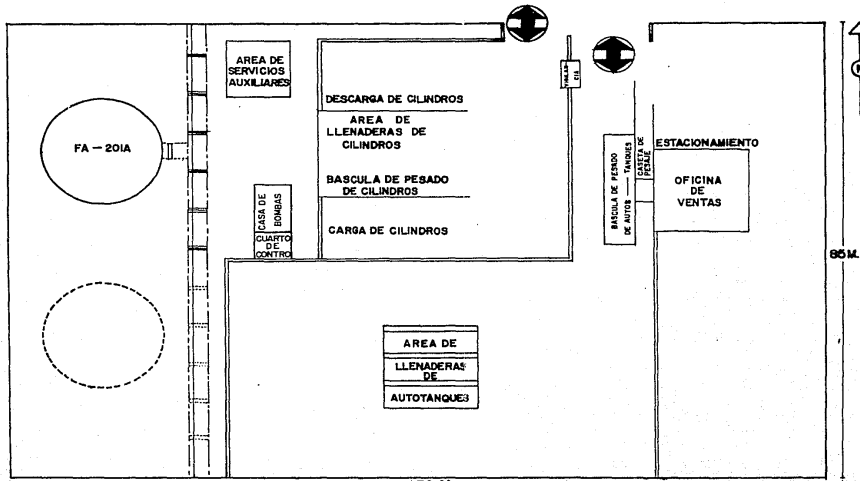
LISTA DE EQUIPO

CLAVE

SERVICIO

FA-201A	ESFERA DE ALMACENAMIENTO DE LPG
FG-201	FILTRO DE CARGA DE LPG
GA-201A-B	BOMBAS DE LLENADO DE CILINDROS
GA-202/R	BOMBA DE LLENADO DE AUTOTANQUES
PA-201	BASCULA DE PESADO DE AUTOTANQUES
PA-202	BASCULA DE PESADO DE CILINDROS
EA-204	TANQUE DE CONDENSADOS
GA-202/R/C	BOMBA DE RETORNO DE CONDENSADOS

UNAM	TESIS PROFESIONAL	CHEP	ARAGON
DIAGRAMA DEL PROCESO			
JAVIER	NAVA	PEREZ	
ALTAMIRA TAMALILIPS	ESCALA: SIN	FECHA:	PLANO No 1



I.4

UNAM	TESIS PROFESIONAL	ENEP AMARON
PLANO DE LOCALIZACION GENERAL DE ALMACENAMIENTO Y DISTRIBUCION DE L.P.G		
JAVIER	NAVA	PEREZ
ALVARO TAMAYO	ESCALA: SIN	FECHA: 1988 No 2

C A P I T U L O I I

GENERALIDADES SOBRE RECIPIENTES.

II. O GENERALIDADES SOBRE EL GAS L. P.

El gas L. P. o gas licuado del petróleo es un gas incoloro, inodoro y de baja viscosidad, pero con el fin de hacer notar su presencia en el medio ambiente debido a fugas por soldadura, porosidades de conexiones y otras irregularidades, como válvulas en mal estado y conexiones flojas etc., se odora (se le agrega olor) mezclándole MERCAPTANO un hidrocarburo. También obtenido del petróleo el cual le da su olor característico a HUEVO PODRIDO O MATERIA ORGANICA EN DESCOMPOSICION, el cual se suministra en una proporción promedio de - 1.0 litro por cada 10 000 litros de gas L. P.

El L. P. es un gas de alto poder calorífico el cual al quemarse no produce humo u hollín y no deja residuos al consumirse totalmente.

El gas L. P. se obtiene directamente de los mantos petrolíferos mezclado con petróleo crudo; también se obtiene en una opción secundaria de la refinación de algunos derivados del petróleo, cuyos principales componentes son el PROPANO Y EL BUTANO.

Se le conoce como licuado del petróleo, ya que en el interior de los recipientes donde se almacena, se encuentra en estado líquido, debido a que es el único gas combustible que tiene la particularidad, que cuando es sometido a presiones mayores a la atmosférica y a la temperatura ambiente promedio ordinaria, se condensa convirtiéndose al estado líquido. Pero cuando se extrae o libera del recipiente que lo contiene y hacer contacto con el medio ambiente, absorbe calor de este -

convirtiéndose totalmente al estado gaseoso ó de vapor ionizado que es como realmente se aprovecha

El gas L. P., es una mezcla de los siguientes compuestos y en proporciones indicadas:

Composición	% Vol
Metano	0.002
Etano	1.102
Propano	51.988
Iso-butano	14.988
N - butano	31.229
Iso - Pentano	1.045
N - Pentano	0.309
Iso - hexano	0.005

PROPIEDADES DE SUS PRINCIPALES COMPONENTES

FORMULA	TEMPERATURA °C			DENSIDAD Kg/m ³		POTENCIA CALORIFICA (B)			CALOR LATENTE KCAL/KG	VALORACION EN DETANO	
	FUSION	EBULLICION	TAI(1)	LIQUIDO	VAPOR	SUPERIOR Kg	INFERIOR Kg	DE LA MEZCLA m ³			
PROPANO	C ₃ H ₈	-186	-42	534	582.0	1.522 ⁽²⁾	12027	11119	834	93	100
BUTANO	C ₄ H ₁₀	-134	-0.5	516	570	2.006	11832	10996	844	91	92

- 1.- La temperatura de autoignición (TAI) es aquella a la -
cual el combustible a presión arde sin acercarle ningun
na llama o chippa.
- 2.- Considerando al aire como la unidad.
- 3.- A volumen constante a 25° C y a una presión de - - -
1.033 kg/cm² (presión absoluta)

De la tabla anterior observamos que el gas L.P. en estado de vapor es más pesado que el aire, así que en caso de una fuga el gas se acumula en la parte más baja, formando - una mezcla con el aire, que en la mayoría de las ocasiones conitituye una mezcla inflamable altamente explosiva.

LIMITE DE INFLAMABILIDAD

El límite de inflamabilidad es la composición en proporción de una mezcla aire-gas, más allá de la cual dicha - mezcla no enciende ni se propaga, no puede auto-propagarse_ o seguir encendida sin la aplicación de calor de una fuente

na.

GAS	LIMITE		INFERIOR
Propano	2.0	a	2.4 %
Butano	1.5	a	1.9 %

Con un porcentaje menor de gas la mezcla no enciende

GAS	LIMITE		SUPERIOR
Propano	7.0	a	9.5 %
Butano	5.7	a	5.8 %

Con un porcentaje mayor la mezcla tampoco enciende porque al ser demaciado gas este actúa como diluyente

Entre los límites inferior o superior indicados se tiene una mezcla de aire-gas, susceptible de explotar o al menos de quemarse y auto-propagarse; a esta mezcla que si representa pe ligro se le conoce como MEZCLA- CARBURADA

Relación de expansión del gas L. P. al pasar del estado líquido al de vapor.

Cuando el gas L. P. se extraé sin tomar las debidas precauciones según el caso específico de que se trate, se derrame por descuido ó accidentalmente en estado líquido de los recipientes que lo contienen, se expande rápidamente transformando se al estado gáseo en las siguientes proporciones promedio.

GAS	PROPORCION
Propano	de 269 a 273 por U N C
Butano	de 234 a 238 por U N C

Es decir un litro de propano se convierte en 273 litros de vapor y estos forman 11 500 litros de mezcla inflamable, de ahí la importancia de evitar las fugas de gas en estado - líquido, estas proporciones son ciertas considerando que se derrama a presión atmosférica y a una temperatura ambiente de aproximadamente 15.5° C

Clasificación de las instalaciones de aprovechamiento de gas L. P.

Se clasifican en 6 grupos, dependen primeramente del tipo de recipiente y secundariamente del tipo de servicio a prestar

- Grupo No. 1) Domesticas con recipientes portatiles
- Grupo No. 2) Domesticas con recipientes estacionarios
- Grupo No. 3) Comerciales con recipientes portatiles
- Grupo No. 4) Comerciales con recipientes estacionarios
- Grupo No. 5) Industriales con cualquier tipo de recipientes.
- Grupo No. 6) Para motores de combustión interna

USOS DEL GAS L. P.

El gas L. P. es utilizado actualmente con una gran deman-

da en instalaciones de aprovechamiento, tipo domestico, comercial e industrial, en procesos donde se requiere gran cantidad de energia térmica, como lo es en hornos para procesamiento de metales, cerámicas, pasteurización, vulcanización, remoción de pinturas, esterilización, corte de metales, soldaduras etc.

GENERALIDADES SOBRE RECIPIENTES

Todos los procesos industriales que manejan y producen sustancias líquidas ó gaseosas requieren del uso de recipientes de almacenamiento y proceso con el objeto de guardarlos, y protegerlos durante su manejo y distribución dentro ó fuera de la planta.

II 1 DEFINICION

RECIPIENTES A PRESION.- Se considera como un recipiente a presión a cualquier vasija cerrada que sea capaz de almacenar ó contener un fluido a presión manométrica ya sea presión interna o de vacío independientemente de su forma y dimensiones.

II 2 CLASIFICACION

Una primera clasificación establecida del A.P.I., de acuerdo con su presión de operación los tenemos clasificados de la siguiente manera.

- 1) Recipientes atmosféricos: Para presiones iguales a 15 psig. (1.05 kg/cm^2).
- 2) Recipientes a baja presión: Para presiones no mayores a 15 psig. (1.05 kg/cm^2).

- 5) Recipientes a presión no sometidos a fuego directo para presiones mayores a 15 psig. (1.05 kg/cm²)

II- 2. 1 RECIPIENTES ATMOSFERICOS

El tipo más común es el constituido por un techo cónico con paredes cilíndricas verticales alcanzan diámetros generalmente de 76 m y alturas cercanas a 18 m de acuerdo a sus dimensiones el A. P. I., se clasificado como recipiente con techo cónico autosoportable a aquellos cuyo diámetro no excedan a 7.5 m (24") para aquellos que se encuentran entre esta dimensión y menores a 15 m de diámetro están clasificados como recipientes con techos soportados, debiendo llevar, por lo menos una columna soporte. Para diámetros mayores al techo, debe soportarse mediante estructuras de acero.

Las variantes a este tipo son los recipientes tipo sombrilla y cúpula aunque raramente se fabrican en diámetros mayores a 18 m

Existiendo dentro de esta clasificación el recipiente de techo flotante que se emplea para reducir las pérdidas por evaporación, manteniendo un espacio constante sobre el líquido almacenado.

II-2. 2 RECIPIENTES DE ALMACENAMIENTO A BAJA PRESION

Estos son fabricados normalmente de acero por su bajo costo y la mayoría de ellos estan fabricados a base de cubiertas o placas soldadas una a otras ó remachadas, se usan para el almacenamiento de materiales altamente volatiles siempre y cuando su presión de vapor a su temperatura de almacenamiento no exceda los 0.035 kg/cm^2) como son el gasoleo ligero, la nafta ligera, el pentano, algunas gasolinas en combinación y los productos químicos volatiles, pueden ser almacenados en recipientes a baja presión.

Los de mayor uso de acuerdo a la siguiente clasificación son:

Recipientes Hemisferoidales

Recipientes Esferoidales

Recipientes con Cabezas Esferoidales sobrepuestas.

En el tipo Hemisferoidal, el cuerpo cilindrico esta formado por anillos perfectamente soldados unos a otros, la base y la cubesa se construyen en forma concavas.

El recipiente esferoidal es básicamente de forma esférica con fondo plano.

Recipientes de cabezas esféricas sobrepuestas, es una variante de los dos anteriores, se usan solamente para grandes capacidades recomendándose el uso de atezadores y soportes para evitar altas concentraciones de esfuerzo en el cuerpo.

II- 2. 3 RECIPIENTES A PRESION NO SOMETIDOS A FUEGO DIRECTO.

Recipientes cilíndricos con cabezas moldeadas: Son empleados cuando la presión interior a que esta sujeto el recipiente, es mayor que la presión atmosférica, su disposición puede ser vertical u horizontal con tapas moldeadas, su diseño esta limitado por el A.P.I. A.S.M.E. y en México por la "Norma oficial de recipientes para gas L.P. de tipo Fortatil".

El recipiente horizontal de cabezas moldeadas es de uso común en la Industria del gas licuado, debido principalmente a las garantías del trabajo que presta este tipo de recipientes así como su relativa facilidad de fabricación y montaje.

Sus dimensiones son muy variadas, para recipientes que se usan en auto-transportes ó buques-tanques alcanzando los 4 m de diámetro, en terreno firme pueden exceder los 10 m.

de diámetro y alcanzar los 60 m de longitud, cuando se muy grande el volumen la construcción de una ó más batidas de recipientes cilíndricos horizontales se hace necesaria.

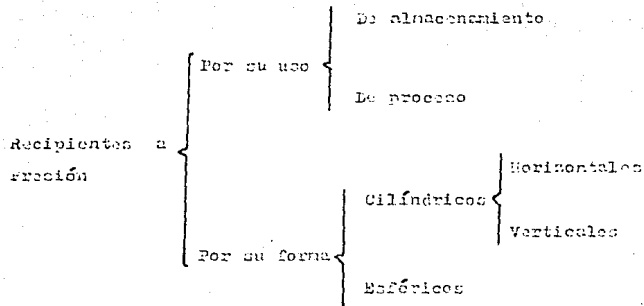
Se usan en una extensa variedad de aplicaciones. Estas aplicaciones pueden resumirse en 3 clases:

- a) Servicio Funcional
- b) Consideraciones de Precisión
- c) Limitaciones en Tamaño

SERVICIO FUNCIONAL.- En cuanto al servicio que ofrecen es de observarse que la mayoría de los equipos de proceso (torres ó columnas de destilación vaporadores reactores, cambiadores de calor) están fabricados con casacas soldadas y otras partes que cumplen con la función específica.

CONSIDERACIONES DE PRECISIÓN.- Los recipientes cilíndricos regulares de presiones de trabajo superior a 0.75 kg/cm^2 . Se fabrican con casacas soldadas.

Una forma de clasificación propia de recipientes a presión es la siguiente:



POR SU USO:

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

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

POR SU FORMA:

Por su forma pueden ser cilíndricos y esféricos, los primeros pueden ser horizontales, verticales, y pueden tener en algunos casos chaquetas para incrementar o disminuir

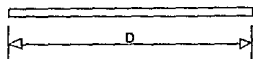
la temperatura de fluidos según el caso.

RECIPIENTES VERTICALES Y HORIZONTALES

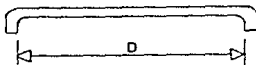
La operación o servicio de los recipientes cilíndricos, se determina si el recipiente debe ser montado en posición vertical y horizontal. Así por ejemplo torres ó columnas de destilación, que utilizan la gravedad para ejecutar la separación por fases de diversos compuestos requieren de una instalación vertical. Los cambiadores de calor y los tanques de almacenamiento pueden colocarse tanto en posición vertical como horizontal. En el caso de los cambiadores de calor su selección se efectúa por flujo de fluidos y por consideraciones de transferencia de calor. En el caso de los tanques de almacenamiento toma un factor determinante, la localización o lugar de instalación; si este será instalado a campo libre, las cargas por viento sobre los recipientes verticales pueden imponer la necesidad de edificarlos sobre cimientos pesados para prevenir volcaduras.

Por esta razón los recipientes de almacenamiento horizontales son más económicos.

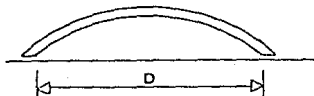
Sin embargo para dictaminar una solución aceptable, habrá que tomar en cuenta además otros factores como son el área disponible o terreno de cimentación y facilidad de mon



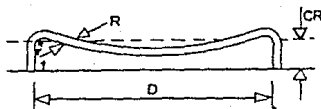
PLANA



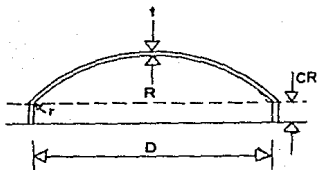
PLANA CON CEJA



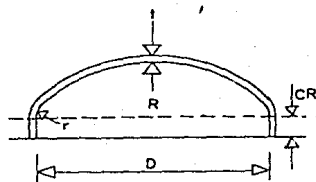
SOLO ABOMBADA



ABOMBADA CON CEJA INVERTIDA



TORIESFERICA



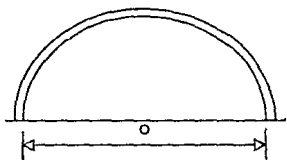
SEMELEPTICA

TIPOS DE TAPAS

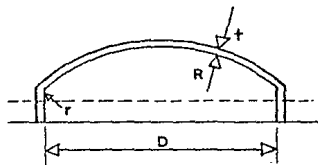
NORMAS

FIGURA:

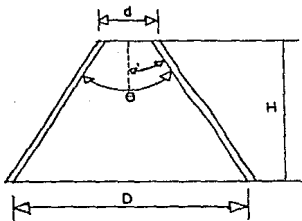
HOJA:



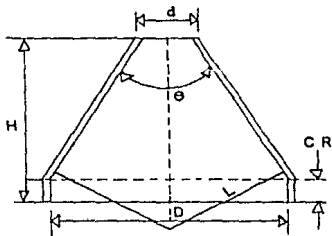
SEMIESFERICA



BOLO



CONICA



TORICONICA

TIPOS DE TAPAS

NORMAS:
 FIGURA:
 HOJA:

taje.

RECIPIENTES ESFERICOS

La demanda de la Industria Petroquímica, de recipientes apropiados para almacenar los grandes volúmenes de los productos de destilación, refinación de petróleo y otros productos, como gases y líquidos volátiles de otra índole; productos con una presión de vapor tal que demanden recipientes capaces de soportar grandes presiones para almacenarse, siendo una solución adecuada los recipientes de forma esférica, puesto que es la forma natural que toman los cuerpos, al estar sometidos a presión interna además las esferas pueden mantenerse operando sin pérdidas por evaporación mientras la presión de vapor se mantenga arriba de la presión absoluta del tanque, a la cual se abre la válvula a vacío evitando de esta manera la inducción de la mezcla de aire en el recinto de vapores del producto almacenado, aire que al ser impulsado escapa con los vapores a medida que lleva consigo.

La esfera a presión cumple el principio de operación de un recipiente que conteniendo únicamente un producto volátil en estado líquido y vapores no permite pérdidas por evaporación siempre y cuando la presión de vapor para la misma temperatura a la superficie del líquido no sea inferior a

la que accione la válvula de alivio de vacío, que a la presión de vapor a máxima temperatura en la superficie del líquido no sea mayor, a la que habrá la válvula de alivio ó de presión.

Un gran volumen donde puede almacenarse mediante una esfera ó por medio de tanques cilíndricos convencionales colocados en batería trayendo como consecuencia un aumento de la inversión por requerir mayor cantidad de acero y mayor cantidad de materiales como son: boquillas y conexiones, mayor cantidad de tuberías para instalación, cimentaciones y para el caso donde se tenga que instalar y el precio del terreno sea elevado, o donde se tienen espacios reducidos que los recipientes en batería ocupan mucho terreno en comparación con una esfera.

TIPOS DE TAPAS

Se emplean para cerrar recipientes cilíndricos, existen varios tipos de tapas como son: tapas planas, planas con ceja, únicamente abombadas, abombadas con ceja invertida - torresféricas, semielepticas, semiesféricas, tapas 30:10, tapas cónicas y tapas toricónicas.

sus características principales y usos de estas tapas con las siguientes:

- TAPAS PLANAS: Se utilizan en recipientes cuya operación es a la presión atmosférica generalmente, aunque en algunos casos se emplean para recipientes a presión, su costo es el más bajo de entre las tapas, se utilizan como fondos de tanque de almacenamiento de grandes dimensiones.
- TAPAS PLANAS CON CENA: Se emplea para recipientes sujetos a presión atmosférica generalmente, su costo es bajo, tienen un límite dimensional de 6 m de diámetro máximo.
- TAPAS ÚNICAMENTE ABCOMBADAS: Son empleados para recipientes sujetos a presión manométrica relativamente baja, su costo puede considerarse bajo.
- TAPAS ABCOMBADAS CON CENA INVERTIDA: Su uso es limitado debido a su difícil fabricación su costo es alto, son empleados solamente en casos especiales.
- TAPAS TORRESMERICAS: Son las de mayor aceptación en la industria, debido a su bajo costo ya que soportan altas presiones manométricas,

su característica principal es que el radio de abombado es igual al diámetro interior, se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 m.

TAPAS SEMIELIPTICAS: Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toricsférica es relativamente alto, ya que las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toricsféricas. El proceso de fabricación de estas tapas es el troquelado, su silueta describe -- una elipse relación 2:1, su costo es alto, en México, se fabrican hasta un diámetro máximo - de 3 metros.

TAPAS SEMIESFERICAS: Utilizadas exclusivamente para presiones críticas como su nombre lo indica su silueta describe una medida circunferencia perfecta, su costo es alto, y no hay límite dimensional para su fabricación.

TAPAS 30:10 Ya que en México, no se cuenta -- con prensas lo suficientemente grandes para -- troquelar tapas semielípticas 2:1 de dimensiones relativamente grandes que ha adoptado a fabricar este tipo de tapas cuya característica, principal es su radio de abombado, es de 80% -

del diámetro y el radio de esquina ó radio de nudillos es del 10% del diámetro. Estas tapas las usamos como equivalentes a las semielípticas de relación 2:1

- TAPAS CÓNICAS: Se utilizan como fondos de recipientes donde pudiere haber acumulación de sólidos, y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos, su uso es muy común en torres fraccionarias de destilación no hay límite en cuanto a dimensiones para su fabricación, su única limitación consiste en que el ángulo del vértice no deberá ser mayor que el 60° del diámetro mayor, tiene las mismas restricciones que la tapa cónica a excepción de que en el cónico no se puede fabricar con un diámetro mayor de 3 metros

II- 3 CONCEPTOS PRINCIPALES

II- 3. 1 PRESION DE OPERACION (Po)

Está es la presión de trabajo, y es la presión manométrica a la cual estará sometido un equipo en condiciones de operación normal.

II- 3. 2 PRESION 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, su valor será el que resulte mayor de:

$$P = 1.1 P_o \quad \text{ó} \quad P = P_o + 30 \text{ lb/in}^2$$

Al determinarse la presión de diseño, debe tomarse en consideración la presión hidrostática debido a la columna del producto que estamos manejando, sobre todo recipiente cilíndricos verticales.

II- 3. 3 PRESION DE PRUEBA (P_p)

Se entenderá por presión hidrostática es de prueba y se cuantificará por medio de las siguientes ecuación.

$$P_p = P (1.5) \frac{st_a}{st_d}$$

Donde P = Presión de diseño

st_a = Esfuerzo del material a la temperatura ambiente.

st_d = Esfuerzo del material a la temperatura de diseño.

II- 3. 4 PRESION DE TRABAJO MAXIMA PERMISIBLE

Es la presión máxima a que puede ser sometido un recipiente en condiciones de operación, imponiendo que el recipiente se encuentra en las siguientes condiciones:

- 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 debido al viento presión externa, presión hidrostática, etc., cuyos efectos deben agregarse a los ocasionados por la presión interna.

Es una práctica común la presión máxima de trabajo por la existencia de las tapas y el cuerpo, no por elementos componentes pequeños tales como bridas, boquillas etc.

El término máximo presión de trabajo permisible nuevo y - frío es usado frecuentemente, esto significa, la máxima presión permisible se emplea cuando el recipiente se encuentra - en las siguientes condiciones.

- a) El recipiente no esta corroído (esta nuevo)

- b) La temperatura no afecta la resistencia_ a la tensión del material (temperatura - ambiente)

- c) No se considera producidos por la acción del viento, presión hidrostática, etc.

II- 3. 5 ESFUERZO DE DISEÑO A LA TENSION (S)

Es el valor máximo a 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 es fuerza último a la tensión del material en cuestión.

II- 4 MATERIALES DE CONSTRUCCION

Estos materiales son especificados por el Código A.S.M.E. sección 8 además se especifican materiales para bocanillas, - escaleras, plataformas, registros de hombre, etc.

Los requisitos de proceso específico son los que influyen en la selección del material para la fabricación del recipien te, sin embargo la selección final queda determinada por los aspectos económicos, con el propósito de producir un diseño - tanto confiable con respecto a las condiciones de servicio es pecífico como económico (referente al costo del material a un

plar).

En economía sólo dos materiales compiten con el acero que son la madera (60% menos) y el concreto reforzado (40% menos) en recipientes de la misma capacidad.

Con diferentes cantidades de alaci3n el costo se eleva hasta el doble de la cantidad considerada como referencia. Esto elimina la necesidad de fabricar recipientes de materiales más caros ó de alaci3n.

Los principales factores que afectan su costo son entre otros: resistencia a la tensi3n, resistencia a la temperatura, a la corrosi3n y maleabilidad para adoptar una forma determinada existiendo otras causas de aumento de costo como son: tratamiento térmico, acabados superficiales, pruebas, dimensiones especiales, mano de obra complicada etc.

MATERIALES MÁS COMUNES

El Código A. S. N. E., indica la forma de suministro de los materiales más utilizados, la cual va implícita en su especificaci3n, a continuaci3n se dan algunos ejemplos de materiales, su especificaci3n y forma de suministro.

Por ejemplo:

P L A C A

Especificación	SA-515-70	SA-285-c	SA-36
Composición nominal	c-Si	c-Si	c-Si
Esfuerzo de cedencia en KPSI	38	30	36
Esfuerzo último en KPSI	70	55	58
Esfuerzo de diseño en KPSI	17.5	12.6	12.6

(de - 20 a 650° F)

P O R J .

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	17.5	17.5	17.5

(de - 20 a 650° F)

TUBOS DE COLUMNA

Especificación	SA-106B	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	12	12	15.7

TUBOS DE CALIBRE

Especificación	SA-179	SA-334-1	SA-556-02
Composición nominal	c-si	c-si	c-si
Esfuerzo de cedencia en KPSI		70	40
Esfuerzo último en KPSI		55	70
Esfuerzo de diseño en KPSI	11.7	13.7	17.5

II- 5 FACTORES DE SELECCION DE MATERIALES

Los materiales a seleccionar deben de considerarse varios requisitos como son: propiedades mecánicas, propiedades químicas, soldabilidad, costo, térmicas, vida estimada de la planta.

II- 5. 1 PROPIEDADES MECANICAS

Es deseable que el material tenga buena resistencia a la tensión y alto punto de cedencia, porcentaje de alargamiento y mínima reducción de área, con estas propiedades principalmente, se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.

II- 5. 2 PROPIEDADES FISICAS

En este tipo de propiedades, se buscará que el material de

scado tenga bajo coeficiente de dilatación térmica y alto coeficiente de transferencia de calor, principalmente si el material a seleccionar lo utilizamos en cambiadores de calor lo cual reduzca en alta eficiencia térmica y bajos esfuerzos en las uniones tubo-espejo.

II- 5. 3 PROPIEDADES QUÍMICAS

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

- a) Reposición del equipo corroído.- Un material que no sea resistente al ataque corrosivo, puede corroírse, un poco tiempo de servicio.
- b) Sobre diseño en las dimensiones.- Para materiales poco resistentes a la corrosión es necesario dejar un excedente en los espesores, dejando margen para corrosión, esto trae como consecuencia que los equipos resulten más pesados, encarecen del diseño, además de no ser siempre la mejor solución.

- c) Mantenimiento preventivo.- Para proteger a los equipos del medio ambiente corrosivo es necesario utilizar pinturas protectoras.
- d) 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.
- e) 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.
- f) Daños a equipos adyacentes.- La destrucción de un recipiente a presión por corrosión, puede dañar los equipos con los que este colaborando en el proceso.
- g) Consecuencias de tipo social.- La falla repentina de un recipiente a presión corroído puede ocasionar de graves personalias, además de que los productos de la corrosión pueden ser nocivos para la salud.

II- 5 4 SOLIDABILIDAD

Los materiales usados para fabricar recipientes a presión

sión, 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 estos deberán ser compatibles en lo que a soldabilidad se refiere. Un material cuantos más 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.

II- 5 5 EVALUACION DE LOS MATERIALES SUSCRIBIDOS

En esta etapa se toman en cuenta los aspectos relacionados con la vida útil de la planta donde se instalarán, se fija la atención en los siguientes puntos.

- a) vida estimada de la planta: Una planta se proyecta para un determinado tiempo de vida útil, esto sirve como base para formarse un criterio sobre la clase de posibles, materiales que podremos utilizar.
- b) Duración estimada del material: Para esto es necesario auxiliarnos de la literatura existente sobre el comportamiento de los

materiales en situaciones similares, reportes de las experiencias de personas que -- han operado y conocen los problemas que se presentan en plantas idénticas para hacer, buenas estimaciones.

- c) **Confiabilidad del material:** Es necesario -- tener en cuenta las consecuencias económicas, de seguridad del personal y del equipo en caso que se llegaran a presentar fallas inesperadas.

- d) **Disponibilidad y tiempo de entrega de material:** Es conveniente tener en cuenta la -- producción nacional de materiales para la construcción de recipientes a presión, ya que existirá la posibilidad de utilizar -- los materiales de que se dispone sin tener grandes tiempos de entrega y a un costo menor a las importaciones.

- e) **Costo del material y de fabricación:** Por -- lo general, a un alto costo de material, -- le corresponde un alto costo de fabrica-- ción.

- f) Costo de mantenimiento e inspección: Un material de propiedades mecánicas y resistencia a la corrosión menores, requiere de mantenimiento e inspección frecuentes, lo cual implica tiempo fuera de la planta y mayores gastos por este concepto.

II- 5. 6 SELECCION DEL MATERIAL

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

- a) Material más adecuado: Será aquel que cumpla con el mayor porcentaje de requisitos -
tales como
- 1.- Requisitos técnicos: El material que cumpla con el mayor número de requisitos técnicos es más importante que cualquier otro, ya que de estos depende el funcionamiento correcto y seguro del equipo.
 - 2.- Requisitos económico: El material que implique los menores gastos como son: Los iniciales, de operación, de mantenimiento y de mayor reembolso de inversión, no obligan por que este concepto se tenga que sacrificar el requisito técnico, que repetimos

es el más importante.

Con la finalidad de facilitar lo laborioso de este trabajo, es decir para que ningún factor importante se nos pase desapercibido al seleccionar el material adecuado para fabricar recipientes a presión. En la siguiente página mostraremos un formato en el que se pueden tener a la vista las variables que afectan directamente la selección de los materiales.

Entre los materiales más comúnmente usados en la fabricación de recipientes a presión, tenemos los siguientes:

Aceros al Carbón

Aceros inoxidables Austeníticos y Ferríticos

Materiales especiales	Alaciones especiales
Titanio	Incoloy
Zirconio	Hastelloy
Hafnio	Monel
Níquel	Inconel
Niobio	Admiralty

II-16 PRUEBAS EN RECIPIENTES A PRESIÓN

Todos los recipientes terminados deberán someterse y pa-

ser satisfactoriamente la prueba hidrostática o la neumática, según se especifica. En la Sección VIII, División 1, del Código de S. M. U., se describe como llevar a cabo las pruebas así como las precauciones que hay que tomar según el caso

II- 6 1 PRESION PERMISIBLE DE TRABAJO

La presión que se considera para la prueba es aquella de nominada presión permisible de trabajo y es la presión máxima en el elemento más débil del recipiente en condiciones corroídas bajo el efecto de una temperatura de diseño, en condiciones normales de operación y bajo los efectos de otras cargas (carga de viento, presión externa, carga de sismo, etc.) Las cuales se agregan a la presión interna. Concretando lo anterior, es el menor de los valores encontrados para la presión máxima permisible de trabajo para cualquiera de las partes esenciales del recipiente.

La presión máxima permisible de trabajo puede determinarse para más de una de las temperaturas de operación indicadas usando para cada temperatura el valor del esfuerzo permisible aplicable.

Formulas usadas para el cálculo de la presión máxima de trabajo permisible.

$$P = \frac{2}{R} \frac{S \cdot t}{1 + 0.6t} \quad (\text{cascarón referido a diámetro interior}).$$

$$P = \frac{2}{R} \frac{S \cdot t}{1 + 0.8t} \quad (\text{cabeza hemisférica})$$

$$P = \frac{2}{D} \frac{S \cdot t}{1 + 0.8t} \quad (\text{cabeza elíptica 2:1})$$

$$P = \frac{2}{D} \frac{S \cdot t \cdot \cos}{1 + 1.1 \cos} \quad (\text{cabeza cónica})$$

$$P = \frac{S \cdot t}{C \cdot 3331 + 0.1t} \quad (\text{cabezas torisféricas A.S.M.E., -- cuando L/r 16 2/3}).$$

$$P = \frac{S \cdot t}{L/r + 0.1t} \quad (\text{cabezas torisféricas A.S.M.E., -- cuando L/r 16 2/3}).$$

Para el caso de las fórmulas de espesor en condiciones, de dimensiones exteriores, usar el mismo criterio que para dimensiones interiores como se ilustra en las fórmulas arriba mencionadas.

II- 6. 2 PRUEBA HIDROSTÁTICA

Cada uno de los recipientes diseñados por presión interna deberán sujetarse a una prueba hidrostática, en la cual deberá aplicarse en cualquier punto del recipiente con un valor de por lo menos 1 1/2 veces la presión máxima permisible de -

trabajo o de diseño multiplicada por la relación mejor del esfuerzo de trabajo "S" a la temperatura de prueba del recipiente y el esfuerzo de trabajo "S" a la temperatura de diseño o sea que si el valor del esfuerzo del material del recipiente a la temperatura de diseño es menor que a la temperatura de prueba; la presión de prueba hidrostática - deberá incrementarse proporcionalmente. En este caso la presión de prueba será:

$$1.5 \times \text{Presión Máxima permisible de trabajo (ó presión de diseño)} = \frac{\text{Valor de "S" a la temp. de Pba.}}{\text{Valor de "S" a la temp. de Dis.}}$$

En todos los casos el valor de la presión máxima permisible para el cálculo de la presión de prueba hidrostática será, cuando el recipiente; este nuevo y frío.

Formulas aplicables para el cálculo de la presión de prueba hidrostática.

Las formulas siguientes estarán afectadas por la siguiente relación:

$$\frac{\text{Valores del esfuerzo "S" a la temperatura de Prueba}}{\text{Valores del esfuerzo "S" a la temperatura de Diseño}}$$

Valores del Esfuerzo " S " a la temperatura de Prueba
Valores del Esfuerzo " S " a la temperatura de Diseño

En caso de haber más de una temperatura de diseño, se usará la menor de las relaciones calculadas.

$$P = 1.5 \frac{S_{ST}}{R + 0.6t} \quad (\text{cascarón referido a diámetro interior})$$

$$P = 1.5 \frac{2 S_{ST}}{D + 0.2t} \quad (\text{cabeza elíptica})$$

$$P = 1.5 \frac{2 S_{ST}}{R + 0.2t} \quad (\text{cabeza hemisférica})$$

$$P = 1.5 \frac{2 S_{ST} \cos}{D + 1.2t \cos} \quad (\text{cabeza cónicas})$$

$$P = 1.5 \frac{S_{ST}}{C.S.W.L + 0.1t} \quad (\text{cabeza torisférica A.S.M.E. cuando } L/R = 16 \text{ 2/3}).$$

$$P = 1.5 \frac{2 S_{ST}}{L_d + 0.2t} \quad (\text{cabeza torisférica A.S.M.E. cuando } L/R = 16 \text{ 2/3}).$$

Para el caso de las formulas de espesor en condiciones de dimensiones exteriores usar el mismo criterio que para dimensiones interiores como se ilustra en las formulas arriba mencionadas.

II- 6 3 PRUEBA NEUMÁTICA

La prueba neumática puede ser usada en lugar de la prueba hidrostática descrita anteriormente, y se recomienda aplicarla en los casos siguientes.

- 1) Para recipientes que están diseñados y/o soportados de tal manera que no se tenga la seguridad que puedan ser llenados con agua.
- 2) Para recipientes que no puedan secarse fácilmente y que vayan a usarse en servicios en -- donde las huellas de la prueba con agua no -- pueda permitirse.

Excepto para los recipientes esmaltados para los que la presión de la prueba neumática será al menos la máxima presión de trabajo permisible, la presión de prueba neumática, será al menos igual a 1.25 veces la presión máxima permisible de trabajo y se considerará para el cálculo de esta presión de esta prueba el mismo criterio que para el cálculo descrito en la prueba hidrostática.

II- 7 CODIGOS 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 muy publicado por la Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos, su edición es trianual, 1968, 1971, 1974, 1977, 1980, . . . sin embargo, la asociación antes mencionada emite más ediciones trimestrales, las cuales modifican, constantemente el código manteniéndolo siempre actualizado.

Como una alternativa a la División 1 del Código ASME - Sección VIII, 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.

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

P.1343

Alemania Occidental	A.D. Merkblatt Code
Estados Unidos de Norteamérica	ASME Code Section VIII División 1. 2.
Inglaterra	British Code BS 5500
Italia	Italian Pressure Vessel Code
Japón	Japanese Pressure Vessel -- Code.
Japón	Japanese Std. P. V. Construction.

Como un complemento al Código ASME Sección VIII, para el procedimiento de soldadura del cual 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 correa y tubos, además del Código ASME debemos usar los estándares publicados por el tema (Tubular Exchangers Manufacturers Association).

Como continuación y como manera de ilustración, se describirá de una forma breve el origen del Código de la A.S.M.E.

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

Inglaterra fue uno de los primeros países que sintió esa necesidad y, que después de uno de los más graves 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 7 de las principales causas del desastre; construcción inadecuada, material inadecuado y puntaje irregular y carecivo de la presión; al final de su informe, dicho Comité recomendaba el empleo de cubiertas hemisféricas, el hierro forjado como material de construcción y el empleo de las 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 1839; 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 suches, factores de seguridad, tipo de cubiertas y de bridas así como reglas para la prueba hidrostática.

No obstante los dos intentos anteriores por evitar las explosiones de calderas, éstas se seguían sucediendo; a principios de este siglo, tan solo en Estados Unidos 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 Crockton, Massachusetts, matando a 58 personas, hiriendo a otras 117 y con pérdidas de más de un cuarto de millón de dólares en propiedades. -- Este accidente catastrófico hizo ver a los gentes de Massachusetts 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 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 ese 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 S. I. A. S. I. S., para conseguir una legislación. El concilio respondió a éste nombrando un Comité para las Formas de especificaciones uniformes para la construcción de calderas de vapor y otros recipientes a presión y especificaciones para su cuidado en servicio".

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 los miembros que representaban varias fases del diseño, construcción, instalación y operación de calderas.

Basándose en los reglamentos de Massachusetts y de Ohio y en otros datos de utilidad, el Comité presentó un informe preliminar en 1911 y envió 2000 copias de él a 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, fué adoptado en la primavera de 1925, el primer Código A. S. N. S. "Reglas para la construcción de calderas estacionarias y para las presiones permisibles de trabajo", conocido como la edición de 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 para baja Presion (Low-Pressure heating boilers)	1925
Sección	V	Calderas en Miniatura (Miniature boilers)	1924
Sección	VI	Inspección (Inspection)	1924

Esta Sección estuvo incorporada a la Sección I desde

su aparición hasta 1949, finalmente fué cancelada en 1951.

Sección VII	Reglas superadas para el cuidado de las calderas de Potencia. (Suggested Rules for care of - - Power Boilers).	1926
Sección VIII	Recipientes a presión no sujetos a fuego directo. (Unfired Pressure Vessels).	1925
Sección IX	Requisitos de Soldadura (Welding Qualifications).	1940

La primera vez que apareció esta Sección, fué en 1917 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 espontáneo y se han ocurrido 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 con 305 kg/cm² y a temperaturas de 600° C (1112° C) los recipientes, se diseñan para presiones de 200 kg/cm² (2 845 psi) y más, y a un rango de temperatura de 210° C (410° F) a más de 550° C (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, requiriendo la experiencia técnica de muchos sub-Comités, para expedir nuevos suplementos y nuevas revisiones al Código. -- Como resultado del espléndido trabajo de esos sub-Comités; el Código A. S. M. E., ha desarrollado un conjunto de Normas que garantizan cualquier estado de diseño y cualquier construcción de calderas y recipientes a presión dentro de los límites del propio Código.

El Código A. S. M. E., 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 más reciente fue en 1977, consta de once secciones en catorce tomos.

Sección I Calderas de Potencia
(Power Boilers).

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 División 1 y División 2 - Plantas de potencia nuclear.

Componentes: Requerimientos Generales.

(Division 1 y Division 2 - Nuclear Power Plant) (Components: General Requirements).

Sección IV Calderas para calefacción

(Heating Boilers)

Sección V Pruebas no destructivas

(Non Destructive Examinations)

Sección VI Reglas Recomendadas para Cuidado y Operación de Calderas para calefacción.

(Recommended Rules for Care and operation of Heating Boilers)

- Sección VII Reglas Sugeridas para el Cuidado de las 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.
(Fiberglass-Reinforced Plastic Pressure -- Vessels).
- Sección XI Reglas para Inspección en Servicio de Llan-
tas para Potencia Nuclear.
(Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant).

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

SECCION VIII, DIVISION 1.

La Sección VIII del Código A. S. L. B., 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 en la División 1 de esta Sección del Código - cubre los requisitos mínimos de construcción, para el diseño fabricación, inspección y certificación de recipientes a presión aparte de aquellas que están cubiertas por la Sección I (Calderas de Potencia), Sección III (Componentes de Plantas Nucleares), y Sección IV (Calderas para calefacción).

SECCION VIII, DIVISION 2.

Como se dijo anteriormente el considerable avance tecnológico que se ha tenido en los últimos años ha traído como consecuencia la implementación de nuevos Códigos y Normas; - el A. S. L. B., consciente de ello, crea dentro de la Sección VIII., del Código, un nuevo tomo denominado División 2 - -

"REGULAS ALTERNATIVAS PARA CONSTRUCCION DE RECIPIENTES A PRESION".

En 1955, reconociendo el gran volumen de nueva información desarrollada por el Comité de Investigación de Recipientes a Presión (P. V. R. C.), y otras organizaciones, el Comité del A. S. N. E., para Calderas y Recipientes a Presión, organizó un Comité especial para revisar las bases de los esfuerzos del Código.

El Comité fué 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 completado en 1963 con la publicación de la sección VIII, División 2, incluyen el primer incremento en esfuerzos permisibles desde 1954. Los esfuerzos permisibles están basados en un factor de 5 sobre la resistencia a la tensión.

II. 9 SOLDADURA EN RECIPIENTES A PRESION

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

Todas las soldaduras serán aplicadas mediante el proceso de arco eléctrico y el procedimiento de aplicación 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 con líquidos penetrantes, y algunas veces se utiliza el ultrasonido.

La prueba más comunmente utilizada para probar soldaduras en recipientes a presión es el radiografiado, este puede ser total o por puntos, cuando practiquemos radiografiado por puntos en recipientes a presión, debemos tomar por lo menos una radiografía por cada 15 metros de soldadura, la longitud de cada radiografía será de 15 centímetros como má

nimo.

La eficiencia de las soldaduras está mostrada en la figura No. , 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 equipo en particular, y debemos también calificar 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 A. S. M. E., Sección IX - - "Welding and Brazing Qualifications."






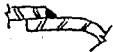
El material de aporte de la soldadura deberá ser compatible con el material base a soldar, los electrodos más comúnmente utilizados para soldar recipientes a presión, de acero al carbón son los AWS 6010 y 7018

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 -

A. S. M. E., Sección VIII División 1, nos recomienda radio
grafiar una distancia mínima de 102 milímetros a cada lado
de la intersección.

NUNCA debemos aplicar soldadura a un recipiente a pre
sión después de haber sido relevado de esfuerzos.

TIPOS DE UNIONES		EFICIENCIA DE LA UNION CUANDO LA JUNTA ESTA:		
		RADIOGRAFIADA AL 100%	RADIOGRAFIADA X PUNTOS	SIN RADIOGRAFIAR
	Soldadura a tope unida con soldadura por ambos lados, o por otro método con el cual se obtenga la misma calidad del metal de aporte en ambos lados de la superficie soldada. Si se usa solera de respaldo, deberá quitarse después de aplicar la soldadura y antes de radiografiar.	1.00	0.85	0.70
	Soldadura simple a tope con solera de respaldo la cual permanecerá en el interior del recipiente.	0.90	0.80	0.65
	Unión simple por un solo lado sin solera de respaldo.	----	----	0.60
	Unión traslapada con doble filete.	----	----	0.55
	Unión traslapada con filete sencillo y tapón de soldadura.	----	----	0.50
	Unión traslapada con filete sencillo sin tapón de soldadura.	----	----	0.45
EFICIENCIA DE SOLDADURAS VALORES DE "E"		NORMAS		
		FIGURA:		
		HOJA:		

CAPITULO III

SELECCION DEL RECIPIENTE

SELECCION DEL TIPO DE RECIPIENTE A UTILIZAR

En el capítulo anterior se mencionaron los tipos y características de los distintos recipientes que se pueden fabricar; así mismo, se hizo mención acerca de las ventajas o desventajas que nos proporciona el utilizar cierto recipiente. En nuestro estudio seleccionaremos el recipiente, adecuado para el almacenamiento de gas licuado del petróleo, a baja presión de operación (que es de 10.55 kg/cm^2) y a una temperatura de 40°J y en grandes cantidades como son del orden de -- 20 mil barriles (5100 m^3).

Recordemos cuales son los factores más importantes que -- nos llevan a la determinación del recipiente adecuado:

En primer lugar se cuenta la naturaleza del fluido. Aplicado a nuestro caso, se trata de un fluido altamente volátil para el cual por pequeñas variaciones de temperatura ocasionan -- grandes diferencias en sus presiones de vapor, reflejándose -- en incrementos altos de volúmenes. Por ello es conveniente -- pensar en un tipo de recipiente que no permita pérdidas por -- evaporación, lográndose esto un recipiente cerrado; por otra -- parte, debido a que uno de los principales problemas es cuidar -- las variaciones de temperatura que se pueda presentar, la solución principal será cuidar las áreas de superficie de contacto con la atmósfera.

Este aspecto es de vital importancia para la buena operación del recipiente. Es por ello sumamente necesario tener en cuenta la forma geométrica del recipiente y cuidar la relación de "Área de superficie por unidad de volumen".

En las esferas esta relación resulta menor que en cualquier otro tipo de recipiente, para la cual en estas condiciones se obtienen variaciones producidos de temperatura más lentas dentro del líquido, consecuentemente, es menos probable -- que durante períodos cortos en que se tengan variaciones de -- consideración de la temperatura ambiente, se operen las válvulas de alivio, siendo por lo tanto la forma esférica más eficiente para la prevención de pérdidas por evaporación. Además el hecho de tener menor superficie de recubrimiento reduce el costo del aislamiento, si requiere, de la pintura y el mantenimiento.

Otro de los aspectos importantes que determinan el tipo de recipiente a usar es el de la capacidad. Recordemos que las necesidades de almacenamiento son del orden de 1180 m³ (30,000 barriles), de gas licuado del Petróleo. Este volumen se puede almacenar por medio de tanques cilíndricos convencionales; sin embargo para ello, es necesario colocar dichos tanques en batería, lo cual traería como consecuencia un considerable aumento en la inversión.

Analizemos los resultados de un caso real para la fabricación y montaje de esferas, con capacidad de 1590 m^3 c/u - - (10 mil barriles) ganadas en concurso Internacional, con los resultados que se hubieren obtenido por la fabricación y montaje de los tanques cilíndricos horizontales de dimensiones, máximas que hayan sido fabricadas y transportadas a la fecha, necesarios para contener el mismo volumen y operando en las mismas condiciones de temperatura y presión.

Contener 1590 m^3 de producto líquido requiera una esfera ó 3 tanques cilíndricos horizontales.

Dimensiones: En la esfera 14.6 m de diámetro y en cada tanque cilíndrico, 3 mts. de diámetro por 37 mts. de longitud.

Espesores Promedios: Esfera 29 mm. contra 19 mm. en los tanques cilíndricos.

Área de Superficie: 700 mts² contra 2150 m² en los tanques.

Peso del Acero: 170 tons. contra 225 tons. en los 3 tanques.

Precio Unitario. Veinte por ciento más en este
ca.

Superficie de Terreno: 300 m² contra 1,400 m² para los
los 6 tanques.

Obsérvese en primer lugar la cantidad de acero necesaria para la fabricación de los 6 tanques en comparación de la requerida para la esfera.

Otro aspecto importante es la relación de superficie de contacto con la atmósfera. En la esfera resulta inferior que en los tanques son 6, lo cual corrobora lo anteriormente expuesto. En cuanto a la superficie de terreno ocupada, notamos que la utilización de 6 tanques requiere de mayor terreno en comparación con la esfera, puesto que se está considerando espacios para el acomodo de tuberías, mantenimiento y operación, lo cual repercute en usar mayor cantidad de tuberías y cimentaciones.

Se concluye por los razonamientos anteriormente expuestos, que, por el hecho de utilizarse esferas a presión, la propia inversión se ve reducida por el ahorro que presenta el producto almacenado a través del tiempo reduciendo el costo por unidad de volumen almacenado.

CAPITULO IV

DISEÑO Y CALCULO DEL RECIPIENTE

IV.1 BASES DE DISEÑO PARA EL RECIPIENTE DE ALMACENAMIENTO PARA LA TERMINAL DE -- DISTRIBUCION DE ALTAMIRA TAMAULIPAS.

IV.1. 1.0 GENERALIDADES

1.1 Función de la terminal

Recibir, G.L.P. del gasoducto y barcos-tanque de Ciudad Madero, almacenarlo y llenar autos--tanque y cilindros.

1.2 Tipo de proceso

El proceso consiste en almacenar propano-butano en esferas a presión.

IV.1. 2.0 CAPACIDAD Y RENDIMIENTO

2.1 Capacidad

Se requiere que la terminal tenga una capacidad de almacenamiento de 40 000 barriles de G.L.P., la cual se diseñara para un almacenamiento inicial de 20 000 barriles y se planeara una esfera futura con capacidad de 20 000 barriles, y -- un llenado de esferas a un régimen de 40 ton/hr

2.2 Aumento de capacidad en futuras ampliaciones -- Si, de acuerdo al punto 2.1

IV.1. 3.0 ESPECIFICACIONES DE LAS ALIMENTACIONES DE PRO
CESO

La terminal podrá manejar G. L. P. de baja -
presión de acuerdo a las especificaciones que
se indican.

3.1 La planta operara con gas licuado, con pre--
sión de vapor máxima de 8.5 kg/cm^2 a 40°C

3.2 Composición tipo

Composición	% MOL
Metano	0.002
Etano	1.102
Propano	51.988
Iso-butano	14.320
N-butano	31.229
Iso-pentano	1.045
Iso-hexano	0.005
Peso molecular	50.709
Densidad relativa a 15°C	0.5424
Visiosidad	0.0998 c p.

IV.1. 4. 0 ESPECIFICACIONES DE LOS PRODUCTOS

Se distribuirá G. L. P. de la terminal de - -
Altamira en autos-tanque y cilindros con las -
especificaciones mencionadas en el punto 3.1

El régimen de llenado de autos-tanque será de
40 200 kg /hr. y de cilindros de 4525 kg/hr.

IV.1. 5. 0 CONDICIONES DE LA ALIMENTACION EN LIMITES DE -
BATERIA.

Estado	Presión Man. kg/cm ²	Temp. °C	Forma de
Alimentación físico	Max./Nor.	Max./Nor.	Recibo
Mezcla			Tubería y
Propano-Butano Líq.	17.6/14	40/30	buques-tanque

IV.1. 6. 0 CONDICIONES DE LOS PRODUCTOS PARA DISTRIBUCION

Estado	Presión Man. kg/cm ²	Temp. °C	Forma de
Alimentación Físico	Max./Nor.	Max/Nor.	entrega
G.L.P. , A			
Autos-tanque líquido	9.5/7.5	40/30	Manguera
G. L. P. A			
Cilindros líquido	11/9	40/30	Manguera

Se tendrán 2 posiciones de llenado de autos-tanque
y se proveerá una posición futura y 10 posiciones -
de llenado de cilindros y se dejará provisión para
10 posiciones futuras de llenado de cilindros.

IV.1 . 7.0 ALMACENAMIENTO

Se contara con una esfera de almacenamiento de G. L. P., a presión con capacidad de almacenamiento de 20 000 barriles inicialmente

IV.1 . 8.0 CONDICIONES CLIMATOLOGICAS

8.1 Temperatura

Máxima promedio 31.9 ° C
Máxima extrema 34.9 ° C
Temperatura de diseño 40 ° C

8.2 Viento

Velocidad máxima: 200 km/hr.

8.3 Humedad relativa

Máxima 89%

8.4 Atmósfera

Presión atmosférica 750 mm Hg.
Tipo de atmósfera Corrosiva y sales minerales
Contaminantes H₂ SO₄, SO₂, H₂ S, arena y coque.

IV.1.9.0 LOCALIZACION DE LA PLANTA

Altamira Tamaulipas

IV.2 SELECCION DEL MATERIAL

IV.2.1 ESPECIFICACIONES DE DISEÑO

Todos los diseños, fabricación, pruebas e inspección de recipientes a presión se basan en un código, en la mayoría de los países incluyendo el nuestro, ha llegado a ser como una ley la cual dictamina los requerimientos mínimos para cualquier fase de las fases mencionadas.

El Código adaptado en nuestro país es el código A. S. M. E. sección 8, ya que las técnicas y materiales que se especifican ahí, se usan comúnmente en las industrias nacionales, por lo que de aquí en adelante nos referiremos exclusivamente a dicho código.

La sección 8 consta de dos divisiones, de las cuales utilizaremos la división 1, ya que la división 2 contiene otras alternativas para el cálculo del recipiente.

La división 1 esta dividida en 3 subsecciones, la subsección A consta de la parte UG que cubre los requisitos generales aplicados a todos los recipientes a presión. La subsección B que cubre los requisitos específicos aplicables a los diferentes métodos usados en la fabricación de recipientes a presión, la subsección C cubre los requisitos específicos aplicables a las diversas clases de materiales usados en la construcción de recipientes a presión.

IV.2.2TEMPERATURA: La temperatura usada en el diseño de recipientes a presión debera ser como mínimo, la temperatura media del metal a través del espesor a las condiciones de operación, en ningun caso la temperatura en la superficie del metal debera exeder la temperatura máxima enlistada en las tablas de esfuerzos de materiales.

En nuestro caso utilizaremos una temperatura de diseño de 40 °C que es señalada como temperatura de operación. Esta temperatura nos determinara el material a utilizar segun - A . S . M . E. sección 2 parte A, "Especificaciones para materiales ferrosos".

Los vapores que se forman en el llenado ó cuando el líquido esta a cierto nivel y en reposo, son enviados a condensarse por medio de un paquete de refrigeración. Para el caso de que falle este sistema la temperatura máxima alcanzada dentro de la esfera seria la ambiental 31.9° c y esta temperatura nos determinara el esfuerzo permisible a utilizar,

IV.2.3PRESION: Todos los recipientes deberan ser diseñados al menos para la más severa condición de presión esperada y presión normal, para esta condición debera considerarse la diferencia máxima de presión entre el interior y el exterior del recipiente.

La practica aconseja tomar como presión de diseño la presión de operación más 10 a 25% o bien 2.11 kg/cm²

Aplicandolo a nuestro problema

$$Pd = 1.25 \times Pop =$$

$$Pd = 1.25 \times 8.44$$

$$Pd = 10.55 \text{ kg/cm}^2$$

IV.2.4 MATERIAL A UTILIZAR

En cuanto a la selección del material a utilizar para el recipiente seleccionaremos uno que cubra los requisitos técnicos así como de fácil obtención en nuestro país ya que las tablas se elaboraron con productos extranjeros, teniendo que procurar con ello economía. Con la temperatura de operación seleccionaremos en el código A. S. M. E. parte 4

Refiriendonos a los materiales especificados en el standard del A. S. T. M. parte 4 aceros estructurales para recipientes a presión, encontramos 2 materiales que se adaptan a nuestro problema el SA - 515 y el SA - 516. Observamos que presentan idénticas propiedades mecánicas, sin embargo el A. S. T. M. recomienda el SA- 515 para altas temperaturas y el SA - 516 para bajas temperaturas, dentro de esta clasificación se presentan 4 grados disponibles los cuales son el - 55, 60, 65 y 70 obtenidos al variar su composición química, la cual le altera sus propiedades mecánicas. Puesto que nos interesa un material con alto valor de resistencia a la tensión.

Por lo cual seleccionaremos el SA - 516 grado 70 cuyas propiedades mecánicas son:

Resistencia a la tensión = 70 000 lb/in² = 4920 kg/cm²

Resistencia al punto de cedencia = 38 000 lb/in² = 2670 kg/cm²

Para el diseño de los cascarones de los recipientes a presión el código A. S. M. E. hace constar un esfuerzo máximo de trabajo permisible de los materiales para las partes sujetas a presión, este esfuerzo no es más que el máximo permitido en un material determinado, usado en la fabricación de un recipiente. De esta manera el código ha determinado estos esfuerzos máximos de trabajo permisible, guiados por la práctica.

Siendo estos para los materiales ferrosos

- a) 1/4 de la resistencia a la tensión
- b) 5/8 del esfuerzo al punto de cedencia

Aplicando lo anterior a nuestro problema tenemos que:

$$\text{Esfuerzo máximo permitido} = \frac{1}{4} (4290) = 1230 \text{ kg/cm}^2$$

Siendo este el valor de esfuerzo, que emplearemos en el diseño de espesores para la esfera.

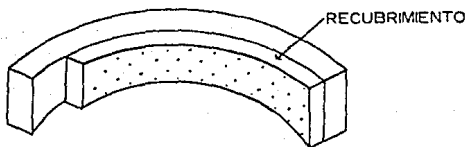
IV.2.5 CORROSION

Otro de los factores más importantes en el diseño de recipientes a presión es el adelgazamiento del espesor por corrosión, el código A. S. M. E., recomienda que al calcular el espesor se le suma un sobre espesor, dependiendo este de la naturaleza del fluido, cantidad del mismo, vida útil del recipiente, temperatura y presión de operación etc.

En base a experiencias anteriores, en el tipo de recipientes de almacenamiento, utilizaremos 3 mm de espesor por corrosión.

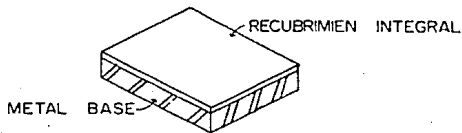
Otros 3 métodos para combatir la corrosión en procesos muy corrosivos son el Linning, clad y el Over lay.

Método Linning: Este se realiza colocando placas de recubrimiento (normalmente materiales de alta aleación y metales no ferrosos) sobre el metal base por medio de tapones de soldadura triangularmente y soldando los extremos, este método no es muy usado porque no es practica su fabricación y mantenimiento



RECUBRIMIENTO TIPO LINNING

Método Clad: Es el que actualmente se usa para recubrimientos, consistiendo en la unión de dos placas mediante métodos que proporcionen una placa integral entre el metal base y el recubrimiento (A. S. M. E., sección 8 división I parte U C L)



RECUBRIMIENTO TIPO "CLAD"

Método Overlay: Es el más caro de los anteriores, consistiendo este en aplicar una capa de soldadura a todo el recipiente hasta cubrir el espesor necesario.

IV.3 CALCULO DE LA ENVOLVENTE

Por la forma y dimensiones de la misma será necesario fabricarse en secciones que a su vez se dividen en partes más pequeñas llamadas gajos. De acuerdo con ésto, el recipiente se forma con el número de zonas que a continuación se indican.

- Zona A) Zona Polar Inferior
- Zona B) Zona Tropical Inferior
- Zona C) Zona Ecuatorial
- Zona D) Zona Tropical Superior
- Zona E) Zona Polar Superior

En base a experiencias anteriores, la dimensión de las zonas descritas, es determinado por las siguientes normas.

- Zona A y E del 1 al 10% del Diámetro Interior de la Esfera
- Zona B y D del 25 al 30% del Diámetro Interior de la esfera
- Zona C del 30 al 45% del Diámetro Interior de la Esfera

Para poder dimensionar por zonas nuestra esfera es necesario determinar el diámetro interior de la misma; esto se logra apartir de la capacidad máxima de almacenamiento, que

en nuestro caso es de 3180 m³ (20 000 barriles). Es indispensable dejar un espacio disponible en la esfera para almacenamiento de vapores (El Código A.S.M.E. lo denomina espacio de vapor). Que en nuestro estudio tomaremos el 20% del volumen total de almacenamiento. Con lo cual la capacidad, efectiva de almacenamiento de la esfera será:

$$C_e = \text{Capacidad Efectiva} = 3180 + 0.2 (3180) = 3816 \text{ m}^3$$

Y sabiendo que para una esfera el volumen interior se determina por:

$$V = \frac{4}{3} \pi r^3 = \frac{\pi D^3}{6} = 0.5236 D^3 \Rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{V}{0.5236}}$$

Sustituyendo valores tenemos:

$$D = \sqrt[3]{\frac{3816}{0.5236}} = 19.38 \text{ m} \approx 19.4 \text{ m}$$

Por lo que:

$$D = \text{Diámetro Interior} = 19\,400 \text{ mm}$$

$$r = \text{Radio Interior} = 9\,700 \text{ mm}$$

Una vez conocido de el diámetro interior de la esfera - procederemos a dimensionar las zonas antes descritas:

Sustituyendo valores tendremos

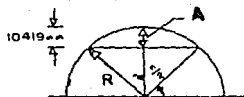
Zona A y B ; (19 400) (0.1) = 1940 mm

Zona B y D ; (19 400) (0.25) = 4850 mm

Zona C ; (19 400) (0.5) = 9700 mm

IV.3.1 ESTUDIO PERIMETRAL

Zona Polar



Donde:

n = ángulo descrito grados

L = Longitud de arco

R = Radio de la esfera

$$A = 9700 - 1049 = 7760$$

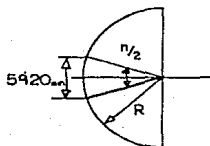
$$\cos \frac{n}{2} = \frac{A}{R} = \frac{7760}{9700} = 0.8$$

$$\frac{n}{2} = \cos^{-1}(0.8) = 36.87^\circ \quad n = 73.74^\circ$$

$$L = 0.01745 \times n \times R = 0.01745 \times (73.74^\circ) \times (9700)$$

$$L = 12431 \text{ mm}$$

Zona Ecuatorial



$$C = 5820 \text{ (Cuerda)}$$

$$C = 2 R \text{ Sen } \frac{n}{2}$$

$$\text{Sen } \frac{n}{2} = \frac{C}{2R} = \frac{5820}{2(9700)} = 0.3$$

$$\frac{n}{2} = \text{Sen}^{-1}(0.3) = 17.46^\circ$$

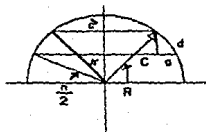
Por lo tanto:

$$n = 34.92^\circ$$

$$l = 0.01745 \times n \times R = 0.01745 \times (34.92) \times (9700)$$

$$l = 5910 \text{ mm}$$

Zonas Tropicales



$$C^1 = 2R \operatorname{Sen} \frac{n}{2} = 2(9700) \operatorname{Sen} (36.87^\circ)$$

$$C^1 = 11640 \text{ mm}$$

Calculo de C

$$A = (1940 + 4850) - 9700 = 2910$$

$$\operatorname{Cos} \frac{n}{2} = \frac{A}{R} = \frac{2910}{9700} = 0.3$$

$$\operatorname{Cos}^{-1}(0.3) = 72.54^\circ$$

$$n = 145.08^\circ$$

Por lo tanto:

$$C = 2R \operatorname{Sen} \frac{n}{2} = 2(9700) \operatorname{Sen} (72.54^\circ)$$

$$C = 18506.17 \text{ mm}$$

$$a = \frac{c}{\frac{1}{2}} - \frac{c^1}{2} = \frac{18506.17}{2} - \frac{11640}{2} = 3433.0 \text{ mm}$$

$$d = \sqrt{b^2 + a^2} = \sqrt{(4350)^2 + (3433.065)^2} = 5942.10 \text{ mm}$$

Sabemos que:

$$C = 2R \operatorname{Sen} \frac{n}{2}; \operatorname{sen} \frac{n}{2} = \frac{c}{2R} = \frac{5942.1}{2(9700)} = 0.3063$$

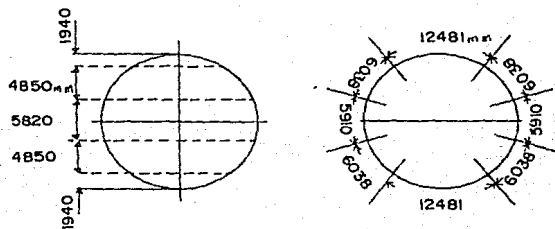
De donde:

$$n = 35.67^\circ$$

Por lo tanto:

$$l = 0.01745 \times 35.67 \times 9700 = 6037.7$$

$$l = 6038 \text{ mm}$$



Perimetro total

$$P_c = \pi D = \pi(19400) = 60946.9 \approx 60947 \text{ m m}$$

IV.4 Cálculo de los espesores de la envolvente.

Cuando una envolvente se sujeta a fuertes presiones interiores, presenta gran resistencia a la tensión absorbiendo además fácilmente diversos tipos de esfuerzos. Estos esfuerzos se especifican de las siguientes maneras:

- 1.- Esfuerzos meridionales resultantes de la presión dentro del recipiente.
- 2.- Esfuerzos circunferenciales resultantes de la presión dentro del recipiente.
- 3.- Esfuerzos residuales en la soldadura, resultantes del calentamiento en las distintas zonas de la envolvente.
- 4.- Esfuerzos debidos a cargas exteriores, como viento, nieve, hielo, equipo auxiliar y cargas por impacto.
- 5.- Esfuerzos debidos a diferencias térmicas.
- 6.- Otros esfuerzos producidos durante el montaje del recipiente.

Para el cálculo de espesores el Código A.S.M.E. establece para el cálculo de espesores de tapas esféricas la siguiente fórmula.

$$t = \frac{Pr}{2SE-0.2P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$$

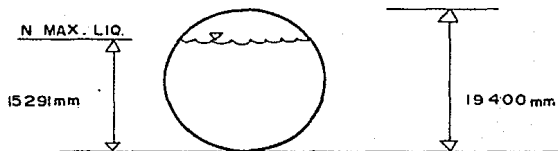
La cual se aplica en el caso que el espesor del recipiente esférico no exceda el valor de $0.356 R$ ó P no exceda el valor de $0.665 S$, siendo:

- t = Espesor mínimo requerido de placas del cuerpo sin incluir la tolerancia por corrosión (mm)
- P = Presión de diseño, Kg/cm^2 (ó presión máxima permisible de trabajo en el caso de recipientes en operación.)
- R = Radio interior de la pared en cuestión, sin incluir la tolerancia por corrosión.
- S = Valor del esfuerzo máximo permisible de trabajo, Kg/cm^2
- E = Eficiencia para la junta de unión ó de cualquier junta en recipientes esféricos

Tiene gran importancia la carga hidrostática del fluido almacenado ya que la presión en el interior del recipiente varía en relación directa a la cantidad de este almacenado en las diferentes zonas de la esfera, por este motivo se tendrán variaciones en los espesores del cuerpo que componen la esfera.

El llenado de la esfera no se hará a toda su capacidad, sino que dejaremos un espacio para almacenamiento de vapores,

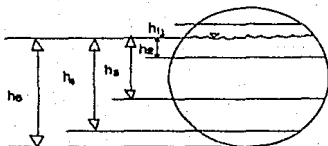
formados durante el llenado y en operación. De esta manera el nivel máximo de líquido dentro de la esfera es localizado a -- 15 291 mm arriba del punto más bajo del recipiente.



Los datos necesarios para el cálculo de los espesores del -- cuerpo:

PROPIEDADES MECANICAS DEL MATERIAL:	(A - 516 - 70)
ESFUERZO PERMISIBLE A LA TENSION =	4920 Kg/cm ²
ESFUERZO EN EL LIMITE ELASTICO =	2670 Kg/cm ²
DENSIDAD RELATIVA DEL LIQUIDO =	0.5424
TEMPERATURA DE DISEÑO:	40 ° C
PRESION DE OPERACION :	8.44 Kg/cm ²
PRESION DE DISEÑO :	10.55 Kg/cm ²

Cálculo de cargas hidrostáticas.



Alturas de carga

La presión hidrostática de un fluido viene dada por:

Presión hidrostática = Peso específico del fluido x altura de presión.

$$P_1 = \gamma \cdot h = 0$$

$$P_2 = (542.4 \text{ KG/m}^3) (2.681 \text{ m}) = 1454.174 \text{ KG/m}^3 = 0.1454 \text{ KG/cm}^2$$

$$P_3 = 0.4610 \text{ KG/cm}^2$$

$$P_4 = 0.7241 \text{ KG/cm}^2$$

$$P_5 = 0.8293 \text{ KG/cm}^2$$

Las presiones que emplearemos para el cálculo de los espesores es :

$$P = P \text{ diseño} + P \text{ hidrostática}$$

$$P_1 = 10.55 \text{ KG/cm}^2 + 0 = 10.55 \text{ KG/cm}^2$$

$$P_2 = 10.55 \text{ KG/cm}^2 + 0.1454 = 10.69540 \text{ KG/cm}^2$$

$$P_3 = 10.55 \text{ KG/cm}^2 + 0.4610 = 11.0110 \text{ KG/cm}^2$$

$$P_4 = 10.55 \text{ KG/cm}^2 + 0.7241 = 11.2741 \text{ KG/cm}^2$$

$$P_5 = 10.55 \text{ KG/cm}^2 + 0.8293 = 11.3793 \text{ KG/cm}^2$$

Para una mayor seguridad realizaremos un radiografiado del 100%. Calcularemos ahora los espesores requeridos de las diferentes zonas en que fué dividida la esfera.

Aplicando la relación tenemos:

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

$$t_1 = \frac{(10.55)(9700)}{2(1230) - 0.2(10.55)} + 3 = 44.63 \text{ mm}$$

Aproximandolo a un espesor comercial tenemos que es de 44.45 mm (1.7") para la zona polar superior.

$$t_2 = \frac{(10.6954)(9700)}{2(1230) - 0.2(10.6954)} + 3 = 45.210 \text{ mm}$$

Usaremos el espesor comercial de 2" (51 mm) para la zona tropical superior

$$t_3 = \frac{(11.011)(9700)}{2(1230) - 0.2(P)} + 3 = 46.46$$

Usando el espesor comercial de 2" (51 mm) para la zona ecuatorial.

$$t_4 = \frac{(11.2741)(9700)}{2(1230) - 0.2(P)} + 3 = 47.5$$

Usando el espesor comercial de 2" (51 mm) para la zona tropical inferior

$$t_5 = \frac{(11.3793)(9700)}{2(1230) - 0.2(P)} + 3 = 47.9$$

Usando el espesor comercial de 2" (51 mm) para la zona polar inferior.

IV.4.1 CALCULO DEL ESPESOR POR PRESION EXTERNA

Verificaremos si el espesor calculado para soportar presión interna es suficiente para soportar vacío total, para ello analizaremos el recipiente como si fuese una tapa semi esférica y utilizaremos el procedimiento siguiente.

La presión exterior máxima permisible será calculado mediante formulas y tablas del Código A.S.N.E., con los cuales se podrán calcular los espesores adecuados para soportar la presión exterior.

El procedimiento empleado es el siguiente.

1.- La presión exterior máxima permisible será calculada mediante la ecuación.

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

Donde:

t = espesor mínimo requerido de las placas de la envolvente esférica, sin incluir la tolerancia por corrosión (mm)

R_o = radio interior del cuerpo esférico (mm)

P_a = Presión exterior de diseño (Kg/cm²). Esta presión no deberá ser menor que la diferencia máxima en la presión de

operación que pueda existir entre el exterior y el interior del recipiente, en cualquier circunstancia ó en el caso de recipientes sujetos a presiones menores que la atmosférica, deberá diseñarse con presión exterior máxima de operación - de 1.05 KG/cm².

B = es un factor, que depende de la temperatura de diseño, y de la relación del radio al espesor de la esfera.

El valor de B será calculado por el siguiente procedimiento .

I. Suponga un valor de t y calcule el valor de " A " usando la ecuación.

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

II. Con el valor de " A " entramos a la grafica del material correspondiente (ASME) nos moveremos verticalmente hasta la línea representativa de la temperatura de diseño.

III. Desde la intersección muevase horizontalmente y encuentre el valor de B

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

$$P_a = \frac{0.0625 B}{R_o (t)^2}$$

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

Aplicando lo anteriormente expuesto

$$A = \frac{0.125}{R_o/T} = \frac{0.125}{9700/44.45} = 0.00057$$

Del diagrama (Fig. 1) tenemos que $B = 8000$

Calculando la presión máxima permisible

$$P_a = \frac{8000}{9200/44.45} = 36.659 \text{ Lb/in}^2$$

Observamos que $P_a > P$ ($36.659 \text{ Lb/in}^2 > 14.7 \text{ Lb/in}^2$), lo cual indica que el espesor calculado anteriormente soporta la presión exterior designada es decir el espesor calculado para soportar presión interna, es suficiente para soportar vacío total.

IV.4.2 DIMENSION Y NUMERO DE PLACAS.

Trataremos de ajustar los gajos a medidas comerciales de manera que no rebasen los límites de las laminadoras. Es obvio que entre mayores sean las dimensiones de las placas la cantidad de gajos se reduce disminuyendo con esto la longi--

tud de la soldadura en campo, así como el radiografiado e -
inspección de las juntas, con lo cual se obtiene un ahorro
considerable en mano de obra, siendo estas dimensiones de -
5 m y en el peso de 4.5 ton.

En nuestro caso, es recomendable destinar a cada colum-
na de soporte un gajo de la esfera en la zona ecuatorial --
con objeto de librar las juntas de soldadura en el apoyo.

Previendo esta situación mediante un arreglo simétrico,
en los gajos que integran dicha zona, considerando 24 gajos
por lo que el ancho de los mismos será.

$$B = \frac{P_t}{24} = \frac{60,947}{24} = 2539 \text{ mm}$$

Donde: $p_t = \pi D$

Ancho que cae dentro de los límites de las laminadoras;
por motivos de soldadura y con objeto de dar alojamiento al
material de aporte descontaremos 5 mm a cada placa, con lo
cual tendremos en la zona ecuatorial 24 placas de 2536 x
5910 mm de long. x 51 mm. de espesor.

ZONAS TROPICALES

Tomando como patrón el formado anterior, y con el obje-
to de minimizar los costos de soldadura tomaremos el mismo

número de gajos que en la zona ecuatorial, haciendo la consideración que el montaje se efectuará con un defasamiento de los cordones de la soldadura, entre ambas zonas

Dimensionamiento de placas

Perifería Superior: $P = \pi D = \pi(11.64) = 36.57 \text{ m}$
Considerando 24 placas; ancho = 1.52 m
Perifería Inferior: $P = \pi D = \pi(18.506) = 58.14 \text{ m}$
Considerando 24 placas; ancho = 2.42 m

Por lo tanto se tendrá descontando 3 mm por soldadura.

Zona Tropical Superior: 24 placas de 51 mm (2") x 2.39 m x
1.49 m x 6.033 m de longitud

Zona Tropical Inferior: 24 placas de 51 mm (2") x 2.39 m x
1.49 m x 6.033 m de longitud

Las zonas polares estarán integradas por dos casquetes esféricos cuyas características geométricas son:

Arco = 12.43 m

Cuerda = 11.64 m.

IV.5 CALCULO DE LA ESTRUCTURA

Para concluir con el diseño y cálculo del recipiente esférico, sólo nos resta calcular la estructura que lo soporta para ello es recomendable hacer uso del Código U. B. C. - - (Uniform Building Code) ya que el Código A.S.M.E. no nos indica el procedimiento a seguir para calcular la estructura, - en esta parte del cálculo se considerarán todas las fuerzas externas que actúan en la esfera como son el peso propio de la misma, cargas debidas asismos, cargas debidas a la presión del viento.

El cálculo lo dividiremos en las siguientes partes:

IV.5.1 Cálculo de cargas verticales

IV.5.2 Cálculo de cargas por viento

IV.5.3 Cálculo de cargas por sismo

IV.5.4 Cálculo de las columnas

IV.5.5 Cálculo de los contravanteos

IV.5.6 Cálculo de la placa base.

IV.5.1 Cálculo de cargas verticales

Al calcular la estructura de un tanque esférico es necesario considerar las siguientes cargas verticales

- W_1 = Carga total vertical en operación
- W_2 = Carga vertical total en prueba hidrostática
- W_3 = Peso de la esfera vacía
- W_4 = Peso de la estructura soporte, accesorios, etc.
- W_5 = Peso del líquido en operación
- W_6 = peso del agua en la prueba hidrostática
- F_1 = 2000 libras en cada columna hidrostática
- F_2 = Carga axial por columna en prueba hidrostática
- n = Número de columnas
- W_7 = Peso de la esfera vacía

Una de las cargas principales que deben considerarse en el diseño del recipiente lo constituye su propio peso y los diversos accesorios y estructuras propias del recipiente - como elatajeunas, escaleras, registros, etc. Dichas cargas se manifiestan en los apoyos del recipiente y en la base de soporte de los mismos, así como la cimentación.

El cálculo del peso del material con que se formará la esfera lo efectuaremos en base al volumen del material y -- multiplicándolo por la densidad del mismo que nuestro caso

y tomado del Código A.S.M.E. es de 7850 Kg/m^3

Tenemos en la esfera la siguiente distribución de espesores:

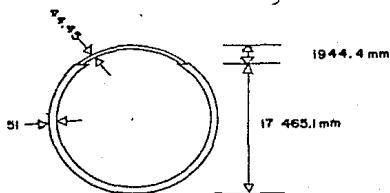
Zona Polar Superior: $T_1 = 44.45 \text{ mm}$

Zona Tropical Superior: $T_2 = 51 \text{ mm}$

Zona ecuatorial: $T_3 = 51 \text{ mm}$

Zona Tropical Inferior: $T_4 = 51 \text{ mm}$

Zona Polar Inferior: $T_5 = 51 \text{ mm}$



CALCULO DEL VOLUMEN DE MATERIAL

a) Para la zona polar superior

El volumen descrito por un segmento esférico se determina -- por:

$$V = \pi h^2 \left(r - \frac{h}{3} \right)$$

$r = 9.70 \text{ m}$
 $h = 1.94 \text{ m}$

Condiciones para el espacio hueco del
 segmento esférico considerado.

$r = 9.70 + 0.04445$
 $= 9.74445 \text{ m}$
 $h = 1.94 + 0.04445$
 $= 1.98445 \text{ m}$

Condiciones para el volúmen ocupa
 do por el material

Sustituyendo valores en ambas condiciones.

$$V_1 = 3.1416 (1.94)^2 \left(9.70 - \frac{1.94}{2} \right) = 107.04 \text{ m}^3$$

$$V_2 = 3.1416 (1.98445)^2 \left(9.74445 - \frac{1.98445}{2} \right) = 112.372 \text{ m}^3$$

el volúmen ocupado por el material es: 5.3319 m^3

b) Para el volúmen ocupado de material en las zonas tropical - superior, ecuatorial, tropical inferior, polar inferior, conde-
 dero a la esfera como un cuerpo completo y restando el volú-
 men ocupado por la zona polar (considerando el mismo espesor -
 para todas las zonas) determine el volúmen ocupado de material
 en las zonas antes descritas.

i) Volúmen ocupado por el material considerando la esfera com-
 pleta:

El volúmen de la esfera se determina por:

$$V = \frac{4}{3} \pi r^3 = 4.1888 r^3$$

$$r = 9.7 \text{ m} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Condiciones para el espacio hueco del seg -} \\ \text{mento esférico considerado.} \end{array} \right.$$

$$\begin{aligned} r &= 9.7 + 0.051 \\ &= 9.75 \text{ m} \end{aligned} \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{Condiciones para el volumen ocupa -} \\ \text{do por el material} \end{array} \right.$$

$$V_1 = 4.1888 (9.7)^3 = 3823.0047 \text{ m}^3$$

$$V_2 = 4.1888 (9.751)^3 = 3883.6233 \text{ m}^3$$

El volumen ocupado por el material es de: 60. 185 m³

ii) El volumen de material ocupado por una zona polar y -- considerando un espesor igual a el de las demás partes:

Para $V_1 = 107.04 \text{ m}^3$ ya calculado anteriormente

Para V_2

$$r = 9.7 + 0.051 = 9.751 \text{ m}$$

$$h = 1.94 + 0.051 = 1.991 \text{ m}$$

$$V_2 = 3.1416 (1.991)^2 (9.751 - \frac{1.991}{3}) = 113.17 \text{ m}^3$$

El volumen ocupado por el material en esta zona es de: 6.13 m^3 . Calculando el volumen ocupado por el material en las zonas tropicales ecuatorial, y polar inferior es de:

$$V = 60.6185 - 6.13 = 54.4886 \text{ m}^3$$

De lo anterior tenemos que el volumen de material que integra la esfera será:

$$\begin{aligned} \text{Zona polar superior} &= 5.3519 \text{ m}^3 \\ \text{Zonas tropicales, ecuatorial y polar inferior} &= 54.4886 \text{ m}^3 \\ \text{Volumen total} &= 59.8205 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Con lo cual tenemos que el peso estimado del acero será:

$$P = v \rho = (59.8205 \text{ m}^3) (7850 \text{ Kg/m}^3) = 469.6 \text{ ton.}$$

$$W_3 = 469.6 \text{ Ton.}$$

c) AISLAMIENTO TERMICO

En el diseño de recipientes a presión la selección del aislamiento es básico para evitar oscilaciones en la temperatura de operación del mismo.

Los aislantes que se utilizan comunmente en la Industria Petrolera se enlistan en la siguiente tabla donde se mues --

tran su utilización en base a las temperaturas.

SISTEMA DE ALTA TEMPERATURA		SISTEMAS DE BAJA TEMPERATURA	
MATERIAL	TEMPERATURA °C MAXIMA DE SERV.	MATERIAL	TEMPERATURA °C MAXIMA DE SERV.
FIBRA DE ASBESTO	538 a 872	FIBRA DE VIDRIO	-18 a +39
LANA MINERAL	399 a 1038	ESPUMA RIGIDA DE URETANO	-254 a +39
SILICATO DE CALCIO	649 a 872	PERLITA EXPANDIDA	-51 a 816
SILICE DIATOMACEO Y ASBESTO	871 a 1093		
FIBRA DE VIDRIO	204 a 538		

Algunos de estos materiales se pueden obtener en el mercado nacional en cuatro formas distintas que son:

- a) Preformado (para tuberías, accesorios, válvulas etc.)
- b) Colchoneta
- c) Placa
- d) Cementos y mastiques.

SELECCION DEL AISLAMIENTO

La selección del aislamiento a utilizar es función de -

ciertos factores que en el intervienen.

El aspecto económico es de vital importancia y a su vez los costos derivados de su aplicación y acabado del mismo.

El Instituto Mexicano del Petróleo ha elaborado especificaciones acerca de los rangos de aplicación de distintos materiales de aislamientos. Uno de ellos es mostrado en la tabla anterior es importante hacer notar que la humedad relativa del medio ambiente es un factor decisivo en la selección del aislante térmico.

En base a la temperatura de operación del recipiente: - para humedades relativas en un 90% el I. M. P. recomienda - el uso de espuma rígida de uretano con un espesor de 7.6 cm para rangos de temperatura de -8 a 18° C. La temperatura de operación de nuestro recipiente será de -17.8° (0° F). (temperatura supuesta)

Otro material recomendado es la fibra de vidrio. Para estas condiciones el I. M. P. ha establecido un espesor de 114 mm .

Como puede observarse a mayor espesor se requiere mayor volumen de aislamiento ocasionando costos elevados, requiriendo la aplicación de 2 capas o más lo que aumenta el costo de construcción.

Por tal motivo, seleccionaremos a la espuma rígida de uretano para el material aislante, el cual tiene una densidad de 36 kg/m^3

1) PISO DEL AISLAMIENTO

Espesor del material = 76 mm

Densidad de la espuma rígida de uretano = 36 kg/m^3

Diámetro de la cámara = 19 500 mm

Espesor promedio de = 51 mm

Alcance

Volumen ocupado por el aislamiento

$V = \frac{4}{3} \pi (r_2^3 - r_1^3)$ y en la cual

$r_2 = 9700 + 51 + 76 \text{ mm} = 9827 \text{ mm}$

$r_1 = 9700 + 51 \text{ mm}$

$r_1 = 9751 \text{ mm}$

Sustituyendo tenemos:

$$V = \frac{4}{3} \pi ((9827)^3 - (9751)^3) = 91.51 \text{ m}^3$$

Con lo cual tenemos que el peso del aislamiento será:

$$P = V \cdot \rho = (91.51 \text{ m}^3) \cdot (36 \text{ kg/m}^3) = 3294.36 \text{ kg.}$$

Ma) PESO LA ESTRUCTURA SOPORTE Y ACCESORIOS

Peso de Columnas

Las esferas para almacenamiento están soportadas generalmente por medio de columnas cilíndricas soldadas a las placas ecuatoriales, con diámetro variable desde 40 cm. a 1.0 m dependiendo de la estructura.

Estos soportes se diseñan para soportar el peso de la esfera llena de agua.

Cada columna descansa sobre una cimentación individual de concreto, con el objeto de tener en las columnas la mayor longitud de contacto posible con la esfera y depositar un cordón de soldadura mayor, los ejes de simetría de las columnas se desplazan hacia el interior de la esfera, contenidas dentro de un círculo de radio menor al radio del ecuador siendo la diferencia del orden de 10 a 28 cm. Dependiendo de la capacidad de la esfera y dimensiones de las columnas soporte.

Con objeto de absorber las fuerzas laterales que actúan sobre la esfera y transmitir las a la cimentación, se colocarán contraventeos verticales entre las columnas en forma de una X tomando cada contraventeo la mitad de la

carga constante que resulte, trabajando un extremo a tensión y el otro a compresión, se diseñan para soportar los efectos de sismo y fuerza del viento.

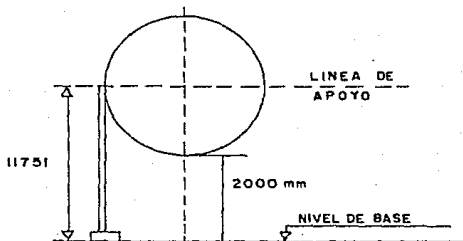
Para nuestro caso, la estructura quedará integrada mediante 12 columnas, siendo estas de acero al carbón ASTM 106-B de dimensiones: 508 mm de diámetro exterior, cédula C0. Los contraventeos por tubería del mismo material, de 508 mm. de diámetro exterior, cédula 120.

El cálculo de los efectos externos naturales lo haremos más adelante. Con el objeto de verificar si podemos emplear este tipo de estructura para la esfera.

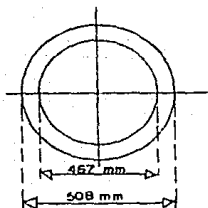
C O L U M N A S

La altura de las columnas la determinaremos tomando en cuenta la proyección de los lados de cimentación sobre el nivel del terreno, la altura normal desde el arranque de las columnas al polo sur de la esfera es del orden de 2 m. ESTÁNDARES NORTINOS establece esta altura como norma, bien sea este el valor mínimo con el fin de tener espacio para arandelas de tuberías necesarias.

Considerando en nuestro caso la altura de 2 m., tendremos así los elementos suficientes para el cálculo del peso de dichas partes.



Peso de Columnas:



Para la tubería de las dimensiones mostradas en la fig. se tiene:

$$V = \frac{\pi}{4} h (D^2 - d^2), \text{ donde}$$

$$h = 11.751 \text{ m}$$

$$D = 0.508 \text{ m}$$

$$d = 0.467 \text{ m}$$

Sustituyendo:

$$V = \frac{\pi \times 11.751}{4} (0.508)^2 - (0.467)^2$$

$$= 0.369 \text{ m}^3$$

Para el volúmen de metal de todas las columnas

$$V = 12 (0.369)$$

$$V = 4.428 \text{ m}^3$$

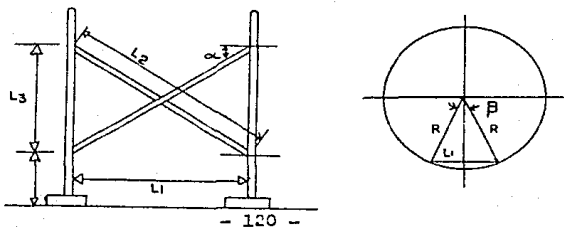
considerando una densidad del acero de 7850 kg/m^3 se tendra finalmente:

$$P = V \cdot \delta = (4.428) (7850) = 34.76 \text{ Ton.}$$

Peso total de las columnas; 34.76 Ton.

CONTRAVENTEOS

Anteriormente se hizo mención que los contraventeos - se usan con el objeto de absorber las fuerzas laterales y - transmitir las a la cimentación. Estos se diseñan para soportar los efectos de una fuerza de viento con velocidades de 160 km/h. , por lo menos, ó de una fuerza de sismo que depende del lugar a instalar. Como resultado de ensayos y -- calculos comparativos, en cuanto al máximo trabajo realizado por los contraventeos en el cual se ha llegado a la conclusión de colocarlos en posiciones que varían de 30 a 60°



El método usual en la colocación de los contravientos consiste en señalar los puntos de trabajo de los mismos. En la parte inferior de unión debe considerarse un aspecto mínimo dejando a su vez lugar de acomodo para las placas de cimentación que algunas veces llegan a sobre salir unos 30 cm. del nivel del terreno (12" aproximadamente) de tal manera que el punto de trabajo del travesaño sobresale 8 cm. (3") de los mismos considerando que la altura del punto de trabajo del contraviento al nivel del terreno será de 381 mm. (15").

Por tal motivo y considerando un ángulo $\alpha = 59^\circ$ para la inclinación de contravientos, las dimensiones mostradas en la fig. son:

$$\text{Sabiendo: } \alpha = 59^\circ \quad \text{y} \quad \beta = \frac{360}{12} = 30^\circ$$

$$\frac{\beta}{2} = 15^\circ ; \quad \text{sen } 15^\circ = \frac{1412}{R}$$

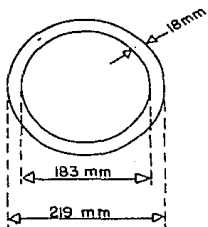
$$C.258 = \frac{1412}{19.400} ; \quad L_1 = 5005 \text{ mm.}$$

$$L_2 = \frac{L_1}{\cos 59^\circ} = \frac{5005}{0.515} = 9718.8 \text{ mm.}$$

$$L_3 = L_1 \tan \alpha = 5005 (1.664) = 8328.6 \text{ mm.}$$

Peso de Contraventeos

Tratándose de tubos de 203 mm (8") de diámetro nominal de cédula 120 se tendrá:



$$V = \frac{\pi L^2}{4} (D^2 - d^2)$$

Sustituyendo valores

$$V = \frac{\pi (9.71)}{4} (0.219)^2 - (0.183)^2$$

$$= 0.110 \text{ m}^3$$

Calculando el peso total de contraventeos considerando la misma densidad del acero 7850 kg/m^3 se tendrá finalmente:

$$W = \gamma \cdot V \cdot n = 7850 (0.11) (24) =$$

$$20.724 \text{ Ton.}$$

En resumen el peso propio de la esfera será la suma de todos sus componentes:

Peso del Cascaron : 469.600 Ton.

Peso de Columnas : 34.760 Ton.

Peso de Contraventeos: 20.724 Ton.

Peso del Acero : 525.084 Ton.

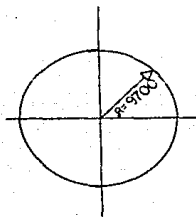
Considerando un 10' total, como peso de plataformas,
 escaleras etc. sus componentes de la esfera.

Peso del Acero :	525.034
10' de Accesorios	<u>52.508</u>
Peso total del Acero	577.592 Ton.

We Peso del Líquido

Dentro del peso propio de la esfera consideramos dos -
 situaciones para su revisión por viento y sismo, estas dos
 situaciones son en operación y en prueba siendo la diferen-
 cia entre estas que en prueba, el recipiente se llena de lí-
 quido para prueba hidrostática y en estas condiciones se rea-
 liza el estudio

Para el contenido normal en operación lo consideramos
 a nivel máximo,



Volumen total de la esfera

$$V = \frac{4}{3} \pi R^3$$

Sustituyendo valores:

$$V = \frac{4}{3} \pi (9.71)^3 = 3827.00 \text{ m}^3$$

Volúmen del espacio vacío

$$V = \pi r^2 \left(r - \frac{h}{3} \right)$$

Sustituyendo valores:

$$V = \pi (4.109)^2 \left(9.70 - \frac{4.10}{3} \right)$$

$$V = 441.359 \text{ m}^3$$

Con lo cual tenemos que:

$$\text{Volúmen del líquido} = 3825.00 - 441.859 = 3383.14 \text{ m}^3$$

Calculando el peso del líquido en operación:

$$P = V \cdot \gamma$$

$$P = (3383.14 \text{ m}^3) (542.40 \text{ kg/m}^3) = 1833.93 \text{ Ton.}$$

Cálculo de la carga total vertical en operación.

$$W_1 = W_e + (W_p + W_a)$$

$$W_1 = 1833.93 + 574.58 + 3.12$$

$$W_1 = 2411.63 \text{ Ton.}$$

En Cálculo del peso del agua en la prueba hidrostática.

En este punto se considera el recipiente terminado y listo para afrontar la prueba hidrostática la cual deberá pasar satisfactoriamente.

En la sección 3 del Código A.S.M.E., se indican todos los pasos a seguir para una prueba hidrostática

NOTA: Consideramos que la estructura de soporte debe resistir el peso global de la esfera llena de agua y en esas condiciones realizar la revisión por efectos naturales.

Determinamos que volumen total de la esfera es de:

$$V_T = 5823 \text{ m}^3$$

$$W_n = \text{Peso del agua} = v \cdot \gamma = 5823 \text{ m}^3 (1000 \text{ kg/m}^3) = 5823 \text{ Ton}$$

$$W_n = 5823 \text{ Ton.}$$

W_2 = Carga vertical total en prueba hidrostática

$$W_2 = W_n + (W_3 + W_a).$$

Sustituyendo valores:

$$W_2 = 5823.0 + 574.58$$

$$W_2 = 6397.58 \text{ Ton.}$$

NOTA: El aislamiento no se toma en cuenta debido a que su aplicación es posterior a la prueba hidrostática.

IV.5.2 CALCULO DE CARGAS POR VIENTO

El viento provoca un empuje o fuerza que depende de la area expuesta y de la velocidad del viento, dependiendo esta última de los siguientes factores.

- a) Localización geográfica
- b) Características topográficas en la cercanía de la estructura y tiempo de recurrencia de la intensidad de viento para la cual se diseña.

Sus efectos se tomaran equivalentes a los de un fuerza, distribuida sobre un area expuesta.

Esta area sobre la cual se considera actuando la proyección de la esfera sobre un plano que contenga al eje vertical de la misma, también se considera el area de plataformas y tuberías de la esfera.

La presión ejercida por el viento esta dada por la siguiente formula.

$$P_w = C \cdot C_{CS} \cdot C \cdot V^2 \quad \text{donde;}$$

$$P_w = \text{Presión de succión debida al viento (kg/m}^2 \text{)}$$

$$G = \text{Factor de reducción de densidad de la atmósfera}$$

igual a:

$$S = \frac{S_0 + \frac{H^2}{2R}}{S_0 + \frac{H^2}{2R}} \quad h = \text{altura en m. sobre el nivel del mar, la cual para nuestro caso es de 20 m.}$$

V = Velocidad del viento de diseño en km/hr.

C = Coeficiente de succión, que toma los valores de

C = 1.0 para superficies planas

C = 0.8 para superficies cilíndricas y esféricas.

Al sustituir valores tenemos:

$$PW = 0.0048 \left(\frac{8+0.026}{8+0.052} \right) \times 0.8 \times (200)^2$$

$$PW = 0.153 \text{ Ton/m}^2$$

La proyección del área de la esfera sobre un plano que contenga su eje vertical, es de un círculo para la cual

$$A = \pi r^2 = 3.14 (9.700)^2 = 295.6 \text{ m}^2$$

Carga por viento: La carga debida al viento, se calcula a partir de la presión ya establecida. En base a estudios anteriores podemos decir que para el cálculo de esta carga no se toma en cuenta el total de l área arpuosta calculada, siendo un porcentaje de la misma por razones de comportamiento --

del cuerpo en la realidad, reducido de las formas aerodinámicas de los cuerpos. Por ello tomaremos un 60% del área calculada para conocer la carga por viento que puede soportar nuestra esfera.

$$QV = 0.6A \cdot PV$$

$$QV = 0.6 (295.6) (0.153)$$

$$QV = 27,136 \text{ Ton}$$

Dado que es muy remota la posibilidad que se presenten a un mismo tiempo los dos efectos naturales externos, viento y sismo, no sumaremos las dos cargas presentadas, sino que continuaremos el cálculo en base a la mayor de ellas, esto es nuestro diseño estará regido por efecto sísmico.

IV.5.3 CÁLCULO DE LAS CARGAS POR SISMO

Para diseñar la estructura sometida a efectos por sismo consideremos los siguientes factores: intensidad sísmica del lugar, grado de seguridad aconsejable para la estructura estando esta en función directa a las pérdidas que se obtendrán como consecuencia que esta llegase a fallar, tomándose también en cuenta la relación costo-resistencia. Estos factores fueron considerados para crear una clasificación para diseñar a las estructuras por efectos de sismo siendo la siguiente:

GRUPO A) Estructuras que en caso de fallar cau-
sarían pérdidas directas o indirectas
excepcionalmente altas en comparación
con el costo necesario para aumentar,
su seguridad.

GRUPO B) Estructuras en donde las pérdidas oca-
sionales serían de magnitud interme-
dia.

GRUPO C) Estructuras en que el mismo cociente,
es sumamente pequeño y cuya falla por
sismo no puede causar daños considera-
bles a estructuras del grupo " A " ó
" B "

Mientras caso se sitúa dentro del grupo "B" y del tipo
de estructuras cortas, encontrándose dentro de estas, plan-
tas, muelles, etc., este tipo de estructuras se subdividen en
tres subtipos siendo estos:

Subtipo 1.- Para construcciones que poseen mar-
cos constituidas por traveses e arma-
duras de losas planas y columnas ni-
tálicas o de concreto reforzado.

Subtipo 2.- Para construcciones soportadas por muros de carga y acuellos cuyos marcos son incapaces de resistir por si mismos en cada nivel el 50% de la fuerza cortante de diseño que les tocaria si cada marco trabajara aislado.

Subtipo 3.- Todas aquellas construcciones soportadas por una sola columna o por una hilera de columnas orientadas perpendicularmente a la dirección que se analiza.

Para nuestro estudio dentro de estos subtipos el que más se asemeja a nuestro problema es el " subtipo 3".

Según la figura de la zonificación sísmica de la República Mexicana, la zona donde se situa la planta es la marcada con el número " C " . Con estos datos y tomando como base la tabla (ver anexo) obtenemos el coeficiente sísmico siendo este de 0.04

Es fundamental conocer las fuerzas, lateral y, vertical resultantes de un sismo con el objeto de hacer todas las com-

binaciones con todas las cargas de diseño normales que pueden ocurrir simultáneamente.

La excepción de combinar las cargas de sismo es con la carga resultante al momento de hacer la prueba hidrostática las estructuras diseñadas para resistir temblores deben ser capaces de absorber cantidades de energía que van más allá del rango elástico sin fallar soportando un factor sísmico de magnitud 4 a 6 veces mayor al especificado, siempre y cuando posean la suficiente ductilidad ó grado de rigidez.

Las fuerzas causadas por sismo en un recipiente actúan en la base del mismo recipiente en dirección horizontal, obteniendo una reacción debida a la inercia del recipiente, localizada en el centro de gravedad, la magnitud de esta fuerza esta en función directa del peso del recipiente.

La fuerza cortante en un panel esta en función de:

- 1.- El valor de la fuerza total lateral que es igual al peso del recipiente en operación.
- 2.- El número de columnas o de paneles y
- 3.- El seno del ángulo formado con la normal al plano -

del panel que se localiza y la dirección del sismo.

Cuando la normal al plano del panel forma 90° con la dirección del sismo esto es si el plano del contraventeo es paralelo a la dirección del sismo se tienen las condiciones -- más desfavorables y la fuerza cortante en el panel es máxima

El corte en la base de las columnas transmitido en la cimentación esta en función de:

- 1.- El factor sísmico correspondiente a la zona sísmica del lugar donde se instale.
- 2.- El factor esta en función del periodo natural de vibración de la estructura.
- 3.- El factor de estructura. En este caso el de una estructura contraventeada.
- 4.- La carga total lateral para igual al peso del recipiente.

En una columna la falla principal es debida al pandeo, producto de la aplicación de un esfuerzo inferior al esfuerzo unitario y depende de la relación de esbeltez.

$$\text{relación de esbeltos} = K \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Donde: r = Radio de giro

L = Longitud entre apoyos

K = Factor de longitud efectiva de pandeo.

Recordemos que el radio de giro de una superficie cualquiera varía, en proporción de la raíz cuadrada de la relación del momento de inercia de dicha superficie y de la magnitud de la misma.

$$r_c = 0.354 (D_c - t_c), \text{ donde}$$

D_c = Diámetro exterior de la columna

t_c = Espesor de la columna

r_c = Radio de giro.

RELACION DE EBELTOS

Se ha mencionado un factor "K" que interviene en la relación de esbeltos, el cual se denomina factor de longitud efectiva de pandeo.

Para el estudio de columnas debemos considerar dos condiciones de efectos totalmente diferentes acerca de la resistencia que ofrece la columna al ser sometida a carga axial de compresión.

Si aplicamos suficiente carga axial a la columna de un marco cualquiera tal y como se ilustra en la figura de tal forma que dependa únicamente de su propia rigidez a la flexión, la estabilidad de las columnas se lleva acabo nuevamente con el desplazamiento lateral, en estas circunstancias la longitud efectiva de las columnas excederían su longitud real. De igual forma si el marco estuviese asegurado de tal forma que las partes altas de las columnas no pudieran desplazarse con respecto a su base, la longitud efectiva llegaría a ser menor que su longitud real, debido a la restricción que ofrece el miembro horizontal.

Cálculo de la fuerza lateral

$$Q_3 = F_E \times W_1 ; \text{ en donde}$$

Q_3 = fuerza lateral por efectos de sismo

F_E = factor sísmico = 0.04

W_1 = peso del recipiente en operación

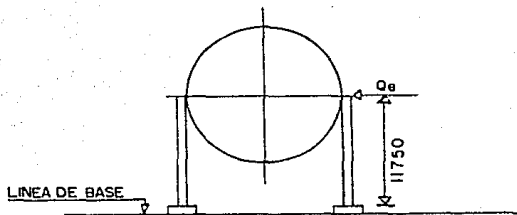
Sustituyendo valores:

$$Q_3 = (0.04) (2411.53) = 96.46 \text{ Ton.}$$

MOMENTO SISMICO

El momento creado por efecto sísmico, será igual a la carga lateral sísmica por su brazo de palanca en el punto de unión del cuerpo y de la columna, tomando como referencia la

línea de base.



de tal manera que: $M_g = Q_g \times H_{bs} =$

$$M_g = (96.46) (11.75) = 1133.5179 \text{ Ton} - \text{m}$$

Los esfuerzos creados en las columnas serán por efecto de compresión para la mitad del número de columnas y de tensión para el resto, estos esfuerzos se incrementarán por el peso, de recipiente en operación y en la prueba hidrostática.

Para columnas que trabajan a compresión tenemos:

$$P_{vs} = \frac{M_g}{R} ; \text{ donde:}$$

P_{vs} = carga vertical en la columna debido a momento sísmico. (Ton.)

M_g = momento sísmico en ton - m

R = Radio de la esfera (m)

N = Número de columnas

Sustituyendo valores:

$$Fue = \frac{2 (1133.51P)}{12 (9.7)} = 19.47 \text{ Ton.}$$

En condiciones de operación cada columna soporta

$$P_1 = \frac{W_1}{n} = \frac{2411.52}{12} = 200.961 \text{ Ton.}$$

Considerando el peso propio de la columna tenemos

$$P_1 = 200.961 + 2.7 = 203.66 \text{ Ton.}$$

En condiciones de prueba, la carga que soporta cada columna es:

$$P_2 = \frac{W_2}{n} = \frac{4297.6}{12} = 358.16 \text{ Ton.}$$

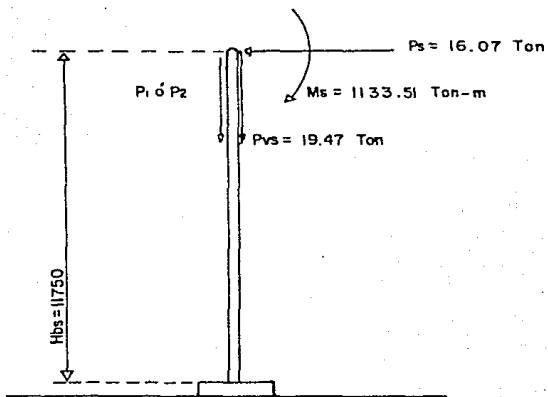
Considerando el peso propio de la columna

$$P_2 = 358.16 + 2.7 = 360.86 \text{ Ton.}$$

Además del momento creado por efecto de la fuerza lateral sísmica, esta origina cargas horizontales en las columnas que trabajan del lado de compresión. Esta carga entonces es repartida entre la mitad del total de las columnas.

$$P_2 = \frac{Q_2}{2} = \frac{96.46}{2} = 16.07 \text{ Ton.}$$

Realizando el diagrama de cuerpo libre de la columna:



IV.5.4 CALCULO DE LAS COLUMNAS

REVISIÓN DE LOS ESFUEROS EN LAS COLUMNAS.

Anteriormente habíamos supuesto que las columnas serían integradas por 12 tubos de acero al carbón A S T M A - 1062 de 50.8 cm de ϕ ext. y 46.7 cm. de ϕ int. Las propiedades mecánicas de dicho material son:

$$\text{Módulo de elasticidad: } 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Resistencia al punto de cedencia: } F_y = 2400 \text{ kg/cm}^2$$

Revisando los esfuerzos por compresión en las columnas, para verificar si efectivamente no se presentan fallas en -- las mismas.

$$r_c = 0.354 (50.8 - 2.06)$$

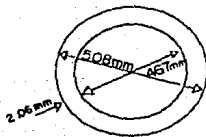
$$= 17.25 \text{ cm.}$$

Área de la columna

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_c^2 - d_c^2)$$

$$= \frac{\pi}{4} (50.8)^2 - (46.7)^2$$

$$= 314 \text{ cm}^2$$



La falla principal en una columna ocurre por pandeo a un esfuerzo unitario inferior al esfuerzo de ruptura del material.

rial y depende de la relación de esbeltez que la razón entre la longitud efectiva de flambos de la columna y el radio de giro mínimo de la sección o sea,






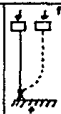

$$\text{Relación de esbeltez} = K \frac{L}{r} ; \text{ donde:}$$

K = Factor de longitud efectiva de flambos

L = Longitud entre apoyos

r = radio de giro

De esta forma la relación K entre la longitud efectiva de la columna a la longitud real, puede ser mayor o menor que 1.0. Los valores teóricos para K están enlistados en la siguiente tabla, en la que se consideraron 6 condiciones, ideales de trabajo en las columnas

LAS CURVAS TEORICAS DE FLEXION SE ILUSTRAN POR LINEAS PUNTEADAS						
VALOR TEORICO K	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
VALOR RECOMENDABLE PARA EL DISEÑO	0.65	0.80	1.20	1.0	2.1	2.0
CONDICIONES EN LOS EXTREMOS		ROTACION Y TRASLACION FIJA ROTACION LIBRE Y TRASLACION FIJA ROTACION FIJA Y TRASLACION LIBRE ROTACION Y TRASLACION LIBRE				

Como puede observarse, las condiciones de carga se asemejan a la condición " c ", para el cálculo K toma el valor de 1.0

Por tal razón, la relación de esbeltez de nuestra columna y según la longitud de trabajo de la misma sera:

$$\frac{K L}{r_c} = 1.2 = \frac{(1.2)(83.55)}{17.25} = 5.812$$

Para el cálculo del esfuerzo permisible a compresión en columnas, utilizaremos la siguiente ecuación recomendada por las especificaciones de la "A. I. S. C."

$$F_a = \frac{\left(1 - \frac{(K L / r)^2}{C_c^2}\right) F_y}{F.S.}; \text{ siempre y cuando}$$

$$C_c > \frac{K L}{r}$$

donde: $\frac{K L}{r}$ = Relación de esbeltez de la columna

$$F_y = \sqrt{\frac{2 E F_y^2}{C_c^2}} = E = \text{Módulo de elasticidad del acero} = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$$

F_y = Esfuerzo en el punto de cedencia del material en la columna 2400 kg/cm²

F. S. = Factor de seguridad

Sustituyendo valores:

$$C_c = \sqrt{\frac{2(5.81)^2 + (2.1 \times 10^6)^2}{2400}} = 131.42$$

Lo cual verifica que 131.42 es mayor a 5.81

Calculamos el factor de seguridad

$$\begin{aligned} F. S. &= \frac{5}{3} + \frac{2(EI/r)}{8 C_c} - \frac{(EI/r)^2}{8 C_c^3} \\ &= \frac{5}{3} + \frac{2(5.81)}{8(131.42)} - \frac{(5.81)^2}{8(131.42)^3} \end{aligned}$$

$$F. S. = 1.8$$

Por lo que el esfuerzo permisible a compresión en la columna es:

$$F_a = \frac{\left(1 - \frac{(5.81)^2}{2(131.42)^2}\right) 2400}{1.8}$$

$$F_a = 1239.83 \text{ kg/cm}^2$$

Para el diseño de soporteria, se deben considerar las diferentes combinaciones de carga señaladas a continuación.

- 1.- Considerando el recipiente en operación
- 2.- Considerando el recipiente sometido a sismo
- 3.- Considerando el recipiente con agua en prueba hidrostática.

Para la consideración del efecto sísmico, el esfuerzo -- permisible a compresión en las columnas se debe incrementar, en un 15%. Esto es debido a la capacidad que tiene un material sometido a esfuerzos repentinos en sus esfuerzos de trabajo y que es mayor cuando la carga es instantánea, como en el caso de un sismo cuando funciona por peso propio o por efectos de viento. Por lo tanto, el esfuerzo permisible será:

$$F_a = 1.15 \times 1299.88 = 1649.05 \text{ Kg/cm}^2$$

a) Considerando el recipiente en operación

El esfuerzo real en la columna para la carga que soporta en operación normal será:

$$F_{c1} = \frac{P_1}{A_c} = \frac{203660}{315} = 646.54 \text{ kg/cm}^2$$

Comparándolo con el esfuerzo permisible a compresión de la columna, notamos que resulta menor el esfuerzo real con lo cual podemos asegurar un buen funcionamiento de la columna.

$$F_a > F_{c1}$$

$$1649.05 > 646.54 \text{ kg/cm}^2$$

b) Considerando el recipiente sometido a sismo.

En este cálculo se deben considerar las cargas tanto de operación del recipiente, como la carga vertical originadas por momento sísmico:

$P_1 = 205\ 660\ \text{kg.}$ carga en cada columna
para operación normal

$P_{us} = 19\ 476\ \text{kg.}$ carga vertical por mo-
mento sísmico.

El esfuerzo real de trabajo a compresión será:

$$F_{c2} = \frac{205\ 660 + 19\ 476.2}{3.14} = 710.62\ \text{kg/cm}^2$$

Por lo tanto $F_a > F_{c2}$

Lo que asegura su buen funcionamiento

c) Considerandolo con agua de prueba hidrostática

Considerando la carga que soporta cada columna por peso de prueba hidrostática, tenemos:

$$F_2 = 369.16\ \text{Ton.}$$

Calculando el esfuerzo real a compresión

$$F_a = \frac{169.16}{114} = 1485.7 \text{ kg/cm}^2$$

Comparando con el esfuerzo a corto tiempo

$$F_a > F_c$$

Con lo cual la columna trabaja satisfactoriamente

IV.5.5 CÁLULO DE LOS CONTRAVIENTOS

REVISIÓN DE ESFUERZOS EN LOS CONTRAVIENTOS

Se diseña para desempeñar las funciones siguientes:

- a) Resistir las cargas laterales que obran sobre la estructura.
- b) Contrarrestar el momento de volteo debido a cargas verticales.
- c) Evitar el pandeo del marco.
- d) Mejorar el comportamiento de la estructura reduciendo a valores admisibles los desplazamientos horizontales que pudieran presentarse.

DISEÑO DE LOS CONTRAVIENTOS

La suma de las áreas de las secciones transversales de los diagonales de los contravientos colocados a-bajo de la estructura debe ser igual al mayor de los valores calculados con las ecuaciones siguientes:

$$A_c = \frac{L_c^3}{3 E I^2 h} \frac{W}{M} v$$

$$A_c = \frac{I_c C}{E I L} M H + \frac{I_c C^3}{3 E L^2 h} \frac{W}{M} v$$

donde:

A_c = Área de contravientos necesaria (cm²)

h = Altura de columna contraventada (cm)

I = Claro contraventado (cm)

I_c = Longitud de contraviento (cm)

$M H$ = Suma de todas las fuerzas horizontales aplicadas a la estructura (kn)

En lo que respecta a las cargas verticales y visualizan de ambas ecuaciones de diseño de contravientos, nos damos cuenta que el momento crítico ocurre bajo efectos de sismo, para esta condición las cargas que obran sobre cada columna son:

$$P_v = 19.47 \text{ Ton.}$$

$$P_1 = 203.66 \text{ Ton.}$$

$$P_{II} = P_{vs} + P_1 = 223.13 \text{ Ton.}$$

Para el diseño de contravientos interesan las cargas que obran sobre el conjunto de estructura, por lo cual la totalidad de las cargas será 2 veces el valor de P_{II} o sea.

$$\Sigma V = 2 P_{II} = 2(223.13) = 446.46 \text{ Ton.}$$

Sustituyendo en las ecuaciones de diseño

$$A_c = \frac{(971.83)^2}{21 \times 10^3 \times (500.5)^2} (446.27) (1.7)$$

$$A_c = 1.59 \text{ cm}^2 \quad \text{y:}$$

$$A_c = \frac{(971.83)(16.02)}{2400(500.5)} (1.3) + \frac{(1.59)(1.3)}{1.7}$$

$$A_c = 16.91 + 1.216 = 18.126 \text{ cm}^2.$$

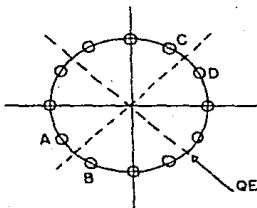
V = Suma de todas las fuerzas verticales aplicadas a la estructura kg.

v / E = Esfuerzo de cedencia y módulo de elasticidad, respectivamente, del material empleado en las diagonales del contraviento.

Al utilizar la primera ecuación, las fuerzas verticales se deben multiplicar por un factor de carga $\lambda_1 = 1.7$, para la ecuación dos el factor de carga será: $\lambda_2 = 1.3$

DETERMINACION DE LOS MS.

La carga lateral generada al presentarse el efecto sísmico (Se) es soportada por dos conjuntos de contraventos -- siendo estos los elementos AB y CD, como se indica en la figura 22.



Por tal motivo cada conjunto aparte de estructura soporta la mitad de la carga lateral. Por tal motivo tenemos:

$$M_1 = P_1 = 16.67 \text{ Ton.}$$

Por tal motivo, el diseño queda regido por esta ecuación considerando a la estructura bajo efectos de cargas verticales y horizontales al mismo tiempo, anteriormente consideramos los contraventos intermedios por tubos de 203 mm (8") de ϕ nominal con espesa 130, cuya sección transversal es de 118 cm²

La cual tiene un área bastante sobrada por lo que nos vemos en la necesidad de usar otro tipo de pieza estructural para los contraventeos, que facilite el ensamble y resulte económico.

Se utilizarán por lo tanto perfiles formados por ángulos que cumplan con el área requerida:

Se usaran perfiles formados por ángulos de 15.24 X 8.89 cm. (6" X 3 1/2") de 5/16" de espesor ya que contienen un área neta de 18.51 cm² (2.82 ")²

CICLO DE LA SOLDADURA

La unión de los contraventeos a las columnas se efectuará por medio de soldadura para la cual es necesario soldar primero a la columna una placa de sostén llamado cartabón con el objeto de depositar sobre los ángulos que componen los contraventeos. Calculando el cordón de soldadura en el cartabón.

La fuerza horizontal a equilibrar es la carga horizontal en las columnas que trabajan al lado de compresión; esto es:

$$P_h = 16.07 \text{ Ton.}$$

La tensión de cada elemento será:

$$T = \frac{L_2 P_s}{2 L_1} \quad \text{donde;}$$

L_1 = Claro entre columnas

L_2 = Longitud total del tensor

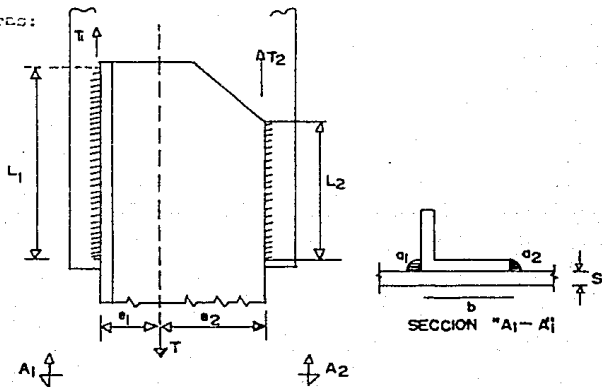
P_s = Fuerza horizontal a equilibrar

Al sustituir valores

$$T = \frac{(871.83)(16077)}{2(500.5)} = 15\ 609.3 \text{ kg.}$$

El análisis del cordón se hará en base a las siguientes

figuras:



Se supone que el espesor del cartabon es de 11.1 mm - -
(7/16 pulg.)

Para los ángulos tenemos las siguientes dimensiones

b x t	= 152 X 8 mm	esfuerzo límite de cedencia
A	= 18.51 cm	$F_y = 2536 \text{ kg/cm}^2$
c_1	= 52.0 mm	esfuerzo admisible a tensión
c_2	= 100 mm	$T_{adm} = 1520 \text{ kg/cm}^2$

Para material de soldadura, E 6010, se tendrá en costura a canalada:

Resistencia mínima a la tensión = 4220 kg/cm^2 (T_{adm})

Resistencia mínima al corte = 2420 kg/cm^2 (T_{adm})

La sección necesaria en la barra o en ángulos es:

$$A_{nec} = \frac{T}{T_{adm}} = \frac{15\ 609.705}{1520} = 10.27 \text{ cm}^2$$

El ángulo tiene una sección de 18.51 cm, resultando menor al área necesaria con lo cual aseguramos un buen funcionamiento de los mismos.

FORMULAS DE LAS COSTURAS ACANALADAS.

Estan en Función del grado de excentricidad del ángulo -
osio:

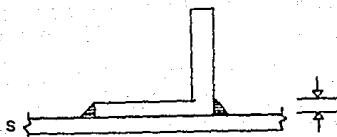
$$P_1 = \frac{P (b - c_1)}{b} = 15000 \cdot 3 \cdot \frac{(152.4 - 52.4)}{152.4}$$

$$P_1 = 10761.95 \text{ Kg}$$

$$P_2 = P \cdot \frac{c_1}{b} = 15000 \cdot 3 \cdot \frac{52.4}{152.4}$$

$$P_2 = 5966.93 \text{ Kg}$$

Como se supondran los espesores de las costuras según
Figura. Por norma el espesor de las costuras acanalladas no
ha de ser de 0.72_1 , en donde S es el espesor de la par-
te más ligada a la unión.



La sección necesaria en las costuras de la izquierda en la figura es:

$$F_1 = \frac{V_1}{a_1} = \frac{10701.96}{2420} = 4.26 \text{ cm}^2$$

Suponiendo un espesor de la costura; $a = 7.7$ mm (supuesto) y la longitud de la costura necesaria es:

$$L_1 = \frac{F_1}{a_1} = \frac{4.26}{0.77 \text{ cm}} = 5.5 \text{ cm}$$

La sección necesaria en las costuras de la derecha - - (fig - S.) es:

$$F_2 = \frac{T_2}{\text{SOLDADURA}} = \frac{5366.93}{2420} = 2.22 \text{ cm}$$

Suponiendo un espesor de la costura de; $a_2 = 6$ mm tenemos que la longitud de la costura necesaria es:

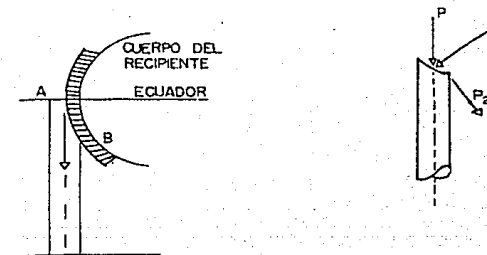
$$L_2 = \frac{F_2}{a_2} = \frac{2.22}{0.6} = 3.7 \text{ cm}$$

Por lo tanto, en base a las longitudes de soldadura calculadas, podemos aproximar las dimensiones del cartabon, en un ancho de 250 x 250 x 11.1 mm.

PLACA DE ANCHO

La acalla que se coloca entre el cuerpo e pared del recipiente y las columnas, se emplea para crear una mayor resistencia de esfuerzos, evitando grandes concentraciones de esfuerzos en la placa del cuerpo del recipiente.

Realizando un análisis de la función de la placa de apoyo es posible llevarle acabo, con la ayuda del siguiente esquema.



La transmisión de la carga sobre la columna se presenta en dos formas:

- a) Como transmisión directa de placa a columna representada por la carga P_1
- b) Como fuerza cortante actuando en el sentido de tangencial al cascarón del recipiente.

Puesto que la esfera está apoyada en su línea de Ecuador la componente normal a la placa de apoyo es mínima, por lo que el trabajo a flexocompresión de la placa es por lo que no es indispensable efectuar el cálculo del mismo.

Por otra parte, puesto que la unión de la placa de apoyo a la columna y al cuerpo del recipiente se hará por medio de soldadura. El espesor de la garganta del cordón de soldadura nos determinará el espesor de dicha placa, por especificación para el menor de los espesores calculados.

En base a lo anterior, calcularemos el cordón de soldadura para los siguientes casos.

- 1.- Unión de la columna a la placa
- 2.- Unión de la placa al recipiente.

De acuerdo con la figura anteriormente descrita la soldadura trabaja básicamente a corte, siendo en este caso la fuerza cortante igual a P_2 . El cálculo de la soldadura se hace en base a esta fuerza cortante, la cual podemos determinar de la siguiente forma:

Puesto que el diámetro exterior en el ecuador es igual al diámetro interior de la esfera + espesor y conociendo las dimensiones de la columna, tenemos:

$$l_1 = R + \frac{e}{2} - \frac{e \text{ ext. col.}}{2}$$

$$R = 970 \text{ cm.}$$

$$\frac{e}{2} = \frac{4.75}{2} = 2.37$$

$$\frac{e}{2} = \frac{50.8}{2} = 25.4 \text{ cm}$$

Sustituyendo valores:

$$l_1 = 970 + 2.37 - 25.4 = 947 \text{ cm.}$$

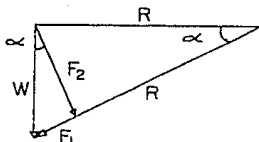
$$l_2 = R + e = 970 + 2.37 = 972 \text{ cm.}$$

Por lo tanto:

$$\alpha = \arccos \frac{l_1}{l_2} = \arccos \frac{947}{972} = 13^\circ$$

$$\alpha = 13^\circ$$

Por triangulos semejantes



Ahora bien el peso que soportara cada columna tendra lugar bajo condiciones de carga sismica por lo que la carga total en las mismas sera:

$$W = P_1 + P_{us}$$

donde; P_1 = Carga columna en operaci3n

P_{us} = Carga vertical originada por sismos.

Sustituyendo valores:

$$W = 203\ 660 + 19\ 476 = 223\ 136\ \text{kg.}$$

La fuerza cortante en la soldadura sera;

$$F_2 = W \cos \alpha = (223\ 136) (0.974) = 217\ 354\ \text{kg.}$$

Esta carga estara repartida en ambos lados de la placa ya que estara soldada por ambos lados, calculando el cord3n

en cada cordón tenemos:

$$F_1 = F_2 = \frac{F_0}{2} = 108\ 667 \text{ kg.}$$

Suponiendo que el espesor de la placa de apoyo sea de 19 mm (3/4"); por norma, el espesor de las costuras acanaladas no ha de exceder 0.7 veces el espesor más delgado. Siendo el espesor de la placa de apoyo más delgado

$$a = 0.7 \times 19 = 13.3 \text{ mm.}$$

Para el material de aporte al GCLC, el esfuerzo al corte mínimo de este material es 3420 kg/cm², con lo cual la sección necesaria en las costuras es de:

$$S = \frac{108\ 667}{3420} = 44.90 \text{ cm}^2$$

Y la longitud necesaria en las costuras es de:

$$L = \frac{44.90}{1.3} = 34.5 \text{ cm.} = 345 \text{ mm}$$

Las dimensiones de la placa de apoyo serán tales que -- contengan un cordón de soldadura de 345 mm en cada lado, lo grande esto con una placa de 345 X 345 X 19 mm. Sin embargo, la proyección de la columna al cuerpo de la esfera requiere de una placa de mayores dimensiones lo cual proporcio

na un borde que suministra una mayor longitud de soldadura, por tal motivo y por especificaciones de diseño se recuieren soldar todas las placas de apoyo.

IV.5.6 CALCULO DE LA PLACA BASE Y LOS PERROS DE ANCLAJE

Las columnas de soporte no pueden descansar directamente sobre la cimentación de concreto ya que los esfuerzos de penetración son enormes y este no resistiría, para evitar esto y lograr una repartición de esfuerzos se utiliza una placa base entre la columna y el cimiento asegurada a la cimentación mediante perros de anclaje, empleados para evitar voladuras -- por efectos de viento o sismo.

El área necesaria para la placa de base la calcularemos, para el caso del recipiente sometido a sismo en el cual el esfuerzo permisible a compresión sera:

$$S_b = \frac{P_l + P_v}{\sigma_R} \Rightarrow A_R = \frac{P_l + P_v}{S_b}$$

donde:

S_b = Esfuerzo máximo permisible a compresión del concreto con factor de seguridad del 25%, $T = 210$ kg/cm² $S_b = 0.75 T$ máximo permisible --

$$s_1 \text{ concreto} = 53.5 \text{ kg/cm}^2$$

P_1 = Carga / columna por piso en operación

F_v = Carga vertical originada por efecto sísmico.

Justificando valores:

$$d_p = \frac{100 \cdot 660}{20 \cdot 5} + \frac{19 \cdot 476}{5} = 4850 \text{ cm}^2$$

Considerando una placa circular tenemos:

$$A = \frac{F_v d_p^2}{R} \Rightarrow d_p = \sqrt{\frac{A R}{F_v}} = \sqrt{\frac{(4850) R}{F_v}} = 73.6 \text{ cm}$$

Consideramos un acero estructural en la placa base clase -
A. S. A. 33, comercial, cuyo esfuerzo a la cedencia es
de 3400 kg/cm², el esfuerzo a la flexión para este acero es:

$$F_b = 0.6 F_y = 0.6 \times 3400 = 2040 \text{ kg/cm}^2$$

Debido a que los materiales poseen la propiedad de soportar,
mayor esfuerzo a lo permitido en casos de sismo o viento, se
le hace un incremento de un 33%,

$$F_b = 1.33 \times 2040 = 2713 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo flexionante originado en la placa de apoyo se calcula por la siguiente relación:

$$F_b = \frac{S_b (d_o^3 - d_c^3)}{4 t_p^2}; \quad \text{donde}$$

F_b = Esfuerzo real a flexión, kg/cm^2

S_b = Carga uniformemente distribuida (kg/cm^2)

d_o = Diámetro exterior de la placa (cm)

d_c = Diámetro externo de la columna (cm)

t_p = Espesor de la placa base, (cm)

Considerando un espesor para la placa base de 5.1 cm -
(2") tenemos:

Para el recipiente en operación

El esfuerzo a compresión en la placa es de

$$S_{b1} = \frac{P_1}{A_p} = \frac{203,560}{4250} = 47.9 \text{ kg/cm}^2$$

El esfuerzo real a flexión es de:

$$F_{b1} = \frac{S_b (73.6^3 - 50.81^3)}{4 (5.1)^2}$$

$$F_{b1} = 718.3 \text{ kg/cm}^2$$

que es menor a 1440 kg/cm^2 lo que implica que es correcto el espesor y diámetro de la placa.

II) Para el recipiente en prueba hidrostática tenemos, que el esfuerzo a compresión es de:

$$\sigma_{\text{H}} = \frac{P_{\text{H}}}{A_{\text{S}}} = \frac{360 \cdot 160}{4950} = 86.9 \text{ kg/cm}^2$$

Y el esfuerzo real a flexión es de:

$$\sigma_{\text{B}} = \frac{3 \cdot 86.9 \cdot (77.6 - 50.8)^2}{4 \cdot (5.1)^2}$$

$$\sigma_{\text{B}} = 1407.1 \text{ kg/cm}^2$$

que es menor a 1440 kg/cm^2 , con lo que aseguramos que la placa no fallara cuando se someta a la prueba hidrostática el recipiente.

Considerando que la placa base llevara perforaciones -- donde iran alojadas las anclas, a este diámetro se le sumaran 2 veces el diámetro de las anclas.

DISEÑO DE LOS PERNOS DE ANCLAJE

Estos pernos trabajaran a tensión evitando el volteo de la esfera resistiendo el momento de volteo (M_s) originado -- por la carga sísmica, la resistencia que presenta por si misma al volteo se ve disminuida cuando la esfera se encuentra, en peso mínimo.

Por esta razón deben calcularse los pernos de anclaje, para las condiciones existentes cuando la esfera esta vacía_ y sin aislamiento, plataformas etc, este peso lo designaremos como W_s .

Se ha encontrado que el esfuerzo máximo a la tensión en cada perno de anclaje, por efectos de volteamiento por cada - cm. de circunferencia de pernos puede determinarse como;

$$S_b = \frac{4 M_s}{D^2 b} ;$$

donde:

D_b = Diámetro del círculo de pernos (cm)

El esfuerzo de compresión por cm. de circunferencia de pernos, debido al peso de la esfera es:

$$S_b = \frac{W_s}{\pi D_b}$$

Concluyendo que el esfuerzo máximo resultante que opera por cm. de circunferencia de perno es:

$$S_b = \frac{4 M_s}{\pi D^2 b} - \frac{W_s}{\pi D b}$$

Calculando el esfuerzo por cada ancla tenemos:

$$S_b = \frac{\pi D b}{\pi} \left[\frac{4 M_s}{D^2 b} - \frac{W_s}{D b} \right]$$

$$= \frac{4 \pi M_s}{\pi D b} - \frac{W_s}{\pi}$$

Donde: π = Número total de anclas

Considerando 4 anclas por columna,

$$\pi = 4 \text{ (No de columnas)}$$

$$\pi = 4 (12) = 48 \text{ anclas}$$

D_b = Circulo de base; diámetro interior de la esfera = 19.400 m

M_s = Momento actuante = 1133.51 Ton - m

Sustituyendo valores:

$$S_b = \frac{4 (1133.51)}{48 (19.40)} - \frac{525.089}{48}$$

$$S_b = - 6.070 \text{ Ton.}$$

$$S_b = - 6070 \text{ kg.}$$

Por ser mayor el esfuerzo a compresión que el de tensión no se requiere anclaje, pero por razones de seguridad lo calcularemos.

Considerando los pernos fabricados de acero de clasificación A 332 grado B cuyo esfuerzo de trabajo es de 985 kg/cm², calculamos el área necesaria por perno.

$$A = \frac{P}{T_t} = \frac{6070}{985} = 6.16 \text{ cm}^2$$

Aplicando datos comerciales en cuanto a diámetros de raíz que cumplan con este requisito encontramos pernos de un diámetro de 33 mm. con área transversal de 6.36 cm²

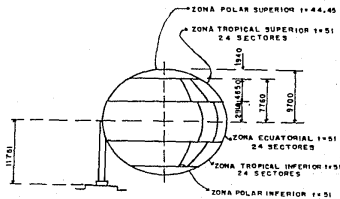
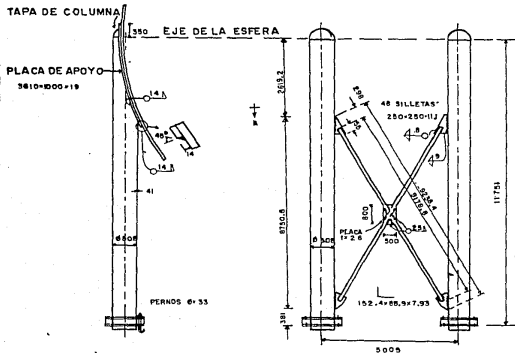
Como se dijo anteriormente el diámetro ó ancho de la placa base se incrementara en 2 veces los huecos de alojamiento, de anclas tendremos que su dimensión será de:

$$B = 75.6 + 3.3 + 3.3 = 80.2 \text{ cm.}$$

Considerando que el círculo de anclas estará a la mitad del área de base sobrante, tomaremos el diámetro de anclaje como:

$$D_b = \frac{80.2 - 50.8}{2} + 50.8 = 65.5 \text{ cm.}$$

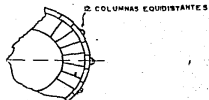
En el plano de detalles del recipiente se encuentran -- estas dimensiones.



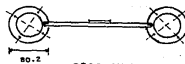
DIMENSIONES GENERALES



E.	A	B
44.4	12.7	31.7
51	12.7	38.3



VISTA PARCIAL SUPERIOR



4 BARREROS DE 38.1

SECCION AA

UNA M	TESIS PROFESIONAL	EWEP ARABU
DIMENSIONES Y DETALLES DE LA ESFERA		
JAVIER	NAVA	PEREZ
ALTAMIRA	ESCALA: 1/50	FECHA
TAMAUJAP	ACOT. mm	PLANO N.º 3

CAPITULO V

ESTUDIO

ECONOMICO

Aspectos Generales:

El presente estudio está dirigido fundamentalmente a la evaluación de costos de la esfera.

Un análisis de este tipo es de interes en diversos aspectos : por ejemplo: La determinación de inversión de un cierto proyecto.

La clasificación de los gastos originados en todo trabajo de construcción suele hacerse de la siguiente forma:

a).- MATERIALES:

Dentro de esta clasificación se encuentran aquellos gastos que se efectúan por compras de materia prima y de consumo tales como: electricidad, soldadura oxígeno, acetilano, pintura, etc.

b).- MANO DE OBRA:

Se entiende por mano de obra en general a la retribución otorgada al personal por algún trabajo efectuado, este comprende tanto salarios y sueldos dado al personal de fabricación como de montaje.

c).- INDIRECTOS:

Son aquellos gastos y servicios originados por administra

ción, supervisión, utilidades, material de oficina, etc.

En terminos generales, tratándose de cotizaciones de equipo para Industrias Petroquímicas, suelen efectuarse concursos internacionales de fabricantes, los cuales presentan un precio global de fabricación al cliente, quién unicamente se limita a aceptar o rechazar dicha cotización. Tal situación presenta sus inconvenientes, dado que dependiendo del fabricante seleccionado y del país de origen, surgen imprevistos como gastos de traslado (puesto que el fabricante presenta su costo libre a bordo en planta), gastos de armado y montaje, gastos de supervisión para la obra, y algunos las condiciones de pago, así como los gastos derivados de la importación de dicho equipo.

Todos estos gastos aunados al costo de fabricación, incrementa el costo total del equipo lo cual se acerca a los presupuestos presentados por fabricantes nacionales.

Es así como se ha efectuado un estudio económico para completar este proyecto en base a costos actuales de materiales nacionales y retribuciones por mano de obra, pretendiendo hacerlo de la forma más completa posible, observando los factores que intervienen en dicha cotización

Cabe hacer mención de que se incluye una cotización de los gastos de traslado y montaje en campo.

V. P COSTOS DE FABRICACION

Son los gastos de fabricación de la esfera, considerando como resultado el material habilitado para armado y montaje - en campo.

Para el material que integra la esfera A - 516 - 70 se tienen los siguientes conceptos por tonelada.

Precio base	\$ 1'200,000.00
Cargos extras (Calidad y dimensiones) . . .	\$ 240,000.00
Precio de lista	\$ 1'440,000.00
+ 15% de I. V. A.	\$ <u>216,000.00</u>
T o t a l	\$ 1'656,000.00

Costo unitario de material por kg . . . \$ 1,656.00

Estimando un costo unitario por concepto de sueldos, salarios y gastos de trans--formación, por kg. de material igual a \$ 2,224.00

Además incluiremos el siguiente factor - por kg. de material para gastos genera--les y utilidades, además de gastos de material de soldadura. \$ 1,730.00

Con lo cual resumimos el costo unitario de fabricación siendo este. \$ 5,610.00

V. 3 PESOS ESTIMADOS

Cuerpo Esférico
 Zona polar superior 41 855 kg

Zona tropical superior
 e inferior, ecuatorial
 y polar inferior 427 735 kg

Peso total del cuerpo esférico 469 590 kg

Considerando un 10% por
 plataformas y escaleras 46 959 kg

Peso estimado 516 549 kg

Costo de fabricación: (516 549 kg) (5,610.00)=
 \$ 2 897'839,890.00

SOPORTES Y APOYOS

Columnas 34 760 kg
 Contraventeos 9 750 kg

Peso total de soportes . . 44 510 kg

+ 10% para placas de apoyo, placa
 base pernos etc 4 451 kg

Peso Global 48 961 kg

Considerando el mismo factor de costo unitario para el acero A-283-C se tienen

Costo de suporteria; 48 961 kg. (\$ 5,610.00/kg)

= \$ 274,670,000.00

Costo total de fabricación: \$ 3 172,509,890.00

V. 4 BRIDAS Y CONEXIONES

Para esta cotización tomaremos el precio actual de compra por unidad de equipo.

Concepto	Precio por unidad	Saldo
2 Bidas de 610 mm. (24") WN SA-105	\$375,232.00	\$ 750,464.00
2 Bidas de 254 mm. (10") WN SA-105	\$187,616.00	\$ 375,232.00
1 Bida de 152 mm. (6") WN SA-105	\$ 58,625.00	\$ 58,625.00
3 Bidas de 76 mm. (3") WN SA-105	\$ 28,961.00	\$ 86,883.00
4 Bidas de 51 mm. (2") WN SA-105	\$ 23,286.00	\$ 93,144.00
4 Bidas de 38 mm. (1 1/2") WN SA-105	\$ 19,520.00	\$ <u>78,080.00</u>
	Costo Total	\$1,442,428.00

Costo Total	\$1'442,428.00
Aparatos de medición y control 50%	<u>721,214.00</u>
Costo de equipo fijo	<u>\$2'163,642.00</u>

V. 5 COSTOS DE TRASLADO

Considerando que el equipo se fabricara y se trasladara en Queretaro por ferrocarril a Altamira Tamaulipas el costo total por concepto de fletes, para tarifa es de -- \$11,000.00 por ton. será

Costo de flete (561 059 ton.) (\$11,000.00/ton.	\$6'171,649.00
+ 10% por maniobra de carga y descarga	<u>\$ 617,164.00</u>
Costo total de traslado:	<u>\$6'788,813.00</u>

V. 6 GASTOS DE MONTAJE

Dentro de estos se encuentran las retribuciones dadas al personal encargado del montaje de la esfera. Para esto se requiere una cuadrilla con personal adiestrado siendo el siguiente:

Concepto	Cantidad	Salario por turno de 8 hrs.	Importe
Sobre-estante	1	\$ 15,000.00	\$ 15,000.00
Operario de primera soldador	3	\$ 11,520.00	\$ 34,560.00

Concepto	Cantidad	Salario por turno de 8 hrs.	Importe
Ayudante de operario soldador	3	\$ 9,000.00	\$ 27,000.00
Operador de equipo mecánico	3	\$ 10,500.00	\$ 31,500.00
Obreros generales	6	\$ 8,000.00	\$ 48,000.00
			<u>\$156,060.00</u>
Por concepto de administración, utilidades segu- ro social, etc. 30%			\$ 46,818.00
		T o t a l	<u>\$202,878.00</u>

Para maniobrar el equipo y material durante el montaje se requiere el siguiente equipo.

- 1.- Una moto-grua, cuyo alquiler diario es de \$40,000.00
- 2.- Dos monta-cargas, con una renta diaria de \$ 25,000.00

Por lo que, estimado que el montaje de la esfera dura - 45 días el costo de montaje es:

Mano de obra	\$ 9'129,510.00
Moto-grua	\$ 1'800,000.00
Monta-cargas	\$ 1'125,000.00
	<u>\$12'054,510.00</u>

V. 7 COSTO DE AISLAMIENTO

El análisis de costos de aislamiento comprende los siguientes conceptos

Aislamiento	\$ 2,050.00 por m ²
Mastique	530.00 por m ²
Barrera de vapor (lámina de aluminio).	1,090.00 por m ²
Mano de obra	<u>12,000.00 por m²</u>
	<u>\$15,670.00 por m²</u>

Siendo la superficie de la esfera = πr^2 en la cual
 $r = 9.7 \text{ m}$ tenemos. $S = \pi(9.7)^2 = 295.6 \text{ m}^2$

Por lo tanto el costo del aislamiento será:

$$= (295.6 \text{ m}^2) (\$3,670.00/\text{m}^2) = \$1,084,852.00$$

V. 8 COSTO TOTAL

Material habilitado . . .	-\$3 172'509,890.00
Equipo fijo	2'163,642.00
Traslado	6'788,813.00
Montaje	12'054,510.00
Aislamiento	<u>46'320,520.00</u>
	\$3 239'837,375.00

Siendo este el costo total de nuestra esfera excluyendo los gastos de diseño.

CAPITULO VI

CONCLUSIONES

Las plantas de almacenamiento y distribución de G.L.P., existentes fueron proyectadas y construidas para satisfacer la demanda de su tiempo, pero dado el crecimiento industrial y demográfico alcanzado en los últimos años ocasionado que surjan nuevas zonas de gran consumo de dicho gas como son -- Altamira Tamaulipas y Yucatán por decir algunas, las cuales tienen problemas en el suministro oportuno de este energético, o sea que las plantas actuales son insuficientes para satisfacer el consumo actual.

Por lo cual se hace necesario por parte de PEMEX, la realización de un estudio energético para determinar la instalación de nuevas plantas en las zonas que lo requieran y contribuir con esto al desarrollo nacional.

Este trabajo trajo como resultado que para el Parque -- Industrial de Altamira Tamaulipas, se justifique la instalación de una planta de almacenamiento y distribución de G. L. P., esto basado en el estudio de factibilidad elaborado para esta zona.

Además se realiza el diseño del tanque de almacenamiento de G. L. P., de la capacidad que, arroja el estudio de -- factibilidad para la planta, así como el costo de éste para poder ser tomado en cuenta en el momento de la evaluación -- económica de la instalación de la planta.

Respecto a los recipientes de almacenamiento se hace notar que hasta la fecha no se cuenta con códigos propios de diseño ya que los existentes en cuanto diseño y materiales son extranjeros o copias de estos, por otra parte se está realizando la integración del comité consultivo de normalización de calderas y recipientes a presión en la Cámara Nacional de la Industria de la Transformación (CANACINTRA), a través de su departamento de normas y control de calidad.

Esto se debe a que el proceso de normalización en nuestro país está tomando cada vez más importancia como consecuencia de nuestro ingreso al GATT y en él confluyen las aportaciones de organismos y colegios profesionales que pueden significar un decidido impulso.

Dicho comité se puso a consideración de la Dirección General de normas de la Secretaría de Comercio y Fomento Industrial y se encuentra integrado por las siguientes instituciones, ASOCIACION MEXICANA DE INGENIEROS MECANICOS ELECTRICISTAS (AMIME), INDUSTRIA DEL HIERRO Y EL ACERO, SECRETARIA DE TRABAJO Y PREVENCIÓN SOCIAL, CONACYT, COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD, INSTITUTO DE INVESTIGACIONES - ELECTRICAS, INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO, INSTITUTO NACIONAL DEL CONSUMIDOR, SEDUE Y LABORATORIOS NACIONALES DE FOMENTO INDUSTRIAL.

A N E X O S

PODERES CALORIFICOS Y EQUIVALENCIAS ENERGETICAS.

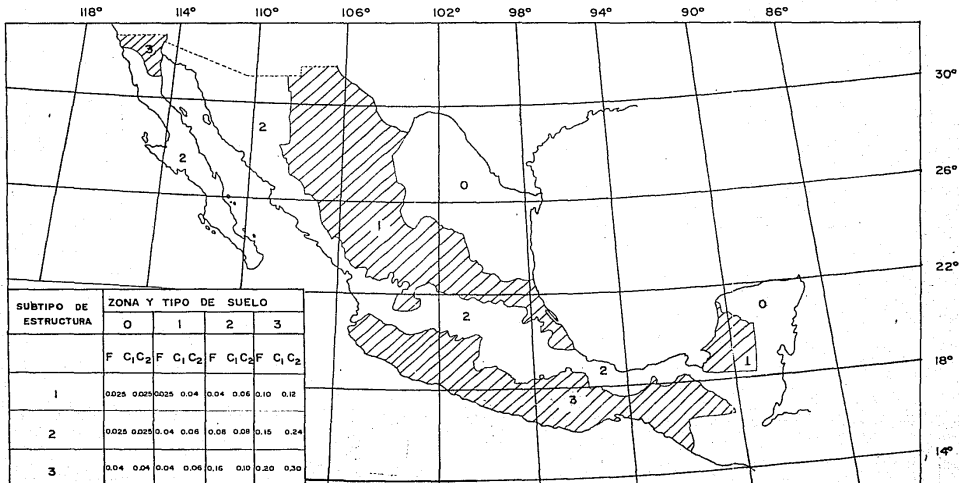
Producto

Coque de petróleo (Kcal/ton.)	7465000
Gas licuado (Kcal/barril)	1091500
Gasolina (Kcal/barril)	1295700
Querosenos (Kcal/barril)	1405700
Diesel (Kcal/barril)	1469600
Combustóleo (Kcal/barril)	1592000
Asfaltos (Kcal/barril)	1592000
Lubrificantes (Kcal/barril)	1469600
Grasas (Kcal/barril)	1469600
Parafinas (Kcal/barril)	1469600
Gas residual (Kcal/m ³)	2193
Etano (Kcal/barril)	776654
Gas residual de importación (Kcal/m ³)	9077
Carbón Térmico (MICARE) (Kcal/ton.)	4367100
Carbón metalúrgico nacional (Kcal/ton.)	5879160
Carbón metalúrgico internacional (Kcal/ton.)	7222400
Coque de carbón (Kcal/ton.)	6667000
Bagazo de caña (Kcal/ton.)	1694000
Equivalente primario de energía eléctrica (Kcal/kwh)	2860

Corresponde a volúmenes medidos a 20°C y a la atmósfera, no a -- volúmenes facturados. El poder calorífico de facturación es -- 8460 Kcal/m³.

Por convención se asigna como fijo el equivalente correspondiente a 1981.

ZONIFICACION SISMICA DE LA REPUBLICA MEXICANA



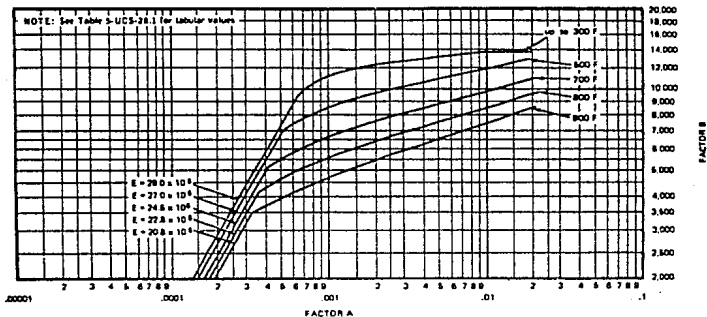


FIG. 5-UCS-28.1 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF CYLINDRICAL AND SPHERICAL VESSELS UNDER EXTERNAL PRESSURE WHEN CONSTRUCTED OF CARBON OR LOW-ALLOY STEELS (SPECIFIED MINIMUM YIELD STRENGTH 24,000 psi TO, BUT NOT INCLUDING, 30,000 psi) [NOTE (1)]

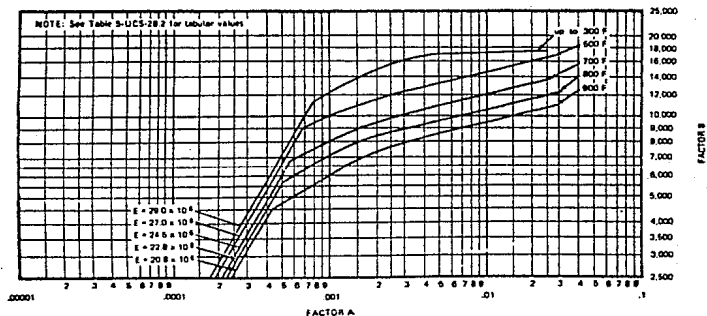


FIG. 5-UCS-28.2 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF CYLINDRICAL AND SPHERICAL VESSELS UNDER EXTERNAL PRESSURE WHEN CONSTRUCTED OF CARBON OR LOW-ALLOY STEELS (SPECIFIED MINIMUM YIELD STRENGTH 30,000 psi AND OVER EXCEPT FOR MATERIALS WITHIN THIS RANGE WHERE OTHER SPECIFIC CHARTS ARE REFERENCED) AND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

PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES DE ACERO AL CARBON Y ACEROS
DE BAJA ALEACION.

Esfuerzo máximo permisible de diseño a la tensión en 1,000 PSI

Especificación del material		Cuando la temperatura de diseño no excede de: °F								
Número	Grado	-20 a 550	700	750	800	850	900	950	1050	
SA-283	C	12.7	---	---	---	---	---	---	---	
SA-285	C	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5			
SA-515	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5	
SA-515	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	
SA-515	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5	
SA-515	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	
SA-516	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5	
SA-516	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	
SA-516	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5	
SA-516	70	17.0	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	
SA-105		17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	
SA-181	I	15.0	14.3	12.9	10.8	8.6	5.5	4.5	2.5	
SA-350	LF1	15.0								
	LF2	17.5								
SA-53	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5			
SA-106	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	
SA-193	E7	25.0	25.0	23.6	21.0	17	12.5	8.5	4.5	
SA-194	2H	----	----	----	----	----	----	----	----	
SA-307	B	----	----	----	----	----	----	----	----	

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

1. REGLAMENTO DE TRABAJOS PETROLEROS Y
DIARIO OFICIAL DE LA FEDERACION
SECRETARIA DEL PATRIMONIO NACIONAL
DEL 21 DE FEBRERO DE 1986.
2. RESULTADOS DE LA ENCUESTA AL SECTOR
INDUSTRIAL SOBRE CONSUMO DE ENERGIA EN 1985
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO Y PEMEX
EDICION 1988
3. PRESSURE VESSEL HANDBOOK
PAUL RUTLED
CUARTA EDICION
4. A. S. M. E.
SECCION VIII DIVISION 1
EDICION 1983
5. NOTA DE PETROLEOS MEXICANOS PARA
RECIPIENTES A PRESSICH
PEMEX
EDICION 1985
6. MANUAL PARA CALCULO Y DISEÑO DE
RECIPIENTES A PRESSICH
ING. JUAN MANUEL LEON ESTRADA
EDITORIAL I. P. M.
EDICION 1982

7. CRITERIOS UTILIZADOS EN EL DISEÑO Y
CALCULO DE RESERVISTAS A PRESION
ING. MIGUEL DE LA MORA MACIAS
EDITORIAL I. F. N.
EDICION 1983

8. MANUAL DEL INSTALADOR DE GAS L. P.
ING. BECERRIL L. DIEGO CHESTIC
EDITORIAL E.S.I.E.E. I. F. N.
EDICION 1987

9. BOLETIN TECNICO DEPARTAMENTO DE NORMAS Y
CONTROL DE CALIDAD No. 39
CAMACINTRA
EDICION 1988