

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA

FACULTAD DE CIENCIAS

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA FÍSICA



INFORME DE SUFICIENCIA PARA OPTAR EL TÍTULO
PROFESIONAL DE INGENIERO FÍSICO

TITULADO

**“ANÁLISIS Y DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN PARA EL
ALMACENAMIENTO DE GLP”**

PRESENTADO POR:
LUIS MANUEL ORTEGA DELGADO

Asesor
Mg. RAFAEL DIEGO PEREZ COLLANTES

LIMA – PERU
2015

INFORME DE SUFICIENCIA

TITULO

“Análisis y Diseño de Recipientes a Presión para el almacenamiento de GLP”

RESUMEN

El presente informe presenta de una manera completa, detallada y comprensible como realizar el análisis y diseño de un recipiente a presión para el almacenaje del Gas Licuado de Petróleo, bajo las normas del código ASME, sección VIII División 1, referente a la fabricación de recipientes a presión. Para la realización de este informe fue necesario abordar conceptos teóricos importantes como definir qué es un recipiente a presión, su clasificación y uso dentro de la industria. Además se menciona la importancia del código ASME en la fabricación de recipientes a presión.

En primer lugar, se trabajó con la memoria de cálculo requerida para el recipiente a presión con el fin de determinar el diseño óptimo del recipiente en base a los requerimientos del fluido a almacenar y la presión a la que debe ser manejado tomando en consideración 2 materiales y eligiéndose el más adecuado.

En segundo lugar, se realizó el análisis de los huecos requeridos en el recipiente, y se verificó si se requería o no de refuerzos adicionales. Además se realizó el cálculo y selección de los componentes adicionales que constituyen el recipiente a presión; como son el manhole (entrada de hombre), orejas de izaje, accesorios (boquillas, válvulas, etc.).

Finalmente, se determinó el tipo de soldadura a usar en el recipiente, el tipo de pintura a utilizar, y se determinaron las pruebas pertinentes para verificar la efectividad del recipiente.

Palabras Claves: recipiente a presión, almacenaje de GLP, código ASME.

ÍNDICE

CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN	5
1.1 ANTECEDENTES	5
1.2 OBJETIVOS	5
1.2.1 Objetivo General	5
1.2.2 Objetivos Específicos	6
1.3 ALCANCES Y RESTRICCIONES	6
CAPITULO 2. FUNDAMENTO TEÓRICO	7
2.1 RECIPIENTES A PRESIÓN	7
2.1.1 Clasificación de recipientes a presión de acuerdo a su uso	7
2.1.2 Clasificación de recipientes de acuerdo a su forma	7
2.2 PROPIEDADES ELÁSTICAS DE LOS SÓLIDOS.....	7
2.2.1 Tipos de esfuerzo	8
2.2.2 Límites de Elasticidad	8
2.3 GAS LICUADO DE PETROLEO	9
2.3.1 Características Generales del GLP	9
2.3.2 Propiedades del GLP	10
2.3.3 Datos de Almacenamiento del GLP	10
2.4 GENERALIDADES DEL CÓDIGO ASME	10
2.4.1 Descripción de la Sección VIII División 1 del Código A.S.M.E.	11
2.4.2 Limitaciones que presenta el código A.S.M.E.	11
2.5 MATERIALES EN RECIPIENTES A PRESIÓN	12
2.5.1 Propiedades y requisitos que deben tener los materiales para satisfacer las condiciones de servicio	12
2.5.2 Evaluación de los materiales sugeridos	13
2.5.3 Selección del material (Acero al carbón SA-612)	14
2.6 CORROSIÓN	14
2.6.1 Clasificación de los procesos de corrosión	14
2.6.2 Métodos protección	16
2.6.3 Margen de Corrosión	17
2.7 PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DE UN RECIPIENTE A PRESIÓN	17
2.8 JUNTAS DE RECIPIENTES CILÍNDRICOS A PRESIÓN INTERNA	19
2.8.1 UW-3 Categoría de las juntas soldadas	19

2.8.2 UW-12 Eficiencia de las juntas soldadas	20
2.8.3 Esfuerzos en las juntas soldadas en recipientes cilíndricos a presión	21
2.9 TAMAÑO ÓPTIMO DEL RECIPIENTE A PRESIÓN	23
2.10 ESPESOR EN CUERPOS CILÍNDRICOS A PRESIÓN INTERNA	23
2.11 ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO EN RECIPIENTES CILINDRICOS CON CABEZALES SEMIESFÉRICOS A PRESIÓN INTERNA	24
2.12 ESPESOR REQUERIDO EN CABEZALES ELÍPTICOS Y TORISFÉRICOS	26
2.12.1 Espesor de cabezal semielíptico	26
2.12.2 Espesor de cabezal tori esférico	26
2.13 HUECOS EN RECIPIENTES A PRESIÓN	27
2.13.1 Huecos con refuerzo inherente	27
2.13.2 Refuerzo requerido para huecos de conexiones en cuerpos y cabezas	27
2.13.3 Límites de refuerzo	31
2.13.4 Resistencia del refuerzo y su soldadura	32
2.14 CONEXIONES DE INSPECCIÓN	33
2.15 OREJAS DE IZAJE	33
2.16 ACCESORIOS DE ALIVIO DE PRESIÓN	35
2.17 REQUISITOS DE SOLDADURA	36
2.17.1 Restricciones por Servicio	36
2.17.2 Diseño de juntas soldadas	37
2.17.3 Tratamiento térmico después de la soldadura	38
2.17.4 Inspección de soldadura	38
2.18 PINTURA EN EL RECIPIENTE A PRESIÓN	40
2.18.1 Preparación de la superficie	40
2.19 REQUISITOS GENERALES DE PRUEBA	41
2.19.1 Prueba hidrostática	41
2.19.2 Prueba neumática	42
2.19.3 Manómetros de Prueba	43
CAPITULO 3. PROCEDIMIENTOS Y CÁLCULOS	44
3.1 TAMAÑO ÓPTIMO DEL RECIPIENTE A PRESIÓN	46
3.2 ESPESORES PARA UN TANQUE CON CABEZALES ESFÉRICOS	48
3.3 ESPESORES PARA OTRO TIPO DE CABEZALES	50
3.4 ESPESORES PARA EL TANQUE CON ACERO ESTRUCTURAL	52

3.5 REFUERZO PARA LAS COPLAS DE 3" x 3000 lbs SOLDADAS EN EL RECIPIENTE	54
3.6 REFUERZO PARA LAS COPLAS DE 2" x 3000 lbs SOLDADAS EN EL RECIPIENTE	55
3.7 REFUERZO PARA LAS COPLAS DE 1 1/4" x 3000 lbs SOLDADAS EN EL RECIPIENTE	56
3.8 REFUERZO PARA LAS COPLAS DE 3/4" x 3000 lbs SOLDADAS EN EL RECIPIENTE	58
3.9 REFUERZO PARA LAS COPLAS DE 1/2" x 3000 lbs SOLDADAS EN EL RECIPIENTE	60
3.10 CÁLCULO DE LA OREJA DE IZAJE	62
CAPITULO 4. RESULTADOS	66
4.1 DETALLES DE FABRICACIÓN	66
4.2 ACCESORIOS	66
4.3 SOLDADURA	67
4.4 ELECCIÓN DE PINTURA	67
4.5 COSTO DE PRODUCCIÓN	68
4.6 PLANOS DE DISEÑO	68
CAPITULO 5. DISCUSIONES	71
CAPITULO 6. CONCLUSIONES	73
REFERENCIAS	74
ANEXOS	
ANEXO 1	75
ANEXO 2	76
ANEXO 3	78
ANEXO 4	79
ANEXO 5	80
ANEXO 6	81
ANEXO 7	82
ANEXO 8	84

CAPITULO 1. INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

- 1815: Explosión de una caldera en Inglaterra causando uno de los más grandes desastres de Londres.
- 1905: Explosión de una caldera en un fábrica de zapatos en Crocktown, Massachusetts, matando a 58 personas, hiriendo a otras 117 y pérdidas materiales de más de un cuarto de millón de dólares
- 1907: El Estado de Massachusetts en E.E.U.U. promulgó el primer Código Legal de Reglas para la Construcción de Calderas de Vapor
- 1908: El Estado de Ohio aprobó un reglamento similar al de Massachusetts.
- 1911: Debido a la variedad de reglamentos entre un estado y otro para la construcción de calderas, los fabricantes y usuarios de calderas y recipientes a presión, apelaron a la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (A.S.M.E.) para corregir esta situación.
- 1913: El comité de la A.S.M.E. presentó un informe preliminar basándose en los reglamentos de Massachusetts y de Ohio, enviando 2000 copias a los profesores de ingeniería mecánica, departamentos de ingeniería de compañías de seguros de calderas, a jefes de inspectores de los departamentos de inspección de calderas de estados y ciudades, fabricantes de calderas, a editores de revistas de Ingeniería y a todos los interesados en la construcción y operación de calderas pidiendo comentarios.
- 1925: el primer Código A.S.M.E., “Reglas para la Construcción de Calderas Estacionarias y para las Presiones Permisibles de Trabajo” es publicado y conocido como la edición 1914.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo General

1. Desarrollar el diseño, cálculo y selección de un recipiente a presión capaz de almacenar Gas Licuado de Petróleo (GLP), de manera eficiente y económica, tomando como base el código ASME SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1 – 2010.

1.2.2 Objetivos Específicos

1. Diseñar y calcular un recipiente a presión que garantice un alto grado de eficiencia y seguridad considerando la presión y la temperatura a la que el GLP es almacenado.
2. Conseguir que el recipiente a fabricar brinde no solo seguridad, sino que además su fabricación sea sencilla, optimizando sus costos de fabricación, priorizando en todo momento su calidad, durabilidad y sobre todo seguridad.
3. Demostrar cuantitativamente las razones del uso de cabezales semiesféricos para el almacenaje de GLP.
4. Se busca establecer un diseño sencillo y práctico para el almacenaje de GLP tomando el acero ASME SA-612 como material base, cumpliendo en todo momento y sin excepciones las normas de seguridad establecidas en el Código ASME SECCIÓN VIII DIVISIÓN 1 – 2010.

1.3 ALCANCES Y RESTRICCIONES

1. El presente informe abarca el análisis y diseño de un recipiente a presión, presentando los diferentes elementos, modelos y diagramas que lo componen.
2. El alcance del presente informe se limita al análisis del almacenaje de GLP. La manipulación de cualquier otro fluido, requiere un seguimiento análogo al presentado en este trabajo.
3. Este informe no pretende profundizar en todas las variantes relacionadas a un recipiente a presión que se encuentran establecidos en el código ASME, como son los diversos tipos de recipientes que existen (horizontales, verticales y esféricos) o las distintas formas de manufactura que se pueden elegir en la fabricación de un recipiente a presión. Además no se pretende presentar toda la información existente, sino lo que se puede considerar que será útil para alcanzar el objetivo general de este informe.
4. El presente informe se basa en la aplicación del código ASME para el diseño del tanque de GLP, pero no pretende validar dicho código, ni demostrar todas las fórmulas suministradas por la Sección VIII Div 1. del Código ASME.

CAPITULO 2. FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1 RECIPIENTES A PRESIÓN ^[2]

Los recipientes a presión son contenedores cerrados para la contención de presión, ya sea interna o externa. La presión puede ser obtenida de una fuente externa, o por la aplicación de calor de una fuente directa o indirecta, o cualquier combinación de las anteriores.

2.1.1 Clasificación de recipientes a presión de acuerdo a su uso ^[3]

Se pueden clasificar en:

- Recipientes de almacenamiento: tienen como finalidad almacenar fluidos a una presión establecida y de acuerdo con su servicio son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques acumuladores, etc.
- Recipientes de proceso: tienen múltiples y muy variadas aplicaciones, entre ellos podemos mencionar los cambiadores de calor, reactores, torres fraccionadoras, torres de destilación, etc.

2.1.2 Clasificación de recipientes de acuerdo a su forma ^[3]

Se pueden clasificar en:

- Recipientes esféricos: se utilizan por lo general como tanques de almacenamiento y son recomendables para almacenar grandes volúmenes a altas presiones.
- Recipientes cilíndricos: Pueden ser horizontales o verticales, y pueden tener chaquetas para incrementar o decrecer la temperatura de los fluidos según el caso.

2.2 PROPIEDADES ELÁSTICAS DE LOS SÓLIDOS ^[1]

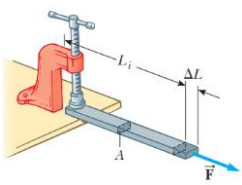
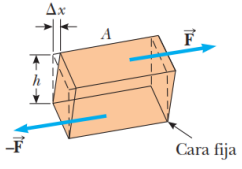
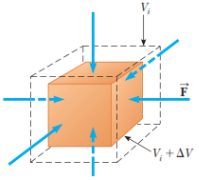
La deformación de los sólidos se explica en términos de los conceptos de esfuerzo y deformación. Esfuerzo es una cantidad proporcional a la fuerza que causa una deformación; es decir, el esfuerzo es la fuerza externa que actúa en un objeto por unidad de área de sección transversal. El resultado de un esfuerzo es una deformación, que es una medida del grado de deformación. Para esfuerzos suficientemente pequeños, el esfuerzo es proporcional a la deformación; la constante de proporcionalidad depende del material que se deforma y de la naturaleza de la deformación. La constante de proporcionalidad es llamada módulo elástico.

$$\text{Módulo elástico} = \frac{\text{esfuerzo}}{\text{deformación}} \quad (\text{ec. 1})$$

2.2.1 Tipos de esfuerzo ^[1]

Se consideran 3 tipos de esfuerzo y se define un módulo elástico para cada uno como se muestra en la Tabla 1.

Tabla 1. Tipos de esfuerzo en un material y sus módulos de elasticidad

ESFUERZO DE TRACCIÓN		
	MÓDULO	FÓRMULA
	Módulo de Young: Mide la resistencia de un sólido a un cambio en su longitud.	$Y = \frac{F/A}{\Delta L/L_i}$ (ec. 2)
ESFUERZO DE CORTE		
	MÓDULO	FÓRMULA
	Módulo de Corte: Mide la resistencia al movimiento de los planos dentro de un sólido paralelos unos con otros.	$S = \frac{F/A}{\Delta x/h}$ (ec. 3)
ESFUERZO VOLUMÉTRICO		
	MÓDULO	FÓRMULA
	Módulo volumétrico: Mide la resistencia de los sólidos o líquidos a cambios en el volumen.	$B = -\frac{\Delta F/A}{\Delta V/V_i}$ (ec. 4)

2.2.2 Límites de Elasticidad ^[1]

El límite elástico de una sustancia se define como el esfuerzo máximo que se puede aplicar a la sustancia antes de que quede permanentemente deformada y no regresa a su longitud inicial. Es posible exceder el límite elástico de una sustancia al aplicar un esfuerzo demasiado grande, como se ve en la Figura 1. Al inicio, la curva de tracción es una línea recta, por lo que la deformación unitaria es proporcional al esfuerzo. Sin embargo, conforme aumenta el esfuerzo, la curva entra en la región plástica. Cuando el esfuerzo supera el límite elástico, el objeto se distorsiona permanentemente y no regresa a su forma original después de retirar el esfuerzo. A medida que el esfuerzo aumenta aún más, el material finalmente se rompe.

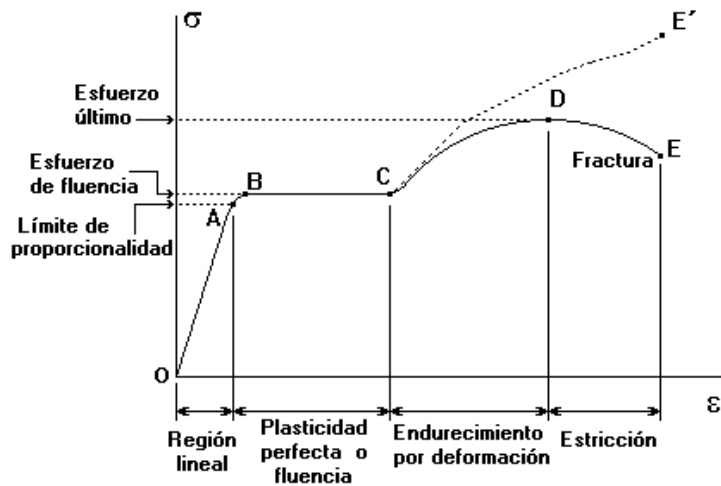


Figura 1. Diagrama de Tracción (esfuerzo vs deformación unitaria) de un material

Los límites de la región elástica y la región plástica son difíciles de detectar, por lo que en el diseño estructural se define un factor de seguridad que relaciona el esfuerzo último y un esfuerzo máximo permisible. Este esfuerzo máximo permisible es utilizado para los cálculos y diseños del material. El código ASME define un factor de seguridad de 400%, por lo que el esfuerzo máximo permisible (S) es en realidad el 25% del esfuerzo último del material.

2.3 GAS LICUADO DE PETROLEO

El GLP es un hidrocarburo, derivado del Petróleo, que se obtiene durante el proceso de refinación de otro derivado denominado gasolina, se produce en estado de vapor pero se convierte en líquido mediante compresión y enfriamiento simultáneos de estos vapores, necesiándose 273 litros de vapor para obtener un litro de gas líquido.

El gas al ser comprimido y enfriado se condensa hasta convertirse en líquido para poder ser transportado y manejado. El gas sale en estado de vapor para poder ser utilizado en calderas y aparatos domésticos.

Los principales gases que forman el G.L.P. son el propano y el butano, que se distinguen entre sí por su composición química, presión, punto de ebullición y en su poder calorífico.

2.3.1 Características Generales del GLP

- Permanece en estado gaseoso a temperatura normal y presión atmosférica.
- Se almacena y transporta en estado líquido manteniéndolo bajo presión en los tanques.
- Es incoloro como el agua en su estado líquido.

- d. Es inodoro, cuando se produce y se licúa, pero se le agrega una sustancia de olor penetrante por motivos de seguridad, llamada etil mercaptano.
- e. Es muy inflamable, cuando se escapa y se vaporiza violentamente con la menor llama o chispa.
- f. Es excesivamente frío, porque al licuarse se le somete a bajas temperaturas de bajo 0 °C, por lo cual, al contacto con la piel produce siempre quemaduras.
- g. En estado líquido: 1 litro de GLP es equivalente a 273 litros en estado gaseoso.
- h. No es venenoso ni corrosivo y se disuelve en muchos otros productos.

2.3.2 Propiedades del GLP

- a. *Punto de ebullición:* 20 a 25 °C bajo cero.
- b. *Peso específico:* En estado de vapor, 1 litro de GLP pesa 2 gramos, 1 litro de aire pesa 1 gramo. En estado líquido: 1 litro de GLP pesa 500 gramos, 1 litro de agua pesa 1000 gramos.

2.3.3 Datos de Almacenamiento del GLP

Los datos de almacenamiento del GLP no son los mismos que los datos de diseño del tanque, ya que por normativa internacional y nacional, se agrega un margen bastante grande entre estos datos por motivos de seguridad.

- a. *Presión de trabajo:* 100 psi
- b. *Temperatura de trabajo:* 71.6 °F (temperatura ambiente)

2.4 GENERALIDADES DEL CÓDIGO ASME ^[2]

El objetivo de las reglas del código ASME es suministrar una real y razonable protección a la vida y la propiedad y proporcionar un margen de deterioro de los equipos en servicio que conduzcan a un periodo de utilización razonablemente largo y seguro. En la formulación de estas reglas y en el establecimiento de las presiones máximas admisibles de diseño se consideran los materiales, los métodos de fabricación y construcción, el tipo de inspección y los accesorios de seguridad.

El código contiene requisitos obligatorios, prohibiciones específicas y guías no obligatorias para algunas actividades de la construcción. El código no da indicaciones sobre todos los aspectos de estas actividades y aquellos aspectos que no están específicamente contemplados no deberían ser considerados prohibidos.

El Código ASME se divide en quince tomos y son:

Sección I	Reglas para la Construcción de Calderas de Potencia
Sección II	Especificaciones de Materiales
	Parte A: Especificaciones de Materiales Ferrosos
	Parte B: Especificaciones de Materiales no Ferrosos
	Parte C: Especificaciones de Materiales de soldadura
	Parte D: Propiedades (Métrica)
Sección III	Plantas de Potencia Nuclear
Sección IV	Calderas para Calefacción
Sección V	Pruebas no Destructivas
Sección VI	Reglas recomendadas para el Cuidado y Operación de Calderas para calefacción
Sección VII	Reglas sugeridas para el Cuidado de Calderas de Potencia
Sección VIII	División 1: Recipientes a Presión
	División 2: Reglas para Diferentes Alternativas para Recipientes a Presión
Sección IX	Requisitos de Soldadura
Sección X	Recipientes a Presión de Plástico Reforzado y Fibra de Vidrio
Sección XI	Reglas para Inspección en Servicio de Plantas de Potencia Nuclear

2.4.1 Descripción de la Sección VIII División 1 del Código A.S.M.E. [3]

La División 1 de la Sección VIII del Código A.S.M.E. contiene requerimientos obligatorios, prohibiciones específicas y guías no obligatorias para los materiales, diseño, fabricación, examinación, inspección, prueba, certificación y alivio de presión de recipientes a presión.

2.4.2 Limitaciones que presenta el código A.S.M.E. [3]

El Código A.S.M.E., Sección VIII División 1, especifica claramente algunas limitaciones, entre las principales, tenemos:

- La presión mínima a que se deberán diseñarse los recipientes será de 15 Psi (100kPa).
- La presión máxima de diseño será de 3000 psi (20 MPa).
- Se establece que para recipientes construidos en acero al carbón, el espesor mínimo será de 3/32'' (2,38 mm.) independientemente de su uso.

- Los recipientes diseñados y construidos bajo este Código, no deberán tener elementos principales móviles, ya sean rotatorios o reciprocantes, razón por la cual se excluyen del alcance del mismo las bombas, compresores, turbinas y cualquier equipo que tenga elementos principales móviles.
- El volumen mínimo que deberán tener los recipientes a presión diseñados y construidos bajo este Código, deberá ser de 120 galones.
- El diámetro interior mínimo será de 6 pulgadas.

2.5 MATERIALES EN RECIPIENTES A PRESIÓN

En la etapa de diseño de recipientes a presión, la selección de los materiales de construcción es de relevante importancia. El Código A.S.M.E. indica la forma de suministro de los materiales más utilizados, la cual va implícita en su especificación. De forma específica la lista de materiales puede ser encontrada en el Código ASME Sección II Parte A.

2.5.1 Propiedades y requisitos que deben tener los materiales para satisfacer las condiciones de servicio ^[3]

a. Propiedades mecánicas

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

b. Propiedades físicas

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

c. Propiedades químicas

La principal propiedad química que debemos considerar, en el material es su resistencia a la corrosión. Es de suma importancia, ya que un material mal seleccionado causará múltiples problemas, las consecuencias que se derivan de ello son:

I. Reposición del equipo corroído.

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

II. *Sobre diseño en las dimensiones.*

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

III. *Mantenimiento preventivo.*

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

IV. *Paros debidos a la corrosión de los equipos.*

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

V. *Contaminación o pérdida del producto.*

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

VI. *Consecuencias de tipo social.*

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

2.5.2 Evaluación de los materiales sugeridos

En esta etapa, se toman en cuenta los aspectos relacionados con la vida útil del recipiente a presión.

a. Duración estimada del material

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

b. Vida estimada del recipiente a presión

La vida estimada de un recipiente a presión debe ser como mínimo de unos 30 años.

c. Confiabilidad del material

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

d. Costo del material y de fabricación

Por lo general, a un alto costo de material le corresponde un alto costo de fabricación. Un material de propiedades mecánicas y resistencia a la corrosión menores, requiere de mantenimientos e inspecciones frecuentes, lo cual implica tiempo fuera de servicio y mayores gastos por este concepto.

2.5.3 Selección del material (Acero al carbón SA-612)

La decisión final sobre el material a utilizar será de acuerdo a los requisitos técnicos y económicos que el recipiente requiere, ya que cumpliendo de forma eficiente con tales requerimientos estaríamos asegurando el correcto funcionamiento del equipo con el menor gasto posible en operación y mantenimiento, esto se debe hacer sin sacrificar los aspectos técnicos que es lo más importante.

Para este proyecto el material propuesto es el Acero al carbón SA-612, esta selección fue tomada con respecto a las exigencias del fluido a almacenar y las propiedades que lo componen, estaremos por tanto, cumpliendo con requerimientos técnicos indispensables para el almacenaje de gas licuado de petróleo.

2.6 CORROSIÓN ^[9]

Es la transformación indeseable de un material como consecuencia del medio que lo rodea.

Se llaman agentes agresivos a aquellos que producen la corrosión, estos pueden ser: la atmósfera, el agua de mar, el aire húmedo, los vapores ácidos, etc.

El fenómeno de corrosión se extiende a todos los materiales, pero solamente se tendrá en cuenta para este informe la corrosión metálica.

2.6.1 Clasificación de los procesos de corrosión ^[9]

La corrosión se puede clasificar según su morfología o según el medio en que se desarrolla.

Clasificación según la forma

Cuando se requiere evaluar los daños producidos por la corrosión resulta muy conveniente la clasificación según la forma.

- a) *Corrosión uniforme*: El ataque se extiende en forma homogénea sobre toda la superficie metálica y la penetración media es igual en todos los puntos. Esta es la forma más benigna de corrosión pues permite calcular fácilmente la vida útil de los materiales corroídos.
- b) *Corrosión en placas*: Incluye los casos intermedios entre corrosión uniforme y corrosión localizada. El ataque se extiende más en algunas zonas, pero se presenta aún como un ataque general.
- c) *Corrosión en picado*: Durante el picado, el ataque se localiza en puntos aislados de superficies metálicas pasivas, propagándose hacia el interior del metal en forma de canales cilíndricos. Este tipo de ataque, así como el intergranular y el fisurante, son las formas más peligrosas bajo las cuales se puede presentar la corrosión.
- d) *Corrosión intergranular*: Se presenta como una franja estrecha de ataque que se propaga a lo largo de los límites de grano.
- e) *Corrosión fisurante*: Se conoce como corrosión bajo tensiones. Se presenta cuando un metal está sometido simultáneamente a la acción de un medio corrosivo y de tensiones mecánicas de tracción. Se forman fisuras que pueden ser intergranulares o transgranulares y que se propagan hacia el interior del metal, se puede llegar hasta la fractura del metal. La velocidad de propagación oscila en general entre 1 y 10 mm/hora.

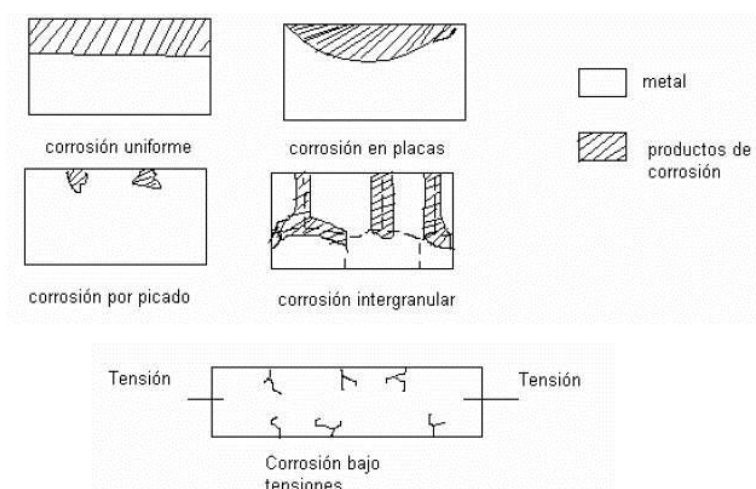


Figura 2. Tipos de corrosión según la forma

Clasificación según el medio

- a) *Corrosión química*: Cuando el metal reacciona con un medio no-iónico (por ejemplo oxidación en aire a altas temperaturas). El metal reacciona con el oxígeno, formando óxidos.
- b) *Corrosión electroquímica*: A temperatura ambiente la forma de corrosión más frecuente y más seria es de índole electroquímica, este tipo de corrosión implica un transporte de electricidad a través de un electrolito. En los procesos de corrosión electroquímica circulan, sobre el material expuesto a corrosión, corrientes eléctricas.

2.6.2 Métodos protección ^[9]

Se pueden proteger de la corrosión electroquímica por dos tipos de métodos:

Protección electroquímica

- a) *Catódica*: con ánodo de sacrificio, con fuente de corriente, cubiertas de metal (galvanizado, etc.)
- b) *Anódica*: Por formación de películas protectoras

Protección no electroquímica:

- a) Recubrimiento con pintura.
- b) Eliminación de humedad con desecantes, silicatel, etc.

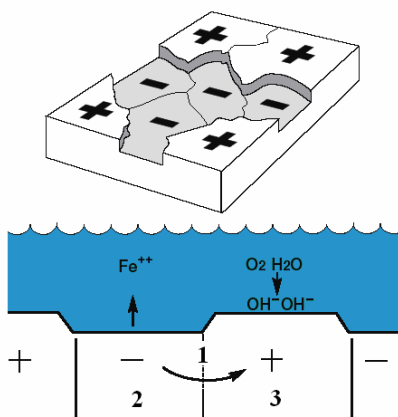


Figura 3. Representación esquemática del mecanismo de corrosión (1: transferencia de electrones, 2: ánodo, 3: cátodo) ^[8]

Para que se corroa el acero y el hierro, es necesaria la presencia de agua y oxígeno. En ausencia de cualquiera, la corrosión no podrá ocurrir.

2.6.3 Margen de Corrosión

Las normas no prescriben la magnitud del margen de corrosión excepto para recipientes con espesor mínimo requerido menor a 0.25 pulgadas que han de utilizarse para servicio de vapor de agua o aire comprimido, para los cuales indica un margen de corrosión no menor de la sexta parte del espesor de la placa calculado.

Para recipientes en los que es predecible el desgaste por corrosión, la vida de operación estará en función del margen elegido por el diseñador. Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año (1/16 de pulgada por 12 años) generalmente es satisfactorio para recipientes a presión.

La vida deseada en un recipiente a presión es cuestión económica. Los recipientes principales se diseñan para una vida larga (15 a 20 años), mientras que recipientes secundarios se estiman para periodos más cortos (8 a 10 años).

Para el diseño de nuestro recipiente, queremos una vida útil aproximada de 30 años, por lo que el margen de corrosión será de 5/32 de pulgada (3,97 mm).

2.7 PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DE UN RECIPIENTE A PRESIÓN ^[4]

Los espesores mínimos requeridos están determinados por los siguientes parámetros:

- Presión de operación
- Presión de diseño
- Presión de trabajo máxima permisible
- Esfuerzo de diseño a la tensión

Existen además determinados parámetros y consideraciones relacionados con las juntas de los tanques que no serán definidos en este inciso por requerir de una explicación más detallada.

a) Presión de operación (Po)

La presión que se requiere en el proceso del que forma parte el recipiente, a la cual trabaja normalmente éste.

b) Presión de diseño (P)

La presión que se emplea para diseñar el recipiente. Es recomendable diseñar un recipiente y sus componentes para una presión mayor que la de operación.

$$\text{Si } P_o > 300 \text{ psi} \rightarrow P = 1.1P_o \quad (\text{ec. 5})$$

$$\text{Si } P_o < 300 \text{ psi} \rightarrow P = P_o + 30 \text{ psi} \quad (\text{ec. 6})$$

Donde P es la presión de diseño, y Po es la presión de operación.

c) Presión de trabajo máxima permisible (Pm)

La presión interna a la que está sujeto el elemento más débil del recipiente correspondiente al esfuerzo máximo admisible, cuando se supone que el recipiente está:

- ✓ en estado de desgaste por corrosión;
- ✓ bajo los efectos de la temperatura de diseño
- ✓ en la posición normal de operación
- ✓ bajo los efectos de otras cargas (carga de viento, presión externa, presión hidrostática, etc.) que son aditivas a la presión interna.

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

Se emplea muy a menudo la expresión máxima presión permitida “nuevo” y “frío”. Esta es la presión a la cual está sujeto el elemento más débil del recipiente al punto máximo admisible cuando el recipiente:

- ✓ no está corroído (es nuevo),
- ✓ la temperatura no afecta su resistencia (temperatura ambiente) (frío)

d) Esfuerzo de diseño a la tensión (S)

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

2.8 JUNTAS DE RECIPIENTES CILÍNDRICOS A PRESIÓN INTERNA [2]

En los cuerpos cilíndricos sometidos a presión interna, se desarrollan los siguientes esfuerzos:

- Esfuerzos longitudinales (juntas circunferenciales).
- Esfuerzos circunferenciales (juntas longitudinales).

Los esfuerzos de tensión máximos admisibles del material SA-612 se encuentran en la tabla del Anexo 2 y dependen de la temperatura.

Como se mencionó en el inciso anterior los espesores mínimos requeridos (o los esfuerzos máximos admisibles de trabajo, MAWP) en el diseño del cuerpo cilíndrico de recipientes sometidos a presión interna están determinados también por el tipo de junta, por la localización de la misma en el tanque y por el alcance de los ensayos no-destructivos (radiografía) que se efectúan en las juntas. Estos factores se determinan de acuerdo con lo siguiente:

- Categoría de las juntas, por UW-3
- Eficiencia de la junta, por UW-12

2.8.1 UW-3 Categoría de las juntas soldadas

El termino categoría se usa en el código ASME para definir la localización de una junta en un tanque, pero no el tipo de junta. Existen 4 diferentes categorías de juntas.

- Categoría A:** Juntas soldadas longitudinales y en espiral en el cuerpo principal, en cámaras comunicantes, en transiciones en diámetro (cónicas) o en conexiones; cualquier soldadura en una esfera, en un cabezal conformado o plano o en las láminas o planchas laterales de un recipiente de lados plano; las juntas soldadas circunferenciales que conectan un cabezal semiesférico al cuerpo principal, a transiciones en diámetro, a conexiones o a cámaras comunicantes.
- Categoría B:** Juntas soldadas circunferenciales en el cuerpo principal, en cámaras comunicantes, en transiciones de diámetro (cónicas) o en conexiones incluyendo juntas entre la transición y el cilindro en el extremo corto o largo; juntas soldadas circunferenciales que conectan cabezales conformados que no sean hemisféricos al cuerpo, a transiciones de diámetros, a conexiones o a cámaras comunicantes.

- c) **Categoría C:** Juntas soldadas que conectan bridas, traslapes tipo Van Stone (similar a una brida traslapada), placas tubulares o cabezales planos a cuerpos , a cabezales conformados, a transiciones (cónicas), a conexiones, a cámaras comunicantes , cualquier junta soldada que conecta una lámina o plancha lateral a otra lámina lateral en un recipientes de lados planos. Las juntas circunferenciales soldadas son juntas a tope si la mitad del ángulo del cono α es igual o menor de 30° y juntas en ángulo cuando α es mayor de 30° .
- d) **Categoría D:** Juntas soldadas conectando cámaras comunicantes, o conexiones al cuerpo principal, a esferas, a transiciones de diámetro, a cabezales o a recipientes de presión de lados planos y aquellas juntas que conectan conexiones a cámaras comunicantes.

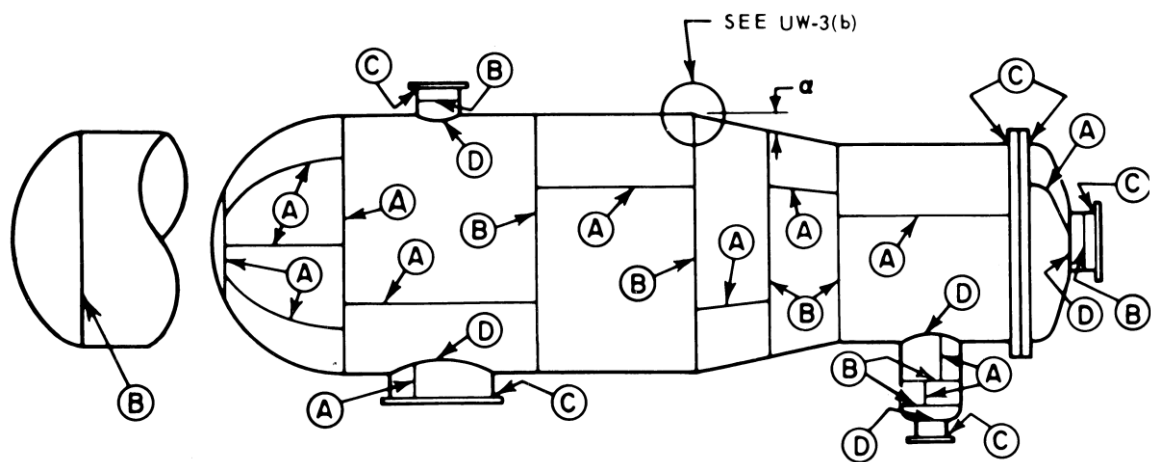


Figura 4. Ubicaciones de las juntas soldadas típicas de las categorías A, B, C y D

2.8.2 UW-12 Eficiencia de las juntas soldadas

Se puede definir la eficiencia de las juntas o soldaduras, como el grado de confiabilidad que se puede tener de ellas. La eficiencia de las juntas de un recipiente a presión depende de la localización de la misma en el recipiente y del alcance de los ensayos no destructivos que se efectúen en las juntas (radiografía).

En la tabla UW-12 del código ASME se dan las eficiencias para las distintas condiciones, categorías y tipos de juntas y de ensayos no destructivos, para ser usadas en juntas hechas por procesos de soldadura de arco o gas. En el Anexo 1 se presenta una tabla simplificada de la tabla UW-12 del código ASME.

2.8.3 Esfuerzos en las juntas soldadas en recipientes cilíndricos a presión

Los recipientes a presión están sujetos a diversas cargas, que causan esfuerzos de diferentes intensidades en los componentes del recipiente.

El tipo e intensidad de los esfuerzos es una función de la naturaleza de las cargas, de la geometría del recipiente y de su construcción.

La presión uniforme, interna o externa, induce en la costura longitudinal un esfuerzo unitario igual al doble del que obra en la costura circunferencial, por la geometría misma del cilindro.

En la Figura 5 se muestra los esfuerzos longitudinales y circunferenciales sobre el material del recipiente.

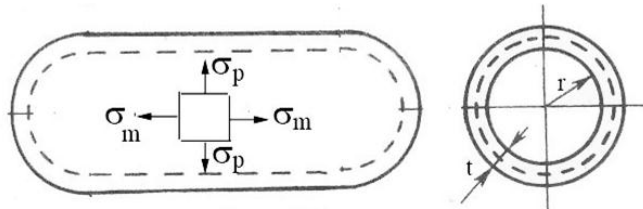


Figura 5. Esfuerzos longitudinales (σ_m) y circunferenciales (σ_p) en un recipiente cilíndrico con cabezales esféricos.

Para determinar los esfuerzos longitudinales hacemos un corte perpendicular al cilindro como se observa en la Figura 6.

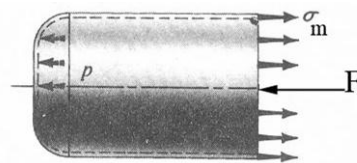


Figura 6. Corte perpendicular del cilindro.

La porción mostrada del cilindro está en equilibrio por la fuerza F que ejerce la presión sobre el casquete esférico cuyo valor es igual a la presión P por el área proyectada sobre un plano perpendicular al eje del cilindro y la fuerza generada por los esfuerzos σ_m cuyo valor es multiplicado por el área de la sección transversal.

$$-P\pi r^2 + \sigma_m(\pi D)t = 0 \quad (\text{ec. 7})$$

$$\sigma_m = \frac{PD}{4t} \quad (\text{ec. 8})$$

Para determinar los esfuerzos circunferenciales hacemos un corte a lo largo del eje transversal del cilindro obteniendo la Figura 7.

La fuerza H producida por la presión sobre la porción del medio cilindro es igual al área proyectada de la superficie horizontal la cual debe estar en equilibrio con la fuerza que generan los esfuerzos paralelos por el área en donde actúan.

$$-2\sigma_p(Lt) + P(DL) = 0 \quad (\text{ec. 9})$$

$$\sigma_p = \frac{PD}{2t} \quad (\text{ec. 10})$$

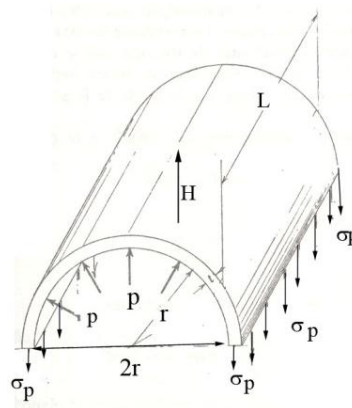


Figura 7. Corte a lo largo del eje del cilindro.

En resumen el esfuerzo a la compresión debido a la presión externa y el esfuerzo a la presión interna se determinan mediante las siguientes fórmulas:

Tabla 2. Fórmulas para el esfuerzo en las juntas longitudinales y circunferenciales

	FORMULAS	
	JUNTA CIRCUNFERENCIAL	JUNTA LONGITUDINAL
	$S_1 = \frac{PD}{4t} \quad (\text{ec. 8})$	$S_2 = \frac{PD}{2t} \quad (\text{ec. 10})$
<p>NOTACIÓN</p> <p>D = Diámetro medio del recipiente (mm) P = Presión interna o externa (psi) S₁ = Esfuerzo longitudinal (psi) S₂ = Esfuerzo circunferencial (psi) t = Espesor del casco en estado corroído (mm)</p>		

2.9 TAMAÑO ÓPTIMO DEL RECIPIENTE A PRESIÓN ^[4]

Para construir un recipiente a presión de cierta capacidad con el mínimo de material, debe determinarse la relación correcta de la longitud al diámetro.

La relación óptima de la longitud al diámetro puede hallarse mediante el parámetro F.

$$F = \frac{P}{CSE} \quad (\text{ec. 11})$$

Donde P = Presión de diseño (psi)

C = Margen por corrosión (in)

S = Valor de esfuerzo del material (psi)

E = Eficiencia de la junta

Una vez determinado el valor de F se verifica cuál será el diámetro idóneo mediante la gráfica del Anexo 3. Para el diseño óptimo del recipiente, en función del volumen del recipiente y el valor de F se determina el diámetro óptimo del recipiente.

2.10 ESPESOR EN CUERPOS CILÍNDRICOS A PRESIÓN INTERNA ^[2]

Para calcular el espesor requerido del cuerpo cilíndrico se usa el código ASME Sección VIII div 1 inciso UG-27(e). Las fórmulas para casco cilíndrico se dan para la costura longitudinal, que es la que rige generalmente debido a que experimenta un mayor esfuerzo, tal como se puede apreciar en las fórmulas de la Tabla 2.

Se pueden presentar situaciones en las que el espesor mínimo requerido del cuerpo puede estar determinado por otras condiciones, como:

- Reacciones generadas en los soportes o en los accesorios externos, lo que puede ocasionar un incremento en el espesor del cuerpo o las cabezas.
- Las carga muertas del tanque (el peso propio mas el peso contenido)
- Por los esfuerzos longitudinales generados por vientos o sismos.
- La prueba hidrostática puede llegar a controlar el espesor de diseño.

El espesor del cuerpo no debe ser inferior al mínimo requerido en cualquier punto.

El esfuerzo de la costura circunferencial rige solamente cuando la eficiencia de la junta circunferencial es menor que la mitad de la eficiencia de la junta longitudinal, o cuando además de la presión interna, hay cargas adicionales (carga de viento, reacción de

las silletas) que producen flexión o tensión longitudinal. La razón de esto es que el esfuerzo que se origina en la costura circunferencial es igual a la mitad del que se origina en la costura longitudinal.

Para las juntas longitudinales (esfuerzos circunferenciales), el espesor mínimo requerido por UG-27.(c).(1) del Código ASME Sección VIII Div. 1 es:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (\text{ec. 12})$$

Esta fórmula aplica cuando $t \leq \frac{1}{2}R$ o $P \leq 0.385SE$

Donde E : eficiencia de la junta.

R : radio interior (mm)

La cabeza estática del fluido (Hg) contenido en operación o prueba, debe ser incluida en el diseño de todos los elementos.

Para las juntas circunferenciales (esfuerzos longitudinales), el espesor mínimo requerido por UG-27.(c).(2) del Código ASME Sección VIII Div. 1 es:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad (\text{ec. 13})$$

Esta fórmula aplica cuando $t \leq \frac{1}{2}R$ o $P \leq 1.25SE$.

Las fórmulas mencionadas son para cuerpos delgados, lo que significa relaciones R/t grandes y no valores absolutos de los espesores (pequeños). Para relaciones R/t muy grandes, el efecto del segundo término en el denominador, que recoge el efecto de la variación de los esfuerzos a través del espesor se vuelve prácticamente insignificante.

El esfuerzo longitudinal controlará el diseño solamente si hay eficiencias de las juntas diferentes o debido a esfuerzos axiales generadas por cargas distintas a la presión. El espesor del cuerpo no debe ser inferior al mínimo requerido en cualquier punto.

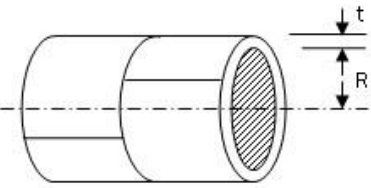
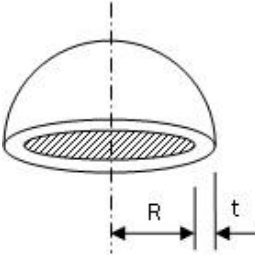
2.11 ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO EN RECIPIENTES CILINDRICOS CON CABEZALES SEMIESFÉRICOS A PRESIÓN INTERNA ^[4]

Para calcular el espesor requerido del cabezal hemisférico se usa el Código ASME Sección VIII Div. 1 inciso UG-27(d).

Las fórmulas para casco cilíndrico se dan para la costura longitudinal, ya que es la que rige generalmente.

Existen otros tipo de cabezales (elipsoidales, tori esféricos, etc.) que son utilizados pero que no son tan eficientes como el cabezal hemisférico, debido a que requieren un espesor mayor de diseño.

Tabla 3. Fórmulas para el cálculo de espesores requeridos para el casco cilíndrico y cabezas Semiesféricas

PRESIÓN INTERNA FORMULAS EXPRESADAS EN FUNCIÓN DE LAS DIMENSIONES INTERIORES		
<p>P = Presión de diseño o presión máxima permitida de trabajo (psi) S = Valor del esfuerzo del material (psi) E = Eficiencia de la junta R = Radio interior (mm) D = Diámetro interior (mm) t = Espesor de pared (mm) c.a. = Margen por corrosión (mm)</p>		
	CASCO CILÍNDRICO (costura longitudinal)	
	$t = \frac{PR}{SE-0.6P} \quad (\text{ec. 12})$	$P = \frac{SEt}{R+0.6t} \quad (\text{ec. 14})$
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Generalmente rige el esfuerzo en la costura longitudinal por ser mayor al esfuerzo en la costura circunferencial. 2. Estas fórmulas rigen solo para espesores menores a la mitad del radio interior o P menor al 0.385 SE. 	
	ESFERA Y CABEZA SEMIESFÉRICA	
	$t = \frac{PR}{2SE-0.2P} \quad (\text{ec. 15})$	$P = \frac{2SEt}{R+0.2t} \quad (\text{ec. 16})$
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Para cabezas sin brida recta, se usa la eficiencia de la junta de la cabeza al casco cilíndrico si es menor que la eficiencia de las costuras de la cabeza. 2. Estas fórmulas rigen solo para espesores menores a 0.356 R, o P menor a 0.665 SE. 	

2.12 ESPESOR REQUERIDO EN CABEZALES ELÍPTICOS Y TORISFÉRICOS [2]

2.12.1 Espesor de cabezal semielíptico

El diseño de cabezales semielípticos está normado por el código ASME sección VIII división 1 inciso UG-32 (d).

La fórmula de cálculo, en términos del diámetro interior D , es:

$$t = \frac{PDK}{2SE - 0.2P} \quad (\text{ec. 17})$$

El valor de K es obtenido mediante la fórmula:

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right] \quad (\text{ec. 18})$$

Donde $D/2h$ es la relación del diámetro mayor al diámetro menor de la elipse.

Uno de las cabezas semielípticas más comunes es la que tiene una relación de 2:1, por lo que el valor de K es igual a 1.

2.12.2 Espesor de cabezal tori esférico

El diseño de cabezales tori esférico está normado por el código ASME sección VIII división 1 inciso UG-32 (e).

La fórmula para el espesor del cabezal tori esférico en términos de las medidas interiores es:

$$t = \frac{MPL}{2SE - 0.2P} \quad (\text{ec. 19})$$

El valor de M es igual a:

$$M = \frac{1}{4} \left[3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right] \quad (\text{ec. 20})$$

Donde L/r es la relación del radio esférico al radio de pestaña de la cabeza.

2.13 HUECOS EN RECIPIENTES A PRESIÓN [2]

Los huecos en los cuerpos y cabezas de recipientes a presión deben ser preferiblemente circulares, elipsoidales u oblongos.

Los huecos apropiadamente reforzados no están limitados en su tamaño, pero el código ASME Sección VIII División 1 incisos del UG-36 al UG-43 indican que los huecos deben cumplir con ciertas características:

- Para recipientes de presión de 60'' de diámetro interno y menores el diámetro del hueco no debe exceder de 20'' o la mitad del diámetro del cuerpo.
- Para recipientes de presión mayores de 60'' de diámetro interno, el diámetro del hueco no debe exceder de 40'' o la tercera parte del diámetro del cuerpo.

2.13.1 Huecos con refuerzo inherente

Los refuerzos en recipientes a presión no sujetos a fluctuaciones rápidas de presión no requieren refuerzo adicional si cumplen con:

- a) Conexiones soldadas, "brazed" o embutidas si el diámetro del hueco "d" no es mayor que:
 - 3 1/2'' de diámetro, en cuerpos o cabezas con espesor mínimo requerido de 3/8'' o menor.
 - 2 3/8'' de diámetro, en cuerpos o cabezas con espesor mínimo requerido de 3/8''
- b) Conexiones roscadas, atornilladas o expandidas si el diámetro del hueco "d" no es mayor que 2 3/8'' de diámetro.
- c) Los huecos en a) y b) anteriores no deben tener sus centros a una distancia menor que la suma de sus diámetros.

2.13.2 Refuerzo requerido para huecos de conexiones en cuerpos y cabezas

Los diferentes tipos de huecos o aberturas (para conexiones, para inspección, etc.) en el cuerpo o las tapas de un tanque introducen distorsiones en la distribución de los esfuerzos a través del espesor del elemento, que de otro modo sería homogénea. Estos huecos tienden a debilitar el cuerpo o la tapa.

El refuerzo o compensación de estos huecos consiste en suministrar un área extra para la transmisión de los esfuerzos en la pared del elemento para reponer el material que ha sido removido.

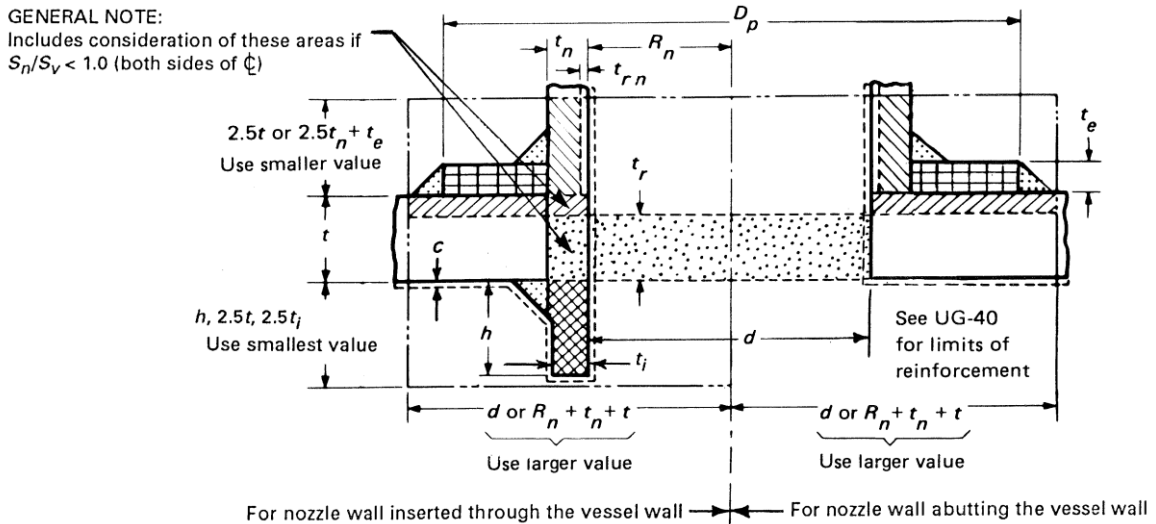





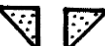


Figura 8. Corte transversal de un hueco en un recipiente a presión con refuerzo.

De la Figura 8 tenemos los siguientes parámetros:

- D_p : diámetro del elemento adicional de refuerzo.
- t_n : espesor nominal de la conexión en estado corroído.
- R_n : radio interior de la boquilla en condición corroída.
- t_{rn} : espesor mínimo requerido de la conexión.
- t_r : espesor mínimo requerido para el cuerpo o cabeza en estado corroído.
- d : diámetro de la abertura acabada en condición corroída.
- t_j : espesor nominal mínimo de la proyección interna de la conexión.
- t : espesor nominal del cuerpo en condición corroída.
- c : margen de corrosión.
- h : proyección interna de la conexión, dentro de los límites de refuerzo.
- t_e : espesor nominal del elemento de refuerzo adicional en condición corroída.
- S_n : esfuerzo máximo admisible del material de la conexión.
- S_v : esfuerzo máximo admisible del material del cuerpo.

Tabla 4. Fórmulas para el cálculo de las áreas disponibles de refuerzo **sin** elemento de refuerzo.

SIN ELEMENTO DE REFUERZO	
	$A = dt_r F + 2t_n F(1 - f_{r1})$ (ec. 21)
	$A_1 = d(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$ (ec. 22)
	$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$ (ec. 23)
	$A_2 = 5(t_n - t_{rn})f_{r2}t$ (ec. 24)
	$A_2 = 5(t_n - t_{rn})f_{r2}t_n$ (ec. 25)
	$A_3 = 5tt_j f_{r2}$ (ec. 26)
	$A_3 = 5t_j t_j f_{r2}$ (ec. 27)
	$A_3 = 2ht_j f_{r2}$ (ec. 28)
	$A_{41} = (w_{41})^2 f_{r2}$ (ec. 29)
	$A_{43} = (w_{43})^2 f_{r2}$ (ec. 30)









Donde:

- **A** : Área requerida de refuerzo para presión interna
- **A₁** : Área disponible de refuerzo del sobre espesor de diseño del cuerpo, se tomará el mayor valor de las 2 fórmulas.
- **A₂** : Área disponible de refuerzo del sobre espesor de diseño en la conexión en la proyección exterior. Se tomará el menor valor de las 2 fórmulas.
- **A₃** : Área disponible de refuerzo del sobre espesor de diseño en la conexión en la proyección interna. Se tomará el menor valor de las 3 fórmulas.
- **A₄₁** : Área disponible de refuerzo de la soldadura de filete en la parte exterior de la conexión.
- **A₄₃** : Área disponible de refuerzo de la soldadura de filete en la parte interior de la conexión.
- **F** : Factor de corrección para la variación de presión en diferentes planos. El valor de F depende de la localización del punto en consideración con respecto al plano del eje longitudinal del cuerpo, tal como se muestra en el anexo 4.

- f_{r1}, f_{r2} : 1 o la relación entre el esfuerzo máximo admisible del material de la conexión al esfuerzo máximo admisible del cuerpo (S_n/S_v), si es menor que 1.
- E_1 : eficiencia de la junta longitudinal.
- w_{41} : lado del filete de soldadura por el lado exterior.
- w_{43} : lado del filete de soldadura por el lado interior.

Si la suma de las áreas disponibles anteriores es mayor o igual que el área requerida de refuerzo ($A \leq A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43}$), el hueco está adecuadamente reforzado. De lo contrario necesita refuerzo adicional, lo cual se consigue soldando alrededor de la conexión un elemento o refuerzo normalmente de sección circular que se puede colocar por el lado interior o exterior del cuerpo o cabeza. En este caso se debe repetir el cálculo anterior adicionando las áreas del elemento de refuerzo y de la soldadura de este refuerzo al cuerpo o cabeza, de acuerdo a la Tabla 5.

Tabla 5. Fórmulas para el cálculo de las áreas disponibles de refuerzo **con** elemento de refuerzo.

CON ELEMENTO DE REFUERZO	
	$A = dt_r F + 2t_n F(1 - f_{r1})$ (ec. 21)
	$A_1 = d(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$ (ec. 22)
	$A_1 = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - f_{r1})$ (ec. 23)
	$A_2 = 5(t_n - t_{rn})f_{r2}t$ (ec. 24)
	$A_2 = 2(t_n - t_{rn})(2.5t_n + t_e)f_{r2}$ (ec. 31)
	$A_3 = 5tt_j f_{r2}$ (ec. 26)
	$A_3 = 5t_j t_j f_{r2}$ (ec. 27)
	$A_3 = 2ht_j f_{r2}$ (ec. 28)
	$A_{41} = (w_{41})^2 f_{r3}$ (ec. 29)
	$A_{42} = (w_{42})^2 f_{r4}$ (ec. 32)
	$A_{43} = (w_{43})^2 f_{r2}$ (ec. 30)
	$A_5 = (D_p - d - 2t_n)t_e f_{r4}$ (ec. 33)

Donde:

- **A₄₂** : Área disponible de refuerzo de la soldadura de filete entre el elemento de refuerzo y el cuerpo o cabeza.
- **A₅** : Área disponible de refuerzo del espesor del elemento adicional (ruana de refuerzo) que se agregue a la conexión por el lado interior o exterior.
- **fr₃** : 1 o la relación entre el menor esfuerzo máximo admisible del material del refuerzo o de la conexión al esfuerzo máximo admisible del material del cuerpo ($\min(S_p, S_n)/S_v$), si es menor que 1.
- **fr₄** : 1 o la relación entre el esfuerzo máximo admisible del material del refuerzo de la conexión al esfuerzo máximo admisible del cuerpo (S_p/S_v), si es menor que 1.
- **A₃** : Área disponible de refuerzo del sobre espesor de diseño en la conexión en la proyección interna. Se tomará el menor valor de las 3 fórmulas.
- **w₄₂** : lado del filete de soldadura en el elemento de refuerzo, por el lado interior o exterior.

Se debe escoger un elemento de refuerzo con espesor t_e que haga que el área disponible (la suma de las áreas anteriores) sea mayor o igual que el área requerida de refuerzo ($A \leq A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + A_5$), de manera que el hueco quede adecuadamente reforzado.

Todas las láminas de refuerzo que se pone soldadas por el lado exterior del cuerpo o cabezas deben tener al menos un agujero roscado no mayor de 1/4" NPS el cual se usa para hacer una prueba neumática con aire comprimido y un líquido que produzca burbujas, para verificar la hermeticidad de las soldaduras de la conexión en el cuerpo. Estos agujeros roscados deben permanecer abiertos o estar sellado con un material que no permita la formación de presión entre lámina de refuerzo y el tanque.

2.13.3 Límites de refuerzo

Los límites de refuerzo entre los cuales se pueden tomar las áreas disponibles de refuerzo son los siguientes:

- a) Medidos paralelo al espesor del cuerpo o tapa a cada lado del eje del hueco, debe ser:

$$X = \max (d, R_n + t_n + t) \quad (\text{ec. 34})$$

- b) Medidos perpendicularmente al espesor del cuerpo o tapa a cada lado de la superficie del cuerpo o cabeza, debe ser :

$$Y_{out} = \max (2.5t, 2.5t_n + t_e) \quad (\text{ec. 35})$$

$$Y_{in} = \max (h, 2.5t, 2.5t_j) \quad (\text{ec. 36})$$

2.13.4 Resistencia del refuerzo y sus soldaduras

El material usado para refuerzo de las conexiones debe tener un valor de esfuerzo máximo admisible igual o mayor que el del material del recipiente, excepto cuando no haya disponibilidad y en este caso se debe incrementar el área de refuerzo en proporción inversa a la relación de los esfuerzos de los dos materiales, para compensar los valores bajos en el refuerzo.

No se puede tomar crédito por la resistencia adicional del refuerzo que tenga un esfuerzo admisible mayor que el de la pared del cuerpo o cabeza de tanque. El metal de soldadura depositado afuera de la pared del tanque o el elemento de refuerzo de la conexión usado se podrán tomar con un esfuerzo máximo admisible equivalente al más débil de los materiales unidos por la soldadura.

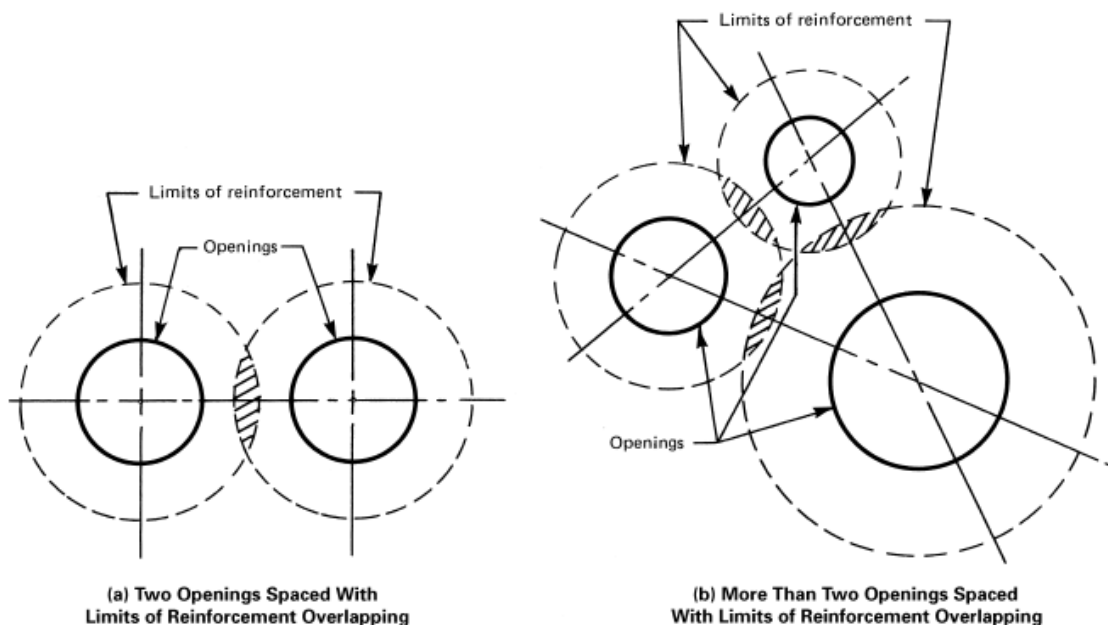


Figura 9. Ejemplos de huecos múltiples.

2.14 CONEXIONES DE INSPECCIÓN ^[2]

Todos los recipientes de presión usados en servicio con aire comprimido o aquellos que están sujetos a condiciones de corrosión interna o que tienen partes sujetas a erosión o abrasión mecánica deben tener una conexión o hueco de inspección adecuada (man-hole, hand-hole, etc.) para limpieza y examinación de la parte interna.

Cuando sean requeridos, las conexiones o huecos de inspección deben tener las siguientes medidas mínimas:

1. Huecos de inspección de hombre (man-holes) elípticos u oblongos (obround) no deben ser más pequeños que 12'' x 16'' (305mm x 406mm).
2. Huecos de inspección de hombre (man-holes) circulares no deben ser más pequeños que 16'' (406mm) de diámetro interior.
3. Huecos de inspección de mano (hand-holes) no deben ser más pequeños que 2''x3'' (51mm x 76mm) pero deben ser tan grandes como sean consistentes con su localización y el tamaño del tanque.

Las conexiones y huecos de inspección deben cumplir con los requisitos de espesor mínimos requeridos y refuerzo establecidos por el código para conexiones en UG-27 y UG-37 a UG-40.

2.15 OREJAS DE IZAJE ^[3]

Con el fin de transportar, localizar, dar mantenimiento, etc. A los recipientes de presión, es necesario equiparlos por lo menos con dos orejas de izaje, el espesor de éstas se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$t_o = \frac{W}{SD} \quad (\text{ec. 37})$$

Donde:

- t_o : espesor mínimo requerido en la oreja de izaje.
- W : peso del equipo vacío.
- S : esfuerzo a la tensión del material de la oreja.
- D : distancia mostrada en la figura 4.

Es conveniente verificar que el espesor del recipiente será suficiente para soportar las fuerzas aplicadas en la oreja de izaje, el espesor mínimo requerido en el cuerpo o en la placa de respaldo de la oreja de está dado por la ecuación:

$$t_c = \frac{W}{2 * S(C + t_o)} \quad (\text{ec. 38})$$

Donde:

- t_c : espesor mínimo requerido en la placa de respaldo o en el cuerpo.
- W : peso del equipo vacío
- S : esfuerzo a la tensión del material del cuerpo o placa de respaldo.
- C : longitud mostrada en la figura 4.
- t_o : espesor de la oreja de izaje.

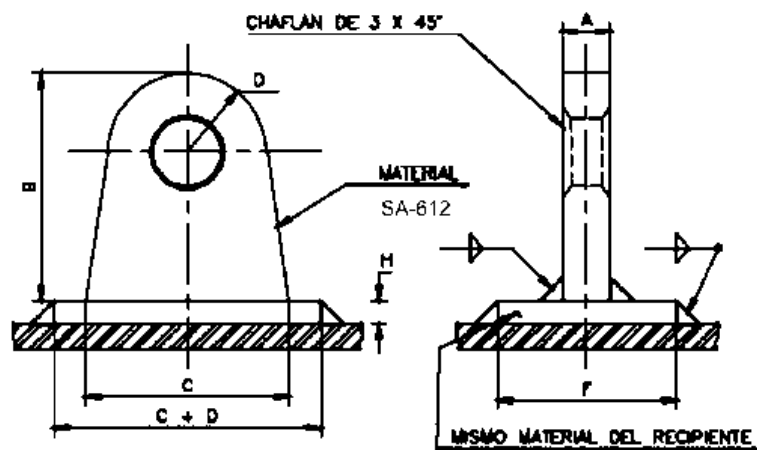


Figura 10. Detalles de orejas de izaje.

Se debe verificar que la soldadura aplicada para fijar la oreja de izaje sea suficiente, mediante las siguientes ecuaciones:

$$A_s = 1.4141(t_o)C \quad (\text{ec. 39})$$

$$A_r = \frac{W}{S} \quad (\text{ec. 40})$$

Donde:

- A_s : Área de soldadura aplicada.
- A_r : Área mínima de soldadura requerida.

Siempre se deberá cumplir con la condición $A_s \geq A_r$.

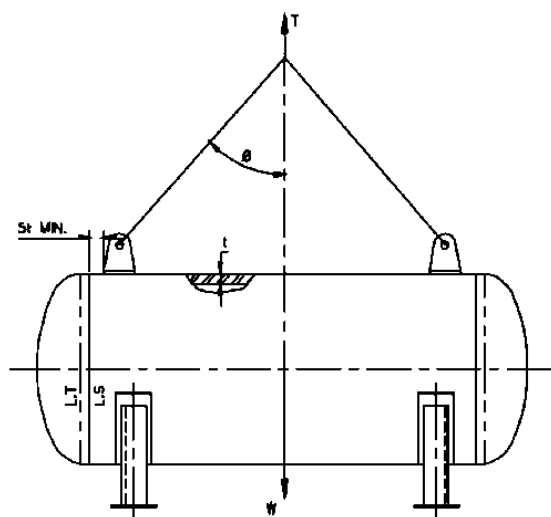


Figura 11. Posición de orejas de izaje.

2.16 ACCESORIOS DE ALIVIO DE PRESIÓN [2]

Todos los recipientes de presión diferentes de calderas de vapor no sometidas a llama, dentro del alcance de la sección VIII división 1 del código ASME sin importar el tamaño o la presión, deberán ser provistos de accesorios de alivio de sobre-presión.

Es responsabilidad del usuario asegurar que los accesorios de alivio de sobre-presión requeridos estén apropiadamente instalados antes de la operación inicial.

Todos los recipientes de presión diferentes de calderas de vapor no sometidas a fuego deberán estar protegidos por accesorios de alivio de presión que prevengan que la presión aumente más de 10% o 3 psi (20kPa), lo que sea mayor, por encima de la máxima presión admisible de trabajo o presión de diseño, excepto como es permitido a continuación:

Los dispositivos de alivio de presión, cuya función principal es la protección contra exposiciones al fuego u otras fuentes inesperadas de calor instaladas en recipientes sin conexión de suministro permanente, y usadas para almacenaje a temperatura ambiente de gases licuados por compresión no refrigerados deben cumplir lo siguientes:

- a) Deben ser capaces de prevenir que la presión aumente más de 20%, por encima de la presión máxima de trabajo del recipiente.
- b) La presión de seteo marcada en el dispositivo no debe exceder la presión máxima de trabajo del recipiente.
- c) El recipiente tiene suficiente ullage para evitar una condición de líquido total.

- d) La presión máxima de trabajo del recipiente en el que son instalados estos dispositivos es mayor que la presión de vapor del gas licuado comprimido almacenado a la temperatura máxima anticipada a la que el gas llegará bajo condiciones atmosféricas.

Los accesorios de alivio de presión deberán ser construidos, localizados e instalados de manera que sean de fácil acceso para inspección, reemplazo y reparación y de forma que no puedan volverse inoperantes y deben ser seleccionados sobre la base del servicio esperado.

Las válvulas de alivio de presión están diseñadas para volverse a cerrar y prevenir que siga el flujo del fluido después de que las condiciones normales de operación han sido restauradas.

2.17 REQUISITOS DE SOLDADURA ^{[2][3]}

El procedimiento más utilizado actualmente en la fabricación de recipientes a presión es el de soldadura al arco, eliminando el sistema de remachado que se usaba hasta hace algunos años. La soldadura debe tener penetración completa y se debe eliminar la escoria dejada por el cordón de soldadura, antes de aplicar el siguiente.

Los requisitos de soldadura dados por los incisos UW-1 al UW-53 del código ASME sección VIII división 1 son aplicables a recipientes de presión fabricados por soldadura.

2.17.1 Restricciones por Servicio

Establecido en el inciso UW-2 del código ASME. Se establecen restricciones y requisitos adicionales para las diferentes categorías y tipos de juntas y los ensayos no-destructivos, para los siguientes servicios especiales:

- 1 Recipientes a presión en servicio letal: aquellos que contienen gases o líquidos venenosos de una naturaleza tal que una muy pequeña cantidad del gas o el vapor del líquido, solo o mezclado con aire es peligroso para la vida humana cuando es inhalado.
- 2 Recipientes a presión que trabajan a bajas temperaturas o que requieren pruebas de impacto de los materiales.
- 3 Calderas de vapor no sometidas a llama.
- 4 Recipientes a presión o partes sometidas a fuego directo.

5 de cualquier cabeza hidrostática, dependiendo de la diferencia en elevación entre la cámara que está siendo probada y el manómetro de prueba.

2.17.2 Diseño de juntas soldadas

Los tipos de juntas soldadas permitidos para procesos de soldadura por arco y gas están definidos en la tabla UW-12 anexo 1 del presente informe.

Las dimensiones y forma de los extremos de las juntas deberán ser tales que permitan completa fusión y completa penetración de las juntas. La calificación del procedimiento de soldadura se considera una prueba aceptable de que la ranura es satisfactoria.

Se debe tener una transición inclinada con una longitud no menor de tres veces el valor de la diferencia de los espesores en la junta, como se muestra en la figura UW-9, para juntas de soldadura con secciones que difieren en espesor por más de un cuarto del espesor de la sección más delgada o por más de 1/8" (3mm), lo que sea menor.

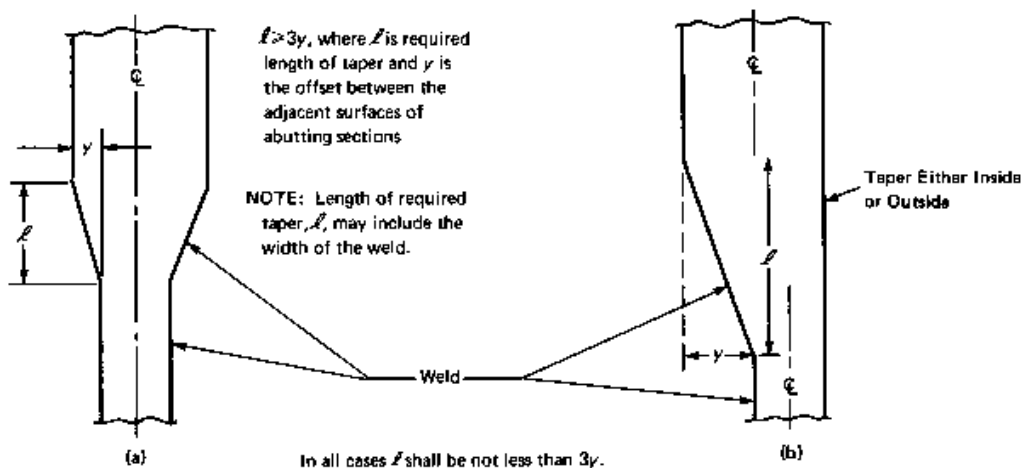


Figura 12. UW-9 Transiciones en juntas de diferente espesor.

La transición se puede formar por cualquier proceso que produzca una superficie inclinada uniforme.

Antes de aplicar cualquier soldadura, en recipientes a presión, se debe preparar un procedimiento de soldadura para cada caso en particular, el cual debe indicar los detalles específicos para su ejecución como son: preparación, diámetro del electrodo, etc. Para cada tipo y espesor de material. Se deben hacer pruebas a los soldadores para asegurar que el proceso de soldadura es ejecutado por personal debidamente calificado (homologación de la soldadura).

El material de aporte de la soldadura, debe ser compatible con el material base a soldar. Los electrodos más comúnmente utilizados para el material ASME SA-612 son el 7018 y el 11018.

2.17.3 Tratamiento térmico después de la soldadura

Especificado en los incisos UW-10 y UW-40 del código ASME. Las partes o recipientes de presión deberán ser tratados térmicamente cuando sea requerido por la parte aplicable de materiales. Para nuestro material ASME SA-612 este tratamiento no es requerido.

2.17.4 Inspección de soldadura

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

Radiografía total:

Las características de la radiografía total están especificadas en el inciso UW-51 del código ASME. Se debe hacer inspección radiográfica total a todas las juntas a tope en el cuerpo y cabezas de recipientes a presión usadas para contener sustancias letales y en calderas a vapor no sometidas a llama que trabajen a una presión mayor de 50 psi.

Todas las soldaduras que requieran radiografía deben ser inspeccionadas de acuerdo con las especificaciones del artículo 2 de la sección V del código:

2. Un set completo de las radiografías y los reportes, como se describe en el artículo 2 de la sección V para cada recipiente o parte deberá ser retenida por el fabricante, excepto como se indica más adelante.
3. Un procedimiento escrito de la inspección radiográfica no es requerido.
4. Los requerimientos de T-224.2 del artículo 2 de la sección V será usado solamente como una guía.
5. Como una alternativa a los requerimientos de la inspección radiográfica arriba mencionados todas las soldaduras en material de espesor de ½” (13mm) y mayor puede ser inspeccionado utilizando el método ultrasónico por los requerimientos de 7.5.5 de la sección VIII, División 2.

Las indicaciones mostradas en las radiografías y caracterizadas como defectos inaceptables deberán ser reparadas.

Los criterios de aceptación establecen las siguientes indicaciones como defecto inaceptables:

1. Cualquier grieta o zona con falta de penetración o falta de fusión.
2. Cualquier indicación alargada que tenga una longitud mayor a:
 - a. $\frac{1}{4}$ " (6mm) para espesor t menores de $\frac{3}{4}$ " (19mm), siendo t el espesor de la soldadura, excluyendo cualquier refuerzo de soldadura admisible.
 - b. $\frac{1}{3}t$ para espesores t desde $\frac{3}{4}$ " (19mm) hasta $2\frac{1}{4}$ " (57mm).
 - c. $\frac{3}{4}$ " (19mm) para espesores t mayores de $2\frac{1}{4}$ " (57mm).
 - d. Cualquier grupo de indicaciones alargada que tenga una longitud agregada mayor que t en una longitud de $12t$, excepto cuando la distancia entre defectos sucesivos excede de $6L$, siendo L la longitud del defecto más largo.
 - e. Indicaciones redondeadas en exceso de las permitidas en los estándares y cartas de aceptación dados en el apéndice 4 de la sección VIII división 1.

Radiografía parcial (spot)

Las características de la radiografía parcial están especificadas en el inciso UW-52 del código ASME. Las juntas a tope que van a ser radiografiadas parcialmente (spot) deberán ser inspeccionadas localmente.

La inspección se debe efectuar por medio de una radiografía de no menos de 6" (15mm) de longitud tomada en cada recipiente para incrementos de 50 pies (15.2 m) de soldadura, para juntas cuya eficiencia se haya seleccionado de la tabla UW-12 (Anexo 1).

Para cada incremento de soldadura examinado, se deben tomar un número suficiente de radiografía para inspeccionar la soldadura de cada soldador u operario de soldadura que haya trabajado en la junta. Cada radiografía parcial o spot se debe efectuar tan pronto como sea prácticamente posible después de terminada la soldadura en cada incremento. La localización de las radiografías parciales será escogida por el Inspector autorizado una vez terminada la soldadura del incremento.

Los criterios de aceptación de la radiografía parcial o “spot” establecen las siguientes indicaciones como defectos inaceptables:

1. Cualquier grieta o zona con falta de penetración o falta de fusión.
2. Cualquier indicación caracterizada como inclusión de escoria o cavidad, que tenga una longitud mayor a $2/3t$ siendo t el espesor de la soldadura, excluyendo cualquier refuerzo de soldadura admisible.
3. Cualquier grupo de indicaciones en el que la suma de las dimensiones más largas sea más que t en una longitud de $6t$ o proporcionalmente si la radiografía es más corta de $6t$ y cuando la distancia entre defectos sucesivos es menor de $3L$, siendo L la longitud del defecto más largo.

Prueba de líquidos penetrante

Todas las soldaduras deben ser examinadas para detectar fisuras o poros mediante el método de líquidos penetrantes. Todas las fisuras deben ser removidas mediante desbastado y rellenado. Cuando un defecto es removido y la reparación por soldadura no es requerida, se debe tener cuidado con los contornos. La superficie debe ser re inspeccionada por el mismo método usado para detectar los defectos de soldadura para asegurar que el defecto ha sido completamente removido.

2.18 PINTURA EN EL RECIPIENTE A PRESIÓN ^[3]

2.18.1 Preparación de la superficie

El aspecto primordial y principal en el pintado del tanque es la remoción de polvo, óxido, suciedad, grasa, aceite o cualquier agente extraño a la superficie del material.

Para obtener una superficie libre de estos agentes, el tanque una vez finalizado el proceso de soldadura debe pasar por un proceso de arenado y de pintado inicial con pintura epóxica para aislarlo del medio externo.

a) Consideración económica

La selección de la pintura y limpieza de la superficie más que un aspecto técnico es un problema de carácter económico.

El costo de la pintura es, normalmente 25-30% más bajo que el costo para pintar estructuras, por lo que el uso de pinturas de alta calidad tiene ventajas aparentes. El 60%

del costo del proceso de pintado del recipiente recae en la preparación de la superficie del mismo.

b) Selección de un sistema de pintura

Abrasión: Para contrarrestar efectos de abrasión se recomienda la sección de pinturas epóxicas y de vinil ya que representan una buena resistencia a la abrasión. También las pinturas fenólicas son aceptables para este fin. Para este diseño se utilizará pintura blanca a base de resina sintética.

Cantidad de pintura necesaria: Teóricamente un galón de pintura cubre 1600 pies cuadrados de superficie. Una vez seca la pintura, el espesor que se tendrá estará determinado por la cantidad de sólidos contenidos en la pintura. Para nuestro recipiente el porcentaje de sólidos es de 48%, por lo que un galón de pintura nos cubrirá una superficie igual a $1600 (0.48) = 768$ pies cuadrados.

2.19 REQUISITOS GENERALES DE PRUEBA [2]

2.19.1 Prueba hidrostática

Una vez finalizada las actividades de fabricación de un tanque se debe efectuar una prueba hidrostática de acuerdo con los requisitos del Código ASME Sección VIII Div 1 inciso UG-99, a 1.3 veces la máxima presión admisible de trabajo multiplicada por la menor relación entre los esfuerzos (LSR) de los materiales con los cuales es construido el recipiente. La relación de entre los esfuerzos para cada material es el valor del esfuerzo S_t a su temperatura de prueba y el valor del esfuerzo S_d a su temperatura de diseño. Todas las cargas que puedan existir durante esta prueba deberán ser consideradas. La lectura de la presión de prueba hidrostática deberá ser ajustada para incluir las condiciones de cualquier cabeza hidrostática, dependiendo de la diferencia en elevación entre la cámara que está siendo probada y el manómetro de prueba.

$$P_{PH} = 1.3 * MAWP * \frac{S_t}{S_d} \quad (\text{ec. 41})$$

Donde:

- P_{PH} : presión de prueba hidrostática
- $MAWP$: presión de diseño
- S_t : esfuerzo a la temperatura de prueba

- S_d : esfuerzo a la temperatura de diseño

Es recomendable que la temperatura de prueba sea mantenida al menos 30 °F (17 °C) por encima de la temperatura mínima de diseño del metal (MDMT) para minimizar el riesgo de fractura frágil, pero no se necesita que sea mayor de 120 °F (48 °C). La presión de prueba no se debe aplicar hasta tanto el tanque y su contenido esté aproximadamente a la misma temperatura.

Se deben tener venteos en todos los puntos altos del tanque en la posición de prueba de manera que permitan purgar las posibles bolsas de aire que se formen durante el llenado del tanque con el líquido de prueba.

2.19.2 Prueba neumática

Se puede hacer una prueba neumática a 1.1 veces la presión de diseño, en lugar de una prueba hidrostática, en los siguientes casos:

- Si el tanque está diseñado o tiene soportes que no permiten llenarlo de agua de una forma segura para una prueba hidrostática.
- Que el tanque no pueda ser completamente drenado y secado después de una prueba hidrostática y que los restos del fluido de prueba sean dañinos para el tanque en servicio posterior.

Antes de efectuar la prueba neumática de recipientes de presión soldados, se debe inspeccionar por ensayos no-destructivos la longitud total de las siguientes soldaduras, con el propósito de detectar grietas:

- Todas las soldaduras alrededor de los huecos o conexiones
- Todas las soldaduras de accesorios, incluyendo las soldaduras de unión de partes de no presión a partes de presión, que tengan un espesor de garganta mayor de $\frac{1}{4}$ " (6mm).

La presión en el tanque se debe incrementar gradualmente hasta llegar a no más de la mitad de la presión de prueba. Después se debe aumentar la presión en incrementos de un décimo de la presión de prueba hasta alcanzar la presión final de prueba. Posteriormente la presión se debe reducir hasta la presión de diseño y se mantendrá por un tiempo suficiente para permitir una inspección visual detallada del tanque.

2.19.3 Manómetros de Prueba

Se debe conectar un manómetro de prueba directamente al tanque o con una línea de presión que no incluya válvulas intermedias. Si este manómetro no es visible para el operador que controla la aplicación de la presión se debe conectar un manómetro adicional que esté al alcance visual del operador durante toda la prueba.

Los manómetros de prueba deben estar graduados en un rango de aproximadamente el doble de la máxima presión de prueba esperada, pero en ningún caso el rango puede ser menor que una y media vez ni mayor que cuatro veces esa presión.

Todos los manómetros deben estar calibrados contra un calibrador de peso muerto o un manómetro maestro de calibración. Para la normativa peruana este requisito se da por cumplido al tener el manómetro calibrado por un laboratorio de metrología acreditado en Procedimientos de Presión bajo la norma NTP ISO/IEC 17025:2006.

CAPITULO 3. PROCEDIMIENTOS Y CÁLCULOS

El presente capítulo describe el procedimiento utilizado para el diseño del tanque de GLP 13360 glns en base a las memorias de cálculo correspondiente. Para esto seguiremos un orden en los cálculos descrito a continuación:

1.- Cálculo del tamaño óptimo del recipiente

El diseño de un tanque a presión comienza con los requisitos de volumen del cliente. Para este informe se emplea un volumen de 13360 glns y en base a este valor se calcula el radio interno y la longitud del tanque.

Es en este punto que nos damos cuenta que puede haber diferentes valores de radio y longitud que generen dicho volumen, por lo que empleamos el criterio del inciso 2.9 del fundamento teórico para calcular un diámetro óptimo, minimizando material empleado en la construcción del tanque y maximizando su vida útil. La longitud del tanque se calculará en base al diámetro obtenido y el volumen especificado.

2.- Cálculo de los espesores del tanque con cabezal semiesférico

Una vez obtenido el diámetro interno y por consiguiente el radio interno, podremos calcular el espesor del cuerpo del tanque en base a lo expuesto en el inciso 2.10 del presente informe. Por regla general el diseño de un recipiente a presión utiliza una presión de diseño superior en 10% a la presión de trabajo. Sin embargo para el caso del GLP, aunque su presión de trabajo es de 100 psi, OSINERGMIN establece que todo recipiente a presión diseñado para contener GLP debe ser construido con una presión de diseño de 250 psi y una temperatura de diseño de 250 °F por motivos de seguridad. El espesor del cabezal semiesférico será calculado según lo establecido en el inciso 2.11.

3.- Cálculo de espesores para otro tipo de cabezales

Los cabezales semiesféricos no son los únicos cabezales empleados en recipientes a presión. Existen además los semielípticos, toriesféricos y otros no mencionados en el presente informe. Debido a esto se realizará el cálculo de espesores para estos cabezales con el fin de comparar los espesores obtenidos para estos cabezales con el espesor hallado para el cabezal semiesférico.

4.- Cálculo de espesores con otro material

En los cálculos descritos anteriormente se ha empleado en todo momento el material propuesto para este informe, acero ASME SA-612. Sin embargo existe otro material bastante utilizado en la fabricación de tanques a presión que es el acero estructural con código ASME SA-36, que tiene menor resistencia a la tracción. Para poder hacer una comparación entre ambos materiales haremos el cálculo de espesores empleando dicho material.

5.- Cálculo de refuerzos en los huecos del recipiente

A todo recipiente a presión se le realizan huecos para instalar entradas, salidas o instrumentos de control o inspección a través de tuberías, coplas, etc. Para nuestro tanque de GLP se hace indispensable el soldado de coplas para la instalación de válvulas que permitan la salida o entrada de GLP, de válvulas de seguridad e instrumentos de inspección (termómetro, manómetros, magnetel). Como se especificó en el inciso 2.13 estos huecos provocan un debilitamiento en el recipiente por la pérdida de material. Es necesario saber si las coplas soldadas ofrecen una compensación a dicho debilitamiento o si por el contrario es necesario agregar un refuerzo alrededor de dichas coplas.

Para nuestro tanque se hará un cálculo de refuerzos para coplas de 3000 lbs. de tamaño de 3'', 2'', 1 1/4'', 3/4'' y 1/2'' que son las coplas que se instalarán en el tanque.

Para estos cálculos se han utilizado las dimensiones de las coplas que se encuentran normadas por ANSI B16.11^[5] y ANSI B2.1^[6] y no llevan incertidumbres asociadas. Estos cálculos son comparativos y solo de requerirse refuerzos adicionales se hará necesario un cálculo de propagación de errores. En estos cálculos se verá que no hay necesidad de refuerzos adicionales.

6.- Cálculo de las orejas de izaje

Finalmente se realiza el cálculo de las dimensiones de las orejas de izaje. Estas orejas de izaje deben ser capaces de soportar la carga del tanque vacío, para poder transportarlo durante su fabricación, o en caso de accidentes, poder manipular el tanque de GLP. Para esto se emplea las fórmulas y fundamento establecido en el inciso 2.15 del presente informe.

3.1 TAMAÑO ÓPTIMO DEL RECIPIENTE A PRESIÓN

DATOS DE FABRICACIÓN

1.- Material		SA-612
2.- Máximo Esfuerzo Permitido (Sec IID – Tabla 1A)	$t \leq 13\text{mm}$	S : 23700 psi
	$13\text{mm} < t \leq 25\text{mm}$	23100 psi
3.- Presión Máxima de Trabajo		MAW : 250 psi
4.- Presión de la Cabeza Estática		Hg : 2.2 psi
5.- Presión Interna del Diseño (MAW+Hg)		P : 252.2 psi
6.- Margen de Corrosión (36 años)		C : 0.15625 in
7.- Eficiencia de la Junta		E : 100%
8.- Capacidad del Tanque		V : 13360 gal
		1786 ft ³

CÁLCULO DEL FACTOR "F"

(pag.23, ec. 11)

$$F = \frac{P}{CSE}$$

$$F = \mathbf{0.0681 \text{ in}^{-1}}$$

EXTRAPOLACIÓN DEL DIÁMETRO ÓPTIMO

Se utiliza la figura del Anexo 3, con un volumen de 1786 pies cúbicos

Para: F_1 :	0.05 in^{-1}	D_1 :	7.7 ft
F :	0.0681 in^{-1}	D_{opt} :	$? \text{ ft}$
F_2 :	0.1 in^{-1}	D_2 :	6.7 ft

$$D_{opt} = (D_1 - D_2) * \frac{(F - F_2)}{(F_1 - F_2)} + D_2$$

$$D = \mathbf{7.3379 \text{ ft}}$$

$$\mathbf{2236 \text{ mm}}$$

En los trabajos de metalmecánica no se subdivide la mínima escala, sino se aproxima al valor más próximo por lo que la incertidumbre del diámetro debido a la manipulación humana (medición con wincha) es :

$$\Delta D = \mathbf{0.5 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{D = 2236 \text{ mm} \pm 0.5 \text{ mm}}$$

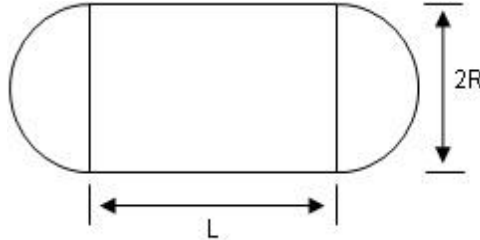
Por lo que el radio interno del recipiente será:

$$\mathbf{R = 1118 \text{ mm} \pm 0.25 \text{ mm}}$$

CÁLCULO DE LA LONGITUD DEL CUERPO CILINDRICO

Para un tanque de cabezal esférico tenemos la siguiente fórmula para el volumen

$$V = L\pi R^2 + \frac{4}{3}\pi R^3$$



Despejando L en función de R obtenemos :

$$L = \frac{V - \frac{4}{3}\pi R^3}{\pi R^2}$$

$$L = 11390 \text{ mm}$$

De la misma manera en la práctica el valor de L tiene una incertidumbre debido al factor humano (medición con wincha de 5m), como las planchas tienen un largo de aproximadamente 3m, la medición se repetirá 4 veces:

$$\Delta L = 2 \text{ mm}$$

$$L = 11390 \text{ mm} \pm 2 \text{ mm}$$

Nuestra incertidumbre para el volumen del tanque se obtiene por:

$$\sigma^2 V = \left(\frac{\partial V}{\partial D}\right)^2 \sigma D^2 + \left(\frac{\partial V}{\partial L}\right)^2 \sigma L^2$$

$$\sigma^2 V = \left[\frac{\pi D^2}{2} + \frac{\pi DL}{2}\right]^2 \sigma D^2 + \left[\frac{\pi D^2}{4}\right]^2 \sigma L^2$$

$$V = 13360 \text{ glns}$$

$$\Delta V = 7 \text{ glns}$$

$$V = 13360 \text{ glns} \pm 7 \text{ glns}$$

3.2 ESPESORES PARA UN TANQUE CON CABEZALES ESFÉRICOS

1.- Material		SA-612
2.- Máximo Esfuerzo Permitido (Sec IID – Tabla 1A)	$t \leq 13\text{mm}$	S : 23700 psi
	$13\text{mm} < t \leq 25\text{mm}$	23100 psi
3.- Presión Máxima de Trabajo		MAW : 250 psi
4.- Presión de la Cabeza Estática		Hg : 2.2 psi
5.- Presión Interna del Diseño (MAW+Hg)		P : 252.2 psi
6.- Radio Interno		R : 1118 mm
7.- Temperatura del Diseño		T : 250 °F
8.- Eficiencia de la Junta Longitudinal		E_L : 100%
9.- Eficiencia de la Junta Circunferencial		E_C : 100%
10.- Tipo de Junta		1

CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO PARA CUERPO CILINDRICO

A. Esfuerzo circunferencial (Juntas longitudinales) por UG-27(c).(1):

(pag.24, ec. 12)

$$t_1 = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$t_1 = \mathbf{11.97 \text{ mm}}$$

$$\sigma t_1 = \frac{t_1}{R} \sigma R$$

$$\Delta R = 0.25 \text{ mm}$$

$$\Delta t_1 = \mathbf{0.003 \text{ mm}}$$

$$t_1 = \mathbf{11.97 \text{ mm} \pm 0.003 \text{ mm}}$$

B. Esfuerzo longitudinal (Juntas circunferenciales) por UG-27(c).(2) :

(pag.24, ec. 13)

$$t_2 = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

$$t_2 = \mathbf{5.94 \text{ mm}}$$

$$\sigma t_2 = \frac{t_2}{R} \sigma R$$

$$\Delta R = 0.25 \text{ mm}$$

$$\Delta t_2 = \mathbf{0.001 \text{ mm}}$$

$$t_2 = \mathbf{5.94 \text{ mm} \pm 0.001 \text{ mm}}$$

El espesor mínimo requerido para soportar la presión es el mayor de t_1 y t_2

$$t = 11.97 \text{ mm}$$

$$\Delta t = 0.003 \text{ mm}$$

$$t = \mathbf{11.97 \text{ mm} \pm 0.003 \text{ mm}}$$

11.- Margen de Corrosión Real (2 años: almacenamiento y fabricación)	C :	0.26 mm
---	-----	---------

12.- Espesor mínimo permitido (UG-16(b))

2.38 mm

Espesor mínimo a usarse para el cuerpo cilíndrico $t_{\min} = 12.23$ mm

$\Delta t_{\min} = 0.003$ mm

El espesor mínimo teórico para el cuerpo es entonces:

$$t_{\min} = 12,23 \text{ mm} \pm 0.003 \text{ mm}$$

Espesor nominal a usarse para el cuerpo cilíndrico $t_v = 12.50$ mm

CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO PARA CABEZAL ESFÉRICO

(pag.25, ec. 15)

$$t_3 = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$$

$t_3 = 5.95$ mm

$$\sigma t_3 = \frac{t_3}{R} \sigma R$$

$\Delta R = 0.25$ mm

$\Delta t_3 = 0.001$ mm

$$t_3 = 5.95 \text{ mm} \pm 0.001 \text{ mm}$$

Margen de corrosión

$C = 0.26$ mm

Espesor mínimo para el cabezal semiesférico (t_3+C) $t_{mc} = 6.21$ mm

$\Delta t_{mc} = 0.001$ mm

$$t_{mc} = 6.21 \text{ mm} \pm 0.001 \text{ mm}$$

Espesor nominal a usarse para el cabezal semiesférico $t_c = 8.00$ mm

3.3 ESPESORES PARA OTROS TIPOS DE CABEZALES

1.- Material			SA-612
2.- Máximo Esfuerzo Permitido (Sec IID – Tabla 1A)	$t \leq 13\text{mm}$	S :	23700 psi
	$13\text{mm} < t \leq 25\text{mm}$		23100 psi
3.- Presión Máxima de Trabajo		MAW :	250 psi
4.- Presión de la Cabeza Estática		Hg :	2.2 psi
5.- Presión Interna del Diseño (MAW+Hg)		P :	252.2 psi
6.- Diámetro Interno		D :	2236 mm
7.- Temperatura del Diseño		T :	250 °F
8.- Eficiencia de la Junta Longitudinal		E_L :	100%
9.- Eficiencia de la Junta Circunferencial		E_C :	100%
10.- Tipo de Junta			1

CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO PARA CABEZAL ELÍPTICO

(pag.26, ec. 17)

$$t_4 = \frac{PDK}{2SE - 0.2P}$$

(pag.26, ec. 18)

$$K = \frac{1}{6} \left[2 + \left(\frac{D}{2h} \right)^2 \right]$$

Tomando una relación bastante usada del diámetro mayor al diámetro menor de la elipse ($D/2h=2$)

$$K = 1$$

$$t_4 = 11.91 \text{ mm}$$

$$\sigma t_4 = \frac{t_4}{D} \sigma D$$

$$\Delta D = 0.50 \text{ mm}$$

$$\Delta t_4 = 0.003 \text{ mm}$$

$$t_4 = 0.50 \text{ mm} \pm 0.003\text{mm}$$

11.- Margen de Corrosión Real (2 años: almacenamiento y fabricación)	C :	0.52 mm
12.- Espesor mínimo permitido (UG-16(b))		2.38 mm

$$\text{Espesor mínimo para el cabezal semielíptico } (t_4 + C) \quad t_{mc} = 12.43 \text{ mm}$$

$$\Delta t_{mc} = 0.003 \text{ mm}$$

$$t_{mc} = 12.43 \text{ mm} \pm 0.003\text{mm}$$

$$\text{Espesor nominal a usarse para el cabezal semielíptico} \quad t_c = 12.50 \text{ mm}$$

CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO PARA CABEZAL TORIESFÉRICO

(pag.26, ec. 19)

$$t_5 = \frac{MPL}{2SE - 0.2P}$$

(pag.26, ec. 20)

$$M = \frac{1}{4} \left[3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right]$$

Tomando una relación de radio esférico al radio de pestaña de la cabeza (L/r) = 12

$$M = 1.62$$

$$t_5 = 19.25 \text{ mm}$$

$$\sigma t_5 = \frac{t_5}{L} \sigma L$$

$$\Delta L = 0.50 \text{ mm}$$

$$\Delta t_5 = 0.004 \text{ mm}$$

$$t_5 = 19.25 \text{ mm} \pm 0.004 \text{ mm}$$

OBS: $t_5 > 13\text{mm}$, se tomará el otro valor de esfuerzo de material (S) para $t \geq 13\text{mm}$

$$t_5 = 19.75 \text{ mm}$$

$$\Delta t_5 = 0.004 \text{ mm}$$

$$t_5 = 19.25 \text{ mm} \pm 0.004 \text{ mm}$$

$$C : 0.52 \text{ mm}$$

Espesor mínimo para el cabezal torisférico ($t_5 + C$)

$$t_{mc} = 20.27 \text{ mm}$$

$$\Delta t_{mc} = 0.004 \text{ mm}$$

$$t_{mc} = 19.25 \text{ mm} \pm 0.004 \text{ mm}$$

Espesor nominal a usarse para el cabezal torisférico

$$t_c = 20.50 \text{ mm}$$

3.4 ESPESTORES PARA EL TANQUE CON ACERO ESTRUCTURAL

1.- Material	SA-36
2.- Máximo Esfuerzo Permitido (Sec IID – Tabla 1A)	S : 16534.3 psi 114 Mpa
3.- Presión Máxima de Trabajo	MAW : 250 psi
4.- Presión de la Cabeza Estática	Hg : 2.2 psi
5.- Presión Interna del Diseño (MAW+Hg)	P : 252.2 psi
6.- Radio Interno	R : 1118 mm
7.- Temperatura del Diseño	T : 250 °F
8.- Eficiencia de la Junta Longitudinal	E _L : 100%
9.- Eficiencia de la Junta Circunferencial	E _C : 100%
10.- Tipo de Junta	1

CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO PARA CUERPO CILINDRICO

A. Esfuerzo circunferencial (Juntas longitudinales) por UG-27(c).(1):

(pag.24, ec. 12)

$$t_1 = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

t₁ = 17.21 mm

$$\sigma t_1 = \frac{t_1}{R} \sigma R$$

Δ R = 0.25 mm
Δ t₁ = 0.004 mm

t₁ = 17.21 mm ± 0.004 mm

B. Esfuerzo longitudinal (Juntas circunferenciales) por UG-27(c).(2) :

(pag.24, ec. 13)

$$t_2 = \frac{PR}{2SE + 0.4P}$$

t₂ = 8.50 mm

$$\sigma t_2 = \frac{t_2}{R} \sigma R$$

Δ R = 0.25 mm
Δ t₂ = 0.002 mm

t₂ = 8.50 mm ± 0.002 mm

El espesor mínimo requerido para soportar la presión es el mayor de t₁ y t₂

t = 17.21 mm
Δ t = 0.004 mm

t = 17.21 mm ± 0.004 mm

11.- Margen de Corrosión Real (2 años: almacenamiento y fabricación)	C : 0.26 mm
---	-------------

12.- Espesor mínimo permitido (UG-16(b))

2.38 mm

Espesor mínimo a usarse para el cuerpo cilíndrico $t_{\min} = 17.47$ mm

$\Delta t_{\min} = 0.004$ mm

El espesor mínimo para el cuerpo es entonces :

$$t_{\min} = 17.47 \text{ mm} \pm 0.004 \text{ mm}$$

Espesor nominal a usarse para el cuerpo cilíndrico $t_v = 17.50$ mm

CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO PARA CABEZAL ESFÉRICO

(pag.25, ec. 15)

$$t_3 = \frac{PR}{2SE - 0.2P}$$

$t_3 = 8.54$ mm

$$\sigma t_3 = \frac{t_3}{R} \sigma R$$

$\Delta R = 0.25$ mm

$\Delta t_3 = 0.002$ mm

$$t_3 = 8.54 \text{ mm} \pm 0.002 \text{ mm}$$

Margen de corrosión

$C = 0.26$ mm

Espesor mínimo para el cabezal semiesférico ($t_3 + C$) $t_{mc} = 8.80$ mm

$\Delta t_{mc} = 0.002$ mm

$$t_{mc} = 8.54 \text{ mm} \pm 0.002 \text{ mm}$$

Espesor nominal a usarse para el cabezal semiesférico $t_c = 9.00$ mm

3.5 REFUERZO PARA LAS COPLAS DE 3" x 3000 lbs SOLDADAS EN EL RECIPIENTE

DIÁMETRO NOMINAL : 3" NPT
 MATERIAL : SA-105
 MATERIAL DEL REFUERZO: SA-612



a.- DATOS DE DISEÑO

1.- Diámetro exterior de la copla	nOD =	108 mm
2.- Espesor real de la copla	tn =	9.29 mm
3.- Diámetro de la abertura acabada (condición corroída)	d =	89.42 mm
4.- Máximo esfuerzo permitido del material de la copla	Sn =	20015 psi
5.- Diámetro exterior del refuerzo	Dp =	0.000 mm
6.- Espesor real del refuerzo	te =	0 mm
7.- Máximo esfuerzo permitido para el material de refuerzo	Sr =	23700 psi
8.- Espesor mínimo requerido para el cuerpo cilíndrico	tr =	12.23 mm
9.- Espesor real del cuerpo cilíndrico	tv =	12.50 mm
10.- Máximo esfuerzo permitido del material del recipiente (SA-612)	Sv =	23700 psi
11.- Presión del diseño	P =	252.2 psi
12.- Eficiencia de la junta	E =	1
13.- Radio interno del cascarón (condición corroída)	Rv =	1118 mm
14.- Eficiencia de la junta de la copla	En =	1.00
15.- Radio interno de la copla (condición corroída)	Rn =	44.71 mm
16.- Asignación de corrosión	ca =	0.260 mm
17.- Proyección interna de la copla	h =	20.75 mm
18.- Factor de corrección para la variación de presión en diferentes planos	F =	0.50
19.- lado del filete de soldadura por el lado exterior	wl41 =	6.35 mm
20.- lado del filete de soldadura en el elemento de refuerzo, lado interior	wl42 =	0 mm
21.- lado del filete de soldadura por el lado interior	wl43 =	6.35 mm
22.- factor de reducción de fuerza (Sn/Sv)	frs1;frs2 =	0.845
23.- factor de reducción de fuerza (menor entre Sn/Sv y Sp/Sv)	frs3 =	0.845
24.- factor de reducción de fuerza (Sp/Sv)	frs4 =	1

b.- CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO DE LA CONECCIÓN

(pag.24, ec. 12) $trn1 = PRn / (SnEn - 0.6P)$	trn1 =	0.57 mm
12.- Espesor mínimo permitido (UG-16(b))		2.38 mm
	trn =	2.38 mm

c.- CÁLCULOS DEL REFUERZO

ÁREA DE REFUERZO REQUERIDA

(pag.29, ec. 21) $A = d \times tr \times F + 2 \times (tn - ca) \times tr \times F \times (1 - frs1)$ **564.13 mm²**

LÍMITES DEL REFUERZO

(pag.31, ec. 34) X = el mayor valor de 2*d o 2*(Rn+tn+tv) 178.84 mm

(pag.32, ec. 35) Yout = El valor menor de 2.5*(tv-ca) o 2.5*(tn-ca)+te 22.575 mm

(pag.33, ec. 36) Yin = El valor menor de h-ca o 2.5*(tv-ca) o 2.5*(tn-ca) 20.490 mm

ÁREA DE REFUERZO DISPONIBLE

En el cuerpo

A1 = El mayor de los siguientes valores : 530.347 mm²

(pag.29, ec. 22) $a = d \times (E \times (tv - ca) - F \times tr) - 2 \times (tn - ca) \times (E \times (tv - ca) - F \times tr) \times (1 - frs1)$ 530.347 mm²

(pag.29, ec. 23) $b = 2 \times (tv + (tn - ca)) \times (E \times (tv - ca) - F \times tr) - 2 \times (tn - ca) \times (E \times (tv - ca) - F \times tr) \times (1 - frs1)$ 246.473 mm²

En la conexión en la proyección exterior

A2 = El menor de los siguientes valores : 253.563 mm²

(pag.29, ec. 24) $a = 5 \times ((tn - ca) - trn) \times frs2 \times (tv - ca)$ 343.701 mm²

(pag.29, ec. 25) $b = 5 \times ((tn - ca) - trn) \times frs2 \times (tn - ca)$ 253.563 mm²

En la conexión en la proyección interior

A3 = El menor de los siguientes valores : 303.514 mm²

(pag.29, ec. 26) $a = 5 \times (tv - ca) \times (tn - 2 \times ca) \times frs2$ 453.271 mm²

(pag.29, ec. 27) $b = 5 \times (tn - 2 \times ca)^2 \times frs2$ 324.770 mm²

(pag.29, ec. 28) $c = 2 \times (tn - 2 \times ca) \times (h - ca) \times frs2$ 303.514 mm²

En la soldadura exterior

(pag.29, ec. 29) $A41 = frs2 \times (w141 - ca)^2$ 31.321 mm²

En la soldadura interior

(pag.29, ec. 30) $A43 = frs2 \times (w143 - ca)^2$ 31.321 mm²

AREA TOTAL DISPONIBLE

$Aa = (A1 + A2 + A3 + A41 + A43 + A5)$ **1150.07 mm²**

Como Aa > A, entonces la abertura no necesita refuerzo

3.6 REFUERZO PARA LAS COPLAS DE 2" x 3000 lbs SOLDADAS EN EL RECIPIENTE

DIÁMETRO NOMINAL : 2" NPT
 MATERIAL : SA-105
 MATERIAL DEL REFUERZO: SA-612



a.- DATOS DE DISEÑO

1.- Diámetro exterior de la copla	nOD =	76 mm
2.- Espesor real de la copla	tn =	8.53 mm
3.- Diámetro de la abertura acabada (condición corroída)	d =	58.94 mm
4.- Máximo esfuerzo permitido del material de la copla	Sn =	20015 psi
5.- Diámetro exterior del refuerzo	Dp =	0.000 mm
6.- Espesor real del refuerzo	te =	0 mm
7.- Máximo esfuerzo permitido para el material de refuerzo	Sr =	23700 psi
8.- Espesor mínimo requerido para el cuerpo cilíndrico	tr =	12.23 mm
9.- Espesor real del cuerpo cilíndrico	tv =	12.50 mm
10.- Máximo esfuerzo permitido del material del recipiente (SA-612)	Sv =	23700 psi
11.- Presión del diseño	P =	252.2 psi
12.- Eficiencia de la junta	E =	1
13.- Radio interno del cascarón (condición corroída)	Rv =	1118 mm
14.- Eficiencia de la junta de la copla	En =	1.00
15.- Radio interno de la copla (condición corroída)	Rn =	29.47 mm
16.- Asignación de corrosión	ca =	0.260 mm
17.- Proyección interna de la copla	h =	15.25 mm
18.- Factor de corrección para la variación de presión en diferentes planos	F =	0.50
19.- lado del filete de soldadura por el lado exterior	wl41 =	6.35 mm
20.- lado del filete de soldadura en el elemento de refuerzo, lado interior	wl42 =	0 mm
21.- lado del filete de soldadura por el lado interior	wl43 =	6.35 mm
22.- factor de reducción de fuerza (Sn/Sv)	frs1;frs2 =	0.845
23.- factor de reducción de fuerza (menor entre Sn/Sv y Sp/Sv)	frs3 =	0.845
24.- factor de reducción de fuerza (Sp/Sv)	frs4 =	1

b.- CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO DE LA CONECCIÓN

(pag.24, ec. 12)	$trn1 = PRn / (SnEn - 0.6P)$	trn1 =	0.37 mm
12.- Espesor mínimo permitido (UG-16(b))			2.38 mm
		trn =	2.38 mm

c.- CÁLCULOS DEL REFUERZO

ÁREA DE REFUERZO REQUERIDA

(pag.29, ec. 21)

$$A = d \times tr \times F + 2 \times (tn - ca) \times tr \times F \times (1 - frsl)$$

376.25 mm²

LÍMITES DEL REFUERZO

(pag.31, ec. 34)

$$X = \text{el mayor valor de } 2 \cdot d \text{ o } 2 \cdot (Rn + tn + tv)$$

117.88 mm

(pag.32, ec. 35)

$$Y_{out} = \text{El valor menor de } 2.5 \cdot (tv - ca) \text{ o } 2.5 \cdot (tn - ca) + te$$

20.675 mm

(pag.32, ec. 36)

$$Y_{in} = \text{El valor menor de } h - ca \text{ o } 2.5 \cdot (tv - ca) \text{ o } 2.5 \cdot (tn - ca)$$

14.990 mm

ÁREA DE REFUERZO DISPONIBLE

En el cuerpo

A1 = El mayor de los siguientes valores :

345.158 mm²

(pag.29, ec. 22)

$$a = d \cdot (E \cdot (tv - ca) - F \cdot tr) - 2 \cdot (tn - ca) \cdot (E \cdot (tv - ca) - F \cdot tr) \cdot (1 - frsl)$$

345.158 mm²

(pag.29, ec. 23)

$$b = 2 \cdot (tv + (tn - ca)) \cdot (E \cdot (tv - ca) - F \cdot tr) - 2 \cdot (tn - ca) \cdot (E \cdot (tv - ca) - F \cdot tr) \cdot (1 - frsl)$$

238.613 mm²

En la conexión en la proyección exterior

A2 = El menor de los siguientes valores :

205.683 mm²

(pag.29, ec. 24)

$$a = 5 \cdot ((tn - ca) - trn) \cdot frs^2 \cdot (tv - ca)$$

304.421 mm²

(pag.29, ec. 25)

$$b = 5 \cdot ((tn - ca) - trn) \cdot frs^2 \cdot (tn - ca)$$

205.683 mm²

En la conexión en la proyección interior

A3 = El menor de los siguientes valores :

202.802 mm²

(pag.29, ec. 26)

$$a = 5 \cdot (tv - ca) \cdot (tn - 2 \cdot ca) \cdot frs^2$$

413.991 mm²

(pag.29, ec. 27)

$$b = 5 \cdot (tn - 2 \cdot ca)^2 \cdot frs^2$$

270.921 mm²

(pag.29, ec. 28)

$$c = 2 \cdot (tn - 2 \cdot ca) \cdot (h - ca) \cdot frs^2$$

202.802 mm²

En la soldadura exterior

(pag.29, ec. 29)

$$A41 = frs^2 \cdot (wl41 - ca)^2$$

31.321 mm²

En la soldadura interior

(pag.29, ec. 30)

$$A43 = frs^2 \cdot (wl43 - ca)^2$$

31.321 mm²

AREA TOTAL DISPONIBLE

$$Aa = (A1 + A2 + A3 + A41 + A43 + A5)$$

816.29 mm²

Como $Aa > A$, entonces la abertura no necesita refuerzo

3.7 REFUERZO PARA LAS COPLAS DE 1 1/4" x 3000 lbs SOLDADAS EN EL RECIPIENTE

DIÁMETRO NOMINAL : 1 1/4" NPT
 MATERIAL : SA-105
 MATERIAL DEL REFUERZO: SA-612



a.- DATOS DE DISEÑO

1.- Diámetro exterior de la cople	nOD =	57 mm
2.- Espesor real de la cople	tn =	7.158 mm
3.- Diámetro de la abertura acabada (condición corroida)	d =	42.684 mm
4.- Máximo esfuerzo permitido del material de la cople	Sn =	20015 psi
5.- Diámetro exterior del refuerzo	Dp =	0.000 mm
6.- Espesor real del refuerzo	te =	0 mm
7.- Máximo esfuerzo permitido para el material de refuerzo	Sr =	23700 psi
8.- Espesor mínimo requerido para el cuerpo cilíndrico	tr =	12.23 mm
9.- Espesor real del cuerpo cilíndrico	tv =	12.50 mm
10.- Máximo esfuerzo permitido del material del recipiente (SA-612)	Sv =	23700 psi
11.- Presión del diseño	P =	252.2 psi
12.- Eficiencia de la junta	E =	1
13.- Radio interno del cascarón (condición corroida)	Rv =	1118 mm
14.- Eficiencia de la junta de la cople	En =	1.00
15.- Radio interno de la cople (condición corroida)	Rn =	21.342 mm
16.- Asignación de corrosión	ca =	0.260 mm
17.- Proyección interna de la cople	h =	10.5 mm
18.- Factor de corrección para la variación de presión en diferentes planos	F =	0.50
19.- lado del filete de soldadura por el lado exterior	wl41 =	6.35 mm
20.- lado del filete de soldadura en el elemento de refuerzo, lado interior	wl42 =	0 mm
21.- lado del filete de soldadura por el lado interior	wl43 =	6.35 mm
22.- factor de reducción de fuerza (Sn/Sv)	frs1;frs2 =	0.845
23.- factor de reducción de fuerza (menor entre Sn/Sv y Sp/Sv)	frs3 =	0.845
24.- factor de reducción de fuerza (Sp/Sv)	frs4 =	1

b.- CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO DE LA CONECCIÓN

(pag.24, ec. 12)	$trn1 = PRn / (SnEn - 0.6P)$	trn1 =	0.27 mm
12.- Espesor mínimo permitido (UG-16(b))			2.38 mm
		trn =	2.38 mm

c.- CÁLCULOS DEL REFUERZO

ÁREA DE REFUERZO REQUERIDA

(pag.29, ec. 21)

$$A = d \times tr \times F + 2 \times (tn - ca) \times tr \times F \times (1 - frs1)$$

274.21 mm²

LÍMITES DEL REFUERZO

(pag.31, ec. 34) X = el mayor valor de 2*d o 2*(Rn+tn+tv)

85.368 mm

(pag.32, ec. 35) Yout = El valor menor de 2.5*(tv-ca) o 2.5*(tn-ca)+te

17.245 mm

(pag.32, ec. 36) Yin = El valor menor de h-ca o 2.5*(tv-ca) o 2.5*(tn-ca)

10.240 mm

ÁREA DE REFUERZO DISPONIBLE

En el cuerpo

A1 = El mayor de los siguientes valores :

248.230 mm²

(pag.29, ec. 22) a = d*(E*(tv-ca)-F*tr)-2*(tn-ca)*(E*(tv-ca)-F*tr)*(1-frs1)

248.230 mm²

(pag.29, ec. 23) b = 2*(tv+(tn-ca))*(E*(tv-ca)-F*tr)-2*(tn-ca)*(E*(tv-ca)-F*tr)*(1-frs1)

224.423 mm²

En la conexión en la proyección exterior

A2 = El menor de los siguientes valores :

131.597 mm²

(pag.29, ec. 24) a = 5*((tn-ca)-trn)*frs2*(tv-ca)

233.510 mm²

(pag.29, ec. 25) b = 5*((tn-ca)-trn)*frs2*(tn-ca)

131.597 mm²

En la conexión en la proyección interior

A3 = El menor de los siguientes valores :

114.809 mm²

(pag.29, ec. 26) a = 5*(tv-ca)*(tn-2*ca)*frs2

343.080 mm²

(pag.29, ec. 27) b = 5*(tn-2*ca)^2*frs2

186.059 mm²

(pag.29, ec. 28) c = 2*(tn-2*ca)*(h-ca)*frs2

114.809 mm²

En la soldadura exterior

(pag.29, ec. 29) A41 = frs2*(w141-ca)^2

31.321 mm²

En la soldadura interior

(pag.29, ec. 30) A43 = frs2*(w143-ca)^2

31.321 mm²

AREA TOTAL DISPONIBLE

$$Aa = (A1+A2+A3+A41+A43+A5)$$

557.28 mm²

Como Aa > A, entonces la abertura no necesita refuerzo

3.8 REFUERZO PARA LAS COPLAS DE 3/4" x 3000 lbs SOLDADAS EN EL RECIPIENTE

DIÁMETRO NOMINAL : 3/4" NPT
 MATERIAL : SA-105
 MATERIAL DEL REFUERZO: SA-612



a.- DATOS DE DISEÑO

1.- Diámetro exterior de la cople	nOD =	35 mm
2.- Espesor real de la cople	tn =	3.905 mm
3.- Diámetro de la abertura acabada (condición corroída)	d =	27.19 mm
4.- Máximo esfuerzo permitido del material de la cople	Sn =	20015 psi
5.- Diámetro exterior del refuerzo	Dp =	0.000 mm
6.- Espesor real del refuerzo	te =	0 mm
7.- Máximo esfuerzo permitido para el material de refuerzo	Sr =	23700 psi
8.- Espesor mínimo requerido para el cuerpo cilíndrico	tr =	12.23 mm
9.- Espesor real del cuerpo cilíndrico	tv =	12.50 mm
10.- Máximo esfuerzo permitido del material del recipiente (SA-612)	Sv =	23700 psi
11.- Presión del diseño	P =	252.2 psi
12.- Eficiencia de la junta	E =	1
13.- Radio interno del cascarón (condición corroída)	Rv =	1118 mm
14.- Eficiencia de la junta de la cople	En =	1.00
15.- Radio interno de la cople (condición corroída)	Rn =	13.595 mm
16.- Asignación de corrosión	ca =	0.260 mm
17.- Proyección interna de la cople	h =	6.5 mm
18.- Factor de corrección para la variación de presión en diferentes planos	F =	0.50
19.- lado del filete de soldadura por el lado exterior	wl41 =	6.35 mm
20.- lado del filete de soldadura en el elemento de refuerzo, lado interior	wl42 =	0 mm
21.- lado del filete de soldadura por el lado interior	wl43 =	6.35 mm
22.- factor de reducción de fuerza (Sn/Sv)	frs1;frs2 =	0.845
23.- factor de reducción de fuerza (menor entre Sn/Sv y Sp/Sv)	frs3 =	0.845
24.- factor de reducción de fuerza (Sp/Sv)	frs4 =	1

b.- CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO DE LA CONECCIÓN

(pag.24, ec. 12)	$trn1 = PRn / (SnEn - 0.6P)$	trn1 =	0.17 mm
12.- Espesor mínimo permitido (UG-16(b))			2.38 mm
		trn =	2.38 mm

c.- CÁLCULOS DEL REFUERZO

ÁREA DE REFUERZO REQUERIDA

(pag.29, ec. 21)

$$A = d \times tr \times F + 2 \times (tn - ca) \times tr \times F \times (1 - frs1)$$

173.25 mm²

LÍMITES DEL REFUERZO

(pag.31, ec. 34)

$$X = \text{el mayor valor de } 2 \cdot d \text{ o } 2 \cdot (Rn + tn + tv)$$

60 mm

(pag.32, ec. 35)

$$Y_{out} = \text{El valor menor de } 2.5 \cdot (tv - ca) \text{ o } 2.5 \cdot (tn - ca) + te$$

9.1125 mm

(pag.32, ec. 36)

$$Y_{in} = \text{El valor menor de } h - ca \text{ o } 2.5 \cdot (tv - ca) \text{ o } 2.5 \cdot (tn - ca)$$

6.240 mm

ÁREA DE REFUERZO DISPONIBLE

En el cuerpo

A1 = El mayor de los siguientes valores :

190.779 mm²

(pag.29, ec. 22)

$$a = d \cdot (E \cdot (tv - ca) - F \cdot tr) - 2 \cdot (tn - ca) \cdot (E \cdot (tv - ca) - F \cdot tr) \cdot (1 - frs1)$$

159.551 mm²

(pag.29, ec. 23)

$$b = 2 \cdot (tv + (tn - ca)) \cdot (E \cdot (tv - ca) - F \cdot tr) - 2 \cdot (tn - ca) \cdot (E \cdot (tv - ca) - F \cdot tr) \cdot (1 - frs1)$$

190.779 mm²

En la conexión en la proyección exterior

A2 = El menor de los siguientes valores :

19.470 mm²

(pag.29, ec. 24)

$$a = 5 \cdot ((tn - ca) - trn) \cdot frs2 \cdot (tv - ca)$$

65.381 mm²

(pag.29, ec. 25)

$$b = 5 \cdot ((tn - ca) - trn) \cdot frs2 \cdot (tn - ca)$$

19.470 mm²

En la conexión en la proyección interior

A3 = El menor de los siguientes valores :

35.676 mm²

(pag.29, ec. 26)

$$a = 5 \cdot (tv - ca) \cdot (tn - 2 \cdot ca) \cdot frs2$$

174.951 mm²

(pag.29, ec. 27)

$$b = 5 \cdot (tn - 2 \cdot ca)^2 \cdot frs2$$

48.383 mm²

(pag.29, ec. 28)

$$c = 2 \cdot (tn - 2 \cdot ca) \cdot (h - ca) \cdot frs2$$

35.676 mm²

En la soldadura exterior

(pag.29, ec. 29)

$$A41 = frs2 \cdot (w141 - ca)^2$$

31.321 mm²

En la soldadura interior

(pag.29, ec. 30)

$$A43 = frs2 \cdot (w143 - ca)^2$$

31.321 mm²

AREA TOTAL DISPONIBLE

$$Aa = (A1 + A2 + A3 + A41 + A43 + A5)$$

308.57 mm²

Como $Aa > A$, entonces la abertura no necesita refuerzo

3.9 REFUERZO PARA LAS COPLAS DE 1/2" x 3000 lbs SOLDADAS EN EL RECIPIENTE

DIÁMETRO NOMINAL : 1/2" NPT
 MATERIAL : SA-105
 MATERIAL DEL REFUERZO: SA-612



a.- DATOS DE DISEÑO

1.- Diámetro exterior de la cople	nOD =	28 mm
2.- Espesor real de la cople	tn =	3.072 mm
3.- Diámetro de la abertura acabada (condición corroída)	d =	21.856 mm
4.- Máximo esfuerzo permitido del material de la cople	Sn =	20015 psi
5.- Diámetro exterior del refuerzo	Dp =	0.000 mm
6.- Espesor real del refuerzo	te =	0 mm
7.- Máximo esfuerzo permitido para el material de refuerzo	Sr =	23700 psi
8.- Espesor mínimo requerido para el cuerpo cilíndrico	tr =	12.23 mm
9.- Espesor real del cuerpo cilíndrico	tv =	12.50 mm
10.- Máximo esfuerzo permitido del material del recipiente (SA-612)	Sv =	23700 psi
11.- Presión del diseño	P =	252.2 psi
12.- Eficiencia de la junta	E =	1
13.- Radio interno del cascarón (condición corroída)	Rv =	1118 mm
14.- Eficiencia de la junta de la cople	En =	1.00
15.- Radio interno de la cople (condición corroída)	Rn =	10.928 mm
16.- Asignación de corrosión	ca =	0.260 mm
17.- Proyección interna de la cople	h =	5.75 mm
18.- Factor de corrección para la variación de presión en diferentes planos	F =	0.50
19.- lado del filete de soldadura por el lado exterior	wl41 =	5.75 mm
20.- lado del filete de soldadura en el elemento de refuerzo, lado interior	wl42 =	0 mm
21.- lado del filete de soldadura por el lado interior	wl43 =	5.75 mm
22.- factor de reducción de fuerza (Sn/Sv)	frs1;frs2 =	0.845
23.- factor de reducción de fuerza (menor entre Sn/Sv y Sp/Sv)	frs3 =	0.845
24.- factor de reducción de fuerza (Sp/Sv)	frs4 =	1

b.- CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO DE LA CONECCIÓN

(pag.24, ec. 12)	$trn1 = PRn / (SnEn - 0.6P)$	trn1 =	0.14 mm
12.- Espesor mínimo permitido (UG-16(b))			2.38 mm
		trn =	2.38 mm

c.- CÁLCULOS DEL REFUERZO

ÁREA DE REFUERZO REQUERIDA

(pag.29, ec. 21)

$$A = d \times tr \times F + 2 \times (tn - ca) \times tr \times F \times (1 - frs1)$$

139.04 mm²

LÍMITES DEL REFUERZO

(pag.31, ec. 34) X = el mayor valor de 2*d o 2*(Rn+tn+tv)

53 mm

(pag.31, ec. 35) Yout = El valor menor de 2.5*(tv-ca) o 2.5*(tn-ca)+te

7.03 mm

(pag.31, ec. 36) Yin = El valor menor de h-ca o 2.5*(tv-ca) o 2.5*(tn-ca)

5.490 mm

ÁREA DE REFUERZO DISPONIBLE

En el cuerpo

A1 = El mayor de los siguientes valores :

182.164 mm²

(pag.29, ec. 22) a = d*(E*(tv-ca)-F*tr)-2*(tn-ca)*(E*(tv-ca)-F*tr)*(1-frs1)

128.476 mm²

(pag.29, ec. 23) b = 2*(tv+(tn-ca))*(E*(tv-ca)-F*tr)-2*(tn-ca)*(E*(tv-ca)-F*tr)*(1-frs1)

182.164 mm²

En la conexión en la proyección exterior

A2 = El menor de los siguientes valores :

5.130 mm²

(pag.29, ec. 24) a = 5*((tn-ca)-trn)*frs2*(tv-ca)

22.328 mm²

(pag.29, ec. 25) b = 5*((tn-ca)-trn)*frs2*(tn-ca)

5.130 mm²

En la conexión en la proyección interior

A3 = El menor de los siguientes valores :

23.664 mm²

(pag.29, ec. 26) a = 5*(tv-ca)*(tn-2*ca)*frs2

131.898 mm²

(pag.29, ec. 27) b = 5*(tn-2*ca)^2*frs2

27.500 mm²

(pag.29, ec. 28) c = 2*(tn-2*ca)*(h-ca)*frs2

23.664 mm²

En la soldadura exterior

(pag.29, ec. 29) A41 = frs2*(w141-ca)^2

25.454 mm²

En la soldadura interior

(pag.29, ec. 30) A43 = frs2*(w143-ca)^2

25.454 mm²

AREA TOTAL DISPONIBLE

$$Aa = (A1+A2+A3+A41+A43+A5)$$

261.87 mm²

Como Aa > A, entonces la abertura no necesita refuerzo

3.10 CÁLCULO DE LA OREJA DE IZAJE

1.- Material		SA-612
2.- Máximo Esfuerzo Permitido (Sec IID – Tabla 1A)	$t \leq 13\text{mm}$	S : 23700 psi
	$13\text{mm} < t \leq 25\text{mm}$	23100 psi
3.- Radio de la oreja de izaje		D : 50 mm
4.- Longitud del Cuerpo Cilindrico		L : 11390 mm
5.- Radio Interno del Cuerpo Cilindrico		R : 1118 psi
6.- Densidad del Acero SA-612		δ : 7.85 gr/cm ³
7.- Espesor del Cuerpo Cilindrico		t_v : 12.50 mm
8.- Espesor del Cabezal Semiesférico		t_c : 8.00 mm

CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO REQUERIDO PARA LA OREJA DE IZAJE

(pag.33, ec. 37)

$$t_0 = \frac{W}{SD}$$

$$W = \delta * \left[\frac{4}{3} \pi ((R+t_c)^3 - R^3) + \pi L ((R+t_v)^2 - R^2) \right]$$

Peso muerto del recipiente	W =	8888.4	kg
	$\Delta W =$	2.4	kg

$$W = 8888.4 \text{ kg} \pm 2.4 \text{ kg}$$

	$t_0 =$	10.67	mm
	$\Delta t_0 =$	0.004	mm

$$t_0 = 10.67 \text{ mm} \pm 0.004 \text{ mm}$$

Usaremos la misma plancha del cuerpo de espesor : 12,5 mm > 10,52 mm

Máximo W que puede levantar la oreja : 10414.20 kg

CÁLCULO DEL ESPESOR MÍNIMO DEL RESPALDO PARA LA OREJA

(pag.34, ec. 38)

$$t_c = \frac{W}{2 \times S (C + t_0)}$$

Tomando	C =	150	mm
	$t_c =$	1.66	mm
	$\Delta t_c =$	0.074	mm

$$t_c = 1.66 \text{ mm} \pm 0.074 \text{ mm}$$

Se puede usar la plancha del cabezal de espesor : 7 mm > 1,64 mm

VERIFICACIÓN DE LA SOLDADURA APLICADA

(pag.34, ec. 39)

$$A_s = 1.4142 \times (t_0)C$$

$$A_s = 2651.63 \text{ mm}^2$$
$$\Delta A_s = 0.75 \text{ mm}^2$$

$$A_s = 2651.63 \text{ mm}^2 \pm 0.75 \text{ mm}^2$$

(pag.34, ec. 40)

$$A_r = \frac{W}{S}$$

$$A_r = 533.43 \text{ mm}^2$$
$$\Delta A_r = 0.14 \text{ mm}^2$$

$$A_r = 533.43 \text{ mm}^2 \pm 0.14 \text{ mm}^2$$

Siempre se debe cumplir la condición de $A_s \geq A_r$.

$2651,63 \text{ mm} > 525,93$ cumple de forma satisfactoria la condición

Hay un gran diferencia entre A_s y A_r se puede elegir un C menor, para economizar material
Sea:

$$C = 110 \text{ mm}$$

$$t_c = 2.21 \text{ mm} \pm 0.098 \text{ mm}$$

$$A_s = 1944.53 \text{ mm}^2 \pm 0.55 \text{ mm}^2$$

$$A_r = 533.43 \text{ mm}^2 \pm 0.14 \text{ mm}^2$$

Aun cumple la condición de $A_s \geq A_r$.

CAPITULO 4. RESULTADOS

En base a los cálculos realizados en el capítulo anterior obtenemos

4.1 DETALLES DE FABRICACIÓN

Estas son las características que regirán la construcción del tanque de fabricación y su prueba de calidad. Las dimensiones y espesores hallados en los incisos 3.1 y 3.2 se encuentran listados aquí. Todos estos detalles deben ser visibles mediante una placa de fabricación atornillada en el chasis del tanque.

- a) Norma utilizada : ASME Sección VIII División 1
- b) Material del Cuerpo : ASME SA-612
- c) Material del Cabezal : ASME SA-612
- d) Espesor de Cuerpo : 12,5 mm
- e) Espesor de Cabezal : 8 mm
- f) Presión de Diseño : 250 psi
- g) Presión de Trabajo : 100 psi
- h) Presión de Prueba Hidrostática : 325 psi
- i) Temperatura de Diseño : 250 °F
- j) Diámetro Interior : 2236 mm
- k) Longitud : 11390 mm

4.2 ACCESORIOS

En el capítulo anterior en los incisos del 3.5 al 3.9 se hizo el cálculo de refuerzos para 5 coplas de diferentes tamaños soldadas al tanque. Dichas coplas son necesarias para la instalación de accesorios de inspección y válvulas de salida y entrada. Todos estos accesorios y sus funciones se encuentran listados aquí.

- a) 2 Válvulas de Seguridad seteadas en 250 psi, para liberar presión.
- b) 1 Válvula Interna de 3'' para la descarga de GLP.
- c) 1 Válvula Interna de 2'' para la carga de GLP.
- d) 2 Manómetros calibrados en laboratorio acreditado bajo la norma NTP ISO/IEC 17025 para medir presión y tener redundancia en la medición por seguridad.
- e) Válvula de Nivel para aislar los manómetros y poder manipularlos.
- f) Termómetro para medir la temperatura interna del tanque.

- g) Válvula de Drenaje
- h) Magnetel para medir el volumen de GLP restante en el tanque.
- i) Manhole Bridado para las inspecciones de rutina del tanque.

4.3 SOLDADURA

La elección de soldadura es de vital importancia para la fabricación, ya que esta debe ser capaz no solo de resistir los esfuerzos debido a la presión interna, sino que por normativa el material de aporte (soldadura) debe tener una resistencia a la tracción superior al material base (SA-612).

La soldadura pasa inicialmente por una prueba de homologación para garantizar el buen desempeño del soldador y luego una prueba radiográfica para asegurar el buen acabado en la fabricación del tanque.

El material base SA-612 tiene una resistencia máxima a la tensión entre 83 a 105 kpsi, por lo que la soldadura a utilizar debe tener una resistencia a la tensión mayor a este valor. Se elige la soldadura 11018 que posee una resistencia de 110 kpsi (780 Mpa) como se muestra en el Anexo 6.

El soldador debe contar con un certificado de homologación de soldadura de acuerdo los requerimientos del código ASME Sección IX – 2013, con procedimiento de soldadura SMAW, y usando un metal de aporte AWS E 11018.

4.4 ELECCIÓN DE PINTURA

La elección de pintura es fundamental para el tanque de GLP, puesto que se ha considerado que el tanque sufre una corrosión mínima durante su uso.

En la parte interna por contener GLP, que es un material no corrosivo, no habrá corrosión. En la parte externa donde el tanque está expuesto al medio ambiente, es que recae la importancia de la pintura ya que debe proporcionar la protección contra la corrosión adecuada para garantizar la vida útil del tanque de GLP.

Se eligió un anticorrosivo (pintura epóxica) para el aislamiento del tanque de la corrosión cuyas características se muestran en el Anexo 7.

Se eligió una pintura color blanco Aurora para el acabado del tanque, cuyas características se detallan en el Anexo 8.

4.5 COSTO DE PRODUCCIÓN

En todo diseño es importante realizar una tabla de costos de fabricación para ver la rentabilidad del proyecto. No se ha analizado a profundidad la rentabilidad de este diseño por escapar a los alcances del presente informe.

Tabla 6. Costeo de Fabricación de un tanque de 13360glns.

Items		Cantidad	Costo Unitario (Inc. IGV)	Costo
Suministros y Accesorios				
1.-	Planchas de acero SA-612 de 12,5 mm (inc. flete, desaduanaje y almacen)	5 und.	\$3,868.04	\$19,340.20
2.-	Planchas de acero SA-612 de 8 mm (inc. flete, desaduanaje y almacen)	2 und.	\$2,357.00	\$4,714.00
3.-	Copla de 3"	3 und.	\$90.00	\$270.00
	Copla de 2"	1 und.	\$60.00	\$60.00
	Copla de 1 1/4 "	1 und.	\$25.00	\$25.00
	Copla de 3/4"	1 und.	\$15.00	\$15.00
	Copla de 1/2"	1 und.	\$10.00	\$10.00
4.-	Soldadura INDURA 11018	8 latas	\$135.00	\$1,080.00
5.-	Pintura Epóxica Aurothane	10 juegos	\$68.50	\$685.00
6.-	Pintura Aurothane Blanca	7 juegos	\$80.00	\$560.00
7.-	Válvula Interna 3" FISHER	1 und.	\$1,416.00	\$1,416.00
8.-	Válvula Interna 2" FISHER	1 und.	\$1,014.00	\$1,014.00
9.-	Válvula de drenaje SHERWOOD	1 und.	\$48.73	\$48.73
10.-	Válvula de nivel FISHER	1 und.	\$128.62	\$128.62
11.-	Válvula de Seguridad FISHER	2 und.	\$1,288.56	\$2,577.12
12.-	Manómetros	2 und.	\$17.70	\$35.40
13.-	Magnetel ROCHESTER	1 und.	\$1,800.00	\$1,800.00
Fabricación				
14.-	Manhole (incluye tapa y pernos)	1 und.	\$850.00	\$850.00
15.-	Rompeolas de Aluminio	4 und.	\$287.50	\$1,150.00
16.-	Orejas de Izaje	2 und.	\$120.00	\$240.00
Mano de obra				
17.-	Rolado de las planchas del cuerpo	1 und.	\$2,714.00	
18.-	Rolado de las planchas del cabezal	1 und.	\$944.00	
18.-	Soldado del tanque	20 días	\$225.00	\$4,500.00
19.-	Arenado del tanque (inc. pintado epóxico inicial)	1 und.	\$600.00	\$600.00
Pruebas				
20.-	Prueba hidrostática	1 und.	\$200.00	
21.-	Prueba radiográfica	1 und.	\$2,600.00	\$2,600.00
22.-	Homologación de soldadura	1 und.	\$400.00	\$400.00
Servicios				
23.-	Electricidad	1 mes	\$250.00	\$250.00
24.-	Transporte (grúas patos, montacargas, etc)	1 mes	\$600.00	\$600.00
			TOTAL :	\$44,969.07

4.6 PLANOS DE DISEÑO

Finalmente con todos los resultados obtenidos anteriormente se diseña los planos de fabricación y distribución para el tanque. Los cuales serán anexados al manual de fabricación.

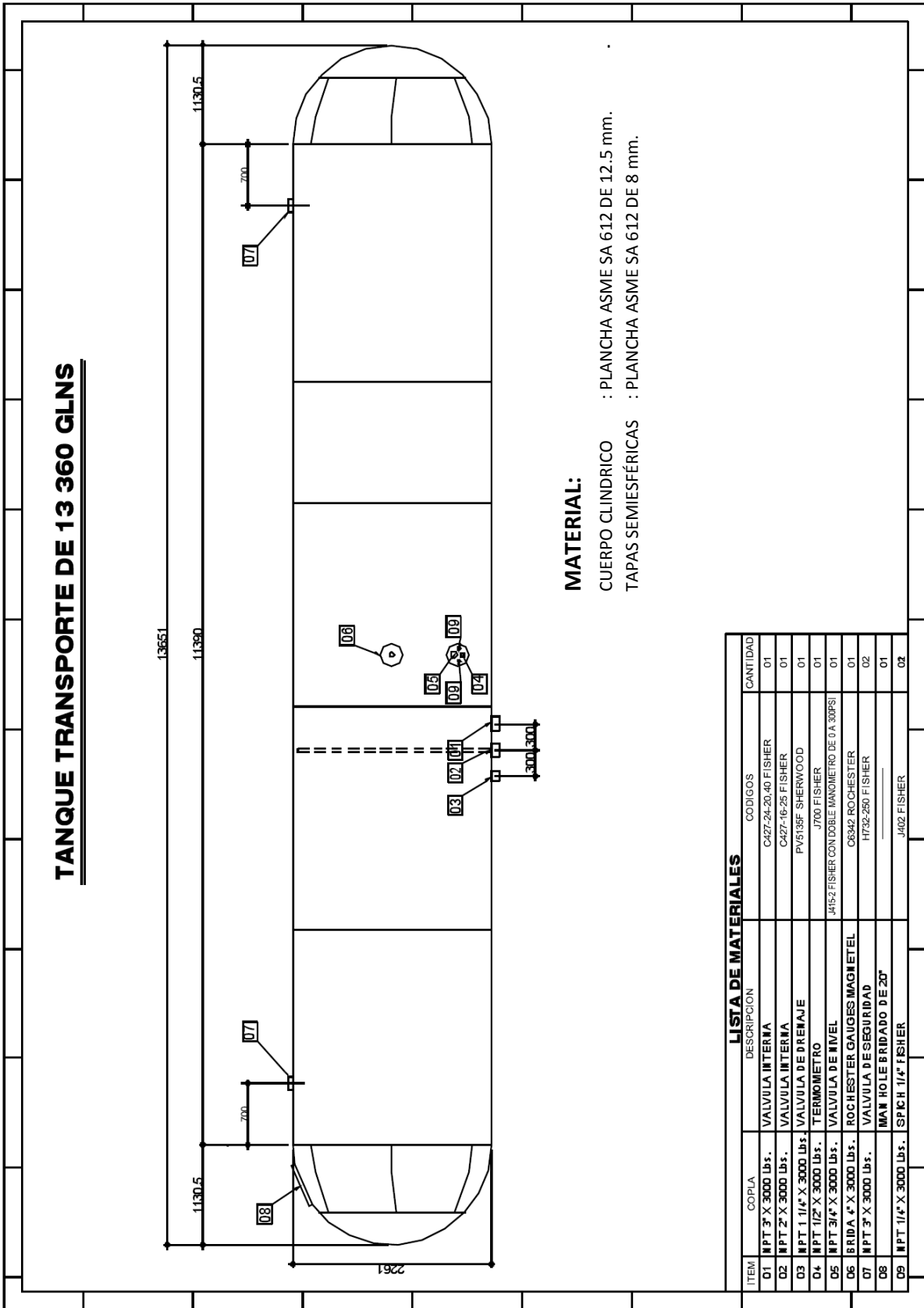
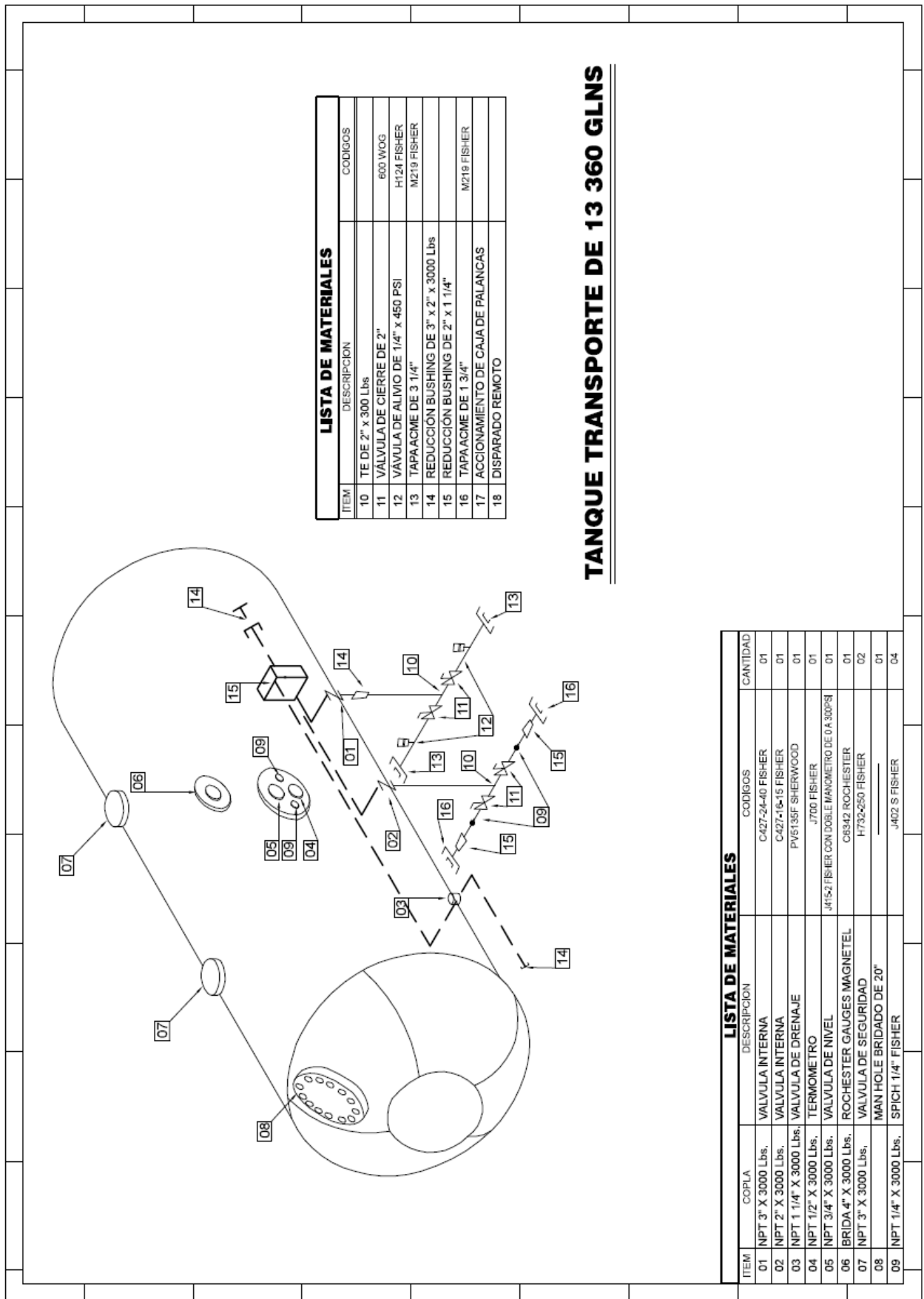


Figura 13. Plano isométrico de construcción del tanque de 13360 glns.



LISTA DE MATERIALES		
ITEM	DESCRIPCION	CODIGOS
10	TE DE 2" X 3000 Lbs	
11	VALVULA DE CIERRE DE 2"	600 WOG
12	VALVULA DE ALMIO DE 1/4" X 450 PSI	H124 FISHER
13	TAPAACME DE 3 1/4"	M219 FISHER
14	REDUCCION BUSHING DE 3" X 2" X 3000 Lbs	
15	REDUCCION BUSHING DE 2" X 1 1/4"	
16	TAPAACME DE 1 3/4"	M219 FISHER
17	ACCIONAMIENTO DE CAJA DE PALANCAS	
18	DISPARADO REMOTO	

TANQUE TRANSPORTE DE 13 360 GLNS

LISTA DE MATERIALES				
ITEM	COPLA	DESCRIPCION	CODIGOS	CANTIDAD
01	NPT 3" X 3000 Lbs.	VALVULA INTERNA	C427-24-40 FISHER	01
02	NPT 2" X 3000 Lbs.	VALVULA INTERNA	C427-16-15 FISHER	01
03	NPT 1 1/4" X 3000 Lbs.	VALVULA DE DRENAJE	PV5135F SHERWOOD	01
04	NPT 1/2" X 3000 Lbs.	TERMOMETRO	J700 FISHER	01
05	NPT 3/4" X 3000 Lbs.	VALVULA DE NIVEL	J415-2 FISHER CON DOBLE MANOMETRO DE 0 A 300PSI	01
06	BRIDA 4" X 3000 Lbs.	ROCHESTER GAUGES MAGNETEL	C6342 ROCHESTER	01
07	NPT 3" X 3000 Lbs.	VALVULA DE SEGURIDAD	H732-250 FISHER	02
08		MAN HOLE BRIDADO DE 20"		01
09	NPT 1/4" X 3000 Lbs.	SPICH 1/4" FISHER	J402 S FISHER	04

Figura 14. Plano isométrico de distribución del tanque de 13360 glns.

CAPITULO 5. DISCUSIONES

5.1.- De las memorias de cálculo del diámetro óptimo hemos obtenido un diámetro específico y una longitud del cuerpo en base al volumen requerido. Si bien estos resultados son los óptimos teóricamente hablando, en la práctica suele suceder que las planchas de acero SA-612 tengan medidas establecidas para su venta. El proceso de cortado de estas planchas agrega un costo adicional, que en algunos casos no compensa el proceso, por lo que el diámetro del tanque de GLP está limitado algunas veces a las dimensiones reales de fabricación de estas planchas, y se compensa la variación del diámetro modificando la longitud del cuerpo.

5.2.- Alargar el cuerpo tiene ciertos inconvenientes cuando el tanque fabricado es de transporte, porque afecta su movilidad, haciéndolo difícil de maniobrar. Y en caso de ser estacionario es necesario agregar silletas para evitar ejercer mucha carga en la parte central del tanque.

5.3.- Si el diámetro del tanque es demasiado grande por el contrario la distribución de pesos del tanque da como resultado una menor estabilidad y contribuye a los accidentes que precisamente se trata de evitar con la aplicación de estos cálculos.

5.4.- De las memorias de cálculo de espesores para el material SA-612 y el acero estructurado SA-36, se observa que el primero requiere menor espesor de fabricación que el segundo, lo que permite obtener un menor peso muerto en el tanque, aunque por el lado contrario el acero estructurado tiene un menor costo de fabricación aun para el espesor hallado.

5.5.- De las memorias de cálculo de espesores para cabezales semielípticos y tori esféricos se observa que un tanque con dichos cabezales requerirá un espesor mayor, encareciendo la fabricación y agregando peso muerto al tanque. Debido a eso los tanques de GLP son fabricados con cabezales semiesféricos. Los otros cabezales son usados en otras circunstancias (recipientes verticales, a presión externa, de menor volumen, etc.).

5.6.- El GLP es un líquido no corrosivo, por lo que el tanque una vez energizado (puesto en operación) deja de “corroerse”, pero se hace hincapié en que el pintado con pintura epóxica en su parte exterior y la capa de pintura final debe ser correctamente suministrada, caso contrario el material se corroería en su parte externa.

5.7.- De las memorias de cálculo de los refuerzos podemos ver que no requieren de refuerzo alguno, en gran medida debido al tipo de copla a soldar y a la gran resistencia a la tensión del acero SA-612.

5.8.- De las memorias de cálculo para las orejas de izaje no se ha reducido el tamaño del radio de la oreja ya que, si bien en la mayoría de los casos se utilizarán las orejas para mover los tanques estando estos vacíos, de ocurrir algún accidente, la oreja de izaje debe poder soportar el peso muerto del tanque y parte del GLP contenido en este. Las orejas de izaje no deben usarse con el tanque lleno, en cambio debe realizarse primero un trasvase del GLP.

5.9.- Las pruebas hidrostáticas de acuerdo a formula se hace a 1.3 MAWP, es decir 325 psi. Es vital que tal como se ha especificado en el presente informe, esta presión sea medida con un manómetro calibrado por un laboratorio acreditado.

5.10.- Los accesorios (válvulas de presión, válvulas internas, válvulas de alivio, etc.) no se han analizado en este presente informe por escapar al alcance del mismo.

5.11.- Los costos de producción del tanque resultan en un aproximado de \$44 969.07, sin contar con gastos de gestión, intereses y ganancias adicionales que toda empresa incluye en sus presupuestos. Dicho precio comparado con \$64 000.00 que cuesta un tanque de GLP hecho con acero estructural (incluido IGV y ganancias), muestra que el tanque cuesta más de lo usual, pero a cambio ofrece una mayor confiabilidad por ser hecho de un material con mayor resistencia a la tracción.

CAPITULO 6. CONCLUSIONES

En el presente informe se ha logrado diseñar un tanque de GLP de 13360 glns asegurando la calidad de este, cumpliendo con todos los lineamientos establecidos en el Código ASME Sección VIII Div. 1.

Se ha logrado además basándonos en bibliografía adicional minimizar los espesores y dimensiones requeridos para disminuir los costos de fabricación como se demuestra en la pag. 46 y 47 al obtener un diámetro óptimo para usar la menor cantidad de material posible, tomando siempre en cuenta que la principal preocupación en la fabricación y uso de estos recipientes es la seguridad y salud de las personas.

Se demostró cuantitativamente que los cabezales esféricos son más eficientes que los otros tipos de cabezales tal como se puede apreciar en las pag. 48, 49, 50 y 51.

Se confirmó adicionalmente en las pag. 52 y 53 que el material SA-612 es más efectivo que el acero estructural al necesitarse menor espesor y generar menos peso muerto

El tanque a presión no necesita de refuerzos adicionales para las coplas soldadas a este por tener suficiente refuerzo producto del espesor y material de estas tal como se ven en las páginas del 54 al 63.

Las orejas de izaje al no estar sometidas a presiones elevadas pueden ser fabricadas con acero estructural sin poner en riesgo la seguridad del tanque al cumplir ampliamente con los requisitos para su construcción como se observa en las páginas 64 y 65, tomando en cuenta que la placa de respaldo si debe ser el mismo material que el usado en el tanque.

El costo de fabricación del tanque diseñado en el presente informe, como se aprecia en la pag. 68, tiene un precio superior a los tanque que son comúnmente fabricados en el país con acero estructural pero a cambio proveen de una mayor seguridad por tener una mayor resistencia a la tracción y generar menos peso muerto, lo cual es importante en nuestro país ya que posee una geografía accidentada y los tanques son susceptibles a sufrir accidentes.

EL Código ASME proporciona una guía bastante detallada para la fabricación de recipientes a presión, dando los lineamientos generales que rigen dicho proceso. En el Perú las empresas dedicadas a la fabricación de estos recipientes se rigen bajo el código ASME, pero existen muy pocas que cuenten con la estampa ASME, una realidad que debe cambiar a futuro en el país.







REFERENCIAS

- [1] Raymond A. Serway y John W. Jewett, Jr. Física para ciencias e ingeniería. Volumen 1. Víctor Campos, México, D.F. Pag. 347-349, (2008)
- [2] ASME, Código. ASME Sección VIII Div. 1 (2010)
- [3] Guillermo Román Portillo García. Análisis y Diseño de un Recipiente a Presión para el almacenamiento de Gas Natural usando un material alternativo (SA-283-C). México (2008)
- [4] Eugene F. Megyesy. Manual de Recipientes a Presión, Diseño y Cálculo. México. (1992)
- [5] ANSI B16.11
- [6] ANSI B2.1
- [7] ASME, Código. ASME Sección II – D (2010). Pág. 22 al 25
- [8] Francisco Rey. Proyecto Básico: Corrosión de estructuras de acero. LABEIN. España. (2006)
- [9] <http://materias.fi.uba.ar/6303/TPN3.pdf>
- [10] <http://es.scribd.com/doc/125043714/10-RECIPIENTES-DE-PARED-DELGADA-SOMETIDOS-A-PRESION#scribd>

ANEXO 1

TABLA UW-12 DEL CÓDIGO ASME SECCIÓN VIII DIV 1 [2]

**EFICIENCIAS DE JUNTA MÁXIMO PERMITIDAS PARA JUNTAS SOLDADAS
POR ARCO Y GAS**

TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS				
TIPOS DE UNIONES NORMA UW - 12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, Cuando la junta es:		
		a. Radiografiada al 100%	b. Radiografiada por puntos	c. Sin radiografiar
1	 <p>Joint to be made by double bevel butt weld or by other means so that the same quality of metal as the weld is deposited on the interior and exterior surfaces of the piece. If a backing plate is used, it must be removed after the weld is completed.</p>	1.00	0.85	0.70
2	 <p>Joint to be made by single bevel butt weld with backing strip that remains in place after welding. En juntas circunferenciales únicamente</p>	0.90	0.80	0.65
3	 <p>Joint to be made by single bevel butt weld without backing strip</p>	-	-	0.60
4	 <p>Joint to be made by double fillet lap joint</p>	-	-	0.55
5	 <p>Joint to be made by single fillet lap joint with plug weld</p>	-	-	0.50
6	 <p>Joint to be made by single fillet lap joint without plug weld</p>	-	-	0.45

ANEXO 2

VALORES DE TENSION MÁXIMAS PERMITIDAS “S” PARA DISTINTOS MATERIALES FERROSOS [7]

Sección I, Sección III, Clase 2 y 3, y Sección VIII, División 1

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Desig./ UNS No.	Class/ Cond./ Temper	Size/ Thickness, in.	P-No.	Group No.
1	Carbon steel	Plate	SA-537	...	K12437	3	$\leq 2\frac{1}{2}$	1	3
2	Carbon steel	Plate	SA-537	...	K12437	2	$\leq 2\frac{1}{2}$	1	3
3	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CD80	K12437	...	$\leq 2\frac{1}{2}$	1	3
4	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	D80	K12437	...	$\leq 2\frac{1}{2}$	1	3
5	Carbon steel	Wld. pipe	SA-691	CMSH-80	K12437	...	$\leq 2\frac{1}{2}$	1	3
6	Carbon steel	Plate	SA-738	C	$\leq 2\frac{1}{2}$	1	3
7	Carbon steel	Plate	SA-612	...	K02900	...	$\frac{1}{2} < t \leq 1$	10C	1
8	Carbon steel	Plate	SA-612	...	K02900	...	$\leq \frac{1}{2}$	10C	1
9	Carbon steel	Plate	SA-612	...	K02900	...	$\frac{1}{2} < t \leq 1$	10C	1
10	Carbon steel	Plate	SA-738	B	K12447	1	3
11	Carbon steel	Forgings	SA-372	C	K04801
12	Carbon steel	Plate	SA-724	A	K11831	1	4
13	Carbon steel	Plate	SA-724	C	K12037	1	4
14	Carbon steel	Plate	SA-724	B	K12031	1	4
15	C-Mn-Cb	Sheet	SA-812	65	1	3
16	C-Mn-SI-Cb	Plate	SA-737	B	K12001	1	2
17	C-Mn-SI-Cb	Sheet	SA-812	80	1	4
18	C-Mn-SI-V	Plate	SA-737	C	K12202	1	3
19	C-Mn-TI	Plate, sheet	SA-562	...	K11224	1	1
20	C-SI-TI	Forgings	SA-836	1	...	1	1
21	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Smls. tube	SA-209	T1b	K11422	3	1
22	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Wld. tube	SA-250	T1b	K11422	3	1
23	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Wld. tube	SA-250	T1b	K11422	3	1
24	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Smls. tube	SA-209	T1	K11522	3	1
25	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Smls. & wld. fittings	SA-234	WP1	K12821	3	1
26	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Wld. tube	SA-250	T1	K11522	3	1
27	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Wld. tube	SA-250	T1	K11522	3	1
28	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Smls. pipe	SA-335	P1	K11522	3	1
29	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Forged pipe	SA-369	FP1	K11522	3	1
30	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Smls. tube	SA-209	T1a	K12023	3	1
31	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Wld. tube	SA-250	T1a	K12023	3	1
32	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Wld. tube	SA-250	T1a	K12023	3	1
33	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Castings	SA-217	WC1	J12524	3	1
34	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Castings	SA-352	LC1	J12522	3	1
35	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Cast pipe	SA-426	CP1	J12521	3	1
36	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Plate	SA-204	A	K11820	3	1
37	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Wld. pipe	SA-672	L65	K11820	3	1
38	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Wld. pipe	SA-691	CM-65	K11820	3	1
39	C- $\frac{1}{2}$ Mo	Wld. pipe	SA-691	CM-65	K11820	3	1

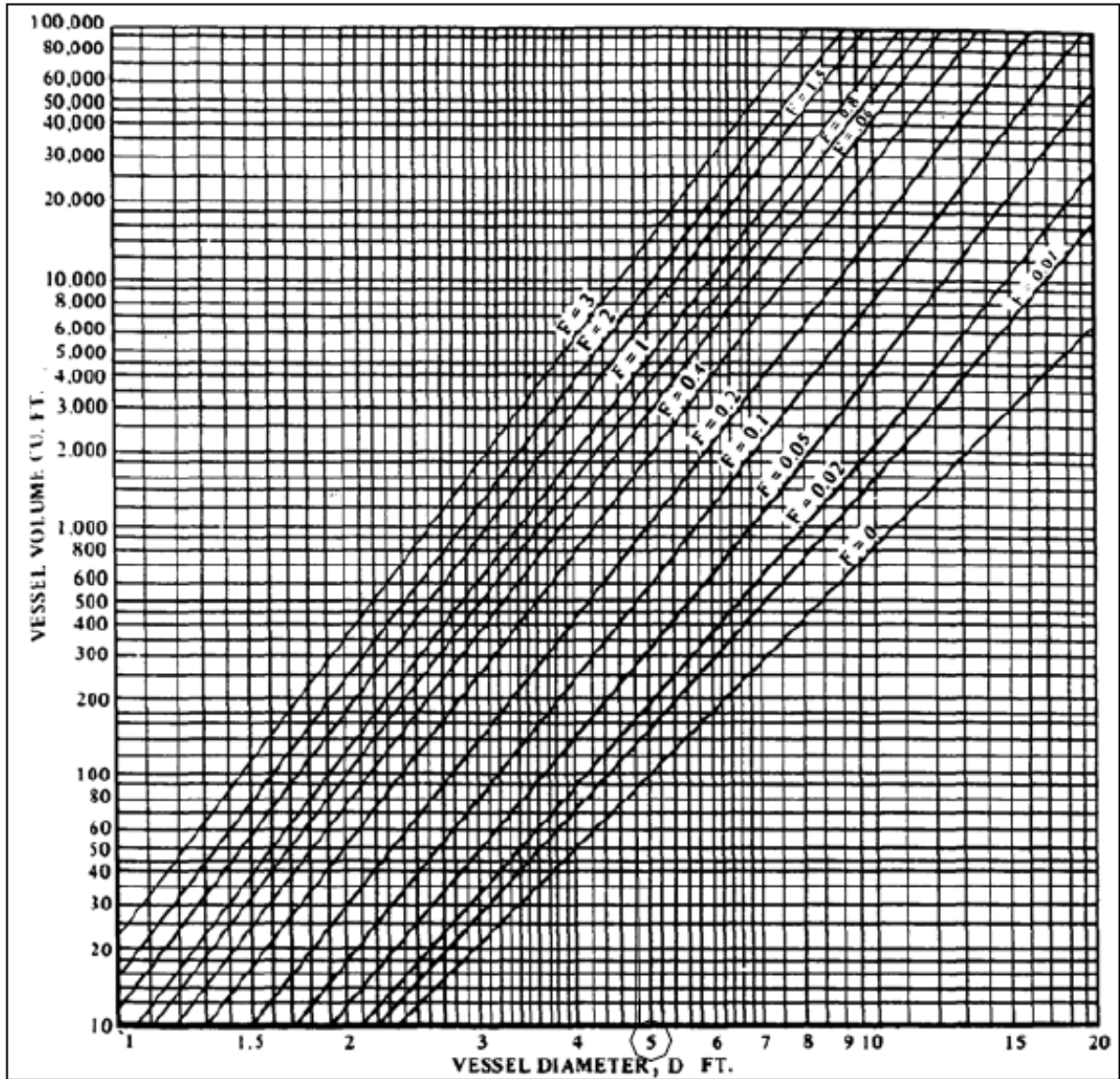
**VALORES DE TENSION MÁXIMAS PERMITIDAS “S” PARA DISTINTOS
MATERIALES FERROSOS [7]**

Sección I, Sección III, Clase 2 y 3, y Sección VIII, División 1

Line No.	Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding													
	-20 to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	22.9	...	22.9	...	22.6	22.3	22.3	22.3	22.3	19.6
2	22.9	...	22.9	...	22.6	22.3	22.3	22.3	22.3	19.6
3	22.9	...	22.9	...	22.6	22.3	22.3	22.3	22.3	19.6
4	22.9	...	22.9	...	22.6	22.3	22.3	22.3	22.3	19.6
5	22.9	...	22.9	...	22.6	22.3	22.3	22.3	22.3	19.6
6	22.9	...	22.9	...	22.6	22.3	22.3	22.3	22.3
7	23.1	...	23.1	...	22.8	22.6	22.6	22.5	22.0	19.6
8	23.7	...	23.7	...	23.4	23.2	23.2	22.5	22.0
9	23.1	...	23.1	...	22.8	22.6	22.6	22.5	22.0
10	24.3	24.3	24.3	...	24.0	23.7	23.7	23.7	23.7
11	25.7	25.7	25.7	25.7	25.7	25.7	25.7	25.7	24.4
12	25.7	25.7	25.7	25.6	25.4	25.1	25.1	25.1	24.4	21.9
13	25.7	25.7	25.7	25.6	25.4	25.1	25.1	25.1	24.4	21.9
14	27.1	27.1	27.1	27.0	26.8	26.5	26.5	26.5	24.4	23.1
15	24.3	24.3	24.3	...	24.3	24.3	24.3	24.3	24.3
16	20.0	20.0	20.0	...	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	19.6
17	28.6	...	28.5	...	28.1	28.1	28.1	28.1	24.4
18	22.9	...	22.9	...	22.9	22.9	22.9	22.9	22.9	20.0
19	12.9	...	11.5	...	10.6	10.4	10.4	10.4	10.4
20	15.7	...	14.3	...	13.3	13.0	13.0	12.9	12.7
21	15.1	15.1	15.1	...	15.1	15.1	15.1	15.1	15.0	14.7	14.3	14.0	13.5	13.0
22	15.1	...	15.1	...	15.1	15.1	15.1	15.1	15.0	14.7	14.3	14.0	13.5	13.0
23	12.9	12.9	12.9	...	12.9	12.9	12.9	12.9	12.7	12.5	12.2	11.9	11.5	11.1
24	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.4	14.9	14.5	13.7
25	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.4	14.9	14.5	13.7
26	15.7	...	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.4	14.9	14.5	13.7
27	13.4	13.4	13.4	...	13.4	13.4	13.4	13.4	13.4	13.4	13.1	12.7	12.3	11.6
28	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.4	14.9	14.5	13.7
29	15.7	15.7	15.7	...	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.4	14.9	14.5	13.7
30	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	16.8	16.4	15.9	15.4	13.7
31	17.1	...	17.1	...	17.1	17.1	17.1	17.1	17.1	16.8	16.4	15.9	15.4	13.7
32	14.6	...	14.6	...	14.6	14.6	14.6	14.6	14.6	14.3	13.9	13.6	13.1	11.6
33	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.4	17.9	17.4	16.9	13.7
34	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.4
35	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.4
36	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.4	17.9	13.7
37	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6
38	18.6	...	18.6	...	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6	18.6
39	18.6	...	18.6	...	18.6

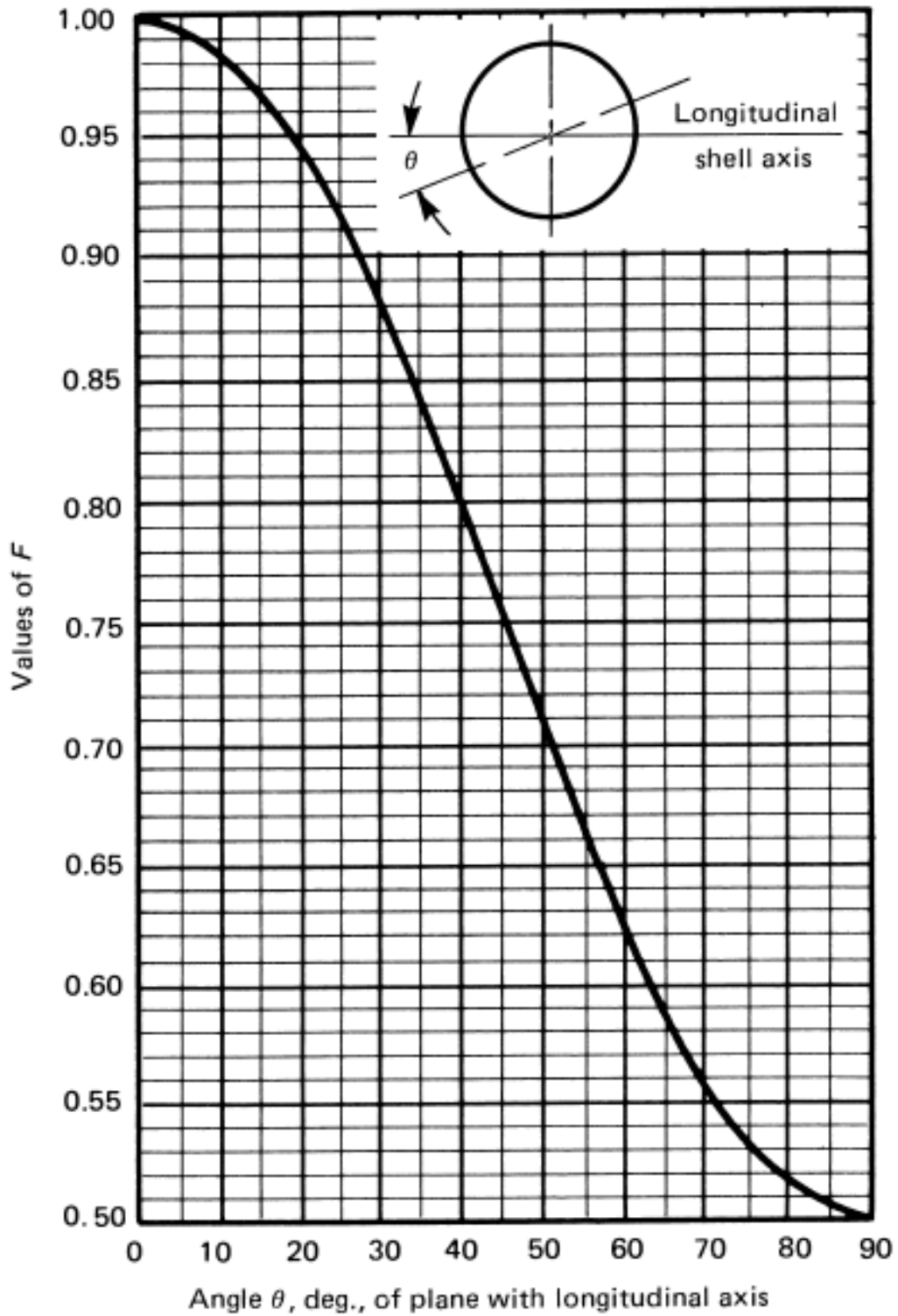
ANEXO 3

GRAFICA PARA DETERMINAR EL DIÁMETRO ÓPTIMO DEL RECIPIENTE EN FUNCIÓN DEL PARÁMETRO "F" [4]



ANEXO 4

FACTOR DE CORRECIÓN "F"^[1]



ANEXO 5

DIMENSIONES ESTÁNDAR PARA COPLAS [5]

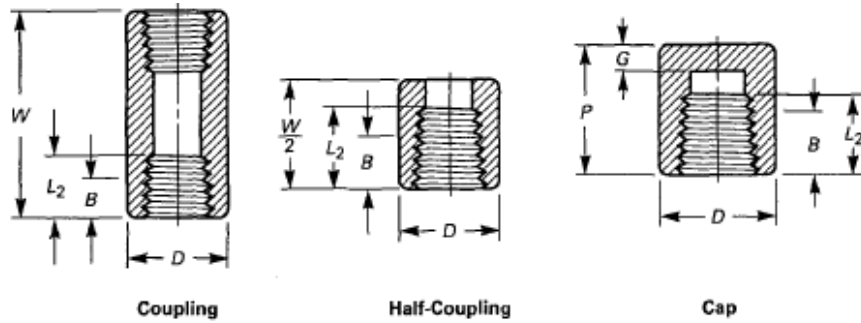


TABLE I3 THREADED FITTINGS

Nominal Pipe Size	End-to-End Couplings, W		End-to-End Caps, P		Outside Diameter, D		Min. End Wall Thickness, G		Min. Length of Thread, [Note (1)]		
									B	L ₂	
	3000 and 6000	3000	6000	3000	6000	3000	6000	3000	6000		
1/8	1.25	0.75	...	0.62	0.88	0.19	...	0.25	0.2639		
1/4	1.38	1.00	1.06	0.75	1.00	0.19	0.25	0.32	0.4018		
3/8	1.50	1.00	1.06	0.88	1.25	0.19	0.25	0.36	0.4078		
1/2	1.88	1.25	1.31	1.12	1.50	0.25	0.31	0.43	0.5337		
3/4	2.00	1.44	1.50	1.38	1.75	0.25	0.31	0.50	0.5457		
1	2.38	1.62	1.69	1.75	2.25	0.38	0.44	0.58	0.6828		
1 1/4	2.62	1.75	1.81	2.25	2.50	0.38	0.44	0.67	0.7068		
1 1/2	3.12	1.75	1.88	2.50	3.00	0.44	0.50	0.70	0.7235		
2	3.38	1.88	2.00	3.00	3.62	0.50	0.62	0.75	0.7565		
2 1/2	3.62	2.38	2.50	3.62	4.25	0.62	0.75	0.93	1.138		
3	4.25	2.56	2.69	4.25	5.00	0.75	0.88	1.02	1.200		
4	4.75	2.69	2.94	5.50	6.25	0.88	1.12	1.09	1.300		

GENERAL NOTES:

(a) Dimensions are in inches.


(b) Class 2000 and DN6 Class 6000 couplings, half couplings, and caps are not included in this Standard.

NOTE:

(1) Dimension B is minimum length of perfect thread. The length of useful thread (B plus threads with fully formed roots and flat crests) shall not be less than L₂ (effective length of external thread) required by American National Standard for Pipe Threads (ASME B1.20.1). See section 6.3.

ANEXO 6


ESPECIFICACIONES DE LA SOLDADURA 11018



INDURA
Tecnología a su Servicio

INDURA 11018-M

Rev.01-010412



- Electrodo manual con revestimiento básico
- Soldadura de aceros con elevada resistencia mecánica (APLICACIONES MILITARES)
- Toda posición
- Corriente continua-electrodo positivo
- Resistencia a la tracción mínima del metal depositado 760 MPa
- Bajo contenido de Hidrógeno

Clasificación:

ASME IIC SFA 5.5/AWS A5.5
E 11018-M

Características y Campos de usos:

- Excelentes características operativas y calidad radiográfica
- Fácil desprendimiento de escoria
- Aceros T1, HY80, ASTM A225 Gr., A514, A517, A541 d.6, A542 d.2, A592
- Aceros SAE 4130, 4140 y 4340, el depósito puede ser cementado y templado

Análisis Típico del metal depositado (% en peso)

C, %	Mn, %	Si, %	P, %	S, %	Cr, %	Ni, %	Mo, %
0.04	1.54	0.32	0.013	0.010	0.30	1.86	0.40

Propiedades Mecánicas Típicas del Metal Depositado

Tratamiento Térmico	Esf. Fluencia en 0.2%, MPa	Esf. Máx. de Tracción, MPa	Elongación (L=4d), %	E. Absorbida Ch-v
S/T.T.	717	780	23	42 J a - 51 °C


Parámetros de Soldadura y Datos

	2.4	3.2	4.0	4.8
Diámetro, mm	2.4	3.2	4.0	4.8
Longitud, mm	300	350	350	350
Int.. de Corr., A	80-120	120 - 160	160 - 220	200 - 275
Nº elect/Kg	66	32	24	14

Secado

Reacondicionar a 350 °C x 1 hora, mantener electrodos en estufas (≥ 100 C).

Posición de Soldadura



CCEP

Si no encuentra el diámetro o el envase que anda buscando, favor contactarse en Chile con el Centro de Servicio al Cliente INDURA o con su representante local según corresponda.

INDURA 11018-M

ANEXO 7

ESPECIFICACIONES DE LA PINTURA EPÓXICA



AUROPOXI II ANTICORROSIVO

*ANTICORROSIVO EPOXI II
CATALIZADOR EPOXI II*

DESCRIPCIÓN

Es un anticorrosivo de dos componentes del tipo High Build basada en resinas epoxi-poliamida y pigmento Cromato de Zinc -inhibidor de la corrosión-. Se caracteriza por su excelente adhesión al sustrato y elevada resistencia química. Es un anticorrosivo formulado para el mantenimiento industrial, y se aplica como base en un sistema de pintado epóxico.

USOS

Este producto es recomendado para el mantenimiento industrial; adecuado para la protección de maquinarias, tuberías, puentes, equipos, y estructuras metálicas en general, sometidos a condiciones ambientales muy severas.

PREPARACIÓN DE SUPERFICIE

Puede hacerse solamente limpieza mecánica en ambientes no muy severos, en caso contrario como mínimo arenado comercial SSPC-SP6. Lo óptimo es el arenado a metal blanco SSPC-SP5.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

Aspecto de la Película	: Mate
Color	: Verde, Amarillo
Componentes	: 2
Relación de Mezcla	: 1 volumen Auropoxi II Anticorrosivo 1 volumen Catalizador Auropoxi II
Sólidos por Volumen	: 55 +/- 2 % (mezcla)
Rendimiento Teórico	: 19 m ² /gal. a 4 mils de espesor seco. El rendimiento práctico dependerá del perfil de la superficie, pérdidas por mezcla, método de aplicación, condiciones climatológicas, etc.
Espesor de Película Recomendado	: desde 2 hasta 4 mils de espesor seco.
Número de capas	: Una o dos.
Tiempo de Inducción	: 15 minutos
Vida útil de la mezcla	: 6 horas a 25 °C, acortándose el tiempo si aumenta la temperatura. Debido al pot-life limitado del producto, no mezclar más material del que pueda ser aplicado en la jornada de trabajo.

Página 1 de 2

CORPORACION MARA S. A.

Jr. Perseo 251 - Chorrillos - Lima 09 - Perú - ☎ (51-1) 467-6777 - Fax: (51-1) 252-2438
www.aurora.com.pe



Disolvente	: Aurothinner Epoxi
Dilución	: 10% como máximo respecto al volumen de la pintura. La dilución debe realizarse al término del tiempo de inducción.
Tiempo de Secado	
Al tacto	: 30 minutos.
Tiempo de Repintado	
Mínimo	: 6 horas
Máximo	: 7 días.
Condiciones de Aplicación	: AUROPOXI II ANTICORROSIVO puede ser usado donde la aplicación y el curado tome lugar a temperaturas entre 10 a 35 °C. La temperatura de la superficie debe estar por lo menos 3 °C encima del punto de rocío para evitar condensación.
Método de Aplicación	: Brocha o Rodillo, sin dilución. Pistola convencional, De Vibbiss JGA 704 o equivalente, 10% de dilución. Pistola Airless, boquilla 0.015" a 0.018", no requiere dilución.
Modo de Preparación	: Agitar el componente "A". Continuar mezclando "A" y adicionar suavemente el componente "B". Agítese vigorosamente por cinco minutos. Asegúrese de mezclar todo el material de los envases. Dejar reposar.
Acabados Recomendados	: Auropoxi 440, Aurothane 540.
Resistencia a Temperatura seca	: Hasta 90 °C.
Precauciones	: Contiene solventes inflamables
Estabilidad al Almacenamiento	: 12 meses en interiores bajo condiciones normales
Presentación	: Auropoxi II Anticorrosivo 1 galón Catalizador Auropoxi II 1 galón

LIMITACION DE RESPONSABILIDAD La información contenida en esta HOJA DE INFORMACIONES TÉCNICAS está basada en pruebas de laboratorio que creemos precisas y está orientada a servir de guía únicamente. Toda recomendación o sugerencia relativa al uso de los productos Aurora fabricados por CORPORACION MARA S.A., ya sea en documentación técnica, o en respuesta a una consulta específica, o de cualquier otro tipo, está basada en información que en nuestro mejor conocimiento es confiable. Los productos y la información están diseñados para usuarios con el conocimiento y la práctica industrial requeridos y es responsabilidad del usuario final determinar la conveniencia del producto para el uso propuesto. CORPORACION MARA S.A. no tiene ningún control ni sobre la calidad ni la condición del sustrato, ni sobre los muchos factores que afectan el uso y aplicación del producto. CORPORACION MARA S.A. por lo tanto no acepta ninguna responsabilidad que emerja de pérdidas, perjuicios o daños resultantes de tal uso o del contenido de esta HOJA DE INFORMACIONES TÉCNICAS (a menos que existan acuerdos escritos que estipulen algo diferente). La información aquí contenida es susceptible de modificación como resultado de la experiencia práctica y el continuo desarrollo de productos. Esta HOJA DE INFORMACIONES TÉCNICAS reemplaza y anula toda edición anterior y es por lo tanto responsabilidad del usuario asegurarse de su vigencia antes de usar el producto.

Página 2 de 2

CORPORACION MARA S. A.
Jr. Perseo 251 - Chorrillos - Lima 09 - Perú - ☎ (51-1) 467-6777 - Fax: (51-1) 252-2438
www.aurora.com.pe

ANEXO 8

ESPECIFICACIONES DE LA PINTURA DE ACABADO



Más de medio siglo garantizando calidad

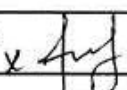


CERTIFICADO DE CALIDAD N° 160/11				
Nombre de la Base :	AUROTHANE 540 BLANCO O.J. INGENIEROS		Código: 2390-4461	
Nombre del Catalizador:				
			2 COMPONENTES	
PROPIEDADES FÍSICAS	Especificación Base	Resultados Base	Especificación Catalizador	Resultados Catalizador
Cantidad (gal)		20		
Número de Lote		11010169		
Fecha de Fabricación		02/02/11		
Peso Específico (kg/gal) <i>ASTM-D1475</i>	4.8-5.0	4.8		
Fineza (H) <i>ASTM-D1210</i>	7	7		
Viscosidad (KU) <i>ASTM-D562</i>	80 – 85	82		
Viscosidad ("CF4) <i>ASTM-D1200</i>				
% Sólidos en Peso <i>NTP-319.150</i>	54 - 56	55.80%		
PROPIEDADES DE APLICACIÓN				
%Sólidos Volumen <i>ASTM-D2697</i>		43 +/- 2		43.50%
Peso Específico(Kg/gal) <i>ASTM-D1475</i>		4.60 – 4.70		4.6
Relación de Mezcla		4 : 1		4 : 1
Tiempo de Secado: Tacto Libre <i>ASTM-D1640</i>		1 – 3 horas		
Pot Life		6 – 8 horas		
Color Apariencia		STD Sin defectos		
Evaluado por : R. Acosta. Aprobado por :C. Lizarraga	Fecha de emisión:	02/02/11	Iniciales :	R.A. C.L.



CORPORACION MARA S.A.
 Jr. Perseo 251 - Chorrillos - Lima 09 - Perú - ☎ (51-1) 467-6777 - Fax: (51-1) 252-2438
 www.aurora.com.pe

CERTIFICADO DE CALIDAD N° 160/11

Nombre de la Base :	AUROTHANE 540 BLANCO O.J. INGENIEROS		Código: 2390-4461	
Nombre del Catalizador:				
2 COMPONENTES				
PROPIEDADES FÍSICAS	Especificación Base	Resultados Base	Especificación Catalizador	Resultados Catalizador
Cantidad (gal)		20		
Número de Lote		11010169		
Fecha de Fabricación		02/02/11		
Peso Específico (kg/gal) <i>ASTM-D1475</i>	4.8-5.0	4.8		
Fineza (H) <i>ASTM-D1210</i>	7	7		
Viscosidad (KU) <i>ASTM-D562</i>	80 – 85	82		
Viscosidad (*CF4) <i>ASTM-D1200</i>				
% Sólidos en Peso <i>NTP-319.150</i>	54 - 56	55.80%		
PROPIEDADES DE APLICACIÓN				
%Sólidos Volumen <i>ASTM-D2697</i>	43 +/- 2		43.50%	
Peso Específico(Kg/gal) <i>ASTM-D1475</i>	4.60 – 4.70		4.6	
Relación de Mezcla	4 : 1		4 : 1	
Tiempo de Secado: Tacto Libre <i>ASTM-D1640</i>	1 – 3 horas			
Pot Life	6 – 8 horas			
Color Apariencia	STD Sin defectos			
Evaluado por : R. Acosta. Aprobado por :C. Lizarraga	Fecha de emisión:	02/02/11	Iniciales : R.A. C.L. 	



CORPORACION MARA S. A.

Jr. Perseo 251 - Chorrillos - Lima 09 - Perú - ☎ (51-1) 467-6777 - Fax: (51-1) 252-2438
www.aurora.com.pe

CERTIFICADO DE CALIDAD N° 1996/10			
Nombre del Producto	AUROTHINNER POLIURETANO		Código: 9001-0001
	Especificación	Resultado	
Cantidad (gal)		120	
Número del Lote		10123947	
Fecha de Producción		22/12/10	
Peso Específico (23°C)	3.28 – 3.23	3.23 kg/gal	
Ind. de refracción (20°C)	1.491 – 1.495	1.46	
SPEC. FOR MIXED PRODUCT	SPEC'S MIXED PRODUCT		RESULT MIXED PRODUCT
			CONTROL DE CALIDAD
			LABORATORIO
Evaluado por R. Balbuena Aprobado por: C. Lizarraga.	Fecha de emisión	29/11/10	Initials : R.B. C.L. <i>[Signature]</i>

l-com^p

BRC/

CORPORACION MARA S. A.