

UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLÓGICA DE LIMA SUR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y GESTIÓN
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA



**“DISEÑO DE UN TANQUE PULMÓN PARA EL PROYECTO DE
DESARROLLO DEL CAMPO SAGARI - LOTE 57, SAGARI AX – REPSOL,
2016”**

TESIS O TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL

Para optar el Título Profesional de

INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA

PRESENTADO POR EL BACHILLER

POMA PANTOJA, JOSÉ ORLANDO

ASESOR

SANTOS MEJÍA, CESAR AUGUSTO

**Villa El Salvador
2020**

DEDICATORIA

A mis padres y abuelo por haberme apoyado en todo momento, por sus guías, enseñanzas, consejos y sobre todo por la motivación constante de estar ahí conmigo, lo que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor y comprensión.

AGRADECIMIENTO

A Dios por darme la bendición de poder llegar hasta donde he llegado. A mi alma mater la UNTELS por haberme dado la oportunidad de estudiar y lograr ser un profesional. A mis colegas y amigos de trabajo por los cuales me he motivado y aprendido más durante mi formación profesional. Y por último, al asesor y consultor externo, Ingeniero-Investigador Carlos Juan Astuvilca Huayta, cuyo apoyo y orientación fue parte importante en el planeamiento y ejecución de la presente investigación.

RESUMEN

En el presente Trabajo de Suficiencia Profesional se dan pautas de ingeniería, para el diseño y fabricación de un tanque a presión bajo la norma ASME VIII-Div.1 Ed.2015; siendo las instalaciones de la Empresa HAUG S.A., el lugar donde se realizaron el diseño y fabricación antes mencionados.

Teniendo como propósito satisfacer la demanda de tanques a presión solicitados por la Empresa REPSOL, para su sede en la zona de SAGARI AX y BX, ubicado en el Lote 57 con sede en Cuzco, se realizó el diseño y fabricación de dichos tanques; para tal efecto se tuvo en cuenta que se deberían respetar los parámetros establecidos por el cliente en la etapa de diseño y fabricación, tomando en cuenta las normas aplicables, materiales en el mercado nacional para la fabricación, así como procesos de soldadura a aplicar, ensayos no destructivos, etc. Puntos importantes que establecerán la integridad y calidad final del producto fabricado.

Para culminar, con los objetivos establecidos los cuales son diseñar y fabricar un tanque a presión que cumpla con los estándares de calidad, para su adecuado desenvolvimiento en la planta de proceso de Sagari AX.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	.iii
RESUMEN.....	iv
ÍNDICE GENERAL.....	v
LISTADO DE TABLAS.....	viii
LISTADO DE FIGURAS.....	viii
LISTADO DE IMÁGENES.....	ix
INTRODUCCIÓN.....	10
CAPITULO I.....	12
MARCO TEORICO.....	12
1.1. Antecedentes de la Investigación.....	12
1.1.1. Antecedentes nacionales.....	12
1.1.2. Antecedentes internacionales.....	13
1.2. Bases Teóricas.....	15
1.2.1. Industria del gas natural.....	15
1.2.1.1. Proyectos de gas natural en el Perú.....	16
1.2.1.2. Proyecto de Desarrollo del Campo Sagari – Lote 57.....	18
1.2.2. Tanques a presión.....	21
1.2.2.1. Tipos de tanques a presión.....	22
1.2.2.2. Usos de los tanques a presión.....	22
1.2.3. Diseño de tanques a presión.....	23
1.2.3.1. Consideraciones de diseño.....	23
1.2.3.1.1. Margen de Corrosión (C).....	23
1.2.3.1.2. Eficiencia de la Soldadura (E).....	24
1.2.3.1.3. Calidad de la soldadura.....	26
1.2.3.2. Parámetros de diseño.....	30
1.2.4. Normas de diseño.....	30
1.3. Definición de Términos Básicos.....	33

CAPITULO II.....	36
METODOLOGIA DE DESARROLLO DEL TRABAJO PROFESIONAL	36
2.1. Delimitación Temporal y Espacial del Trabajo.....	36
2.1.1. Temporal.....	36
2.1.2. Espacial.	36
2.2. Determinación y Análisis del Problema.	36
2.2.1. Determinación del problema.....	36
2.2.2. Análisis del problema.	36
2.3. Modelo de Solución Propuesta.	38
2.3.1. Diseño del recipiente o tanque propiamente dicho.	38
2.3.1.1. Calculo de tamaño óptimo de tanque.	38
2.3.1.2. Calculo de espesor del cuerpo cilíndrico.	40
2.3.1.2.1. Cálculo del espesor del cuerpo cilíndrico por presión interna.....	41
2.3.1.2.2. Cálculo del espesor del cuerpo cilíndrico por presión externa.....	42
2.3.1.3. Calculo del espesor de los cabezales.	43
2.3.1.3.1. Cálculo del espesor de cabezales elipsoidales por presión interna.....	44
2.3.1.3.2. Cálculo del espesor de la tapa elíptica por presión externa.....	45
2.3.2. Diseño de las conexiones y elementos específicos del tanque.....	46
2.3.2.1. Cálculo de abertura para manhole.	47
2.3.2.2. Cálculo de las boquillas de entrada “inlet” (A), “outlet” (B), desagüe (D), venteo (E) del Tanque Pulmón.	52
2.3.2.3. Cálculo de los accesorios del Tanque Pulmón.....	58
2.3.2.3.1. Cálculo de las silletas.....	64
2.3.2.3.2. Cálculo de las orejas de izaje:	72
2.3.3. Diseño de las boquillas adicionales del tanque.	76
2.4. Análisis Técnico y Económico de la Propuesta.	77
2.4.1. Análisis técnico de la propuesta.....	78
2.4.1.1. Materiales.....	78
2.4.1.1.1. Materiales para el cuerpo y silletas de tanque a presión.	78
2.4.1.1.2. Materiales para las conexiones del tanque a presión..	79
2.4.1.2. Soldaduras en el tanque a presión.	81
2.4.1.3. Procesos dentro del Taller de Fabricación.	95

2.4.1.3.1. Recepción de materiales.....	95
2.4.1.3.2. Habilitado.....	96
2.4.1.3.3. Armado.....	97
2.4.1.3.4. Soldadura.....	97
2.4.1.3.5. Ensayos no destructivos (END).....	98
2.4.1.3.6. Granallado y pintado.....	98
2.4.1.3.7. Embalaje.....	99
2.4.2. Análisis económico de la propuesta.....	99
CONCLUSIONES.....	105
RECOMENDACIONES	106
BIBLIOGRAFÍA	107
ANEXOS.....	110
Anexo 1. Plano de Ubicación del Lote 57.....	110
Anexo 2. Mapa de Áreas de Influencia del Proyecto de Desarrollo Campo Sagari - Lote 57.....	111
Anexo 3. Gráficas Utilizadas en el Diseño del Tanque a Presión.....	112
Anexo 4. Figuras para la Selección de Elementos del Tanque Pulmón.....	117
Anexo 5. Planos de Montaje.....	125
Anexo 6. Tablas de Apoyo para los Cálculos.....	128
Anexo 7. Galería Fotográfica.....	130

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Evolución de las reservas probadas de gas natural en el Perú, periodo: 2011-2012.	17
Tabla 2. Parámetros iniciales de diseño.....	37
Tabla 3. Máxima Tensión permisible a ciertas temperaturas.....	39
Tabla 4. Descripción de dimensiones de nuestras silletas.....	66
Tabla 5. Valores de constante K11.....	74
Tabla 6. Variables de Silletas.	75
Tabla 7. Tabla de Propiedades Químicas y Mecánicas del ASTM A516.	79
Tabla 8. Tabla de Propiedades Químicas y Mecánicas del ASTM A36.....	79
Tabla 9. Tabla de Propiedades Químicas y Mecánicas del ASTM A105.	80
Tabla 10. Tabla de Propiedades Químicas y Mecánicas del ASTM A106.	81
Tabla 11. Tabla de Propiedades Químicas y Mecánicas del ASTM A234.	81
Tabla 12. Descripción de Boquillas en Tanque.	89
Tabla 13. Máxima Tensión permisible a ciertas temperaturas.....	89
Tabla 14. Presión - Clasificaciones de temperatura para los grupos 1.1 a 3.16 materiales.....	92
Tabla 15. Presión - Clasificaciones de temperatura para los grupos 1.1 a 3.16 materiales (Continuación).	92
Tabla 16. Proyección exterior en pulgadas para bridas Welding Neck.....	93
Tabla 17. Componentes de Pescante.	94
Tabla 18. Procesos de soldadura a utilizarse por elemento.	97
Tabla 19. Pintura de Recipiente de presión externa.	99
Tabla 20. Costo de Implementación de la Propuesta.	100

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Lotes, pozos y empresas de los recursos de la zona de Camisea.	17
Figura 2. Vista Global de las instalaciones del Proyecto Sagari en las Operaciones de Repsol.	20
Figura 3. Vista general de un tanque a presión.....	21
Figura 4. Tipos de recipientes a presión.....	22

Figura 5. Localizaciones típicas de uniones soldadas de Categorías A, B, C y D.	24
Figura 6. Dimensiones iniciales del tanque.....	46
Figura 7. Vista de las conexiones básicas y boquillas adicionales del tanque diseñado.....	57
Figura 8. Dimensionamiento de casco y cabezales de tanque horizontal.....	59
Figura 9. Dimensionamiento de Tapas Elipsoidales.....	60
Figura 10. Metrado de Ingreso de Hombre o Manhole + Pescante.....	61
Figura 11. Metrado de pernería para pescante.....	62
Figura 12. Metrado de Conexiones salientes del Tanque Horizontal.....	63
Figura 13. Distribución del Peso, en Tanque a Presión.....	64
Figura 14. Ubicación de esfuerzo circunferencial y longitudinal.....	68
Figura 15. Diseño de silleta.....	74
Figura 16. Orejas de Izaje.....	76

LISTADO DE IMÁGENES

Imagen 1. Realización de Prueba Neumática a boquilla de tanque API 650.	27
Imagen 2. Tratamiento Térmico o PHWT.....	28
Imagen 3. Prueba Hidrostática a Tanque a Presión.	29
Imagen 4. Realización de PMI a boquilla de tanque API 650.....	29

INTRODUCCIÓN

En el presente Informe de Experiencia Profesional se da cuenta, principalmente del diseño y posterior fabricación de dos tanques de pulmón gemelos. Dicho proyecto surge de la necesidad de renovar los tanques a pedido de la empresa REPSOL. El desarrollo del proyecto comienza con el diseño, lo cual implica el cálculo y dimensionamiento del recipiente propiamente dicho en cuanto a espesores y uniones soldadas. A su vez, las estructuras auxiliares y de soporte, así como el dimensionamiento de las conexiones.

Para efectos de desarrollo del presente informe, se asumió como consideración general de diseño la siguiente premisa:

Se considera necesario el cálculo de tanques pulmón en lugares estratégicos de la planta, para que, en caso de fluctuaciones de caudal, este pueda continuar manteniéndose estable en la corriente de entrada del equipo que le suceda. Asimismo, también se considera oportuno que, en caso de pequeñas averías, éstos puedan continuar almacenando parte de corriente circulante para un determinado tiempo de residencia. (Bellera, Fernández, Serna, Doménech y López de León, 2010, p.96).

Basado en la premisa antes señalada, se plantearon los siguientes objetivos de investigación:

Objetivo General:

Diseñar un Tanque Pulmón para el Proyecto de Desarrollo Campo Sagari - Lote 57, Sagari AX – REPSOL.

Objetivos Específicos:

- Determinar los parámetros de diseño del Tanque Pulmón.
- Realizar el análisis técnico y económico de la propuesta.
- Elaborar los planos del Tanque Pulmón.

Para la consecución de los objetivos planteados, a lo largo del primer capítulo se consideró el desarrollo del marco teórico referencial del presente informe, eso con

la finalidad de definir los términos relacionados al presente proyecto, así como también como los conceptos básicos con los cuales trabajaremos a lo largo del proceso.

En el segundo capítulo se desarrolla el cálculo del análisis estructural y funcional de cada parte involucrada, así también el proceso de dimensionamiento y fabricación de los tanques a presión bajo los estándares aplicables de la Sección VIII de la Norma ASME, ASME VIII, tomando en cuenta la primera división de dicha sección, División 1; del Código ASME en su edición 2015. En ese respecto, en el capítulo en mención, se presentan brevemente los conceptos básicos en la etapa de diseño, necesarios para una adecuada comprensión por aquellas personas que sintiéndose atraídas por este tema no poseen muchos conocimientos sobre el diseño de recipientes a presión.

Por último, se exponen las conclusiones y recomendaciones a las que arribamos con la realización del presente Proyecto de investigación.

CAPITULO I

MARCO TEORICO

1.1. Antecedentes de la Investigación.

1.1.1. Antecedentes nacionales.

Carranza (2019), en su Informe de Suficiencia Profesional que lleva por título **“Diseño de un Recipiente Knock-Out Drum según la Norma ASME, para el Sistema de Descarga de las Válvulas de Alivio de los Separadores y Tratadores de la Plataforma Muzhil-Egipto”**, para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Tecnológica del Perú; se propone: Diseñar un recipiente a presión KNOCK-OUT DRUM para el sistema de descarga de las válvulas de alivio de los separadores y tratadores bajo la norma ASME Sección VII División 1. Como conclusiones del informe en citación, se da cuenta de los siguientes logros: Diseño óptimo del recipiente a presión KNOCK-OUT DRUM, sin perder su calidad y seguridad, bajo la norma ASME Sección VIII División 1, la cual es la mejor opción en el diseño de recipientes; diseño del recipiente, con datos técnicos obtenidos por la empresa ADES; diseño del recipiente, con personal capacitado; y, diseño del recipiente, con los softwares de ingeniería de la empresa ARC Energy Consulting.

Cárdenas y Mejía (2017), en su tesis **“Diseño de un recipiente a presión de 5 m³ con sistema de enchaquetado y agitación para aumentar capacidad del proceso de latencia de la cepa bacteriana”**, para optar por el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Callao; se proponen: Diseñar un recipiente a presión de 5m³ para aumentar la capacidad del proceso de latencia de la Cepa Bacteriana. Para dicho diseño tuvo como guía la norma ASME Sección VIII para el diseño de sus componentes ya que, siendo una norma internacional brinda los estándares requeridos para su óptimo funcionamiento y seguridad. Algunas conclusiones a las que llegan los autores, son: Para el diseño de la tapa y fondo del recipiente a presión y enchaquetado se seleccionó los de la forma torisférica, según las opciones encontradas en la norma ASME Sección VIII División I; y, para la selección del tipo de agitador se consideró uno de tipo turbina con palas planas,

esto debido a la aplicación del agitador, el cual para el caso de la propuesta cumple la función de dispersión de oxígeno, es decir, permite realizar una mezcla sin formación de burbujas en el fluido.

Sandoval (2015), en su tesis titulada “**Diseño y criterios para certificación de recipientes a presión según código ASME Sección VIII División I**”, para optar el título de Ingeniero Mecánico Electricista en la Universidad Nacional Tecnológica de Lima Sur; se propone: Analizar y evaluar lo más importante del CODIGO ASME VIII DIVISION 1, a fin de brindar lineamientos y criterios generales para la fabricación de recipientes de presión interna. Las conclusiones a las que se llega en la tesis en citación, son: El Código ASME Sección VIII División 1, brinda los lineamientos generales y específicos, así como tolerancias para poder fabricar recipientes a presión con altos estándares de calidad; los criterios que evalúan las entidades certificadoras de productos en el Perú están en concordancia al Código ASME; es necesario guiarse de otras normas como ISO 13920 para verificar las tolerancias dimensionales y Sistema de Preparación de Superficie – SSPC, para proteger los recipientes fabricados; y, toda empresa que realice servicios de calibración de equipos como manómetros deben estar acreditadas ante INDECOPI como laboratorio, para la certificación de fabricación de recipientes a presión.

1.1.2. Antecedentes internacionales.

Hernández (2017), en su tesis titulada “**Aplicación de código ASME Sección VIII, División I, Edición 2015 para el diseño de un recipiente sujeto a presión interna**”, para optar el título de Ingeniero Mecánico en el Instituto Politécnico Nacional de México; se propone: Especificar de manera detallada, precisa y comprensible como realizar el diseño de un tanque sujeto a presión interna para almacenar gas LP, utilizando el Código ASME, Sección VIII, División 1, Edición 2015. En el desarrollo de su proyecto, el autor de la tesis en mención tomó como referencia principal, la sección VIII del código citado, el cual en sus apartados enlaza a otras secciones de igual importancia para la selección correcta de materiales, soldadura, métodos de fabricación e inspección para un diseño óptimo y robusto. En la tesis en mención, se concluye que, un aspecto importante en cualquier proceso de ingeniería, es la obtención de la mayor eficiencia y el mejor producto al menor costo posible; en ese sentido, el autor en citación, llevó a cabo

un análisis y una evaluación económica, con el fin de garantizar que su proyecto propuesto sea rentable, todo ello sin sacrificar las necesidades de calidad y seguridad del mismo.

Castro y Serrano (2017), en su tesis **“Diseño y análisis de un recipiente a presión horizontal con una capacidad de 20 mil litros para almacenar Cloro”**, para optar el título de Ingeniero Mecánico en el Instituto Politécnico Nacional de México; se propusieron: Establecer un diseño de un recipiente a presión, con los aditamentos adecuados para el almacenamiento de cloro líquido de 20,000 litros, para procesos industriales, basando en la norma ASME. Luego de desarrollar de manera digital los análisis de ingeniería asistidos por computadora de cada uno de los componentes del recipiente, a través de paquetes computacionales de ingeniería; los autores de la tesis en citación concluyen que, el uso de software de análisis de elementos finitos para la aplicación en tanques a presión para la obtención de esfuerzos, a comparación de método analítico (Lápiz, Hoja y calculadora), presentan una diferencia que es sumamente amplia, tan es así que, por ejemplo, el esfuerzo cortante tangencial en el casco obtenido analíticamente, es, aproximadamente veintiséis veces más pequeño que aquel que se obtuvo por el uso del elemento finito.

Manrique (2016), en su tesis **“Metodología de diseño para tanques contenedores altos sometidos a presión interna”**, para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional Autónoma de México; desarrolla una propuesta de metodología auxiliar para el diseño de tanques contenedores sometidos a presión interna, desarrollada a partir de un proyecto de diseño del que dicho autor formó parte. Con respecto, a la metodología de diseño de tanques a presión, propuesta en su tesis, el autor concluye que esta no deberá considerarse como lineal, sino como una guía base con múltiples etapas de retroalimentación, especialmente en lo referente a diseños no convencionales y por parte de diseñadores sin experiencia previa en contenedores a presión. Otra conclusión pertinente a la que llegó el autor en citación es: En los casos de diseño de tanque sometidos a presión convencionales, se podrá omitir o minimizar gran parte de la Sección 1 de la metodología propuesta, la cual está referida al diseño conceptual; y, servirse únicamente de la Sección 2 de dicha metodología, la cual está referida al diseño paramétrico.

1.2. Bases Teóricas.

1.2.1. Industria del gas natural.

El gas natural es un hidrocarburo que se encuentra en sus depósitos naturales en las profundidades subterráneas, es decir, en sus yacimientos. Al proceso o conjunto de operaciones que hacen posible sacar dicho hidrocarburo de sus yacimientos y traerlo a la superficie de la Tierra para luego acondicionarlo, elaborarlo, transformarlo y transportarlo hasta las instalaciones de los consumidores domésticos e industriales, se denomina, Industria del gas natural.

En el proceso para poder tener acceso al yacimiento, extraer, procesar y llevar el gas natural hasta los lugares de consumo; se realizan diversas actividades, las cuales configuran las etapas o fases de la industria del gas natural; y, según el Ministerio de Energía y Minas (s/f), son las siguientes:

Exploración: Etapa que comprende los trabajos para ubicar los yacimientos de gas natural en el interior de la Tierra.

Extracción: Etapa que comprende las tareas de perforación y las técnicas para extraer el gas de sus reservorios naturales subterráneos y traerlo a la superficie de la Tierra.

Producción: Etapa donde el gas es acondicionado para su transporte. En esta etapa, se eliminan las impurezas, se separa el gas de otros hidrocarburos, y, se añade un odorizante que le da un olor característico para poderlo identificar cuando se dispersa en el medioambiente.

Transporte: Es la actividad que permite llevar el gas natural desde los centros de producción hasta los centros de consumo, mediante la operación de sistemas de gasoductos y estaciones de compresión y medición, entre otros.

Almacenamiento: En algunos casos el gas es almacenado en depósitos subterráneos para conservar cantidades que pueden ser utilizadas en las ocasiones donde aumenta su consumo.

Distribución: Etapa que hace posible el suministro de gas natural a los hogares, establecimientos comerciales e industrias, a través de redes de ductos o tuberías más pequeñas que los empleados en el transporte.

Comercialización: Es la actividad que relaciona a las empresas de producción, transporte y comercialización de gas natural con los consumidores; con el fin de realizar transacciones teniendo como bien o unidad económica al gas natural.

1.2.1.1. Proyectos de gas natural en el Perú.

Los proyectos de exploración y explotación de gas natural en el Perú, tomó realce y empuje con la entrada en operación del Proyecto de Camisea. Antes de Camisea, la industria del gas natural en el Perú tenía un desarrollo limitado y restringido a las actividades de generación de electricidad y suministro de gas natural en las zonas aledañas a los yacimientos.

El primer desarrollo se dio en los yacimientos de la Costa Norte Continental, localizados en la cuenca petrolera de Piura y Tumbes. El gas natural está asociado al petróleo con reservas probables de solo 0.251 TPC. Este abastece a EEPISA (Empresa Eléctrica de Piura) del grupo Endesa (111 MW a gas natural en una central a ciclo simple). En los años noventa se desarrolló el yacimiento de Aguaytía, localizado en la provincia de Curimaná-Ucayali (a 77 km de Pucallpa (lote 31-C). Sus reservas posibles alcanzan solo los 0.44 TPC de Gas Seco (terapias cúbicos) y 20 millones de barriles de líquidos de gas natural. Este abastece a la empresa generadora Termoselva (161.5 MW en una central a ciclo simple), propiedad de actualmente de Duke Energy. (Dammert, 2011, p.109).

Los proyectos de gas natural en el Perú, están referenciados a los recursos disponibles en los yacimientos, distinguiéndose cada proyecto en términos de Lotes, pozos y empresas dedicadas a la exploración y explotación de los recursos gasíferos.

Con respecto a la disponibilidad de recursos gasíferos, el Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (2014), destaca que, al año 2012 las reservas probadas de gas natural ascendían a 15,34 Trillones de Pies Cúbicos - TCF, de las cuales las reservas en la zona de Selva Sur, Zona de Camisea, en los Lotes denominados como 56 y 88; representan el 90% del total de dichas reservas. En la tabla que prosigue se presenta la evolución histórica de las reservas probadas de gas natural en el Perú entre los años 2001-2012.

Tabla 1. Evolución de las reservas probadas de gas natural en el Perú, periodo: 2011-2012.

Área	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
Costa Norte	0,17	0,16	0,19	0,2	0,21	0,21	0,2	0,33	0,25	0,24	0,91	0,97
Zócalo	0,17	0,18	0,18	0,18	0,29	0,29	0,28	0,66	0,35	0,29	0,29	0,21
Selva Central	0,28	0,27	0,25	0,24	0,22	0,21	0,19	0,17	0,22	0,21	0,21	0,32
Selva Sur	8,11	8,11	8,11	10,87	11,2	11,15	11,15	11,04	11,18	11,72	11,29	13,84
Total	8,73	8,72	8,72	11,49	11,93	11,84	11,82	12,20	12,00	12,46	12,70	15,34

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería. (2014). Masificación del gas natural en el Perú; p.64.

En la zona de Camisea, la exploración y explotación están a cargo del Consorcio Pluspetrol, encargada de explotar los Lotes 56 y 88; Repsol y China National Petroleum Corporation - CNPC, encargadas de explotar el Lote 57; y, CNPC encargada de explotar el Lote 58. En la figura que prosigue se detalla la distribución de los Lotes y Pozos en la zona de Camisea.

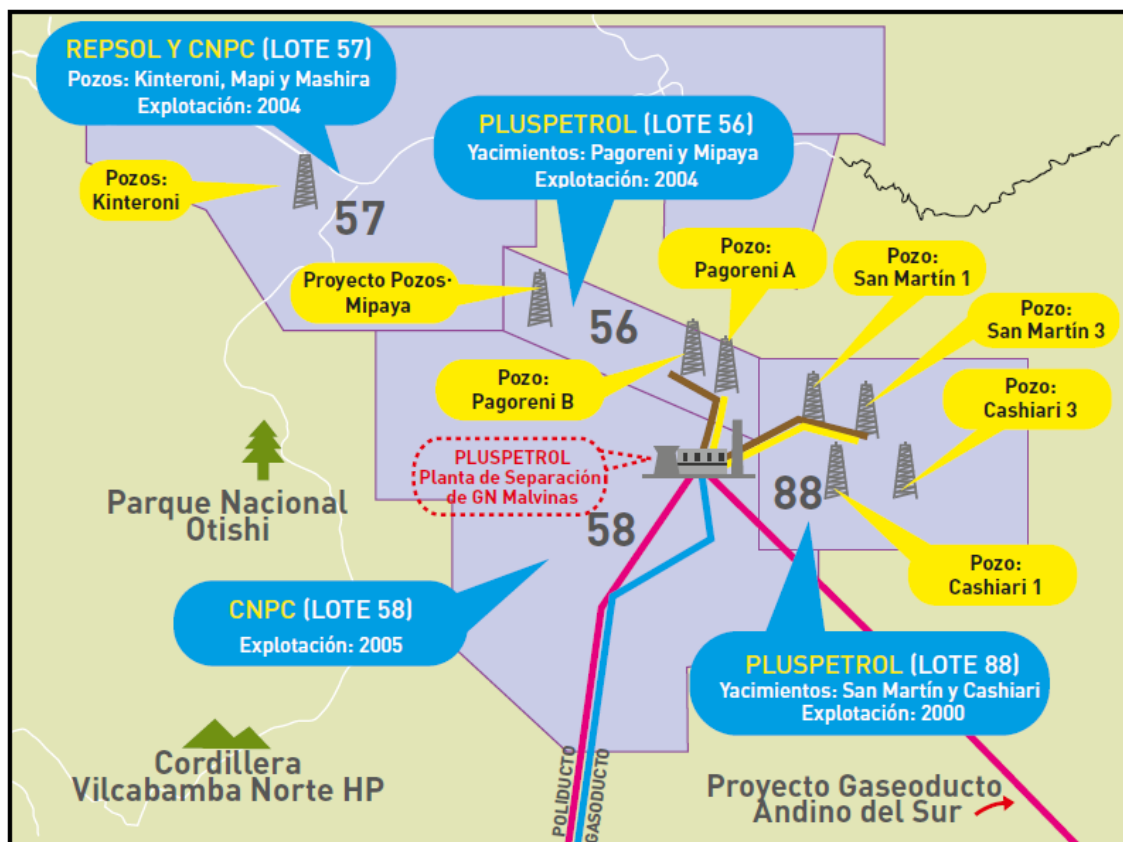


Figura 1. Lotes, pozos y empresas de los recursos de la zona de Camisea.

Fuente: Tamayo, Salvador, Vásquez y García. (2014). La industria del gas natural en el Perú: A diez años del Proyecto Camisea; p.85.

1.2.1.2. Proyecto de Desarrollo del Campo Sagari – Lote 57.

El Proyecto de Desarrollo del Campo Sagari, que se encuentra dentro de la zona de Camisea, y se constituye como un proyecto de exploración y explotación gasífera del yacimiento denominado Lote 57. Aunque el Lote 57, está circunscrita a la circunscripción política y geográfica del distrito de Echarate, provincia de La Convención, departamento de Cusco; la zona de influencia del proyecto, trasciende dicha circunscripción territorial trascendiendo no solo el ámbito distrital, sino también el provincial y departamental; en efecto:

El Lote 57 se ubica en la zona sudeste del territorio peruano, en la vertiente oriental de la cordillera de los Andes, entre los valles del río Tambo y del río Urubamba, y en las provincias de Satipo de la región de Junín, Atalaya de la región Ucayali y La Convención de la región Cusco. El área total del Lote 57 es de 287 102,8 hectáreas [... además,] el Lote 57 es atravesado por el río Tambo en su sector noroeste y sus quebradas afluentes Mayapo, Poyeni y Cheni; y en la parte central por los ríos Sensa, Huitiricaya y Miraría, afluentes del río Urubamba. (REPSOL Exploración Perú, 2015, p.43).

Para mayor detalle acerca de la ubicación del Proyecto de Desarrollo del Campo Sagari, y, la ubicación del denominado Lote-57; en anexos, ver: «Anexo 1. Plano de Ubicación del Lote 57».

Por otro lado, con respecto a los límites del Proyecto de Desarrollo del Campo Sagari, el cual como se señaló anteriormente, está referenciado a los límites del denominado Lote-57, y, su zona de influencia, que colinda con dos reservas comunales y un Parque Nacional; se tiene que:

El Lote 57, operado por Repsol Exploración Perú, Sucursal del Perú limita por el norte y oeste con territorios del estado de la Reserva Comunal Ashaninka y de la Reserva Comunal Machiguenga, así como de las Zonas de Amortiguamiento de estas Reservas y del Parque Nacional Otishi; y por el lado sur con los Lotes 56 y 88 de Pluspetrol Corporation S.A., el Lote 58 de la empresa Petrobras Energía Perú S.A., y con la zona de amortiguamiento del Parque Nacional Otishi. (REPSOL Exploración Perú, 2015, p.43).

Para mayor detalle sobre el área de influencia del proyecto en cuestión; en anexos, ver: «Anexo 2. Mapa de Áreas de Influencia del Proyecto de Desarrollo Campo Sagari - Lote 57».

Asimismo, es pertinente destacar que, el Proyecto Sagari está conformado por tres locaciones o plataformas de operaciones a cargo de la Empresa REPSOL. La primera locación denominada Sagari AX que, al año 2015 estaba en proceso de construcción. Dicha locación y su situación temporal de construcción en el año mención, fue la que se tomó como referente para el desarrollo del presente Informe de Experiencia Profesional.

La segunda locación, denominada Sagari BX, fue construida para la perforación del pozo exploratorio Sagari 57-22-4XD, y es utilizada como soporte logístico para la instalación de campamentos y el transporte aéreo. En dicha locación, se realizan la completación del pozo exploratorio y se instalaron las respectivas facilidades de producción; para tal cometido, las principales instalaciones con las que cuenta la locación en cuestión, son las siguientes: Helipuerto, áreas de campamentos, áreas de plataforma y almacén. (REPSOL Exploración Perú, 2015).

La tercera locación, comprende la Plataforma Kinteroni, en ella se encuentran los pozos Kinteroni 1X, 2D y 3D, y sus respectivas facilidades de producción. Dicha locación es utilizada como soporte logístico durante la instalación de campamentos y el transporte aéreo; para tal cometido, se emplean un aproximado de 0,3 hectáreas, para el helipuerto y accesos; además, se cuenta con instalaciones para las facilidades de producción, generadores, flare, compresor de aire, sala de control, etc. (REPSOL Exploración Perú, 2015).

Es importante destacar que: inicialmente se aprobó la construcción de las locaciones Kinteroni BX y Kinteroni AX, cada una con un pozo exploratorio; las locaciones fueron renombradas a Sagari BX y Sagari AX respectivamente, con la finalidad de distinguir las de la locación Kinteroni 1X; y, la locación Sagari AX, obtuvo la aprobación de reubicación. (REPSOL Exploración Perú, 2015).

En la figura que prosigue se presenta una vista global de las instalaciones del Proyecto Sagari, en el año 2015, en las Operaciones de Repsol. En dicha figura aparecen: en color Azul, las instalaciones actuales; en color Verde, las que se encuentran en construcción; y, en color Naranja, las instalaciones de Pluspetrol.

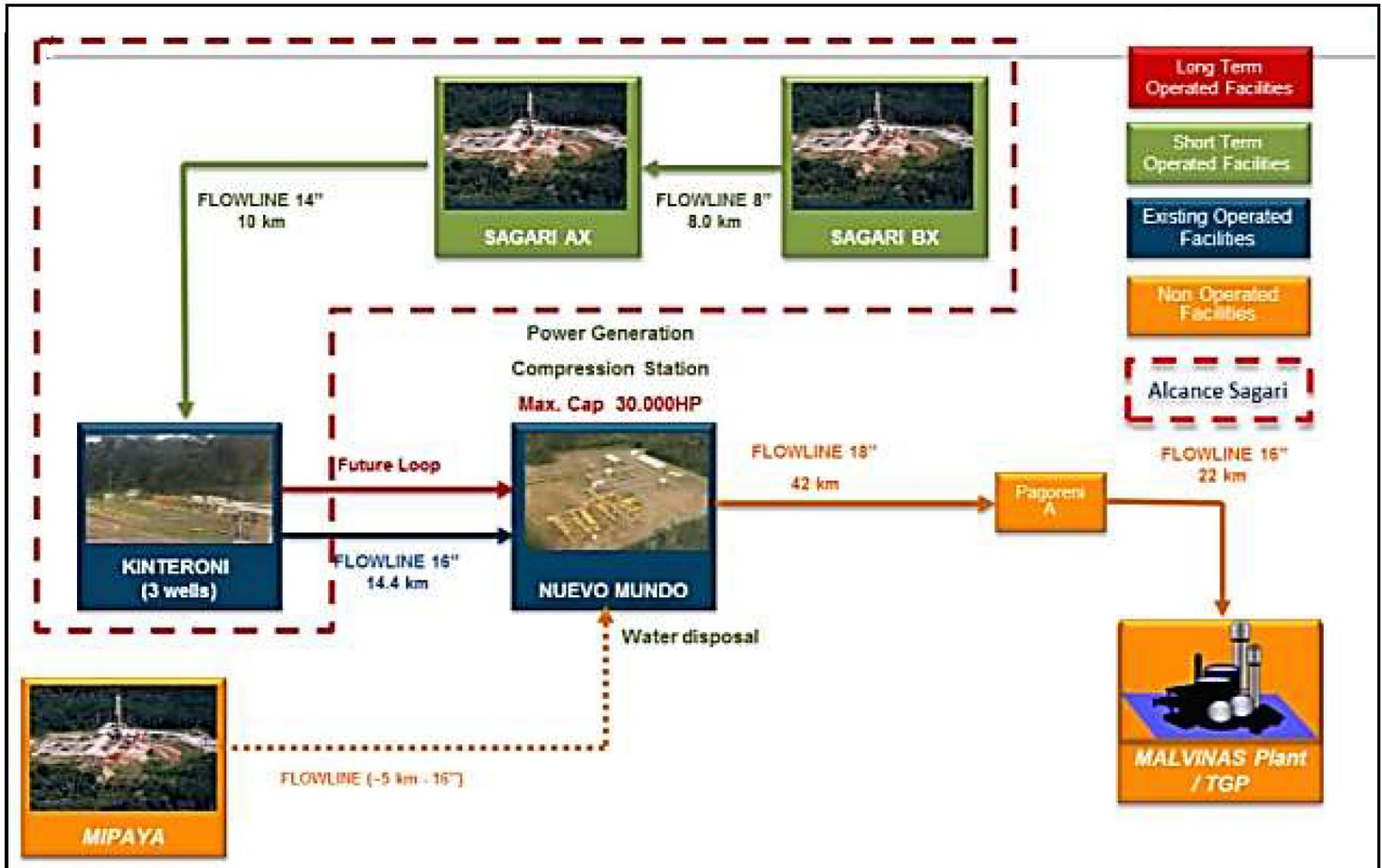


Figura 2. Vista Global de las instalaciones del Proyecto Sagari en las Operaciones de Repsol.

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería. (2017). Proyecto: Sistema de Recolección e Inyección Sagari – Kinteroni.

1.2.2. Tanques a presión.

Un tanque o recipiente a presión, es una estructura diseñada para contener, principalmente, gases y líquidos que requieren, ya sea por cuestiones de uso o conservación, mantener presiones internas que estén por encima de determinado valor referencial; en efecto, un tanque a presión se concibe como:

[...] un recipiente cerrado, diseñado para soportar gases o líquidos a una presión sustancialmente diferente de la presión ambiental, ya sea por presión interna o presión externa, independientemente de su forma y dimensiones. Cuando el diseño interno de un contenedor excede 15 psig, este será conocido como un recipiente a presión. (Díaz del Castillo, 2018, p.3).

Por otro lado, en cuanto a las condiciones de uso de los tanques a presión, es de destacar que, estos: “Son utilizados para líquidos con presión de vapor mayor o igual a 0.914 kg/cm abs (13 psia) a nivel del mar, los principales tipos de tanques a presión son los recipientes cilíndricos y de esferas” (D.S. No 052-93-EM, artículo 19).

En la figura que prosigue se presenta en forma esquemática, una vista general del tanque a presión a diseñar.

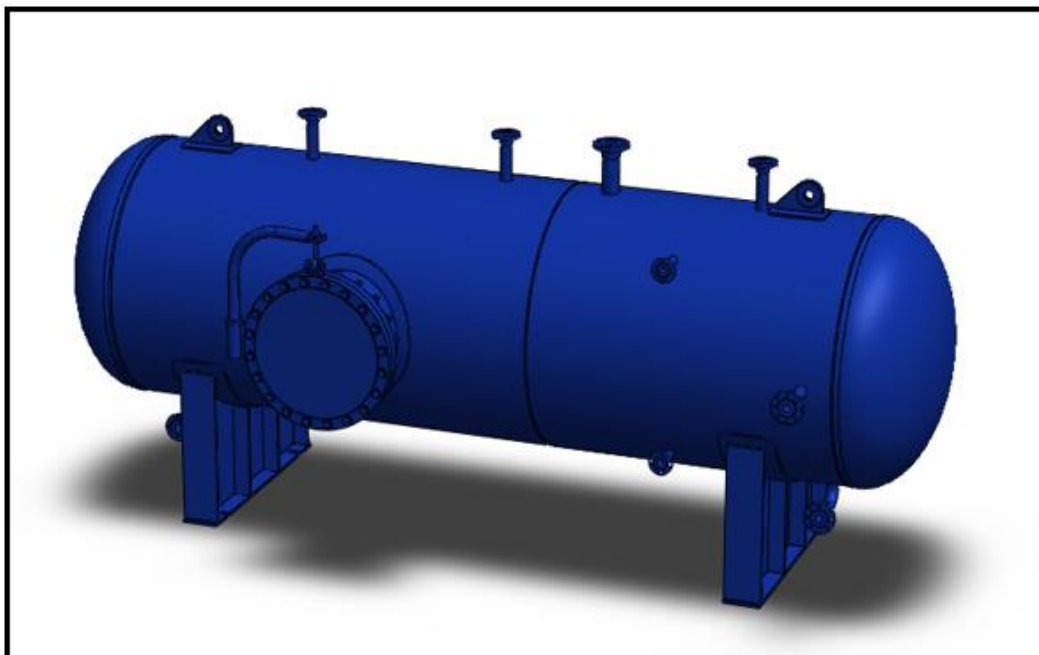


Figura 3. Vista general de un tanque a presión.

Fuente: Elaboración propia.

1.2.2.1. Tipos de tanques a presión.

Dependiendo del tipo de elemento que contiene o confina, los tanques a presión pueden tipificarse en términos del elemento confinado, adoptando la denominación de dicho elemento como extensión terminológica. Según lo acabado de señalar, los tipos de tanques pueden ser: Tanques a presión de agua, tanques a presión de petróleo, tanques a presión de gas natural, tanques a presión de Gas Licuado de Petróleo, tanques a presión de aire o tanque pulmón, etc.

Si tomamos como referencia la forma geométrica de los tanques a presión, los tipos pueden ser: Tanques o recipientes de almacenamiento cilíndrico, los cuales pueden ser instalados de forma horizontal o vertical; y, tanques o recipientes de esfera.

En la figura que prosigue se presenta la tipificación de los tanques o recipientes a presión, según su uso y forma.

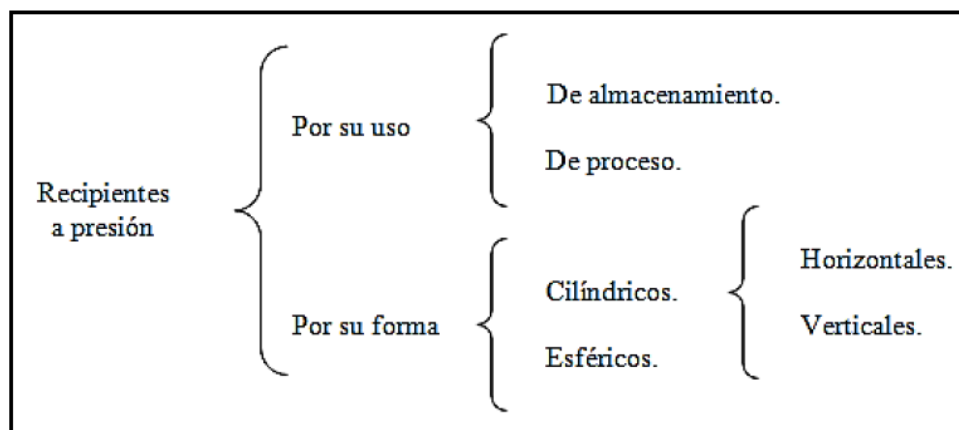


Figura 4. Tipos de recipientes a presión.

Fuente: Díaz del Castillo (2018). Laboratorio de Tecnología de Materiales: Lecturas de Ingeniería 27 - Recipientes a presión; p.20.

1.2.2.2. Usos de los tanques a presión.

Son dos los usos que se les da, o servicios que prestan, los tanques a presión; pero en ambos son utilizados como recipientes. Dichos usos se dan como recipientes de proceso y/o como recipientes de almacenamiento.

El uso que se hace de los tanques a presión como recipientes de almacenamiento, tiene que ver con el acopiamiento preventivo del líquido o gas, para su disposición inmediata o posterior en el proceso productivo; pero

considerando al tanque a presión como un elemento complementario de dicho proceso; en efecto: “Los recipientes de almacenamiento se usan como depósitos para contener una reserva suficiente de algún producto para su uso posterior y/o comercialización” (Díaz del Castillo, 2018, p.20).

Por su parte, en el uso que se hace de los tanques a presión como recipientes de proceso, consideran a dichos tanques como elementos del proceso productivo; y, son utilizados como: “intercambiadores de calor, reactores, torres fraccionadoras, torres de destilación, entre otros” (Díaz del Castillo, 2018, p.20).

1.2.3. Diseño de tanques a presión.

El diseño de tanques a presión, entre ellos el Tanque Pulmón, se ciñe al proceso general de diseño de elementos para procesos específicos; es decir, tiene en cuenta la línea de base o consideraciones de diseño del tanque, los parámetros de diseño del tanque, el análisis técnico y económico de la propuesta, y, la plasmación de la propuesta en planos que, posteriormente servirán como guías para la fabricación del tanque previamente diseñado.

Los pasos señalados en el párrafo anterior, contiene los cuatro primeros pasos de lo que tradicionalmente la literatura denomina 6 pasos como modelo para garantizar el adecuado desarrollo de un recipiente a presión que funcione. Dichos pasos, son los siguientes: Definir las condiciones y requerimientos de operación, examinar las propiedades del material, desarrollar el diseño funcional del recipiente, desarrollar los detalles de diseño, fabricación e instalación del recipiente, y, arranque y mantenimiento del recipiente. (Flores, 2005).

1.2.3.1. Consideraciones de diseño.

En el diseño de tanques a presión, entre ellos los Tanques Pulmón, se tiene en cuenta consideraciones prácticas que están orientadas a garantizar que el producto a desarrollarse como resultado de plasmar el diseño, cumpla con requerimientos técnicos normados y/o resultantes de la experiencia.

1.2.3.1.1. Margen de Corrosión (C).

En todo equipo se debe determinar un sobre espesor de corrosión para compensar la corrosión, erosión o abrasión mecánica que van sufriendo los equipos. La vida

deseada de un recipiente es una cuestión de economía y así mismo aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por las fórmulas de diseño, o utilizando algún método adecuado de protección.

Este valor es habitualmente igual al máximo espesor corroído previsto durante diez años, y en la práctica oscila entre 1 a 6 mm incrementándose a los espesores obtenidos para resistir las cargas a las que se encuentran sometidos los recipientes.

Adelantándonos un poco a la parte práctica del presente informe, es menester mencionar que, se decidió utilizar un margen de corrosión de 1/8" para compensar las posibles cargas a las que se pueda encontrar el recipiente debido a la corrosión que origine el producto (aire).

$$C = 1/8" = 3 \text{ mm}$$

1.2.3.1.2. Eficiencia de la Soldadura (E).

La unión entre los elementos para la fabricación del reactor se realiza por medio de la soldadura, por esta razón, junto con la posibilidad de producirse defectos en la realización de la soldadura y el calentamiento y rápido enfriamiento al que se está sometida la zona más próxima a la soldadura, se tiende a considerar la zona de soldadura como debilitada. Las categorías de las juntas se muestran en la Figura 4; luego, teniendo en cuenta esto, en el cálculo de los recipientes se introduce una reducción de la tensión máxima admisible multiplicando a esta por un coeficiente denominado "eficiencia de junta" (E).

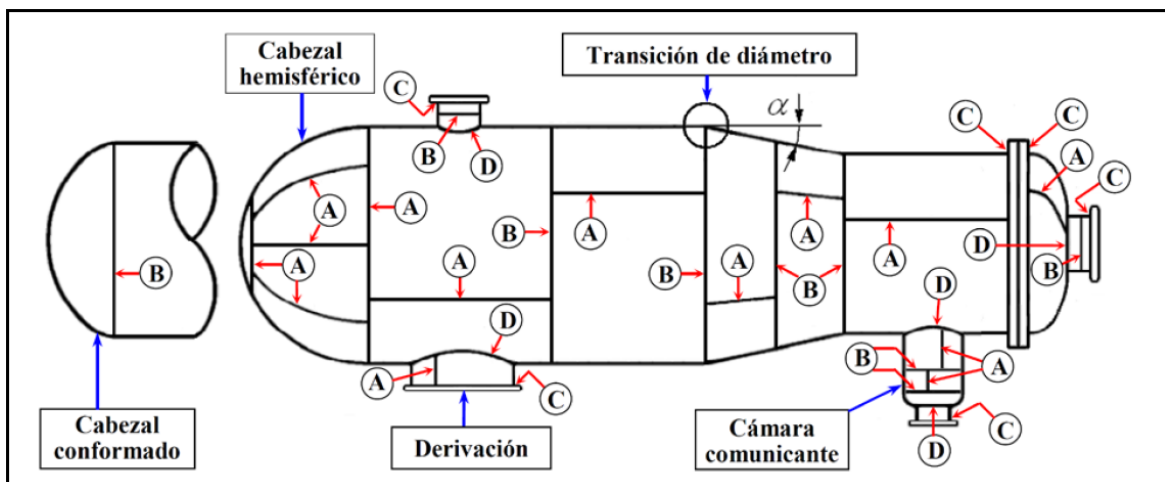


Figura 5. Localizaciones típicas de uniones soldadas de Categorías A, B, C y D.

Fuente: Massa, Giro y Giudici. (2015). Compendio de Cálculo Estructural II; p.385.

Con respecto las uniones soldadas de categorías A, B, C y D; ASME Boiler and Pressure Vessel Committee (2015), describe dichas categorías en los siguientes términos:

Categoría A: Juntas soldadas longitudinalmente en el cuerpo principal, en caramas 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. Cámara comunicante es una parte del tanque que interseca el cuerpo o cabeza del mismo y forma una parte integral del recipiente contenido a presión.

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 cámara comunicantes.

Categoría C. Juntas soldadas que conectan bridas, traslapes tipo Van Stone (similar a una brida traslapada), placas tubulares o cabezales planos a cuerpo, a cabezales conformados, a transiciones (cónicas), a conexiones, a cámaras comunicantes; cualquier junta soldada que conecte una lámina o plancha lateral a otra lamina lateral en un recipiente de lados planos.

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.

Por otro lado, para conexiones en el extremo pequeño de una transición cónica, se debe tomar como referencia a la categoría B; luego, cuando sean requeridas soldaduras a tope por alguna sección, el Código ASME, Sección VIII División 1, señala que, aunque no sean junta Categoría B, se considerarán cumpliendo con este requisito las juntas en ángulo que conectan una transición cónica a un cilindro, siempre y cuando el ángulo α no exceda de 30° . (ASME Boiler and Pressure Vessel Committee, 2015).

De acuerdo a la norma ASME SECCION VIII División 1 (UW-12) el valor de la eficiencia en las juntas o articulaciones, es:

- $E = 0,85$ (Cuando los requerimientos de radiografiado “spot” no son cumplidos o cuando las juntas son entre categoría B o D).
- $E = 1,00$ (Cuando las juntas A y C cumplen los requerimientos de radiografiado “spot”).

1.2.3.1.3. Calidad de la soldadura.

Para asegurar el correcto funcionamiento del tanque a presión, durante todo el periodo de vida útil o tiempo en operación, es imprescindible acreditar la seguridad de las juntas soldadas. Un buen trabajo de soldadura dependerá netamente de la conjunción de los siguientes elementos o factores:

- Material base o material a soldar.
- Procedimientos de soldadura que tengan Especificación del Procedimiento de Soldadura - WPS por sus siglas en inglés; y, Registro de Calificación del Procedimiento – PQR por sus siglas en ingles.
- Consumibles, por ejemplo: material de aporte, electrodos, fundente, etc.
- Posiciones a soldar.
- Calificación de soldadores. Los soldadores calificados para los trabajos de soldeo, deben contar una calificación vigente que acredite su habilidad para soldar en el proceso de soldadura a utilizar.
- Se debe tener un procedimiento previamente aprobado por el cliente o por algún responsable legal de la misma.

Otros puntos a remarcar es el que en procedimiento de soldadura debe quedar en claro, el material de aporte a utilizar, la velocidad de soldeo, mínimo y máximo espesor a soldar, etc.

Es obligatorio verificar la calidad de la soldadura. Para tal efecto, se cuenta con varios métodos de inspección, pero, solo mencionaremos las que se aplicaron en la etapa de fabricación de la propuesta de Tanque Pulmón, objeto del presente informe. En ese contexto, consideramos los métodos de verificación de la calidad de la soldadura que prosiguen.

Inspección superficial: Se inspeccionan discontinuidades visibles como son las grietas, fisuras, golpes de arco, socavaciones entre otros defectos al alcance de la vista. Los métodos de inspección aplicables, son los siguientes: Inspección visual, tintes penetrantes, partículas magnéticas e inspección volumétrica.

Para la inspección de discontinuidades no visibles como son las grietas, fisuras, entre otros defectos que no se encuentran al alcance de la vista; se utiliza los siguientes métodos de inspección: Ultrasonido industrial, método opcional; y, la radiografía industrial.

Pruebas complementarias: Las pruebas complementarias para verificar la confiabilidad y calidad de las uniones soldadas, son las siguientes:

- **Prueba Neumática.** Esta prueba que verifica la posible existencia de fugas entre el cuerpo del tanque y las planchas de refuerzos ubicados en Manholes o boquillas. Está prueba es aplicable tanto en tanques a presión como en tanques de almacenamiento. La prueba consiste aplicar presión de hasta 15 Psi a la plancha de refuerzo, con la finalidad que el aire tienda a buscar una salida a lo largo del cordón soldado. Para detectar las fugas se tiende a aplicar una solución jabonosa en el cordón soldado con el fin de visualizar cualquier tipo de fuga en forma de burbujas. En caso de encontrarse fugas se procederá a reparar y se volverá a realizar la prueba, caso contrario la prueba se tomará como conforme.



Trabajo de Prueba Neumática realizado a la boquilla de un tanque API 650.

Imagen 1. Realización de Prueba Neumática a boquilla de tanque API 650.

Fuente: Fotografiado propio.

- **Tratamiento Térmico o PWHT.** El PWHT (Tratamiento Térmico Post Soldadura) tiene como finalidad asegurar que la resistencia del material de un componente se mantenga luego de ser soldado. PWHT puede utilizarse para reducir tensiones residuales, como un método de control de dureza, o incluso para mejorar la resistencia del material. Esta prueba es aplicable a las tapas de los tanques a presión, esto debido a que, son los componentes que más soportarán los cambios de presión. En la imagen que prosigue se muestra el proceso en cuestión a un tanque a presión.



Un tratamiento térmico post-soldadura es un procedimiento para reducir las tensiones residuales, recocer la Zona Afectada Térmicamente (ZAT) y difundir el Hidrógeno de la zona soldada después de que la unión se ha realizado.

Imagen 2. Tratamiento Térmico o PHWT.

Fuente: Fotografiado propio.

- **Prueba hidrostática.** En esta prueba el tanque a presión, una vez culminado los trabajos de soldadura, es impermeabilizado o presurizado con la finalidad de ser llenado con agua, con la finalidad de suministrar presión a esta por intervalos de tiempo, la presión ira suministrándose desde el 25%, 50% 75% y 100% de la presión de diseño por 1.3; esto con el fin de verificar la eficiencia de las uniones soldadas y las posibles deformaciones del elemento. En la imagen que prosigue se muestra la prueba hidrostática a un tanque a presión.



Imagen 3. Prueba Hidrostática a Tanque a Presión.

Fuente: Fotografiado propio.

- **Prueba de Identificación Positiva de Material (PMI).** Es una prueba que ayuda a verificar que los componentes que conforman los distintos materiales corresponden con sus requerimientos. Esto con la finalidad de acreditar que el material utilizado cumple con los estándares solicitados por el cliente.



Imagen 4. Realización de PMI a boquilla de tanque API 650.

Fuente: Fotografiado propio.

1.2.3.2. Parámetros de diseño.

Se denomina parámetros de diseño o variables de diseño, a cualquier valor de referencia que coadyuva el entendimiento, comprensión y plasmación del elemento a ser diseñado. Dichos parámetros pueden ser modificados de acuerdo a requerimientos específicos necesarios en la estructura del elemento o en su funcionamiento.

Los parámetros de diseño centran su atención en aspectos generales del elemento sujeto a diseño; por ejemplo, en el diseño de tanques, es posible distinguir los siguientes tipos de parámetros de diseño:

- Parámetros de diseño funcional. Aquellos que tienen que ver con la funcionalidad de los tanques. En este caso los parámetros sirven para determinar el tipo de líquido o gas a albergar, el tiempo de producción o funcionamiento del tanque, el sistema de venteos para prevenir la formación de vacío o presión interna, peso de los elementos, etc.
- Parámetros de diseño mecánico. Aquellos que tienen que ver con la capacidad y dimensiones de los tanques. En este caso los parámetros sirven para determinar capacidad requerida, el diámetro externo, la altura del tanque, el diámetro interior, la altura de líquido en el tanque, altura que se dejarán siempre sin llenar por motivos de seguridad, la altura de los fondos superior e inferior, presiones de diseño, temperaturas, etc.
- Parámetros de construcción. Tienen que ver con la especificación del material de construcción elegido, por ejemplo, el acero inoxidable 304 por sus buenas propiedades mecánicas y resistencia a la corrosión. Dichos materiales se seleccionarán teniendo en cuenta la presión de diseño, la temperatura de diseño, el espesor cuerpo y fondos, peso del equipo, etc.

1.2.4. Normas de diseño.

En general se dice que una norma (una regla) es la que determina dimensiones, composición y demás características que debe poseer un material producto u objeto industrial; establecido de común acuerdo con la autoridad gubernamental competente y los principales usuarios. La cual se usará como base comparativa durante un tiempo determinado.

En los Estados Unidos de Norteamérica se establecieron las bases para el desarrollo industrial por medio de asociaciones o sociedades que, a través de comités o grupos de trabajo desarrollaron diversas normas, teniendo por objetivo suministrar los conocimientos, experiencias y habilidades de sus miembros relativas a los materiales, productos, componentes, sistemas, servicios y múltiples actividades. Algunas de dichas asociaciones que establecieron normas técnicas para la industria, son las siguientes:

- A.I.S.I. (American Iron and Steel Institute): Instituto Americano del Hierro y el Acero.
- A.S.M.E. (American Society of Mechanical Engineers): Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos.
- A.S.T.M. (American Society of testing Materials): Sociedad Americana para prueba de Materiales.
- A.W.S. (American Welding Society): Sociedad Americana de soldadura.
- S.A.E. (Society American of Engineers): Sociedad Americana de Ingenieros.
- N.E.M.A. (National Electrical Manufacturers): Asociación Nacional de Fabricantes de Aparatos Eléctricos.
- A.N.S.I. (American National Standards Institute): Instituto Nacional Americano de Estándares.

Con respecto a la Norma ASME, norma usada frecuentemente en el presente informe, es de destacar que, ASME es una asociación de profesionales, que ha generado un código de diseño, construcción, inspección y pruebas para equipos, entre otros, calderas y recipientes sujetos a presión; y que, el código elaborado por dicha asociación, tiene aceptación mundial y es usado en todo el mundo.

La estructura del Código ASME o Norma ASME, considera las siguientes secciones:

- Sección I: Calderas de potencia.
- Sección II: Especificación de materiales.
- Sección III: Requisitos generales para División 1 y División 2.
- Sección IV: Calderas para calefacción.

- Sección V: Pruebas no destructivas.
- Sección VI: Reglas y recomendaciones para el cuidado y operación de las calderas de calefacción.
- Sección VII: Guía y recomendaciones para el cuidado de calderas de potencia.
- Sección VIII: Recipientes a presión.
- Sección IX: Calificación de soldadura.
- Sección X: Recipientes a presión de plástico reforzado en fibra de Vidrio.
- Sección XI: Reglas para inspección en servicio de plantas nucleares.

Por su parte, en la Sección VIII División 1 del Código ASME, se establecen los requerimientos mínimos para el diseño, fabricación e inspección y para obtener la certificación autorizada de la ASME para los recipientes a presión. Dicha división a su vez se encuentra dividida de la siguiente manera:

- Subsección A.
 - Parte UG que cubre los requerimientos generales.
- Subsección B. Requerimientos de fabricación.
 - Parte UW. Para recipientes que serán fabricados por soldadura.
 - Parte UF. Para recipientes que serán fabricados por forjado.
 - Parte UB. Para recipientes que serán fabricados utilizando un material de relleno no ferroso a este proceso se le denomina "BRAZING".
- Subsección C. Requerimientos de materiales:
 - Parte UCS. Para recipientes construidos con acero al carbón y de baja aleación.
 - Parte UNF. Para los construidos con materiales no ferrosos.
 - Parte UCI. Para los construidos con fierro fundido.
 - Parte UCL. Para los construidos con una placa "CLAD" integral o con recubrimiento tipo "LINING".
 - Parte UCD. Para los construidos con fierro fundido dúctil.

- Parte UNT. Para los construidos con aceros ferríticos con propiedades de tensión mejoradas por tratamiento térmico.
- Parte ULW. Para los fabricados por el método de multicapas.
- Parte ULT. Para los construidos con materiales con esfuerzos permisibles más altos a bajas temperatura.

1.3. Definición de Términos Básicos.

Aseguramiento de la calidad: El aseguramiento de la calidad o seguridad de la calidad, consiste en el seguimiento de unas líneas de actuación planificadas y sistemáticas, implantadas dentro del Sistema de Gestión de Calidad de la empresa. Estas acciones deben ser demostrables con el objeto de proporcionar la confianza adecuada, tanto a la propia empresa como a los clientes y proveedores.

Calidad: La calidad se refiere a la capacidad que posee un objeto para satisfacer necesidades implícitas o explícitas según un parámetro, un cumplimiento de requisitos de calidad.

Inspector de calidad: Es el responsable de elaborar los procedimientos operativos a seguir en la ejecución de los trabajos de soldadura, así como para la inspección de los procesos de construcción de proyectos, de acuerdo a las normas internacionales vigentes ASME, API, etc., con el fin de alcanzar y garantizar los estándares de calidad en la ejecución de la empresa.

Junta a tope: Una junta entre dos miembros alineados aproximadamente en el mismo plano.

Junta de filete: Una soldadura de sección transversal aproximadamente triangular uniendo dos superficies aproximadamente en correcto ángulo a otro en una articulación, junta en T, o esquina articulación.

Recipiente a presión: Se considera como un recipiente a presión cualquier contenedor capaz de almacenar un fluido a presión atmosférica, ya sea presión interna o vacío, independiente de su forma y dimensiones.

Reservas posibles: Volumen de hidrocarburos cuya formación geológica y de ingeniería sugiere que es segura su recuperación comercial que las reservas probables. De acuerdo con esta definición, cuando son utilizados o métodos

probabilistas, la suma de reservas probadas, probables, o más posibles tendrá al menos una probabilidad de 10% de que las cantidades realmente recuperadas serán iguales o mayores. (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2014, p.64).

Reservas probables: Son aquellas reservas no probadas en donde el análisis de la información geológica y de ingeniería de yacimiento sugiere que son más factibles de ser comercialmente recuperables, que de lo contrario. Si se emplean métodos probabilistas para su evaluación, existirá una probabilidad de al menos 50% de que las cantidades a recuperar serán iguales o mayores que la suma de las reservas probadas más probables. (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2014, p.64).

Reservas probadas: Volumen de hidrocarburos o sustancias asociadas evaluadas a condiciones atmosféricas, las cuales por análisis de datos geológicos y de ingeniería se estima con razonable certidumbre que serán comercialmente recuperables a partir de una fecha dada proveniente de yacimientos conocidos y bajo condiciones actuales económicas, métodos operacionales y regulaciones gubernamentales. Dicho volumen está constituido por la reserva probada desarrollada y la reserva probada no desarrollada. (Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2014, p.64).

Soldadura: Proceso de fijación de dos o más piezas (normalmente de metal) que mediante calor y/o presión se funde parte de dichas piezas o se añade un material de aporte, se juntan y al enfriarse se produce la unión de ellas.

Soldadura por Arco con Electrodo Consumible con Gas de Protección (GMAW): Este proceso de soldadura se establece un arco eléctrico entre un alambre que es alimentado de manera continua y la pieza a soldar. La protección del arco, se efectúa a través de un gas que puede ser inerte (Argón o Helio) proceso MIG: Metal Inert Gas; o activo (CO₂ o Mezcla Ar-CO₂) proceso MAG: Metal Active Gas. La AWS identifica a este proceso como GMAW: Gas Metal Arc Welding.

Soldadura por Arco con Hilo Tubular Relleno de Fundente (FCAW): Es un proceso de soldadura de arco eléctrico que utiliza el arco formado entre un electrodo alimentado continuamente, que es el metal de aporte, y el charco de soldadura. El proceso emplea gas (que proviene de ciertos componentes del

fundente que está contenido dentro del alambre tubular) para proteger el metal líquido cuando el arco está encendido; con o sin protección adicional proveniente de un gas suministrado externamente, y sin la aplicación de presión. Durante el enfriamiento y solidificación Del metal de soldadura depositado la protección se hace con escoria.

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

CAPITULO II

METODOLOGIA DE DESARROLLO DEL TRABAJO PROFESIONAL

2.1. Delimitación Temporal y Espacial del Trabajo.

2.1.1. Temporal.

En el presente trabajo profesional se informa sobre el diseño de un Tanque Pulmón para el Proyecto de Desarrollo Campo Sagari - Lote 57, Sagari AX, de la Empresa REPSOL. El diseño tuvo una duración de 7 meses, con inicio en el mes de agosto del año 2016 y finalización en el mes de enero del año 2017. Durante dicho periodo se realizaron el cálculo de los parámetros de diseño, el análisis técnico de la propuesta, el análisis económico de la propuesta, y, la elaboración de los planos de la propuesta.

2.1.2. Espacial.

El lugar donde se instaló el Tanque Pulmón, está ubicado en el área U-400 del Lote 57, ubicado en el distrito de Megantoni, provincia de La Convención, departamento del Cusco. El lugar donde se diseñaron y fabricaron los Tanques Pulmón fue, las instalaciones de HAUG S.A. en el distrito de Lurín - Lima.

2.2. Determinación y Análisis del Problema.

2.2.1. Determinación del problema.

REPSOL requería dotar de aire comprimido a los procesos que requieren de dicho abastecimiento en su nueva plataforma denominada Sagari Ax. Para tal efecto, encargó el diseño de 2 tanques de aire a presión o Tanques Pulmón, con iguales prestaciones, para el almacenamiento y distribución de aire a presión con una capacidad de 3698 galones (14 m³).

2.2.2. Análisis del problema.

Debido a la ampliación de las áreas de operaciones de SAGARI AX, es necesario la instalación de tanques de presión para el suministro tanto de aire o aire

condensado a presión con la finalidad de mantener el ciclo de bombeo requerido con la finalidad de evitar el sobrecalentamiento del motor de la bomba y esto produzca futuras fallas. En ese contexto, la propuesta de Tanques Pulmón para el Proyecto Sagari AX se revistió de importancia debido a que, dichos tanques a presión están presentes en todas las instalaciones industriales modernas desde pequeños tanques de aire comprimido hasta grandes depósitos y reactores en plantas químicas, petroquímicas, centrales térmicas y eléctricas.

Por otro lado, en la propuesta se debía tener en cuenta las siguientes consideraciones de diseño:

- El Recipiente se va a diseñar con un volumen real de 240 pies cúbicos.
- La empresa REPSOL, debido a que algunos de los tanques existentes alcanzaron su límite de vida útil, consideró pertinente que, los parámetros de diseño en cuanto a capacidad, dimensiones y condiciones de servicio queden fijados por la instalación existente.
- La forma del recipiente sería de cuerpo cilíndrico, un cabezal tipo elipsoidal.
- Por solicitud expresa de REPSOL, la propuesta no debería presentar anillos atiesadores internos ni externos.
- La propuesta debería considerar un tanque de cuerpo horizontal tipo cilíndrico, esto debido a que su simetría facilitaría una buena distribución de tensiones y permitiría un cálculo sencillo de las mismas, además de proporcionar una mayor polivalencia y sencillez de construcción.

Asimismo, los parámetros de diseño o parámetros iniciales para el diseño del tanque a presión, fueron los presentados en la tabla que prosigue.

Tabla 2. Parámetros iniciales de diseño.

ABREVIATURA	DESCRIPCION	VALOR
P_o	PRESIÓN DE OPERACIÓN $\left(\frac{Lbs}{pulg^2}\right)$	140
$MDMT$	TEMPERATURA MINIMA DE METAL DE DISEÑO (°C)	50
T_D	TEMPERATURA DE DISEÑO (°F)	160
P_D	PRESIÓN DE DISEÑO $\left(\frac{Lbs}{pulg^2}\right)$	170
V_D	VOLUMEN DE DISEÑO (ft^3)	240
E	EFICIENCIA DE LA SOLDADURA	0.85 – 1
C	SOBREESPESOR DE CORROSIÓN (in)	1/8

Fuente: Elaboración propia.

Finalmente, el diseño del Tanque Pulmón para el Proyecto de Desarrollo Campo Sagari - Lote 57, Sagari AX – REPSOL; conllevó cuestionamientos que, una vez solucionados, cumplirían con el cometido de diseño. Dichos cuestionamientos se formularon a través de las siguientes interrogantes:

- ¿Qué cálculos y especificaciones técnicas se deben tener en cuenta en el diseño del recipiente o tanque a presión propiamente dicho?
- ¿Qué cálculos y especificaciones técnicas se deben tener en cuenta en el diseño de las conexiones y elementos específicos del tanque a presión?
- ¿Qué cálculos y especificaciones técnicas se deben tener en cuenta en el diseño de las boquillas adicionales del tanque a presión?

2.3. Modelo de Solución Propuesta.

En forma general, la solución propuesta consistió en el diseño de un Tanque Pulmón para el Proyecto de Desarrollo Campo Sagari - Lote 57, Sagari AX, de la Empresa REPSOL. El logro de la solución propuesta, se dio como resultado de concretar los siguientes objetivos:

- Diseñar el recipiente o tanque a presión propiamente dicho.
- Diseñar las conexiones y elementos específicos del tanque a presión.
- Diseñar las boquillas adicionales del tanque a presión.

Para el logro de dichos objetivos, los cuales coincidieron con los objetivos específicos del presente Informe de Experiencia Profesional, se realizaron las actividades que se detallan en los apartados que prosiguen.

2.3.1. Diseño del recipiente o tanque propiamente dicho.

El diseño del recipiente o tanque a presión propiamente dicho, se tuvo en cuenta los parámetros iniciales de diseño presentados en Tabla 2; y, comprendió el desarrollo de las actividades que se presentan a continuación.

2.3.1.1. *Calculo de tamaño óptimo de tanque.*

Una vez seleccionado el material de construcción, el margen por corrosión, la presión de diseño y la temperatura de diseño, podemos abordar el diseño mecánico del Recipiente.

La relación óptima de la longitud del diámetro se determinó mediante el procedimiento siguiente:

$$F = \frac{P_D}{C * S * E} \dots (1)$$

Dónde:

$$P_D = \text{Presión de diseño} \left(\frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} \right)$$

E = Eficiencia de la soldadura

C = Sobreepesor de corrosión (pulg , mm)

$$S = \text{Valor del esfuerzo del material} \left(\frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} \right)$$

Para la presión de diseño, se debe tener en cuenta la presión de diseño establecido en la Tabla 2.

Una vez indicado que la presión de operación, es de 140 PSI, y esta es menor a los 300 PSI. Según la condición de presiones menores:

$$P_o \leq 300 \text{ Lbs/pulg}^2$$

La presión de diseño, será:

$$P_D = P_o + 30 \text{ Lbs/pulg}^2$$

$$P_D = 170 \text{ Lbs/pulg}^2$$

El tanque a presión trabajara a una presión de 170 PSI. Ahora el esfuerzo de la plancha ASTM A516-Gr.70 se obtiene recurriendo al ASME II Parte. D, en las tablas de esfuerzo en base a la temperatura de diseño (160°F), debido que el material estará propenso a distintas temperaturas en su etapa de operación.

Tabla 3. Máxima Tensión permisible a ciertas temperaturas.

CUADRO 1A (CONT.) SECCIÓN I; SECCIÓN III, CLASES 2 Y 3; * SECCIÓN VIII, DIVISIÓN 1; Y SECCIÓN XII VALORES DE ESTRÉS MÁXIMOS PERMITIDOS PARA MATERIALES FERROSOS (* Ver Límites Máximos de Temperatura para Restricciones en la Clase)						
No. De línea	Composición nominal	Forma de producto	No. De especificación	Tipo y grado	Temperatura en °C	
					150	200
19	Acero al Carbono	Plancha	ASTM A516	70	138(*)	138(*)

Fuente: Extracto suministrado de la norma ASME II, parte D.

(*) Máxima tensión permisible, MPa (multiplicar por 1000 para obtener kPa), para la temperatura del metal, °C, sin sobrepasar.

Entonces, según lo mostrado en la Tabla 3, obtenemos que el esfuerzo a la temperatura de diseño es de:

$$S_{A516-Gr.70} = 138 \text{ MPa} \approx 20,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

Reemplazando los valores calculados en la ecuación (1), obtenemos el siguiente valor:

$$F = \frac{170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}}{\frac{1}{8} \text{ pulg} * 0.85 * 20000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}}$$

$$F = 0.08$$

Ahora con el factor “F” y el volumen podemos encontrar el diámetro óptimo para el Tanque Pulmón Horizontal o tanque a presión en diseño; para tal efecto, hacemos uso de la gráfica para determinar el diámetro óptimo del recipiente, presentada en anexos, ver: «Anexo 3. Gráficas Utilizadas en el Diseño del Tanque a Presión», en la cual, teniendo como datos de entrada a la misma, el factor “F” y el volumen de diseño del recipiente; seleccionamos el siguiente diámetro óptimo:

$$D \text{ int.} = 4.4 \text{ ft} \cong 53 \text{ pulg.}$$

Una vez calculado el diámetro óptimo del recipiente: la longitud se puede calcular con la siguiente formula:

$$L \text{ Recipiente} = \frac{4 * V}{\pi * D^2}$$

$$L \text{ Recipiente} = \frac{4 * 242.5 \text{ ft}^3}{\pi * (4.4 \text{ ft})^2}$$

$$L \text{ Recipiente} \approx 15.95 \text{ ft}$$

$$L \text{ Recipiente} \approx 191.41 \text{ pulg.}$$

2.3.1.2. Calculo de espesor del cuerpo cilíndrico.

Según los requerimientos de REPSOL, se tomó como base las partes UG-27 y UG-28 de la norma ASME VIII – Div.1, para el cálculo de los espesores adecuados para el tanque.

Debido a que los formatos de planchas vienen de 2400x6000, 3000x6000, 2400x12000 o 3000x12000 mm; se optó como estrategia de diseño del tanque, que este sea de 2 cuerpos, con la finalidad de alcanzar la longitud deseada; para tal cometido, se tuvo que realizar 2 cálculos correspondientes a:

- Parte UG-27 de la subsección A de la Sección VIII, División 1 – ASME; referida al cálculo del espesor del cuerpo cilíndrico por presión interna.
- Parte UG-28 de la subsección A de la Sección VIII, División 1 – ASME; referida al cálculo del cuerpo cilíndrico por presión externa.

2.3.1.2.1. Cálculo del espesor del cuerpo cilíndrico por presión interna.

Según la norma ASME VIII División I, Edición 2017, la parte UG-27(d) nos indica lo siguiente: Cuando el grosor no exceda de la mitad del radio interior, o P no exceda 0,385SE, se aplicarán las siguientes fórmulas:

$$t_r = \frac{PR}{(S * E - 0.6 * P)}$$

Dónde:

tr: Espesor del cuerpo cilíndrico.

P: Presión de Diseño.

R: Radio interior del cuerpo.

S: Esfuerzo máximo admisible del ASTM A516-Gr.70, por el ASME II Sec. D.

E: Eficiencia de la junta por la UW-12.

C: Margen de corrosión.

Comprobando la condición inicial:

$$P \leq 0.385SE$$

$$P(170 \text{ Psi}) \leq 0.385 \times 20,000 \text{ Psi} \times 0.85$$

$$P(170 \text{ Psi}) \leq 6,545 \text{ Psi} \dots (\text{Cumple})$$

Entonces con los datos obtenidos, calculamos el espesor:

$$t_r = \frac{170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * \frac{53}{2} \text{ pulg}}{(20,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * 0.85 - 0.6 * 170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2})}$$

$$t_r = 0.2715 \text{ pulg.}$$

Por lo que el espesor de diseño, según el **UG-27**, es:

$$t = t_r + C$$

$$t = 0.2715 \text{ pulg} + 0.125 \text{ pulg.}$$

$$t = 0.3965 \text{ pulg} \approx 10.0 \text{ mm}$$

Debido que en el mercado peruano no encontramos planchas con espesor de 10 mm, se opta por conseguir una plancha de medida comercial, en este caso plancha de 1/2" pulgada (12.7 mm) ASTM A516-Gr.70. Entonces el espesor para el cuerpo cilíndrico # 1 y #2 será:

$$t = 0.5 \text{ pulg} \approx 12.7 \text{ mm}$$

2.3.1.2.2. Cálculo del espesor del cuerpo cilíndrico por presión externa.

Según Megyesy (1989), la presión externa en recipientes a presión debe diseñarse a presiones externas de 15 Psi o menores, y que llevarán la placa con el símbolo de la norma para indicar que cumple con las reglas para presión externa, deberán diseñarse para una presión externa máxima permitida de 15 Psi o 25% más que la presión externa máxima posible, según que el vamos sea menor.

Sin embargo, en el inciso UG-28 (c) de la norma ASME VIII – Div.1, para el cálculo de cascos cilíndricos y tubos el mínimo requerido espesor de una envoltura o tubo cilíndrico presión, ya sea sin soldadura o con juntas longitudinales; se señala que, los cascos de cilindros con valores de $D_o / t \geq 10$; se determinarán mediante el siguiente procedimiento:

Paso 1: Asumimos el valor calculado para el espesor del cuerpo cilíndrico, $t=0.5$ pulgadas, y determinamos las relaciones L / D_o y D_o / t .

Paso 2: Ingrese el Gráfico G en la Sub-parte 3 de la Sección II, Parte D, del código ASME. Dicho gráfico se presenta en Anexo 3; ver: «Figura A.3.2. Geométrica para componentes bajo cargas externas o compresivas (para todos los materiales)».

Paso 3: En el valor de L / D_o determinado en el Paso 1. Si, valores de L / D_o mayores a 50, se ingresa al gráfico en un valor de $L / D_o = 50$. Para valores de L / D_o inferiores a 0,05, ingrese el gráfico a un valor de $L / D_o = 0,05$.

Corroborando que cumple la condición inicial para cascos cilíndricos:

$$\frac{D_o}{t} = \frac{53 \text{ pulg}}{0.5 \text{ pulg}} = 106 \geq 10 \dots (\text{Cumple})$$

Aplicando el primer paso:

$$\frac{L}{D_o} = \frac{160.65 \text{ pulg}}{53 \text{ pulg}} = 3.03$$

Ubicando los valores en la gráfica G de la norma ASME II – parte D, encontramos el siguiente valor para el factor A.

$$A = 0.00035$$

Paso 4: Usar el valor de A calculado en el Paso 3, ingresar a la tabla de materiales aplicable en la sub-parte 3 de la sección II, Parte D para el material considerado; en Anexo 3, ver: «Figura A.3.3. Gráfico para determinar el espesor de pared de componentes bajo presión exterior desarrollado para aceros al carbono o aleados bajos con una resistencia mínima de rendimiento 207 Mpa y mayor». Luego, mover verticalmente a una intersección con la Línea material / temperatura para la temperatura de diseño. La interpolación lineal o cualquier otra interpolación racional pueden usarse para determinar un valor de B que se encuentra entre dos valores tabulares adyacentes para una temperatura.

Utilizando el gráfico CS-2 de la Norma ASME II Parte D, para materiales con esfuerzo mínimo de hasta 207 MPa a más; y, trabajando con el material ASTM A516-Gr.70, con un esfuerzo mínimo de 20000 PSI (138 MPa), nos ubicamos en la última curva que admite esfuerzo de hasta 143×10^3 Mpa; luego, procediendo a tabular el Factor B, en base al gráfico en mención; y, teniendo en cuenta el Factor $A = 0.00035$; se obtuvo el Factor B.

$$B = 2500$$

Finalmente, usando el Factor B, calculamos el valor de la presión de trabajo externa máxima admisible P_a utilizando la siguiente ecuación:

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

$$P_a = \frac{4 * 2500}{3 * \left(\frac{53 \text{ pulg}}{0.5 \text{ pulg}}\right)}$$

$$P_a = 31.45 \text{ Psi} \geq 15 \text{ Psi}$$

En conclusión, el espesor del cuerpo del tanque establecido cumple con lo especificado con la norma UG-28. Dado que la presión externa que soportará el tanque diseñado supera a los 15 Psi establecidos en párrafos anteriores.

2.3.1.3. Cálculo del espesor de los cabezales.

En el presente apartado se describe el proceso seguido para encontrar los espesores idóneos para el tanque a presión en diseño. En ese sentido, calculamos las presiones externa e interna a soportar por los cabezales torisféricos.

2.3.1.3.1. Cálculo del espesor de cabezales elipsoidales por presión interna.

La parte UG-32(c) de la norma ASME VIII División I, edición 2015, con respecto al cálculo del espesor de cabezales elipsoidales por presión interna, señala lo siguiente:

Para los cabezales de tipos elipsoidales con $t/L \geq 0,002$; el espesor de una cabeza de forma semielipsoidal, en la que, la mitad del eje menor (profundidad interior de la cabeza menos la falda) equivale a una cuarta parte del diámetro interior de la Falda de la cabeza; se requiere que:

$$t_c = \frac{PD}{(2SE - 0.2P)}$$

Dónde:

tc: Espesor de las cabezas elipsoidales.

P: Presión de Diseño.

D: Diámetro interior del cuerpo.

S: Esfuerzo máximo admisible del ASTM A516-Gr.70, por el ASME II Sec.D.

E: Eficiencia de la junta por la **UW-12**.

C: Margen de corrosión.

Comprobando la condición:

$$\frac{t}{L} \geq 0.002$$

$$\frac{t}{L} = \frac{0.5 \text{ pulg}}{187.5 \text{ pulg.}} = 0.003 \geq 0.002 \text{ (cumple)}$$

Luego, con los datos obtenidos, calculamos el espesor:

$$t_c = \frac{170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * 53 \text{ pulg}}{(2 * 20000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * 0.85 - 0.2 * 170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2})}$$
$$t_c = 0.265 \text{ pulg.}$$

Por lo que el espesor de diseño, según el **UG-32**, es:

$$t' = t_r + C$$

$$t' = 0.265 \text{ pulg} + 0.125 \text{ pulg.}$$

$$t = 0.3965 \text{ pulg.}$$

Debido a las observaciones e indicaciones de REPSOL, el espesor mínimo requerido debe ser de 5/8" para los cabezales elipsoidales; luego, teniendo en

cuenta dicha indicación, se consideró el siguiente espesor, para las cabezas elipsoidales #1 y #2:

$$t = 0.625 \text{ pulg.}$$

Finalmente, se debe tener en cuenta que: Las cabezas elipsoidales, presentaran una altura de $14\text{-}\frac{3}{4}$ " , con falda de $1\text{-}\frac{1}{2}$ " , para su fácil bombeo en el proceso de fabricación.

2.3.1.3.2. Cálculo del espesor de la tapa elíptica por presión externa.

Según la norma ASME VIII Div. I Ed. 2015, La parte UG-28(d) nos indica lo siguiente:

Para tapas esféricas, el espesor mínimo requerido de una tapa esférico bajo presión externa, ya sea sin costura o construida con juntas a tope, se determina por el siguiente procedimiento:

Paso 1: Suponga un valor para "t" y calcule el valor de Factor A utilizando la siguiente ecuación:

$$A = \frac{0.125}{\left(\frac{R_o}{t}\right)} \dots (*)$$

Con los datos obtenidos tenemos que "t=0.625 pulg", el "Ro", el radio exterior del casco del tanque, es:

$$R_o = \frac{53 + 2 * 0625}{2} = 27.125 \text{ pulg.}$$

Reemplazando en la ecuación (*):

$$A = \frac{0.125}{\left(\frac{27.125 \text{ pulg}}{0.625 \text{ pulg}}\right)}$$
$$A = 0.0028$$

Paso 2: Utilizando el Factor A, buscamos en el gráfico CS-2 de la Norma ASME II Parte D, nos ubicamos en la última curva que admite esfuerzo de hasta 143×10^3 Mpa; en forma similar al caso de cálculo del espesor del cuerpo cilíndrico por presión externa; luego, Para un Factor A de:

$$A = 0.0028$$

Obtuvimos el Factor B:

$$B = 5400$$

Usando como dato el Factor B, calculamos el valor de la Presión de trabajo externa máxima admisible P_a utilizando la siguiente ecuación:

$$P_a = \frac{B}{\left(\frac{R_0}{t}\right)}$$

$$P_a = \frac{5400}{\left(\frac{27.125 \text{ pulg}}{0.625 \text{ pulg}}\right)}$$

$$P_a = 124.4 \text{ Psi} \geq 15 \text{ Psi}$$

En conclusión, el espesor establecido para las cabezas elipsoidales cumple con lo especificado con la norma UG-28.

Entonces con las siguientes consideraciones, se obtiene la siguiente imagen, con las cotas necesaria para el cálculo de diseño:

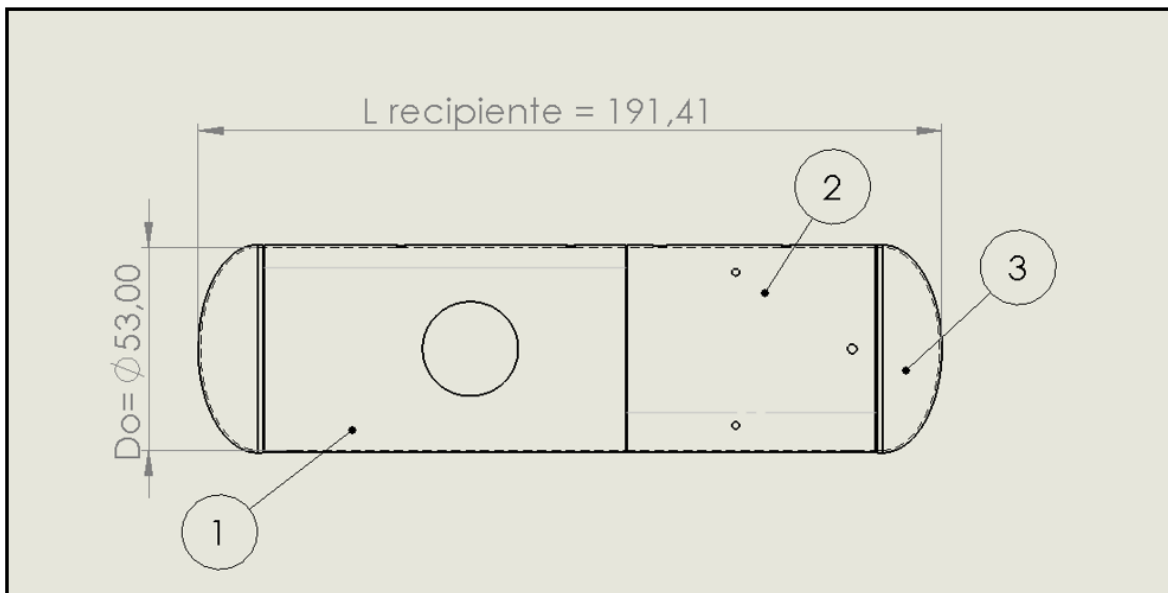


Figura 6. Dimensiones iniciales del tanque.

Fuente: Elaboración propia.

2.3.2. Diseño de las conexiones y elementos específicos del tanque.

Según las especificaciones solicitadas por REPSOL, el Tanque Pulmón debería contar con las conexiones básicas encontradas en cualquier tanque a presión; luego, las conexiones y elementos específicos del tanque a presión, fueron los siguientes:

- **1 Manhole o Entrada de Hombre (M).** Acceso de personal necesario para la inspección en servicio de la superficie interna del tanque.

- **1 boquilla de entrada de producto (A).** Una tubería situada en la parte alta del tanque suministra el producto a almacenar a cierta presión y temperatura según la utilización de la misma.
- **1 boquilla de salida de producto (B).** Una tubería situada en la parte alta de tanque de donde se derivará el producto a cualquier punto de las instalaciones de la ampliación de SAGARI AX – REPSOL.
- **1 boquilla de desagüe o drenaje (D).** Una tubería situada cerca del fondo que permite evacuar el agua almacenada. También es útil para obtener muestras de la calidad del agua y para controlar la presión interior.
- **1 boquilla de venteo (E).** Este elemento es fundamental. Las variaciones de presión que sufre el tanque en el vaciado y el llenado pueden afectar a la estructura del tanque y pueden convertirse en un factor de riesgo para el personal de la central, si bien esto último rara vez se produce.

2.3.2.1. Cálculo de abertura para manhole.

Cuando se requiere el acceso al interior al recipiente de presión, ya sea para mantenimiento, carga o descarga de sólidos, etc., es necesario la instalación del manhole o entrada de hombre.

El diámetro mínimo para este tipo de abertura es de 16”, aunque este no es muy recomendable por que dificulta el rápido acceso al interior del equipo, lo usual es utilizar aberturas de 18” o 24” de diámetro. Ya que al abrir el manhole de este tipo los operadores tendrían que cargar la tapa y estas son muy pesadas, se recomienda instalar un brazo o pescante para las tapas del manhole.

Cuando se hace la abertura de la entrada del manhole ubicada en el cuerpo cilíndrico #2, se debe cumplir con la norma **UG-76**, que nos indica que cada zona cortada por medios mecánicos o corte térmico, las zonas con escoria y descoloramiento por haber sido fundido debe ser removido por medios mecánicos (esmerilado, escobillado, etc.).

Para el cálculo nos basaremos en las normas **UG-37**, **UG-41** y **UG-45**; para saber si el cuello del manhole necesitara de una plancha de refuerzo, debido a las presiones que aguantara al momento del servicio.

Recordemos que la presión de diseño es de 170 Psi a una temperatura de diseño de 160 °F. Según la norma **UG-37**, refuerzo requerido para aberturas en cáscaras y formadas cabezas:

Paso 1: Primero calculamos el espesor requerido por el casco t_r . Para eso recurrimos a la norma **UG-27 (c) (1)** para juntas longitudinales, entonces aplicando la fórmula:

$$t_r = \frac{PR}{(SE - 0.6P)}$$

Dónde:

t_r: Espesor del casco cilíndrico.

P: Presión de Diseño.

R: Radio interior del casco.

S: Esfuerzo máximo admisible, por el ASME II Sec.D.

E: Eficiencia de la junta por la UW-12.

C: Margen de corrosión.

Entonces con los datos obtenidos, calculamos el espesor:

$$t_r = \frac{170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * \frac{53}{2} \text{ pulg}}{(20,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * 0.85 - 0.6 * 170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2})}$$

$$t_r = 0.2666 \text{ pulg}$$

Cálculo del espesor real del casco real del cuerpo:

$$t = t_r + C$$

$$t = 0.2666 + 0.125$$

$$t = 0.391 \text{ pulg}$$

Utilizamos como espesor nominal:

$$t_{\text{nom}} = 0.5 \text{ pulg.}$$

Paso 2: Calculamos el espesor requerido para el cuello de la boquilla por presión interna t_{rn} . Para eso recurrimos a la norma UG-37(a) para juntas longitudinales, donde el cuello del manhole de 24" será fabricado por medio de una plancha ASTM A516-Gr70, la cual será rolada y soldada a tope (CATEGORIA A), lo que equivale a una eficiencia de soldadura $E=1$, entonces aplicando la fórmula:

$$t_{rn} = \frac{PR_n}{(SE - 0.6P)}$$

Dónde:

trn: Espesor del cuello de la boquilla del manhole.

P: Presión de Diseño.

Rn: Radio interior de la boquilla.

S: Esfuerzo máximo admisible, por el ASME II Sec.D.

E: Eficiencia de la junta por la UW-12.

C: Margen de corrosión.

Para la calcular el radio interior de la boquilla, recurrimos a la siguiente formula:

$$R_n = \frac{d}{2}$$
$$d = d_{est} - 2t_{nom} + 2C$$

Dónde:

D est: Diámetro de la boquilla del manhole.

T nom: Espesor nominal de la plancha ASTM A516-Gr70. (En caso de tubos se usa el espesor nominal de la tubería, respecto a su número de cedula SCH40, SCH80, SCH160, etc.).

C: Margen de corrosión.

Reemplazando valores:

$$d = 24 \text{ pulg} - 2 * (0.5 \text{ pulg}) + 2 * (0.125 \text{ pulg})$$
$$d = 23.25 \text{ pulg}$$

Entonces:

$$R_n = \frac{23.25 \text{ pulg}}{2} = 11.625 \text{ pulg.}$$

Ahora utilizando la fórmula para presión interna, de la norma UG-27, obtenemos:

$$t_{rn} = \frac{170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * 11.625 \text{ pulg}}{(20000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * 1 - 0.6 * 170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2})}$$
$$t_{rn} = 0.0993 \text{ pulg.}$$

Ahora calculamos el espesor real de la boquilla tn:

$$t_n = \frac{D_{nom} - d}{2}$$
$$t_n = \frac{24 - 23.25}{2} = 0.375 \text{ pulg.}$$

Entonces, utilizaremos una plancha nominal de **0.5"**. Para minimizar costo al momento de la importación de planchas de distintas dimensiones.

$$t_n = 0.5 \text{ pulg}$$

Paso 3: Calcularemos el área requerida por la UG-37. El área total de la sección transversal A del refuerzo requerido en un hueco en cualquier plano a través del hueco en un cuerpo o cabeza del tanque, no debe ser menor que la calculada por:

$$A = d * t_r * F + 2 * t_n * t_r * F * (1 - F_{r1})$$

Dónde:

d: Diámetro final del hueco una vez colocada la conexión.

t_r: Espesor mínimo requerido para el cuerpo o cabeza.

t_n: Espesor nominal mínimo de la conexión.

F: Factor que depende de la localización el punto en consideración con respecto al plano del eje longitudinal del cuerpo.

Con respecto a F_{r1} o la relación entre el esfuerzo máximo admisible del material de la conexión al esfuerzo máximo admisible del material del cuerpo ($f_{r1} = S_n/S_v$); se tiene que:

Si es menor que uno, en ese caso empezamos a ver el estrés permitido **f_{1r}**:

S_n = Tensión permisible en el cuello de la boquilla = 20,000 Lbs/pulg².

S_p = Esfuerzo admisible en el elemento de refuerzo (Placa) = 20,000 Lbs/pulg².

S_v = Esfuerzo permisible en el recipiente = 20,000 Lbs/pulg².

Entonces:

f_{r1} = menos de 1 o **S_n/S_v** = 1.

f_{r2} = menos de 1 o **S_n/S_v** = 1.

f_{r3} = menos de 1 o **S_p/S_v** = 1.

f_{r4} = menos de 1 o **S_p/S_v** = 1.

Donde F normalmente es 1 en el plano de corte es longitudinal.

Guiándonos de la Figura UG-37.1 del código ASME, referida a Nomenclatura y Formulas para Reforzamientos de Aberturas, presentada en Anexo 4; observamos que, no figura A3, por lo cual solo nos centramos en el cálculo del área A, A1, A2, A4 y A5; para Manhole con refuerzo.

Haciendo uso de la Figura UG-37.1, calculamos A:

$$A = d * t_r * F + 2 * t_n * t_r * F * (1 - F_{r1})$$

$$A = 23.25 * 0.2666 * 1 + 2 * 0.375 * 2.666 * 1 * (1 - 1)$$

$$A = 6.1985 \text{ pulg}^2$$

Para el valor de A1 seleccionamos el mayor, de las siguientes formulas:

$$A_1 = d(E_1t - Ft_r) - 2t_n(E_1t - Ft_r)(1 - F_{r1})$$

$$A_1 = 2(t - t_n)(E_1t - Ft_r) - 2t_n(E_1t - Ft_r)(1 - F_{r1})$$

Entonces reemplazando en la primera ecuación:

$$A_1 = d(E_1t - Ft_r) - 2t_n(E_1t - Ft_r)(1 - F_{r1})$$

$$A_1 = 23.25 * (1 * 0.5 - 1 * 0.2666) - 2 * 0.375 * (1 * 0.5 - 1 * 0.2666)(1 - 1)$$

$$A_1 = 5.426 \text{ pulg}^2$$

Luego, reemplazando en la segunda ecuación:

$$A_1 = 2(t - t_n)(E_1t - Ft_r) - 2t_n(E_1t - Ft_r)(1 - F_{r1})$$

$$A_1 = 2(0.5 - 0.375)(1 * 0.5 - 1 * 0.2666) - 2 * 0.375(1 * 0.5 - 1 * 0.2666)(1 - 1)$$

$$A_1 = 0.058 \text{ pulg}^2$$

Luego, escogemos el valor mayor:

$$A_1 = 5.426 \text{ pulg}^2$$

Para el valor de A2 seleccionamos el menor, de las siguientes formulas:

$$A_2 = 5(t_n - t_{rn})F_{r2}t$$

$$A_2 = 2(t_n - t_{rn})(2.5t_n - t_e)F_{r2}$$

Entonces reemplazando en la primera ecuación:

$$A_2 = 5 * (0.375 - 0.0993) * 1 * 0.5$$

$$A_2 = 0.689 \text{ pulg}^2$$

Luego, reemplazando en la primera ecuación:

$$A_2 = 2 * (0.375 - 0.0993)(2.5 * 0.375 - 0.375) * 1$$

$$A_2 = 0.310 \text{ pulg}^2$$

Escogemos el valor menor:

$$A_2 = 0.310 \text{ pulg}^2$$

Para el valor de A4 seleccionamos el menor, de las siguientes formulas:

$$A_{41} = (\text{leg})^2 F_{r3}$$

$$A_{42} = (\text{leg})^2 F_{r4}$$

Donde leg, vendría a ser el cateto del filete, con que se soldara la boquilla al refuerzo y el refuerzo al casco del tanque (ver Figura UG-37.1), entonces:

$$A_{41} = (0.375)^2 * 1 = 0.141 \text{ pulg}^2$$

$$A_{42} = (0.375)^2 * 1 = 0.141 \text{ pulg}^2$$

Calculamos A5:

$$A_5 = (D_p - d - 2t_n t_r) t_e F_{r4}$$

Reemplazando:

$$A_5 = (30 - 23.25 - 2 * 0.375) * 0.5 * 1$$

$$A_5 = 3 \text{ pulg}^2$$

Ahora sumamos las áreas, para corroborar que su suma sea mayor al área A, ya encontrado:

$$A < A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42} + A_5$$

$$A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42} + A_5 = 5.426 + 0.310 + 0.141 + 0.141 + 3$$

$$A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42} + A_5 = 9.018 \text{ pulg}^2 > 6.1985 \text{ pulg}^2 = A$$

Finalmente:

$$A < A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42} + A_5 \dots (\text{cumple})$$

En conclusión, el Manhole del tanque diseñado, no necesitaba de una plancha de refuerzo; sin embargo, de acuerdo a especificaciones técnicas por parte de REPSOL, se requería que dicho Manhole cuente con una plancha de refuerzo por temas de seguridad.

2.3.2.2. Cálculo de las boquillas de entrada “inlet” (A), “outlet” (B), desagüe (D), venteo (E) del Tanque Pulmón.

Con respecto a las boquillas del llenado y salidas del aire es de recalcar la siguiente denominación:

- (A) Hace referencia a la boquilla de entrada “inlet” (A). Para llenar la capacidad del tanque se necesita una tubería de carga, la cual suministrará aire desde un indicador de presión diferencial (PID).

- (B) Hace referencia a la boquilla de salida “outlet” (B). Para vaciar cierta cantidad de aire, se necesita una tubería de salida, la cual suministrará aire por ductos hasta pasar por una válvula alivio o seguridad (PVC).
- (D) Hace referencia a la boquilla de desagüe. Para drenar cierta cantidad de aire, se necesita una tubería de drenaje, la cual retirara cierta cantidad de aire, por medio de una válvula de bola.
- (E) Hace referencia a la boquilla de venteo. Para la boquilla de venteo, debe escogerse una tubería para su salida, a presiones inferiores al 170.34 Psi.

Designando nomenclaturas para el cálculo de las boquillas:

P = Presión de diseño + Presión de columna de agua. (P = 170.34 Psi)

D = Diámetro final del agujero, donde ingresará la tubería en el tanque.

Rn = Radio del agujero final.

tn = Espesor nominal de la tubería ASTM A106-GrB SCH160 (0.344”).

t = Espesor nominal de Casco Cilíndrico del Tanque (0.5”).

St = Esfuerzo de Tracción de la tubería (St = 17100 Psi).

Sn = Esfuerzo de Tracción de ASTM A516 – Grado 70 (St = 20000 Psi).

E = Eficiencia en la Soldadura (Junta tipo “D”, E = 1).

C = Corrosión.

Calculamos el espesor de la tubería adecuada como si fuera el cuerpo cilíndrico del tanque a presión, bajo la norma UG-27:

Grosor de mínimo de la pared del tanque requerido por **UG-37 (a)**:

$$t_r = \frac{PR}{(SE - 0.6P)}$$

$$t_r = \frac{170 * 26.625}{(20,000 * 1 - 0.6 * 170)}$$

$$t_r = 0.2279 \text{ pulg.}$$

Para la calcular el radio interior de la boquilla, recurrimos a la siguiente formula:

$$R_n = \frac{d}{2}$$

$$d = d_{est} - 2t_{nom} + 2C$$

Dónde:

D est: Diámetro de las boquillas.

T nom: espesor nominal del tubo ASTM A106-Gr. B

C: Margen de corrosión.

Reemplazando valores:

$$d = 2 \text{ pulg} - 2 * (0.344 \text{ pulg}) + 2 * (0.125 \text{ pulg})$$

$$d = 1.562 \text{ pulg}$$

Entonces:

$$R_n = \frac{1.562 \text{ pulg}}{2} = 0.781 \text{ pulg.}$$

Ahora utilizando la fórmula para presión interna, de la norma UG-27, obtenemos:

$$t_{rn} = \frac{170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * 0.781 \text{ pulg}}{(17,100 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * 1 - 0.6 * 170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2})}$$

$$t_{rn} = 0.0078 \text{ pulg.}$$

Ahora calculamos el espesor real de la boquilla t_n :

$$t_n = \frac{D_{nom} - d}{2}$$

$$t_n = \frac{2 - 1.562}{2} = 0.219 \text{ pulg.}$$

Entonces, utilizaremos un tubo de 2" SCH 160 de 0.344 pulg.

Paso 1: Calcularemos el área requerida por la UG-37. El área total de la sección transversal A del refuerzo requerido en un hueco en cualquier plano a través del hueco en un cuerpo o cabeza del tanque, no debe ser menor que la calculada por:

$$A = d * t_r * F + 2 * t_n * t_r * F(1 - F_{r1})$$

Dónde:

d: diámetro final del hueco una vez colocada la conexión.

t_r : espesor mínimo requerido para el cuerpo o cabeza.

t_n : espesor nominal mínimo de la conexión.

F: factor que depende de la localización el punto en consideración con respecto al plano del eje longitudinal del cuerpo.

F_{r1} : 1 o la relación entre el esfuerzo máximo admisible del material de la conexión al esfuerzo máximo admisible del material del cuerpo ($f_{1r} = S_n/S_v$). Si es menor que uno, en ese caso empezamos a ver el estrés permitido f_{1r} :

S_n = tensión permisible en la boquilla= 17,100 Lbs/pulg².

S_v = esfuerzo permisible en el recipiente= 20,000 Lbs/pulg².

Entonces:

$$fr1 = \text{menos de } 1 \text{ o } S_n/S_v = 17,100/20,000 = 0.855$$

$$fr2 = \text{menos de } 1 \text{ o } S_n/S_v = 17,100/20,000 = 0.855$$

Donde F normalmente es 1 en el plano de corte es longitudinal. Guiándonos de la Figura UG-37.1, no encontramos A3, por lo cual solo nos centraremos en el cálculo del área A, A1, A2, A4 y A5. Para las boquillas SIN Refuerzo. Luego:

$$A = dt_r F + 2t_n t_r F(1 - F_{r1})$$

$$A = 1.562 * 0.2279 * 1 + 2 * 0.375 * 0.2279 * 1 * (1 - 0.855)$$

$$A = 0.381 \text{ pulg}^2$$

Según la Figura UG-37.1, para el valor de A1 seleccionamos el mayor de:

$$A_{1-1} = d(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - F_{r1})$$

$$A_{1-2} = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - F_{r1})$$

Entonces reemplazando en la primera ecuación:

$$A_{1-1} = d(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - F_{r1})$$

$$A_{1-1} = 1.562 * (1 * 0.5 - 1 * 0.2279) - 2 * 0.375 * (1 * 0.5 - 1 * 0.2279)(1 - 0.855)$$

$$A_{1-1} = 0.346 \text{ pulg}^2$$

Entonces reemplazando en la segunda ecuación:

$$A_{1-2} = 2(t + t_n)(E_1 t - Ft_r) - 2t_n(E_1 t - Ft_r)(1 - F_{r1})$$

$$A_{1-2} = 2(0.5 - 0.375)(1 * 0.5 - 1 * 0.2279) - 2 * 0.375(1 * 0.5 - 1 * 0.2279)(1 - 0.855)$$

$$A_{1-2} = 0.038 \text{ pulg}^2$$

Finalmente escogemos el valor mayor:

$$A_{1-1} = 0.346 \text{ pulg}^2$$

Para el valor de A2 seleccionamos el menor, de las siguientes formulas:

$$A_{2-1} = 5(t_n - t_{rn})F_{r2}t$$

$$A_{2-2} = 5(t_n - t_{rn})F_{r2}t_n$$

Entonces reemplazando en la primera ecuación:

$$A_{2-1} = 5 * (0.375 - 0.0078) * 1 * 0.5$$

$$A_{2-1} = 0.918 \text{ pulg}^2$$

Entonces reemplazando en la segunda ecuación:

$$A_{2-2} = 5 * (0.375 - 0.0078) * 1 * 0.375$$

$$A_{2-2} = 0.689 \text{ pulg}^2$$

Finalmente escogemos el valor menor:

$$A_2 = 0.689 \text{ pulg}^2$$

El sobre espesor de diseño en la conexión en la proyección interior. Se toma el menor valor de los siguientes:

$$A_{3-1} = 5t * t_j * f_{r2}$$

$$A_{3-2} = 5t_j * t_j * f_{r2}$$

$$A_{3-3} = 2h * t_j * f_{r2}$$

Dónde:

t_j : Espesor nominal mínimo de la proyección interna de la conexión.

h : Proyección interna de la conexión, dentro de los límites de refuerzo ($h=0$), las bridas de 2" y 3" no tienen proyección en la parte interior del tanque.

Entonces, calculando las dos primeras ecuaciones:

$$A_{3-1} = 5 * 0.5 * 0.344 * 0.855 = 0.735 \text{ pulg}^2$$

$$A_{3-2} = 5 * 0.344 * 0.344 * 0.855 = 0.506 \text{ pulg}^2$$

Finalmente escogemos el valor menor:

$$A_{3-2} = 0.506 \text{ pulg}^2$$

Para el valor de A_4 seleccionamos el menor, de las siguientes formulas:

$$A_{41} = (leg)^2 F_{r3}$$

$$A_{42} = (leg)^2 F_{r4}$$

Donde leg , vendría a ser el cateto del filete, con que se soldara la boquilla al refuerzo y el refuerzo al casco del tanque (ver fig. 35), entonces:

$$A_{41} = (0.375)^2 * 0.855 = 0.12 \text{ pulg}^2$$

$$A_{42} = (0.375)^2 * 0.855 = 0.12 \text{ pulg}^2$$

Ahora sumamos las áreas, para corroborar que su suma sea mayor al área A , ya encontrado:

$$A < A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42} + A_5$$

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} = 0.346 + 0.689 + 0.506 + 0.12 + 0.12$$

$$A_1 + A_2 + A_{41} + A_{42} + A_5 = 1.781 \text{ pulg}^2 > 0.381 \text{ pulg}^2 = A$$

Luego:

$$A < A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} \dots (\text{cumple})$$

Esto nos indica que las dimensiones de las boquillas salientes del tanque a presión, no requieren de una placa de refuerzo.

Finalmente, en la figura que prosigue se presenta en forma esquemática, la ubicación de las conexiones y elementos específicos del tanque diseñado.

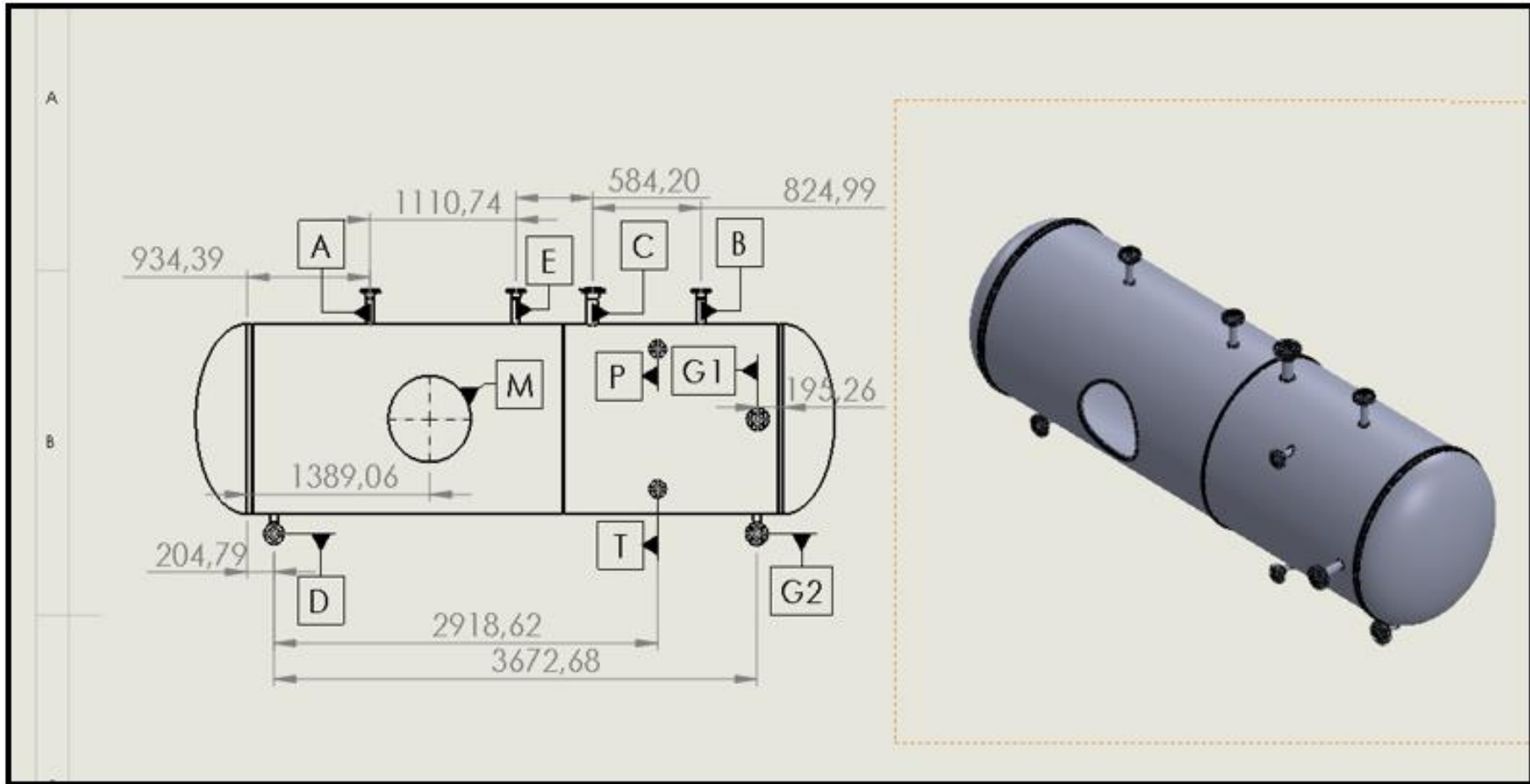


Figura 7. Vista de las conexiones básicas y boquillas adicionales del tanque diseñado.

Fuente: Elaboración propia.

2.3.2.3. Cálculo de los accesorios del Tanque Pulmón.

El cálculo de los accesorios del Tanque Pulmón se realizó teniendo en cuenta, por separado, cada uno de dichos accesorios, los cuales principalmente fueron: Las silletas y la oreja de izaje. En ese respecto, se tuvo en cuenta las siguientes consideraciones de diseño:

- Se diseñará los soportes y accesorios de izaje para el recipiente a presión, el cual consistirá en calcular los pesos y cargas que ejercen en el tanque, tanto en etapa de vacío como su peso de operaciones.
- El peso en vacío debe considerar lo siguiente: Peso de los cascos del tanque, peso de las cabezas elipsoidales, peso del Manhole. (Incluye Pescante y Pernería), y, peso de las boquillas.
- El peso de operaciones se considerará el peso en vacío más el peso de agua en su interior, ya que el tanque pasará por una prueba hidrostática, para corroborar que este esté libre de fugas.
- Al final, el peso de operaciones, será el peso utilizado en el cálculo de las silletas.

Para el cálculo de peso del tanque en vacío, se tuvo en cuenta los siguientes cálculos específicos:

Peso de los cascos del tanque: Para calcular los pesos de los cascos de los tanques, primero calculamos las dimensiones de esta, teniendo como dato el diámetro interior calculado del tanque en diseño. Teniendo en cuenta dicho diámetro, buscamos el desarrollo del casco, el cual es la suma del diámetro del tanque y espesor de la plancha, esto al multiplicarse con el valor “pi” nos dio como resultado la longitud de la plancha a rolar.

$$\text{Longitud de plancha}_{ASTM A516-Gr.70} = \text{Desarrollo} * \pi$$

$$\text{Desarrollo} = D \text{ int.} + \text{Esp.}_{\text{Casco}}$$

$$\text{Long. de Plancha}_{ASTM A516-Gr.70} = \text{Desarrollo} * \pi = (D \text{ int.} + \text{Esp.}_{\text{Casco}}) * \pi$$

$$\text{Long. de Plancha}_{ASTM A516-Gr.70} = (53 + 0.5) * \pi$$

$$\text{Long. de Plancha}_{ASTM A516-Gr.70} = 168.07 \text{ " } \approx 167 - 15/16 \text{ "}$$

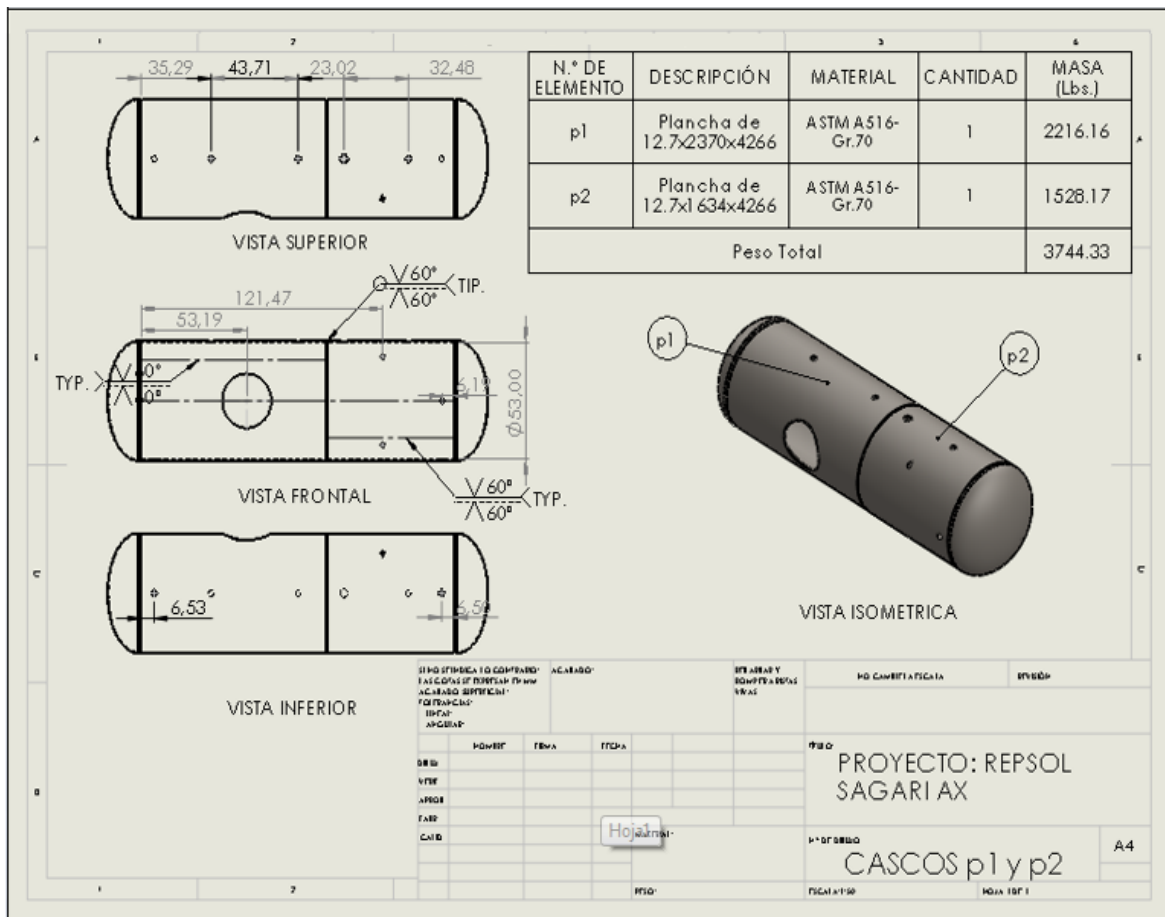


Figura 8. Dimensionamiento de casco y cabezales de tanque horizontal.

Fuente: Elaboración propia.

Entonces los dos tramos de planchas serán de la siguiente longitud, ya calculada, el ancho debe cubrir la longitud total calculada anteriormente.

$$L \text{ Recipiente} = 191.41 \text{ pulg.}$$

Esto sin las longitudes de las cabezas elipsoidales.

$$L \text{ Cabezas elipsoidales} = 2 \times 16.88 = 33.76 \text{ pulg.}$$

La longitud de los cascos será:

$$L \text{ Cascos } p1 \text{ y } p2 = 157.65 \text{ pulg.}$$

En ese caso, tenemos lo siguiente:

- La primera plancha será de las siguientes dimensiones: **167-15/16" x 93-5/16"**.
- La segunda plancha será de las siguientes dimensiones: **167-15/16" x 64-11/32"**.

Para facilitar el cálculo utilizamos el software SOLIDWORKS 2016, unidades en S.I, para la obtención de los pesos de los cascos:

Para la primera plancha (p1):

$$W1 = 2,216.16 \text{ Lbs}$$

Para la segunda plancha (p2):

$$W2 = 1,528.17 \text{ Lbs}$$

Finalmente, el peso total del cuerpo del tanque es:

$$W_{p1-p2} = W_1 + W_2$$

$$W_{p1-p2} = 2241.59 \text{ Lbs} + 1445.41 \text{ Lbs}$$

$$W_{p1-p2} = 3,744.33 \text{ Lbs.}$$

Peso de las cabezas elipsoidales: Las cabezas del tanque a presión diseñado fueron unos elipsoides 2:1, de acuerdo a los requerimientos de REPSOL. Para encontrar el peso de este, nos apoyamos en el programa SOLIDWORK - Edición 2016, para facilitarnos encontrar el peso. Según la imagen de la Figura 9, obtenemos que el peso para las 2 cabezas elipsoidales es la siguiente:

$$W_{\text{Cabeza Elipsoidal 2:1}} = 1,387 \text{ Lbs.}$$

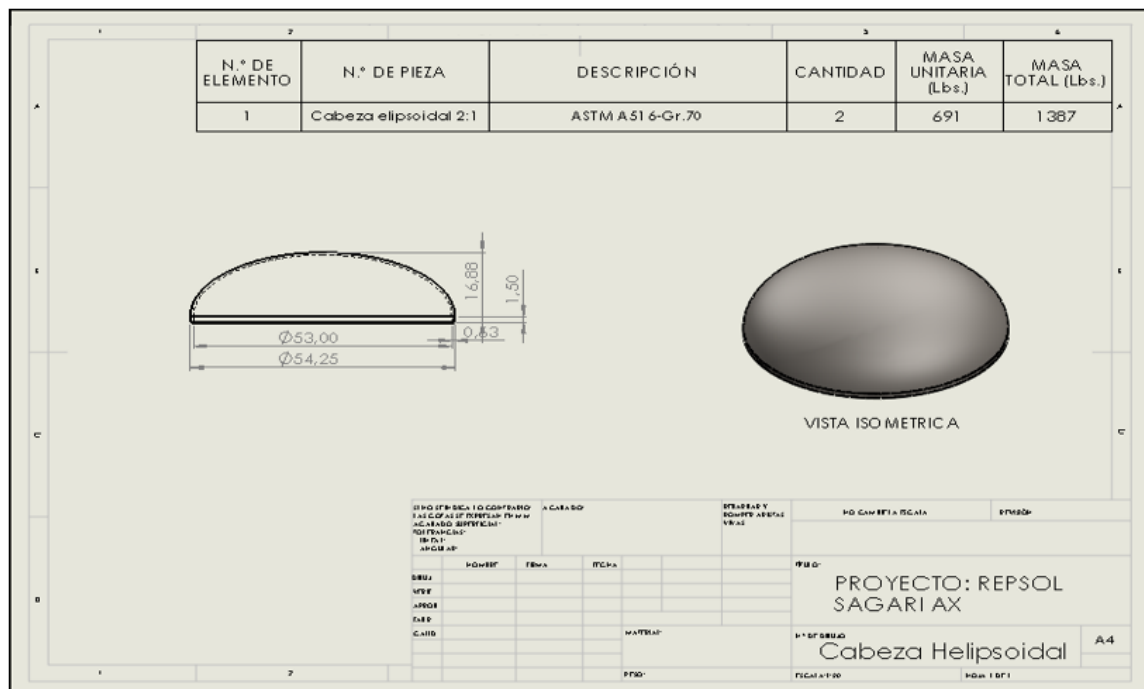


Figura 9. Dimensionamiento de Tapas Elipsoidales.

Fuente: Elaboración propia.

Peso del manhole y pescante: Apoyándonos nuevamente del SOLIDWORK – Edición 2016, pudimos encontrar fácilmente el peso total de todos los componentes que se encuentran ensamblados, tanto en la entrada de hombre como en el pescante. Los pesos de la pernería serán agregados posteriormente.

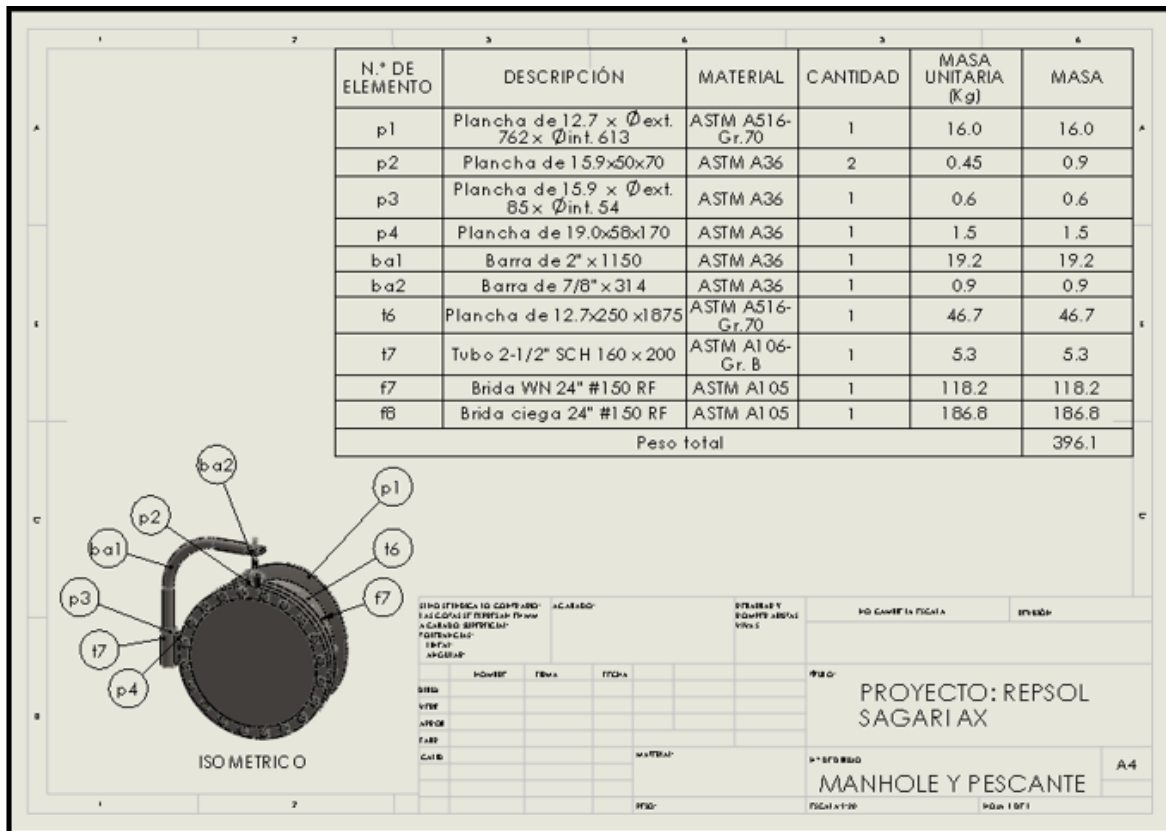


Figura 10. Metrado de Ingreso de Hombre o Manhole + Pescante

Fuente: Elaboración propia.

Usando el programa SOLIDWORKS calculamos el peso total de todos los componentes comprendidos en el MANHOLE o agujero de entrada al tanque para las personas con fines de mantenimiento. Dichos componentes son: planchas, barras, bridas y tubería. Luego, el peso calculado del MANHOLE incluido el pescante es:

$$W_{MANHOLE+PESCANTE} = 853.96 \text{ Lbs.}$$

Por su parte, en el caso de la pernería, tenemos que esta contiene o está conformada por elementos tales como, pernos tuercas y arandelas; para la pernería. De igual forma que para el caso del MANHOLE, usando el programa SOLIDWORKS calculamos el peso total de dichos elementos descritos en la figura que prosigue.

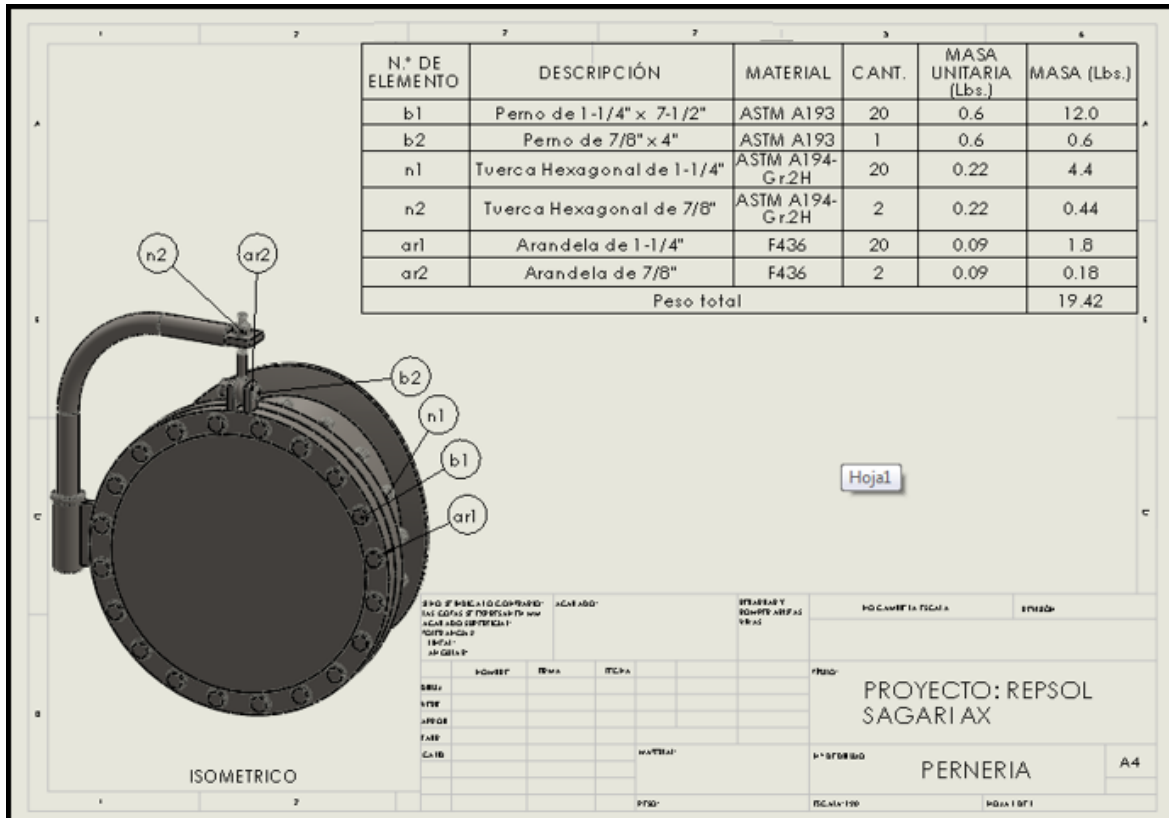


Figura 11. Metrado de pernería para pescante.

Fuente: Elaboración propia.

Luego, obtuvimos que el peso de la pernería utilizada para dar soporte al MANHOLE. Dicho peso es:

$$W_{\text{PERNERÍA}} = 19.42 \text{ Lbs.}$$

Considerando los dos resultados anteriores inmediatos, calculamos el peso total de todos los componentes comprendidos en el MANHOLE incluido los elementos de la pescante. Dicho peso combinado es:

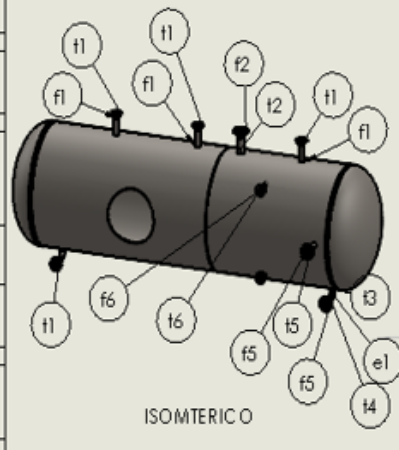
$$W_{\text{MANHOLE+PESCANTE}} + W_{\text{PERNERÍA}} = 873.38 \text{ Lbs.}$$

Peso de las boquillas: Para determinar el peso de las boquillas, repetimos el proceso seguido en los cálculos anteriores; en ese sentido, usando el programa SOLIDWORKS, obtuvimos el peso total de las boquillas.

$$W_{\text{BOQUILLAS}} = 115.77 \text{ Lbs.}$$

En la Figura 12, se presenta la cuantificación por partidas de la cantidad de elementos que sustentan las características de las conexiones salientes del Tanque Pulmón Horizontal a Presión diseñado; en otras palabras, el metrado de las boquillas.

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	MATERIAL	CANTIDAD	MASA UNITARIA (Kg)	MASA TOTAL (Kg)
f1	Tubo 2" SCH160 x 200mm	ASTM A106-Gr.B	3	3.3	9.9
t1	Bnda WN 2" #150	ASTM A105	4	2.7	10.8
t2	Tubo 3" SCH160 x 194mm	ASTM A106-Gr.B	1	3.2	3.2
f2	Bnda WN 3" #150	ASTM A105	1	6.0	6.0
e1	Codo LR2" SCH160	ASTM A234 WPB	2	1.7	3.4
t3	Tubo 2" SCH160 x 70mm	ASTM A106-Gr.B	2	1.2	2.4
t4	Tubo 2" SCH160 x 97mm	ASTM A106-Gr.B	2	1.6	3.2
f5	Bnda WN 2" #300	ASTM A105	2	2.7	5.4
t5	Tubo 2" SCH160 x 195mm	ASTM A106-Gr.B	1	3.2	3.2
t6	Tubo 1.5" SCH160 x 152.4 mm	ASTM A106-Gr.B	2	1.1	2.2
f6	Bnda WN 1.5" #150	ASTM A105	2	1.4	2.8
PESO TOTAL (Kg)					52.5



ISOMTERICO

Figura 12. Metrado de Conexiones salientes del Tanque Horizontal.

Fuente: Elaboración propia.

Entonces el peso total del tanque vendría a ser la suma total de todos los pesos parciales anteriormente obtenidos:

$$W_{TANQUE\ VACÍO} = W_{p1-p2} + W_{Cabeza\ Elipsoidal\ 2:1} + W_{MANHOLE+PESCANTE} + W_{BOQUILLAS}$$

$$W_{TANQUE\ VACÍO} = 3,687.0\ Lbs. + 1,357.5\ Lbs. + 873.38\ Lbs. + 115.77\ Lbs.$$

$$W_{TANQUE\ VACÍO} = 6,120.5\ Lbs.$$

Por su parte, para el caso de cálculo del peso del tanque en operación, se procedió a calcular el peso del tanque en operación, teniendo en cuenta la densidad del fluido y el volumen del tanque, en este caso el tanque derivara vapor de agua a distintos puntos establecido por la misma REPSOL, al momento del montaje.

Entonces definimos el peso de operaciones del tanque, como la suma del peso de tanque en vacío más el producto de la densidad del agua por el volumen del tanque.

$$W_{OPERACIÓN} = W_{TANQUE\ VACÍO} + \rho_{agua} * V_{TANQUE}$$

Teniendo los siguientes valores:

- W tanque vacío: 6,120.5 Lbs.
- Densidad de agua: 62.43 lbs/ ft³
- Volumen del tanque: 240 ft³

Resolviendo la ecuación, tenemos que el tanque diseñado aguanta un peso de operación de:

$$W_{OPERACIÓN} = 6,120.5 \text{ Lbs} + 62.43 \text{ lbs/ ft}^3 * 240 \text{ ft}^3$$
$$W_{OPERACIÓN} = 21,103.7 \text{ Lbs}$$

Buscando la carga que soporta cada silleta, observamos la figura que prosigue.

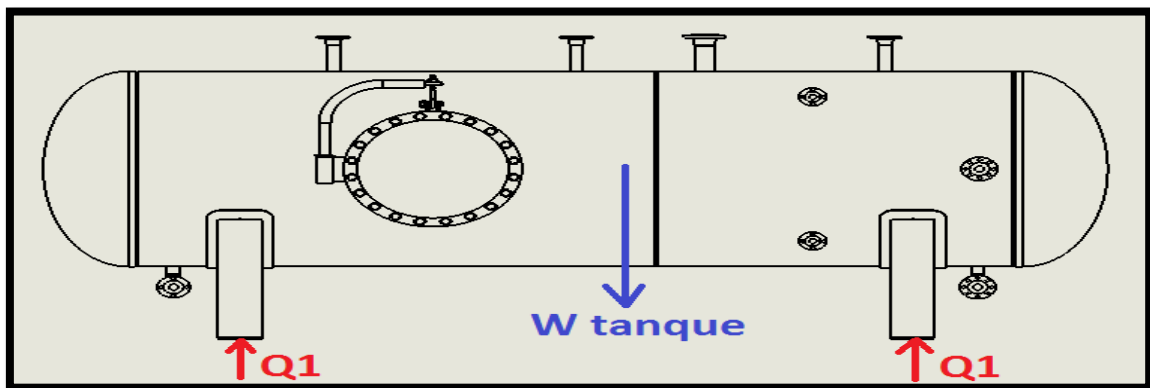


Figura 13. Distribución del Peso, en Tanque a Presión.

Fuente: Elaboración propia.

Además, el peso del tanque, anteriormente calculado, debe distribuirse entre las 2 silletas, de forma proporcional:

$$2Q_1 = W_{OPERACIÓN}$$
$$2Q_1 = 21,103.7 \text{ Lbs}$$
$$Q_1 = 10,551.85 \text{ Lbs}$$

Del resultado anterior se observa que, cada silleta debe soportar una carga (Q1) de 10508.4 Libras. Teniendo en cuenta la carga a soportar por cada silleta, se siguió los pasos recomendados, para ver si dichas silletas cumplen con las normas respectivas.

2.3.2.3.1. Cálculo de las silletas.

Los métodos de diseño de los soportes para recipientes horizontales se basan en el análisis presentado en 1951 por L.P.Zick. Las ASME publicó el trabajo de Zick

(Pressure Vessel and Piping Design) como practica recomendada. La norma API 2510 hace referencia a también al análisis de Zick. (Megyesy, 1989).

Según Megyesy (1989), un recipiente horizontal montado sobre soportes de silletas actúa como una viga, con las siguientes diferencias:

- Las condiciones de carga son diferentes para el recipiente total o parcialmente lleno.
- Los esfuerzos sobre el recipiente varían según el ángulo formado por las silletas.
- La carga del recipiente solo se combina con las demás cargas.

Por otro lado, referido a las cargas, esfuerzos, ángulo de contacto, ubicación de las silletas, entre otros aspectos; es necesario tener en cuenta las consideraciones siguientes:

Reacción de las silletas: La práctica recomendable es diseñar el recipiente para una carga completa de agua por lo menos. Recordemos que el tanque será para el almacenamiento de aire comprimido, por lo cual se realizará una prueba hidrostática a 265 PSI, según la norma UG-100.

Presión Interna: Como el esfuerzo longitudinal sobre el recipiente es de la mitad del esfuerzo circunferencial, la mitad del espesor de la placa que se usa es suficiente para resistir la carga del peso.

Presión Externa: Si el recipiente vacío completo no se diseña por considerar que el vacío ocurrirá solo ocasionalmente, debe instalarse una válvula de alivio de vacío, especialmente cuando la descarga del recipiente esté conectada a una bomba.

Carga de Viento: Los recipientes largos con relaciones pequeñas t/r están sujetos a deformación por presión del viento. Según Zick “la experiencia indica que un recipiente diseñado para presión externa de 1 Lb/pulg² puede resistir satisfactoriamente las cargas externas que se presenten en el servicio normal” (Megyesy, 1989, p.123).

Carga de Impacto: La experiencia demuestra que, durante el embarque, se producen cargas de impacto difícilmente estimables que pueden dañar los

recipientes. Al diseñar el ancho de las silletas y los tamaños de las soldaduras, debe tomarse en cuenta esta circunstancia.

Ubicación de las silletas: La ubicación de las silletas la determina a veces la situación de aberturas, sumideros, etc., en el fondo del recipiente. Si no es tal caso, las silletas pueden situarse en los puntos estáticos óptimos. Los recipientes de pared delgada y diámetro grande se soportan mejor cerca de las cabeceras, para utilizar el efecto atiesadores de las mismas. Respecto a los recipientes largos de pared gruesa, se aconseja soportarlos en donde el esfuerzo flexionante máximo longitudinal sobre las sillas sea casi igual al esfuerzo sobre la mitad del claro. Este punto varía con el ángulo de contacto de las silletas. La distancia entre la línea tangente a la cabeza y silleta, en ningún caso debe ser mayor al 0.2 veces la longitud del recipiente (L recipiente). (Megyesy, 1989).

Ángulo de contacto θ : El ángulo de contacto mínimo sugerido por el código ASME es de 120° , excepto para recipientes muy pequeños. (ASME VIII – división I, Apéndice G-6). Para cilindros sin atiesamiento sujetos a presión externa, el ángulo de contacto limitado a 120° por las normas ASME. (UG-29). Los recipientes soportados por silletas están sujetos a: Esfuerzo flexionante longitudinal, esfuerzo cortante tangencial y esfuerzo circunferencial. Las silletas estarán fabricadas con acero estructural **ASTM A36**, entonces comenzaremos el análisis y designar valores a las variables:

Tabla 4. Descripción de dimensiones de nuestras silletas.

VARIABLES	Valor	Descripción
A	18.5"	Distancia de la línea tangencial de la cabeza al centro de la silleta.
b	7.87"	Ancho de la silleta.
H	16.88"	Profundidad de la concavidad de la cabeza.
L	157.66"	Longitud del recipiente, tangente a tangente.
P int.	170 Lbs/pulg ²	Presión interna de diseño.
P ext.	15 Lbs/pulg ²	Presión externa de diseño.
Q1	10,508.4 Lbs	Carga sobre una silleta.
R	27"	Radio exterior del Casco.
ts	0.5"	Espesor del Casco.
th	0.625"	Espesor de la cabeza elipsoidal.
Material del Casco: Placa ASTM A516-Gr.70.		
S	20.000 Lbs/pulg ²	Valor de esfuerzo permitido
Sc	38.000 Lbs/pulg ²	Punto de cedencia
E	0.85	Eficiencia de la junta

Fuente: Elaboración propia.

Ahora definiremos, las dimensiones de las silletas de acuerdo a lo indicado por León (2001) en su libro “Diseño y Calculo de Recipientes de Presión”. Cabe definir que la silleta 1, será definida como un soporte móvil que tendrá una placa base con agujeros achinados para su fácil montaje, estos tendrán una placa base con agujeros achinados de 35 mm de diámetro, y la silleta 2, será el soporte fijo con agujeros de 30 mm de diámetro.

Nuestras silletas cumplirán con las condiciones de diseño para silletas horizontales presentadas en Tabla A.6.1.; además, las medidas para el diseño de las silletas serán tomadas de la Tabla A.6.2. Ambas tablas aparecen en anexos, ver: «Anexo 6. Tablas de Apoyo para los Cálculos».

ESFUERZO LONGITUDINAL:

Esfuerzo Flexionante Longitudinal (S₁): Pasamos a realizar los cálculos requeridos para el cumplir con las condiciones de diseño de las silletas.

- Esfuerzo en las silletas (compresión):

$$S_1 = \pm \frac{QA \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1 R^2 t_s}$$

$$S_1 = \pm \frac{10,551.85 \times 18.5 \times \left(1 - \frac{1 - \frac{18.5}{157.66} + \frac{27^2 - 16.88^2}{2 \times 18.5 \times 157.66}}{1 + \frac{4 \times 16.88}{3 \times 157.66}} \right)}{K_1 \times 27^2 \times 0.5}$$

Para el valor de las constantes, no apoyaremos de la tabla para valores de constantes, presentada en Anexo 6. Reemplazando el K1 para un ángulo θ=120°, en la ecuación obtenemos lo siguiente:

$$S_1 = \pm \frac{10,551.85 \times 18.5 \times \left(1 - \frac{1 - \frac{18.5}{157.66} + \frac{27^2 - 16.88^2}{2 \times 18.5 \times 157.66}}{1 + \frac{4 \times 16.88}{3 \times 157.66}} \right)}{0.335 \times 27^2 \times 0.5}$$

$$S_1 = \pm 257.39 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

- Esfuerzo en la mitad del claro:

$$S_1 = \pm \frac{\frac{QL}{4} \left(\frac{1 + 2 \left(\frac{R^2 - H^2}{L^2} \right) - \frac{4A}{L}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{\pi R^2 t_s}$$

$$S_1 = \pm \frac{\frac{10,551.85 \times 157.66}{4} \left(\frac{1 + 2 \left(\frac{27^2 - 16.88^2}{157.66^2} \right) - \frac{4 \times 18.5}{157.66}}{1 + \frac{4 \times 16.88}{3 \times 157.66}} \right)}{\pi \times 27^2 \times 0.5}$$

$$S_1 = \pm 158.71 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

Recordemos que los recipientes a presión están sujetos a diversas cargas, que causan esfuerzos de diferentes intensidades en los componentes del recipiente. El tipo de los esfuerzos es una función de la naturaleza de las cargas, de la geometría de los recipientes en 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.

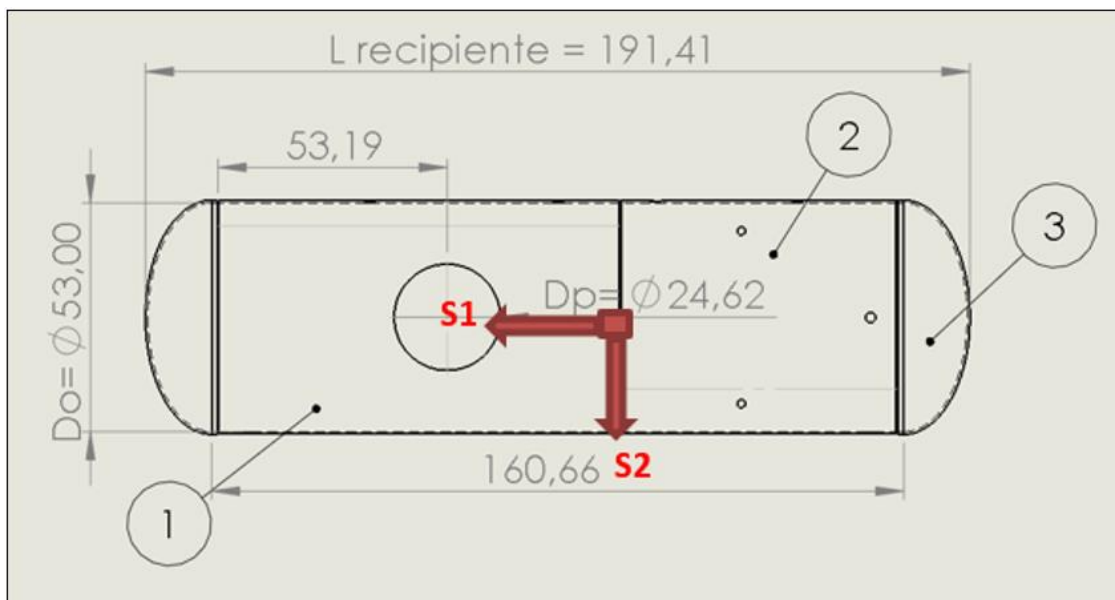


Figura 14. Ubicación de esfuerzo circunferencial y longitudinal.

Fuente: Elaboración propia.

Cuando se presentan otras fuerzas (viento, sísmicas, etc.), estas no son importantes, un recipiente sujeto a presión externa, debe diseñarse para resistir solo la deformación circunferencial.

Las normas establecen el método de diseño como para llenar tal requisito. Cuando actúan además otras cargas, la combinación de las mismas puede ser las que rija, y podrá requerirse una placa de mayor espesor que el necesario para resistir únicamente la deformación circunferencial.

El esfuerzo a la compresión debido a la presión externa y el esfuerzo a la presión interna se determina mediante las fórmulas siguientes:

JUNTA CIRCUNFERENCIAL (S1):

$$S_1 = \frac{PD}{4t}$$

JUNTA LONGITUDINAL (S2):

$$S_2 = \frac{PD}{2t}$$

Dónde:

D: Diámetro medio del recipiente

P: Presión interna o externa

t: Espesor del casco sin margen por corroído.

Entonces con ese concepto hallamos el Esfuerzo longitudinal debido a la presión interna, la cual le sumaremos al esfuerzo longitudinal hallado en el claro del tanque, por cual obtenemos:

$$\frac{PR}{2t_s} = \frac{170 \times 27}{2 \times 0.5} = 4,590 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

Suma de los esfuerzos de tensión:

$$257.39 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} + 4590 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} = 4,847.39 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

Ahora revisaremos que cumpla con la condición establecida en la Tabla A.6.2., Tabla de Valores de Constantes, que establece que la suma de esfuerzos longitudinales no es mayor que el valor del esfuerzo en la costura circunferencial, que vendría a ser la eficiencia de la soldadura por el esfuerzo permitido:

$$0.85 \times 20,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} = 17,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

Entonces vemos que la condición se cumple:

$$4,847.39 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} < 17,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} \dots (\text{cumple})$$

Por último, el factor de comprensión no es factor de importancia en un recipiente de acero en que se cumpla que la relación entre el espesor y el radio es mayor igual a 0.005, y el recipiente se diseña al máximo esfuerzo por presión interna.

Comprobando la relación:

$$\frac{t_s}{R} = \frac{0.5}{27} = 0.018 \geq 0.005 \dots (\text{Cumple})$$

No se tuvo en cuenta el factor de comprensión.

ESFUERZO TANGENCIAL:

Esfuerzo Cortante Tangencial (S2): Según la Tabla de Condiciones de Diseño para Silletas Horizontales, debemos comprobar las siguientes condiciones, para silletas a una distancia de las cabezas elipsoidales:

$$A(18.5") > \frac{R}{2} \left(\frac{27}{2} \right) \dots \text{Cumple!}$$

La fórmula aplicable es:

$$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + \frac{4}{3}H} \right)$$

Dónde: **K2=1.171**, según la fig.27, reemplazando:

$$S_2 = \frac{1.171 * 10,551.85}{27 * 0.5} \times \left(\frac{157.66 - 2 * 18.5}{157.66 + \frac{4}{3} * 16.88} \right)$$

$$S_2 = 612.97 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

S2 no es mayor que el valor de esfuerzo del material del casco multiplicado por 0.8:

$$0.8 \times 20,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} = 16,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} > 612.97 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

ESFUERZO CIRCUNFERENCIAL:

- **ESFUERZO EN CUERNO DE LA SILLETA (S4):** Según la Tabla de Condiciones de Diseño para Silletas Horizontales, debemos comprobar las siguientes condiciones, para silletas a una distancia de las cabezas elipsoidales:

$$L(157.66") < 8R (8 \times 27) \dots \text{Cumple!}$$

La fórmula aplicable es:

$$S_4 = - \frac{Q}{4t_s(b + 1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6 Q}{Lt_s^2}$$

Dónde: **K6**, se determina del gráfico de esfuerzos en grandes recipientes horizontales soportados por dos siletas, valores de la constante “K6” presentado en: «Anexo 3. Gráficas Utilizadas en el Diseño del Tanque a Presión».

$$\frac{A}{R} = \frac{18.5}{27} = 0.69 \approx 0.7$$

De donde obtenemos el valor de la constante K6:

$$\frac{A}{R} = 0.7 ; K_6 = 0.039$$

Finalmente, reemplazando en la ecuación:

$$S_4 = - \frac{10,551.85}{4 \times 0.5 \times (7.87 + 1.56\sqrt{27 \times 0.5})} - \frac{12 * 0.039 * 10,551.85}{157.66 * 0.5^2}$$

$$S_4 = -513.17 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

S4 no es mayor que el valor de esfuerzo del material del casco multiplicado por 1.5:

$$1.5 \times 20,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} = 30,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} > -513.17 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

Esfuerzo en la Parte Inferior del Casco (S5):

$$S_5 = - \frac{K_7 Q}{t_s(b + 1.56\sqrt{Rt_s})}$$

Reemplazando la constante K7=0.760, obtenemos los siguientes resultados:

$$S_5 = - \frac{0.760 \times 10,551.85}{0.5 \times (7.87 + 1.56\sqrt{27 \times 0.5})}$$

$$S_5 = -1179.17 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

S5 no es mayor que el valor de esfuerzo del material del casco multiplicado por 0.5:

$$0.5 \times 20,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} = 10,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} > -1179.17 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

2.3.2.3.2. Cálculo de las orejas de izaje:

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

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

Dónde:

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 ANEXO Ñ.

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

$$t_c = \frac{W}{S(C + t_o)^2}$$

Dónde:

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 de la oreja.

C = Distancia mostrada en la ANEXO Ñ.

t_o = Espesor mínimo requerido en la oreja de izaje.

Finalmente, debemos verificar que la soldadura aplicada para fijar la oreja de izaje sea suficiente, ello lo haremos con las siguientes ecuaciones:

$$A_s = 1.4142 t_o C$$

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

Dónde:

A_s = Área de soldadura aplicada.

A_r = Área mínima de soldadura requerida.

Siempre deberá cumplirse la condición $A_s > A_r$. Calculando el espesor mínimo para la oreja de izaje:

$$t_o = \frac{6,120.5 \text{ Lbs.}}{36,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} \times 3 \text{ pulg.}}$$

$$t_o = 0.06 \text{ pulg.}$$

Calculando el espesor requerido de respaldo, tenemos:

$$t_c = \frac{6,120.5 \text{ Lbs}}{36,000 \times (9.84 + 0.625)^2}$$

$$t_c = 0.001 \text{ pulg}$$

Obtenemos que el espesor mínimo para la oreja de izaje es de 0.06", por lo cual usaremos los sobrantes de la plancha de 5/8" de plancha A-36, usadas en las silletas, con un respaldo de planchas de 1/4" y además una almohadilla de refuerzo del mismo material del casco, A-516 Gr.70, de espesor 1/2" aprovechando el material sobrante de los cascos, como se muestra en la Figura A.4.2. Orejas de izaje; en anexos, ver: «Anexo 4. Figuras para la Selección de Elementos del Tanque Pulmón».

$$t_o = \frac{5}{8} \text{ pulg.}$$

$$t_c = \frac{1}{8} \text{ pulg.}$$

Por otro lado, verificando la soldadura aplicada a las orejas de izaje, tenemos:

$$A_s = 1.4142 \times 0.625 \times 9.84 = 8.6967 \text{ pulg}^2$$

$$A_r = \frac{6,120.5 \text{ Lbs}}{36,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}} = 0.17 \text{ pulg}^2$$

$$A_s \geq A_r$$

Comprobamos que la condición se cumple, apoyándonos del programa SOLIDWORKS.

En su sección más baja, la silleta debe resistir la fuerza horizontal (F). La sección transversal eficaz de la silleta que resiste a esta carga es igual a la tercera parte del radio del recipiente (R). [1]

$$F_{11} = K_{11}Q$$

En donde:

K11: Constante tabulada.

Q: Carga sobre la silleta.

Tabla 5. Valores de constante K11.

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

Fuente: León (2001). Diseño y Calculo de Recipientes de Presión.

El esfuerzo medio no debe ser mayor de dos tercios del esfuerzo a la tensión permitida por el material.

La placa base y la de desgaste deben tener suficiente espesor para resistir la flexión longitudinal sobre el alma.

La placa del alma debe esforzarse con nervaduras contra el fenómeno de inestabilidad elástica o pandeo.

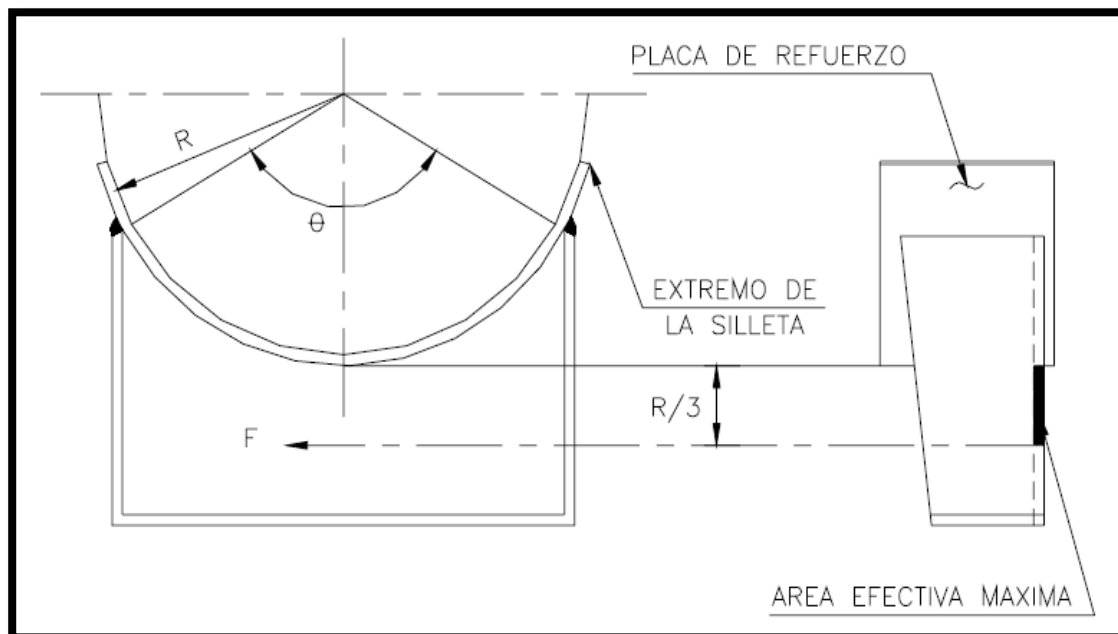


Figura 15. Diseño de silleta.

Fuente: León (2001). Diseño y Calculo de Recipientes de Presión.

Asimismo, con los datos ya conocidos, sintetizamos los valores de las denominadas variables o parámetros considerados para las silletas, es decir, para el diámetro y peso del recipiente, carga sobre las silletas, entre otros. En la tabla que prosigue se detalla los valores de dichas variables.

Tabla 6. Variables de Silletas.

Datos:	Valores:
Diámetro del Recipiente:	54 pulg.
Peso del Recipiente:	21,016.85 Lbs
Carga sobre la silleta:	10,508.4 Lbs
Material de la silleta:	ASTM A36
Esfuerzo permisible del material:	36,000 Lbs/ pulg ²
Espesor de la placa del alma:	5/8 pulg.
Angulo de contacto:	120°

Fuente: Elaboración propia.

Empezando con los requisitos, hallamos la fuerza horizontal:

$$F_{11} = 0.204 \times 10,551.85 \text{ Lbs}$$

$$F_{11} = 2152.58 \text{ Lbs.}$$

Para soportar esta fuerza el área efectiva de la placa de alma debe ser:

$$A_{\text{EFECTIVA}} = \frac{R}{3} \times t = \frac{27''}{3} \times \frac{5}{8}'' = 5.625 \text{ pulg}^2.$$

Entonces el esfuerzo será de:

$$S_{\text{MEDIO}} = \frac{F_{11}}{A_{\text{EFECTIVA}}} = \frac{2143.71 \text{ Lbs}}{5.625 \text{ pulg}^2} = 382.68 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

Recordemos que el esfuerzo permitido es de:

$$S_{\text{PERMITIDO}} = \frac{2}{3} S_{A-36} = \frac{2}{3} \times 36,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} = 24,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

Comparando el valor obtenido para el esfuerzo medio nos percatamos que este es menor que el valor calculado para el esfuerzo permitido. Basado en dicha comparación pudimos concluir que, la selección del espesor de las planchas para la silleta, son las adecuadas:

$$S_{\text{MEDIO}} < S_{\text{SILLETA}} \dots (\text{CUMPLE})$$

Finalmente, teniendo en cuenta los valores calculados, procedimos a diseñar y dimensionar la silleta. En la figura que prosigue se detalla el diseño final de las orejas de izaje.

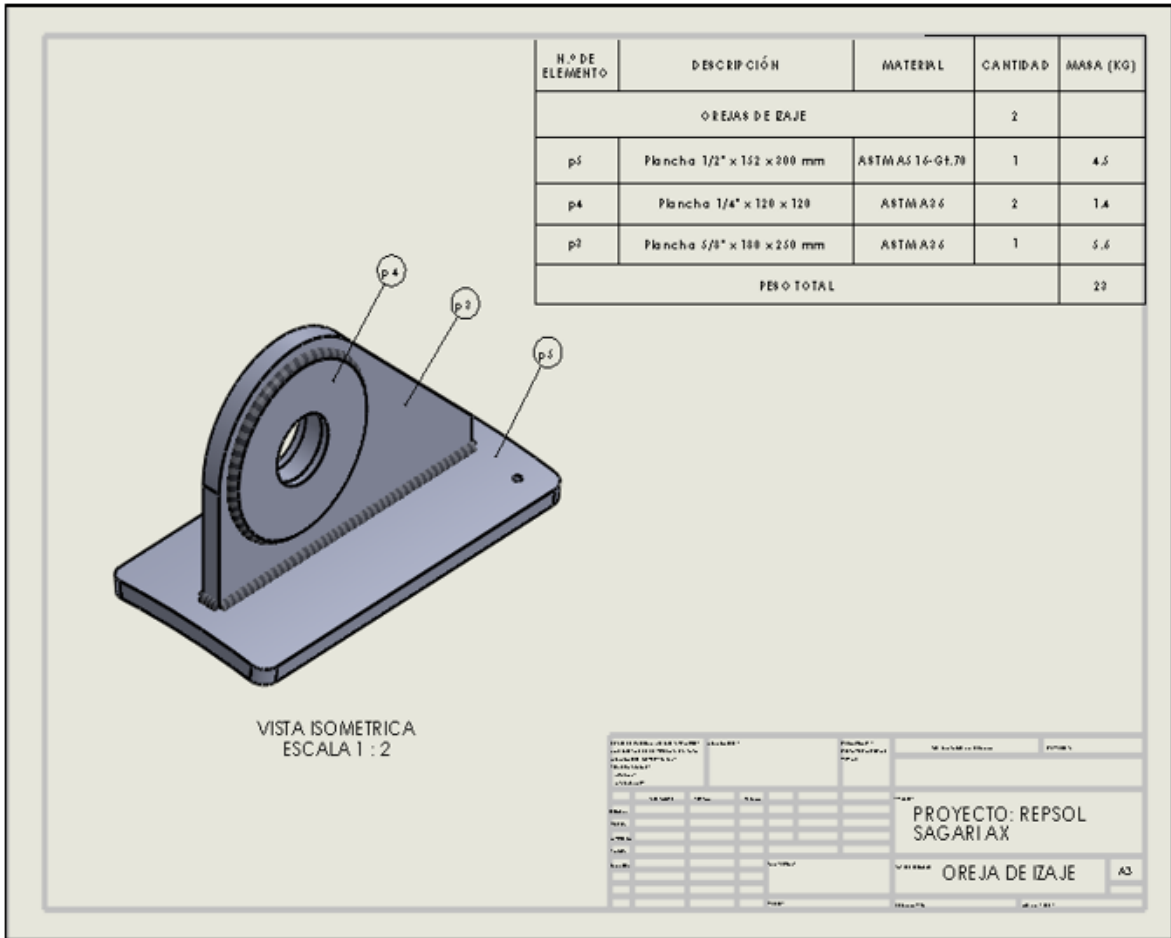


Figura 16. Orejas de Izaje.

Fuente: Elaboración propia.

2.3.3. Diseño de las boquillas adicionales del tanque.

En la Figura 7, presentada anteriormente, se presenta en forma esquemática la vista de las conexiones básicas, entre ellas las boquillas adicionales del tanque diseñado. En dicha figura se puede apreciar la ubicación exacta de las boquillas adicionales del tanque a presión diseñado.

A solicitud del cliente, por temas de instrumentación, se agregaron las boquillas adicionales que se describen a continuación.

1 boquilla de PSV, para válvula de alivio o de seguridad: Estas son diseñadas para aliviar la presión cuando un fluido supera un límite preestablecido (presión de trabajo). Su misión es evitar la explosión del sistema protegido o el fallo de un equipo o tubería por un exceso de presión. Para el cálculo de la boquilla de PVC (C), se aplicó la norma UG-36 del código ASME, esto permitió evitar cálculos adicionales para este tipo de boquilla.

1 boquilla para Transmisor de Temperatura (T): Es un dispositivo que se conecta a un sensor de temperatura para transmitir la señal a otros lugares con fines de monitoreo y control. Para el cálculo de la boquilla Transmisor de Temperatura (T), se aplicó la norma UG-36 del código ASME, esto permitió evitar cálculos adicionales para este tipo de boquilla.

1 boquilla para transmisor de Presión (P): Los transmisores de presión convierten la presión de una línea de aire comprimido en una señal eléctrica. Para efectos del cálculo de la boquilla de transmisor de presión (P), se aplicó la norma UG-36 del código ASME, esto permitió evitar cálculos adicionales para este tipo de boquilla.

2 boquillas para Transmisor de Nivel (G1 y G2): Situado uno en la parte baja y exterior del tanque y otra en la parte superior en el cuerpo del tanque. Con el fin de ver los niveles de contenido dentro del tanque a presión diseñada. Para el cálculo de las boquillas transmisoras de nivel (G1) Y (G2), se aplicó la norma UG-36 del código ASME, esto permitió evitar cálculos adicionales para este tipo de boquillas, algunas consideraciones con respecto a estas boquillas, son:

- **(G1):** Esta boquilla tendrá salida a instrumentos que midan el nivel superior de contenido en el tanque.
- **(G2):** Esta boquilla tendrá salida a instrumentos que midan el nivel inferior de contenido en el tanque.
- En estas boquillas se instalará un transmisor de nivel tipo regleta.

Finalmente, la distancia y ubicación de las boquillas irán de acuerdo al plano de montajes del tanque diseñado. En los planos de montaje presentados en anexos, ver: «Anexo 5. Planos de Montaje», se aprecia la distancia y ubicación de las boquillas, las cuales fueron relativas debido a que, estuvo bajo coordinación con el cliente o consideración del ingeniero de diseño.

2.4. Análisis Técnico y Económico de la Propuesta.

Para complementar lo referente al «Diseño del Tanque Pulmón para el Proyecto de Desarrollo Campo Sagari - Lote 57, Sagari AX – REPSOL», la propuesta; en el presente subcapítulo se presenta lo referido al análisis técnico y económico de implementar la denominada propuesta.

2.4.1. Análisis técnico de la propuesta.

El análisis técnico de la propuesta estuvo abocado a establecer las especificaciones técnicas que deberían cumplirse en la fabricación del Tanque Pulmón; en ese sentido, se tuvieron en cuenta, los requerimientos que se detallan en lo que prosigue.

2.4.1.1. Materiales.

Dividiremos los materiales en 2 partes, los que utilizaremos para la fabricación del cuerpo y soportes, así como los utilizados en las conexiones del tanque a presión diseñado.

2.4.1.1.1. Materiales para el cuerpo y silletas de tanque a presión.

En los tanques a presión hay dos alternativas para los materiales a emplear: Acero inoxidable, y, acero al carbono con imprimación.

El empleo de acero inoxidable supone el ahorro de la imprimación, la no consideración de sobre espesor por corrosión, y la posibilidad de no tener que vaciar el tanque para su inspección durante la vida de la planta. Tres aspectos que inciden directamente en el coste de fabricación del tanque y explotación de la planta. Por el contrario, el acero inoxidable requiere un mayor espesor de pared para soportar la misma presión y, lo que es más importante, su precio es sensiblemente más caro que el acero al carbono.

Para efectos de fabricar la propuesta diseñada, recomendamos la utilización de los siguientes materiales:

ASTM A516-Gr.70: La característica principal de estos aceros para recipientes a presión es su capacidad para resistir elevadas presiones a diferentes temperaturas de utilización. Se selecciona este material debido a las siguientes características:

- La característica principal de estos aceros para recipientes a presión es su capacidad para resistir elevadas presiones a diferentes temperaturas de utilización. Presentan buenos niveles de soldabilidad y resiliencia, y son aptos para normalizado y recocido para eliminación de tensiones, tratamientos ambos que neutralizan el efecto de endurecimiento localizado en la zona de la soldadura.

- Diseñada especialmente para bajas temperaturas donde se requiere excepcional dureza. Esta placa tiene estructura de grano fino. Disponible en rollo o en placa y con tratamiento de normalizado cuando así se requiera.
- Este material será designado para la construcción del cuerpo principal del tanque a presión diseñado, zona donde se resistirá los cambios de presión y temperatura.

Tabla 7. Tabla de Propiedades Químicas y Mecánicas del ASTM A516.

ASTM	Composición Química						Propiedades Mecánicas		
		%C	%Mn	%P	%S	%Si	Límite Elástico	Resistencia a la tracción	% Elongación
A516	Máx.	0.28	1.2	0.035	0.035	0.45	-	620MPa	-
- Gr.70	Mín.	-	0.85	-	-	0.13	260MPa	485MPa	21

Fuente: ASTM International. (2001). ASTM A516: Especificación estándar para placas a presión, acero al carbono, para moderado y servicio de baja temperatura.

ASTM A36: Los aceros al carbono estructurales cumplen los requisitos de las normas ASTM A36/ A36M y su aplicación es variada en chapas laminadas, productos largos incluyendo los aceros conformados. Se selecciona este material debido a que, puede encontrarse manufacturado en planchas, vigas, ángulos, barras, etc. Este será el material a utilizar para la fabricación de los soportes donde se mantendrá el tanque a presión.

Tabla 8. Tabla de Propiedades Químicas y Mecánicas del ASTM A36.

ASTM	Composición Química						Propiedades Mecánicas		
		%C	%Mn	%P	%S	%Si	Límite Elástico	Resistencia a la tracción	% Elongación
A36	Máx.	0.25	1.2	0.04	0.05	0.4	-	550MPa	-
	Mín.	-	0.8	-	-	-	250MPa	400MPa	21

Fuente: ASTM International. (2001). ASTM A36: Especificación estándar para acero estructural al carbono.

2.4.1.1.2. Materiales para las conexiones del tanque a presión.

En el siguiente párrafo mencionaremos los siguientes materiales utilizados para la fabricación de las conexiones del tanque a presión. Los cuales son los siguientes:

ASTM A105: El acero estructural al carbono ordinario o piezas forjadas de acero al carbono, para piezas de tubería. Se seleccionó el siguiente material debido a las siguientes características:

- A105 es una especificación ASTM para tratar con componentes de tubería de acero al carbono forjado. La aleación de acero en cuestión es un bajo contenido de carbono, manganeso y silicio que contiene acero similar al AISI 1330, pero con un menor contenido de manganeso.
- Con respecto a las aplicaciones: Esta especificación ASTM cubre piezas forjadas de acero al carbono para aplicaciones de tuberías, tales como bridas y accesorios.
- Maquinabilidad: La maquinabilidad es buena como para cualquiera de los aceros de baja aleación.
- Soldadura: El acero de esta especificación se puede soldar según especificaciones técnicas. Los procedimientos de soldadura utilizados deben calificarse con la Sección IX de la ASME para calderas y recipientes a presión.

Tabla 9. Tabla de Propiedades Químicas y Mecánicas del ASTM A105.

ASTM	Composición Química						Propiedades Mecánicas		
		%C	%Mn	%P	%S	%Si	Límite Elástico	Resistencia a la tracción	% Elongación
A105	Máx.	0.35	1.05	0.035	0.04	0.35	-	-	-
	Mín.	-	0.6	-	-	0.10	250MPa	485MPa	30

Fuente: ASTM International. (2001). ASTM A105: Especificación estándar para forjas de acero al carbono para aplicaciones de tuberías.

ASTM A106: La especificación estándar para tubos de acero al carbono sin costura aplicados para servicios de alta temperatura. Se seleccionó el siguiente material debido a las siguientes características:

- Es un acero para servicio de altas temperaturas, es un acero que permite el doblado, soldado y bridado entre otras operaciones.
- En el mercado peruano, cabe mencionar que la venta de acero ASTM A106, puede venir en formato normal como en formato Trinorma, que quiere decir que es fabricada con las 3 normas aplicables a la fabricación de tuberías de

aplicación mecánica o a presión, las cuales son ASTM A53, el ASTM A106 y el API 5L.

Tabla 10. Tabla de Propiedades Químicas y Mecánicas del ASTM A106.

ASTM	Composición Química					Propiedades Mecánicas			
		%C	%Mn	%P	%S	%Si	Límite Elástico	Resistencia a la tracción	% Elongación
A106	Máx.	0.30	1.06	0.035	0.035	-	-	-	-
	Mín.	-	0.29	-	-	0.10	240MPa	415MPa	30

Fuente: ASTM International. (1999). ASTM A106: Especificación estándar para tubería de acero al carbono sin costura para servicio a alta temperatura. Pensilvania: ASTM.

ASTM A234 WPB: Accesorios de tubería de acero que incluye material de acero al carbono y de aleación para servicios de temperatura moderada y alta. Se seleccionó el siguiente material debido a las siguientes características:

- Esta especificación cubre de acero al carbono forjado y accesorios de acero de aleación de la construcción con y sin costura.
- Estos accesorios son para uso en tubería de presión y la construcción de recipientes a presión para el servicio a temperaturas moderadas y elevadas.

Tabla 11. Tabla de Propiedades Químicas y Mecánicas del ASTM A234.

ASTM	Composición Química					Propiedades Mecánicas			
		%C	%Mn	%P	%S	%Si	Límite Elástico	Resistencia a la tracción	% Elongación
A234	Máx.	0.30	1.06	0.05	0.05	-	-	505MPa	-
	Mín.	-	0.29	-	-	0.10	240MPa	415MPa	30

Fuente: ASTM International. (2000). ASTM A234: Especificación estándar para accesorios de tubería de acero al carbono forjado y acero aleado para servicio de temperatura moderada y alta.

2.4.1.2. Soldaduras en el tanque a presión.

Se presentan las especificaciones técnicas referidas a soldadura en los diferentes sectores del Tanque Pulmón diseñado.

Para comprobar la soldadura aplicada en el MANHOLE, recurrimos a las normas UW-16: Donde en término de boquillas, conexiones, refuerzos, cuellos, tubos, accesorios, ruanas y otros similares que se usan en esta parte del código definen

esencialmente el mismo tipo de construcción y forman parte de las juntas soldadas categoría D, entre la conexión y el cuerpo o cabeza del tanque.

La localización y las dimensiones mínimas de las soldaduras de unión de las conexiones al tanque se dan en el párrafo UW-16 del Código ASME, las cuales son presentadas en las figuras A.4.4 y A.4.5 de «Anexo 4. Figuras para la Selección de Elementos del Tanque Pulmón», donde se contemplan las siguientes posibilidades:

- Cuellos de las conexiones unidos al cuerpo con soldadura de penetración completa. Estos cuellos pueden estar soldados a través del espesor del cuerpo o solamente hacia fuera o hacia dentro del tanque soldado en contacto con la superficie del tanque.
- Cuellos de las conexiones unidos al cuerpo con soldadura de penetración parcial o con soldadura de filete. También pueden estar soldados a través del espesor del cuerpo o solamente hacia afuera o hacia adentro del tanque soldado en contacto con la superficie del tanque.
- Cuellos de las conexiones y tubos hasta de 6" NPS unidos al cuerpo con soldaduras por un lado solamente. Pueden ser soldados por el exterior o el interior de la superficie del tanque.

Los accesorios que pueden ser:

- Roscados internamente.
- Roscados externamente.
- Para soldaduras "socket".
- Con extremos para soldadura a tope.

De donde según el párrafo UW-16(c) (2), nos indica que para cuellos unidos por junta de penetración completa por soldadura de ranura (imagen "h" de la figura), comenzamos a buscar los cordones mínimos de los filetes interior y exterior del cuello del manhole. Luego, guiándonos de la imagen creamos las siguientes condiciones:

Filete interior:

$$t_{\min} = \text{menos de } 0.75 \text{ o } t_n \text{ o } t_e = 0.375 \text{ pulg.}$$

$$t_{c(\min)} = \text{menos de } 0.25 \text{ o } 0.75 * t_{\min} = 0.25 \text{ pulg.}$$

$$t_{c(\text{actual})} = 0.7 * \text{Leg} = 0.7 * 0.375 = 0.2625 \text{ pulg.}$$

Filete exterior:

$$t_{\min} = \text{menos de } 0.75 \text{ o } t_n \text{ o } t_e = 0.375 \text{ pulg.}$$

$$t_{w(\min)} = 0.5 * t_{\min} = 0.5 * 0.375 = 0.1875 \text{ pulg.}$$

$$t_{w(\text{actual})} = 0.7 * \text{Leg} = 0.7 * 0.375 = 0.2625 \text{ pulg.}$$

Para el chequeo del espesor del cuello de la boquilla (abertura de acceso): Para esto nos guiamos de las normas **UG-45**, que nos facilita los criterios a tomar. El grosor mínimo de la pared de los cuellos de las boquillas determinado como se indica a continuación. Para las aberturas de acceso y las aberturas utilizadas inspección:

$$t_{UG-45} = t_a$$

Para otras boquillas, determine t_b :

$$t_b = \min(t_{b3}, \max(t_{b1}, t_{b2}))$$

$$t_{UG-45} = \max(t_a, t_b)$$

Dónde:

Ta = Espesor mínimo del cuello requerido para y presión externa usando UG-27 y UG-28 (más la tolerancia a la corrosión y el roscado), como aplicable. Los efectos de las fuerzas externas y momentos de cargas suplementarias. Tensiones de corte causadas por cargas externas que no excederá 70% de la tensión de tracción permisible para la boquilla material. No aplica dado que el tanque diseñado no contará con atiesadores externos.

Tb1 = Para recipientes bajo presión interna, el espesor (más la tolerancia a la corrosión) presión (suponiendo $e = 1.0$) para la cáscara o en el lugar donde el cuello de la boquilla u otra conexión se conecta al buque, pero en ningún caso menor que el espesor mínimo especificado para el material en **UG-16(b)**.

Tb2 = Para recipientes bajo presión externa, el espesor (más la tolerancia a la corrosión) obtenida por utilizando la presión de diseño externa como presión de diseño interna equivalente (suponiendo $e = 1,0$) en la fórmula para la cáscara o cabeza en el lugar donde el cuello de la boquilla o conexión

a la embarcación, pero en ningún caso menos del espesor mínimo especificado para el material en **UG-16 (b)**.

Tb3 = El grosor indicado en la tabla **UG-45** más el espesor añadido para la tolerancia de corrosión.

UG-45: Espesor mínimo de la pared de los cuellos de las boquillas. Entonces, aplicando las condiciones, hallamos la “Ta” bajo norma **UG-27**:

$$t_{a \text{ UG-27}} = \frac{PR_n}{(SE - 0.6P)} + C$$

Dónde:

ta: Espesor mínimo del cuello de la boquilla del manhole.

P: Presión de Diseño.

Rn: Radio interior de la boquilla.

S: Esfuerzo máximo admisible, por el ASME II Sec.D.

E: Eficiencia de la junta (E=0.85, Junta Categoría D)

C: Margen de corrosión.

$$t_{a \text{ UG-27}} = \frac{170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * 11.625 \text{ pulg}}{(20000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2} * 0.85 - 0.6 * 170 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2})} + 0.125 \text{ pulg.}$$

$$t_{rn} = 0.2419 \text{ pulg.}$$

Para encontrar el **Tb**, según nos indica las condiciones del inciso **UG-45**, el grosor es indicado por medio de la tabla **UG-45** de la norma ASME VIII-Div.1 Ed.2015, es para elementos roscados, el cuello de manhole no es un elemento roscado por lo cual:

$$t_b = 0$$

Por lo tanto, el mínimo espesor para el cuello del manhole es:

$$t_{\text{UG-45}} = \max(0.2419, 0)$$

$$t_{\text{UG-45}} = 0.2419 \text{ pulg.}$$

Pero por condiciones anteriores, el espesor viable para el cuello de la pared de la boquilla (Manhole) es:

$$t_n = 0.5 \text{ pulg.}$$

Para las tensiones admisibles en las juntas UG-45 Y UW-15: Calculando las tensiones en las distintas zonas de la boquilla del Manhole, recordemos el esfuerzo del material ASTM A516-Gr.70 es de 20,000 Lbs/pulg².

Según la norma **UG-45**, la tensión de corte en las paredes de la boquilla no debe exceder el 70% del esfuerzo permisible del material.

Según las normas **UW-15**, los valores de esfuerzo para soldaduras de ranura y de filete utilizados en los cálculos de resistencias según **UG-41**, como porcentaje de los esfuerzos del material del cuerpo, deben ser los siguientes:

- Para soldaduras de ranura en tensión: 74%
- Para soldadura de ranura en corte: 60%
- Para soldaduras de filete en corte: 49%

En ese caso los esfuerzos permisibles en las juntas serán:

- Soldadura de ranura en tensión: 0.74*20,000 psi = 14,800 psi.
- Pared de boquilla en corte: 0.7*20,000 psi =14.000 psi.
- Soldadura interior en cizalla: 0.49*20.000= 9,800 psi.
- Soldadura de filete exterior en corte: 0.49*20.000= 9,800 psi.
- Soldadura de la ranura superior en tensión: 0.74*20,000 psi = 14,800 psi.

RESISTENCIA DE LAS JUNTAS SOLDADAS: Entonces las tensiones encontradas en las juntas, serán las siguientes:

- Soldadura interior en cizalla:

$$\left(\frac{\pi}{2}\right) * OD_{boquilla} * Leg * S_i$$

$$\left(\frac{\pi}{2}\right) * 24 \text{ pulg} * 0.375 \text{ pulg} * 9,800 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

$$138,544.24 \text{ Lbf}$$

- Soldadura de filete exterior en corte:

$$\left(\frac{\pi}{2}\right) * D_p * Leg * S_o$$

$$\left(\frac{\pi}{2}\right) * 30 \text{ pulg} * 0.375 \text{ pulg} * 9,800 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

$$173,180.29 \text{ Lbf}$$

- Pared de boquilla en corte:

$$\left(\frac{\pi}{2}\right) * OD_{medio} * t_n * S_n$$

$$\left(\frac{\pi}{2}\right) * 23.625 \text{ pulg} * 0.375 \text{ pulg} * 14,000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

$$194,827.83 \text{ Lbf}$$

- Soldadura de ranura en tensión:

$$\left(\frac{\pi}{2}\right) * OD_{boquilla} * t_w * S_g$$

$$\left(\frac{\pi}{2}\right) * 24 \text{ pulg} * 0.375 \text{ pulg} * 14,800 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

$$209,230.07 \text{ Lbf}$$

- Soldadura de la ranura superior en tensión:

$$\left(\frac{\pi}{2}\right) * OD_{boquilla} * t_w * S_g$$

$$\left(\frac{\pi}{2}\right) * 24 \text{ pulg} * 0.5 \text{ pulg} * 14,800 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

$$278,973.43 \text{ Lbf}$$

CARGA SOBRE SOLDADURAS POR UG-41(b)(1): 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 del tanque.

El metal de soldadura depositado afuera de la pared del tanque y el elemento de refuerzo de la conexión usado se podrá tomar con un esfuerzo máximo admisible equivalente al más débil de los materiales unidos por la soldadura.

Recordemos que el material a usarse es el ASTM A516-Gr70.

Finalmente:

$$A < A_1 + A_2 + A_3 + A_{41} + A_{42} \dots \text{ (cumple)}$$

Esto nos indica que las dimensiones de las boquillas salientes del tanque a presión diseñado, no requieren de una placa de refuerzo.

Para evitarnos problemas de cálculo, nos apoyamos en la norma UG-36.

Esta abertura no requiere refuerzo por la norma **UG-36(c) (3) (a). AGUJEROS CON REFUERZO INHERENTE:**

Los agujeros en recipientes de presión no sujetos a fluctuaciones rápidas de presión no requieren refuerzo adicional con:

1. Conexiones soldadas, “brazed” o embutidas (flued) si el diámetro del agujero no es mayor que:

- 3-1/2 pulg. (89 mm) de diámetro en los depósitos del recipiente o cabezas con un espesor mínimo requerido de 3/8 pulg. (10 mm) o menos.
- 2-3/8 pulgadas (60 mm) de diámetro en los depósitos del recipiente o cabezas sobre un espesor mínimo requerido de 3/8 pulg. (10 mm).

2. Conexiones roscadas, atornilladas (studded) o expandidas si el diámetro del hueco no es mayor que 2-3/8 pulg.

Revisaremos la soldadura que aplicaremos en los cuellos de las boquillas del tanque a presión, guiándonos de la norma **UW-16 (c)** y la Figura A.4.6., presentada en anexos, ver: «Anexo 4. Figuras para la Selección de Elementos del Tanque Pulmón».

SOLDADURA DE FILETE:

$$t_{min} = \text{menos de } 0.75 \text{ o } t_n \text{ o } t_e = 0.219 \text{ pulg.}$$

$$t_{c(\min)} = \text{menos de } 0.25 \text{ o } 0.75 * t_{min} = 0.75 * 0.219 \text{ pulg.} = 0.1533 \text{ pulg.}$$

$$t_{c(\text{actual})} = 0.7 * Leg = 0.7 * 0.375 = 0.2625 \text{ pulg.}$$

El tamaño de la soldadura de filete es satisfactorio. No se requieren cálculos de resistencia a la rodadura para este disquete que se ajusta a la Figura A.4.4. y Figura A.4.5., boceto (c-e), presentadas en anexos, ver: «Anexo 4. Figuras para la Selección de Elementos del Tanque Pulmón».

BOQUILLAS DE TANQUE A PRESIÓN:

Las boquillas del llenado y salidas del aire serán fabricadas a base de tubo ASTM A106 Grado B. soldado a una brida ASTM A105, respetando las normas de diseño del ASME VIII, guiándonos de la norma **UG-36** para los criterios de fabricación.

Como en el **UW-16(c)** para los criterios de soldadura.

EL UW-16(C) REQUISITOS MÍNIMOS PARA APOYO EN LAS APERTURAS:
Cuellos unidos por una soldadura de penetración completa.

Cuellos junto a una pared del recipiente se unirá mediante una penetración completa soldadura de ranura. Véase las figuras A.4.4 y A.4.5, **UW-16.1** bocetos (a) y (b) para ejemplos.

Cuellos insertados a través de la pared del vaso puede estar unido por una soldadura de ranura de penetración completa. Ver figuras A.4.4 y A.4.5, **UW-16.1** bocetos (c), (d) y (e).

Cuando se completa la penetración de las juntas no puede ser verificada por inspección visual u otros medios permitidos en esta división, bandas de respaldo o equivalente se utilizará con las soldaduras de penetración total depositadas, por un lado.

Si se requiere un refuerzo adicional, se proporcionará como refuerzo integral como se describe en (1) a continuación, o mediante la adición de elementos de refuerzo separados (placas) unidas por soldadura como se describe en (2) a continuación.

(1) el refuerzo integral es el refuerzo proporcionado en forma de cuellos extendidos o engrosados, engrosados placas de cáscara, insertos tipo forja o acumulación de soldadura que es una parte integral de la carcasa o pared de tobera y, cuando sea necesario, se une mediante soldaduras de penetración completa.

(2) los elementos de refuerzo separados (placas) añadido a la superficie exterior de la pared del casco, la interior superficie de la pared de la envuelta, o ambas superficies de la envuelta pared. Cuando esto se hace, la boquilla y el refuerzo son ya no se considera una boquilla con refuerzo integral y el factor f en **UG-37 (A)** será $f = 1,0$. Figuras A.4.4 y A.4.5, los esbozos UW-16.1 (a-1), (a-2) y (a-3) representan diversas aplicaciones de elementos de refuerzo añadidos al croquis.

- Las boquillas soldadas, sencillos, no sujetos a fluctuaciones rápidas de presión, no requieren refuerzos.
- De acuerdo con el tipo de recipiente a presión que vayamos a diseñar, este puede tener una o varias boquillas (Ver tabla 12).
- Los diagramas de tubería e instrumentación nos indican cuantas boquillas, de que diámetro y para qué servicio debemos instalar dichos recipientes.
- En concordancia con el código ASME VIII División 1, todas las boquillas mayores a 3" de diámetro, instaladas en recipientes a presión, deberán tener una placa de refuerzo en la unión del cuello de la boquilla con el recipiente.

Tabla 12. Descripción de Boquillas en Tanque.

Descripción de Boquillas	Diámetro de la tubería	Material de la tubería	Cedula de la Tubería	Espesor de tubería	Descripción de la Brida
Entrada (A) INLET	2"	ASTM A106 Grado. B	SCH 160	0.344"	Brida Welding Neck de 2" 150 Lbs. A105
Salida (B) OUTLET	2"	ASTM A106 Grado. B	SCH 160	0.344"	Brida Welding Neck de 2" 150 Lbs. A105
PSV (C) Válvula de alivio	3"	ASTM A106 Grado. B	SCH 160	0.438"	Brida Welding Neck de 3" 150 Lbs. A105
Desagüe (D)	2"	ASTM A106 Grado. B	SCH 160	0.344"	Brida Welding Neck de 2" 150 Lbs. A105
Ventoe (E)	2"	ASTM A106 Grado. B	SCH 160	0.344"	Brida Welding Neck de 2" 150 Lbs. A105
Transmisor de Nivel (G1)	2"	ASTM A106 Grado. B	SCH 160	0.344"	Brida Welding Neck de 2" 300 Lbs. A105
Transmisor de Nivel (G2)	2"	ASTM A106 Grado. B	SCH 160	0.344"	Brida Welding Neck de 2" 300 Lbs. A105
Transmisor de Presión – PIT (P)	1 ½"	ASTM A106 Grado. B	SCH 160	0.56"	Brida Welding Neck de 1 ½" 150 Lbs. A105
Transmisor de Temperatura – TIT (T)	1 ½"	ASTM A106 Grado. B	SCH 160	0.56"	Brida Welding Neck de 1 ½" 150 Lbs. A105

Fuente: Elaboración propia.

En el Tanque el aire será derivado a diferentes puntos, de acuerdo al plano de montaje de las tuberías y conexiones.

Se asumió una tubería de 2" sch160 de Acero ASTM A106-Grado B.

Igual que en caso de las planchas ASTM A516-Gr.70, vistos anteriormente, aquí el esfuerzo permisible del material ASTM A106-Gr. B, la calculamos usando la tabla que prosigue.

Tabla 13. Máxima Tensión permisible a ciertas temperaturas.

TABLA 1A (CONT.) SECCIÓN I; SECCIÓN III, CLASES 2 Y 3; * SECCIÓN VIII, DIVISIÓN 1; Y SECCIÓN XII VALORES DE ESTRÉS MÁXIMOS PERMITIDOS PARA MATERIALES FERROSOS (* Ver Límites Máximos de Temperatura para Restricciones en la Clase).						
No. De línea	Composición nominal	Forma de producto	No. De especificación	Tipo y grado	Temperatura en °C	
					150	200
40	Acero al carbono	Tubo	ASTM A106	B	118 (*)	118 (*)

Fuente: Extracto de la norma ASME II, parte D.

(*) Máxima tensión permisible, MPa (multiplicar por 1000 para obtener kPa), para la temperatura del metal, ° C, sin sobrepasar.

Entonces obtenemos que el esfuerzo a la temperatura de diseño es de:

$$S_{A106-Gr.B} = 118 \text{ MPa} \approx 17,100 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

Según la figura A.4.5, tenemos las siguientes ecuaciones a cumplirse, para que el refuerzo sea el adecuado, recurrimos a la ecuación para hallar la carga de soldadura total:

$$W = (A - A_1 + 2t_n f_{r1} (E_1 t - F t_r)) S_y$$

Dónde:

Sy: Esfuerzo admisible del material. (Recordar que el Sy del ASTM A516-Gr.70 es de 20.000 Lbs/pulg²).

tr: Espesor mínimo requerido para el cuerpo o cabeza.

tn: Espesor nominal mínimo de la conexión.

F: Factor que depende de la localización el punto en consideración con respecto al plano del eje longitudinal del cuerpo.

f1r: 1 o la relación entre el esfuerzo máximo admisible del material de la conexión al esfuerzo máximo admisible del material del cuerpo (f1r = Sn/Sv), si es menor que uno.

Reemplazando valores obtenemos:

$$W = (6.1985 - 5.426 + 2 * 0.375 * 1 * (1 * 0.375 - 1 * 0.2666)) \text{ pulg}^2 * S_y$$

$$W = 17,076 \text{ Lbf}$$

Ahora calculamos W1-1:

$$W_{1-1} = (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42}) S_v$$

$$W_{1-1} = (0.310 + 0.141 + 0.141 + 3) \text{ pulg}^2 * 20000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

$$W_{1-1} = 71,840 \text{ Lbf}$$

Ahora calculamos W2-2:

$$W_{2-2} = (A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2t_n t f_{r1}) S_v$$

$$W_{2-2} = (0.310 + 0 + 0.141 + 0 + 2 * 0.375 * 0.375 * 1) \text{ pulg}^2 * 20000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

$$W_{2-2} = 14,645 \text{ Lbf}$$

Ahora calculamos W3-3:

$$W_{3-3} = (A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2t_n t_{fr1}) S_v$$

$$W_{3-3} = (0.310 + 0 + 3 + 0.141 + 0.141 + 0 + 2 * 0.375 * 0.375$$

$$* 1) \text{ pulg}^2 * 20000 \frac{\text{Lbs}}{\text{pulg}^2}$$

$$W_{3-3} = 77,465 \text{ Lbf}$$

Entonces:

- Carga para la ruta 1-1 menor de W o W1-1 = 17,076 Lbf
- Camino 1-1 a través (2) y (3) = 173,180.29 + 194,827.83 = 368,008.12 Lbf.
- La ruta 1-1 es más fuerte que W por lo que es aceptable por UG-41 (b) (2).
- Carga para la ruta 2-2 menor de W o W2-2 = 14,645 Lbf
- Camino 2-2 a través (1), (4) y (5) = 138,544.24 + 209,230.07 + 278,973.43 = 626,747.73 Lbf.
- La ruta 2-2 es más fuerte que W2-2 por lo que es aceptable por UG-41(b)(2).
- Carga para la ruta 3-3 menor de W o W3-3 = 17,076 Lbf.
- Camino 3-3 a través (2) y (4) = 173,180.29 + 209,230.07 = 382,410.36 Lbf.
- La ruta 3-3 es más fuerte que W por lo que es aceptable por UG-41 (b) (2).

Donde la UG-41(b) (2), nos indicas que: El material usado para refuerzo de las conexiones debe tener 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.

En ese caso utilizaremos como material para la placa de refuerzo, el ASTM A516-Gr.70 con la finalidad de no disminuir el esfuerzo máximo permisible del material del tanque.

Finalmente tendremos el Manhole con las siguientes características:

- Espesor del cuello de Manhole: 0.5 pulg.

- Espesor de la placa de refuerzo: 0.5 pulg.

Criterios para la selección de tipo de brida y libraje, del Manhole; para eso nos apoyamos en la norma ASME B16.5, apoyándonos en la tabla siguiente:

Tabla 14. Presión - Clasificaciones de temperatura para los grupos 1.1 a 3.16 materiales.

DESIGNACION NOMINAL	PIEZAS FORJADAS	FUNDICIONES	PLANCHAS
C – Si	A105 (1)	A216 Gr. WCB	A515 – Gr.70
C – Mn - Si	A350 Gr.LF2 (1)		A516 – Gr.70 (1)(2) A537 Cl.1 (3)

Fuente: ASME B16.5 – 96.

NOTA:

- Después de una exposición prolongada a las temperaturas anteriores 800°F, la fase de carburo del acero se puede convertir a grafito, permisible, pero no se recomienda para uso prolongado arriba de 800°F.
- No ser usado sobre 850°F.
- No ser usado sobre 700°F.

Complementando lo acabado de señalar, en la tabla que presentamos las presiones de trabajo por clases.

Tabla 15. Presión - Clasificaciones de temperatura para los grupos 1.1 a 3.16 materiales (Continuación).

PRESIONES DE TRABAJO POR CLASES (PSI)							
CLASE TEMP. °F	150	300	400	600	900	1500	2500
-20 A 100	285	740	990	1480	2220	3705	6170
200	260	675	900	1350	2025	3375	5625
300	230	655	875	1315	1970	3280	5470
400	200	635	845	1270	1900	3170	5280
500	170	600	800	1200	1795	2995	4990
600	140	550	730	1095	1640	2735	4560
650	125	535	715	1075	1610	2685	4475
700	110	535	710	1065	1600	2665	4440
750	95	505	670	1010	1510	2520	4200
800	80	410	550	826	1235	2060	3430
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	50	70	105	155	260	430

Fuente: ASME B16.5 – 96.

El cuello del Manhole, será soldado a una brida de 24” Welding Neck (WN) de 150 Libras, debido que soporta hasta presiones de 260 Psi.

La brida Welding Neck de 24” debe ser de cedula (SCH) estándar o STD, dado a que el espesor del cuello de la brida concuerda con el espesor de pared del Manhole (12.7 mm)

La tapa del Manhole será una brida de 24” Blind (B) de 150 Libras. Y según la tabla que prosigue, tomamos como referencia la proyección de la brida welding neck, a lo cual tomaremos un valor de 16 pulg.

Tabla 16. Proyección exterior en pulgadas para bridas Welding Neck.

DIAM. NOM. TUBO	RANGO DE PRESION DE LA BRIDA EN LBS.					
	150	300	600	900	1500	2500
2	6	6	6	8	8	8
3	6	6	8	8	8	10
4	6	8	8	8	8	12
6	8	8	8	10	10	14
8	8	8	10	10	12	16
10	8	8	10	12	14	20
12	8	8	10	12	16	22
14	8	10	10	14	16	
16	8	10	10	14	16	
18	10	10	12	14	18	
20	10	10	12	14	18	
24	10	10	12	14	20	

Fuente: “Diseño y Calculo de Recipientes de Presión”, Juan Manuel León Estrada, 2001.

EL PESCANTE: El autor Eugene F. Maegysy en su publicación “Manual de Recipientes a Presión – Diseño y cálculo”, nos presenta una tabla mostrándonos las dos variantes que contábamos para que, una de ellas viniera a ser la tapa de nuestro Manhole o entrada de hombre, luego, tomando en cuenta lo referenciado por dicho autor, optamos por el tipo de pescante para abertura horizontal.

La norma ASTM A193 es utilizada en barras roscadas y espárragos de acero al carbono y acero inoxidable para unir bridas, válvulas, recipientes a presión y accesorios para servicio a alta temperatura y alta presión. Las variantes de Pescantes se presentan en Figura A.4.7 de anexos, ver: «Anexo 4. Figuras para la Selección de Elementos del Tanque Pulmón».

Nota: En vez de usar una barra en U, se optó por usar dos placas soldadas a la brida, las cuales mediante un perno ASTM A193 de 7/8”x4” sostendrían mediante el perno de ojo de la tapa de Manhole.

El pescante diseñado para el tanque pulmón, consideró los componentes que se detallan en la tabla que se presenta a continuación.

Tabla 17. Componentes de Pescante.

Componentes	Descripción	Material
Tapa de Manhole	Brida Ciega de 24" 150 Lbs.	ASTM A105
Brazo del Pescante	Barra de 2"	ASTM A36
Casquillo	Tubo de 2" SCH 160	ASTM A106-Gr. B
Perno de ojo	Barra de 7/8 "	ASTM A36
Anillo	Plancha de 5/8"	ASTM A36
Barra en U*	Plancha de 5/8"	ASTM A36
Placa	Plancha de 3/4"	ASTM A36
Perno	7/8"x4"	ASTM A193
Tuerca	7/8"	ASTM A194-Gr.2H

Fuente: Elaboración propia.

PERNOS ASTM A193 – Gr.7: Según la Figura A.4.8, presentada en anexos, ver: «Anexo 4. Figuras para la Selección de Elementos del Tanque Pulmón», se tiene que, para bridas de 150 Libras, se requiere de 20 pernos ASTM A193-Gr.7 de 7-1/4", para soportar el peso de la brida ciega, que será la tapa de Manhole.

En la Figura A.5.4 presentada en anexos, se detalla las dimensiones a fabricar las orejas de izaje; ver: «Anexo 5. Planos de Montaje».

Asimismo, definimos los materiales a utilizar para el cuerpo, boquillas, silleta y pescante. Con la finalidad de darnos paso a la etapa de fabricación. En ese sentido, para la fabricación de un tanque de presión horizontal, según los criterios evaluados para un tanque de 240 ft³ y 191.41 pulgadas de longitud se tiene lo siguiente:

- Material de casco y cabezales: ASTM A516 -Gr.70:
 - Espesor del casco: 1/2" o 12.7 mm.
 - Espesor de Cabezales: 5/8" o 16.5 mm.
- Material de boquillas: ASTM A106 y ASTM A105.
 - Espesor de tubos: SCH 160. (Depende de los diámetros a utilizar)
 - Espesor de la pared de las bridas: SCH160. (Depende del diámetro y espesor de la tubería a unirse, a su vez, tener en cuenta el libraje a utilizar.)
- Materiales para silletas y orejas de izaje: ASTM A36.

- Espesor de las silletas: 5/8" o 16.5 mm.
- Espesor de orejas de izaje: 5/8" o 16.5 mm. (Se utilizará una almohadilla de 1/2" de ASTM A516-Gr.70 y un refuerzo de 1/4" de ASTM A36)
- Materiales para Manhole: ASTM A516-Gr.70 y ASTM A105.
 - Espesor de cuello de Manhole: 1/2" o 12.7mm.
 - Espesor de pared de brida: Brida de 24" SCH STD. De 150 Lbs.
- Materiales para Pescante: ASTM A105, A36 y A197-Gr. B7.
 - Tapa de Manhole: Brida ciega de 24" de 150Lbs.
 - Brazo de pescante: Barra redonda de 5/8" ASTM A36

Finalmente, se debe tener en cuenta que, los materiales como planchas y barras de material ASTM A36 es comercial en el mercado nacional. Así mismo con los materiales ASTM A105, ASTM A106, etc.; sin embargo, para el caso del ASTM A516-Gr.70, este tipo de material es de importación. Dado sus buenas propiedades para soportar los cambios abruptos de presión y temperatura.

2.4.1.3. Procesos dentro del Taller de Fabricación.

En este punto dividiremos los procesos realizados para la fabricación en taller, en los siguientes puntos: Recepción de materiales, habilitado, armado, soldeo, ensayos no destructivos y pruebas, granallado y pintado, y, despacho.

2.4.1.3.1. Recepción de materiales.

- Se hará la recepción de los materiales tanto sean aceros, consumibles o pintura, verificando el estado de los mismos.
- Deberá corroborarse que los materiales cuenten con un certificado de calidad, donde se verifique en caso de aceros, que estos cumplan con las propiedades químicas y mecánicas de los mismos, este certificado deberá contar con un numero de colada que sea trazable con el material, en caso de consumibles y pintura, se verificará el número de lote y la fecha de emisión. (Los certificados serán entregados por el proveedor).

- Se verificará que los materiales cumplan con las especificaciones de la norma ASTM A6/A6M en caso de encontrar algún defecto o deformación dimensional en los materiales de acero.
- Los consumibles se almacenarán en zonas secas libres de humedad, con la finalidad de evitar producir defectos o discontinuidades en las zonas a soldarse.
- La pintura será almacenada en una zona debidamente ubicada y demarcada, lejos de la zona de soldeo o trabajos en caliente, debido a peligros de combustión.

2.4.1.3.2. Habilitado.

- El habilitado de materiales se realizará de acuerdo a los planos aprobados de fabricación, entregados por el área de ingeniería.
- Para el caso de rolado de planchas que serán parte del cuerpo principal de tanque a presión, las dimensiones serán las siguientes:
- La primera plancha será de las siguientes dimensiones: 167-15/16" x 93-5/16".
- La segunda plancha será de las siguientes dimensiones: 167-15/16" x 64-11/32".

Tener en cuenta que el cuerpo del tanque a presión diseñado, será conformado por 2 cuerpos.

- Se realizará el dimensionamiento constante de cada componente a emplear en la etapa de fabricación, a su vez se tendrán tolerancias para la variación de las medidas. Estas variaciones serán de +/-1 a 2 mm, dependiendo de las longitudes a tomar, las mediciones se realizarán con instrumentos de medición previamente calibrados.
- El proceso de corte y habilitado se realizará por medio de una maquina CNC u oxicorte, dado su exactitud al momento del corte, en caso de elementos como tubos y otros se utilizarán herramientas de corte como esmeriles; se verificará que cada elemento habilitado esté libre de escoria y fillos.

- Se verificará la preparación de los biseles de los componentes para el posterior proceso de soldeo.
- El rolado se realizará por medio de equipos adecuados, teniendo siempre presente una machina de plancha delgada que simule una sección de circunferencia del diámetro interno del tanque a fabricar.
- Los componentes habilitados serán previamente codificados, con el fin de guardar una trazabilidad y evitar percances en el momento de armado.
- El Inspector de calidad se encargará de corroborar las dimensiones y dar su conformidad de las mismas, a su vez reportar las medidas en un registro adecuado.

2.4.1.3.3. Armado.

- Una vez culminado la etapa de habilitado se procederá con el armado de los elementos a fabricarse, teniendo en cuenta los planos aprobados.
- Culminado los trabajos de armado, el inspector de control de calidad, verificará las dimensiones de cada elemento, con el fin de dar conformidad de la misma, para pasar a la etapa de soldadura.
- Habrá elementos que una vez soldados, deberán ensamblarse con otros elementos, por ejemplo: Casco de tanque con las tapas torisféricas, cuerpo de tanque con las silletas, boquillas y orejas de izaje, etc.

2.4.1.3.4. Soldadura.

- Una vez liberado los elementos en etapa de armado, el inspector de calidad dará su conformidad para que los mismos pasen a la etapa de soldadura.
- Los tipos de soldadura están definidos de la siguiente forma:

Tabla 18. Procesos de soldadura a utilizarse por elemento.

COMPONENTE	JUNTA	MATERIAL BASE	PROCESO DE SOLDADURA
CASCOS	RANURA	ASTM A516-Gr.70	GMAW (RMD) + FCAW
CABEZAS	RANURA	ASTM A516-Gr.70	GMAW (RMD) + FCAW
BOQUILLAS	RANURA	ASTM A106 -Gr.B	GMAW (RMD) + FCAW
MANHOLE	RANURA	ASTM A516-Gr.70 / ASTM A 105	GMAW (RMD) + FCAW
SOPORTES Y ACCESORIOS	FILETE	ASTM A516-Gr.70 / ASTM A 36	FCAW

Fuente: Elaboración propia.

- Los procesos a utilizarse son el GMAW (RMD) y FCAW, debido a su rápida aplicación y limpio proceso; además, debe tenerse en cuenta que el procedimiento de soldadura a emplearse debe cumplir con los parámetros del ASME IX.
- Los soldadores que participarán en el proyecto, serán previamente calificados, con la finalidad de ver su desenvolvimiento con el proceso de soldadura a emplear. Solo se dejará trabajar en este proceso a soldadores que cuenten con una calificación u homologación vigente.
- Las superficies a soldarse deberán encontrarse libres de óxidos, filos o rababas producto de la etapa de habilitado; esto con el fin de crear discontinuidades internas o externas en las uniones soldadas.
- El inspector de calidad se encargará de realizar los ensayos no destructivos aplicables, de darse el caso. Con la finalidad de dar su conformidad de los trabajos realizados en este proceso.
- Tener en cuenta que después de culminar los trabajos de soldeo, se realizará la limpieza mecánica correspondiente de todo el elemento, con la finalidad de descartar presencia de salpicaduras, golpes de arco, filos, daños en el material, etc.

2.4.1.3.5. Ensayos no destructivos (END).

La persona encarga de la realización de END u otras pruebas será el inspector de calidad, quien a su vez reportará y dará su conformidad del proceso.

2.4.1.3.6. Granallado y pintado.

- El elemento en general una vez culminado los trabajos de soldeo y limpieza mecánicas, se procederá a granallar de acuerdo al estándar SPCC-SP5, que es un granallado en metal casi blanco, el cual deberá presentar un perfil de anclaje de 2.5 micras. Para la medición y corroboración de la misma, el inspector de calidad contará con el asesoramiento técnico de un representante del proveedor.
- Una vez conforme el proceso de granallado, se procederá con la etapa de pintado la cual será constituida por un sistema de pintura tricapa, el cual es:

Tabla 19. Pintura de Recipiente de presión externa.

N ° DE CAPAS	NOMBRE DEL PRODUCTO // RAL	ESPESOR PELICULA SECA (MIL S)
1° CAPA	Escudo HEMPEL'S GALVOSIL 15780 // Gris RAL 19840	3
MIST COAT	HEMPADUR MASTIC C/ MIO 45880 // Gris RAL 12430	1
2° CAPA	HEMPADUR MASTIC C/ MIO 45880 // Gris RAL 12430	3
3° CAPA	HEMPATHANE HS 55610 // Azul RAL 5019	3
	ESPESOR TOTAL	10

Fuente: Elaboración propia.

- Para la aplicación de pintura, se tendrá en cuenta las condiciones ambientales para su adecuada aplicación, por lo cual el inspector de calidad tendrá constante apoyo del asesor técnico del proveedor. Este proceso se repetirá por cada capa a aplicarse y deberá de tener la conformidad de ambas partes.
- Una vez aplicada la capa final de pintura, se verificará el espesor final de la misma, teniendo en cuenta que las mediciones deben encontrarse dentro de los parámetros de calidad indicados en la norma SPCC-PA2. Una vez dada su conformidad, se procederá a pasar al proceso de embalaje para su envío a la planta SAGARI AX.

2.4.1.3.7. Embalaje.

- Una vez completado la etapa de pintado, el elemento deberá de entrar a una etapa de secado o curado, con la finalidad de evitar percances en la etapa de embalaje.
- El elemento será embalado de manera adecuada y sobre una estructura base aparente, con el fin de evitar daños o deformaciones durante la etapa de transporte.
- El inspector de calidad, realizará un acta final al momento del envío del elemento.

2.4.2. Análisis económico de la propuesta.

En la tabla que prosigue se presentan los precios y cantidades de recursos requeridos pen el proyecto.

Tabla 20. Costo de Implementación de la Propuesta.

PRESUPUESTO PARA EL PROYECTO				
OBRA: P.2065-VA-QH-145-2015-DH-Rev.05-TECHINT-Sum.Fab. Comp.AirVesselsRepsol-TA				
Recurso	UNIDAD.	CANTIDAD	PRECIO U\$	PARCIAL U\$
Mano Obra				18.290,42
Jefe De Grupo Mecánico Taller	hora	137,0547	7,13	977,20
Operario Mecánico Taller	hora	1.450,6075	4,53	6.571,25
Operario Mecánico Taller Granallador	hora	8,6710	4,53	39,28
Operario Mecánico Taller Pintor	hora	32,4768	4,53	147,12
Operario Mecánico Taller Soldador 3G	hora	461,9623	5,83	2.693,24
Oficial Mecánico Taller	hora	1.459,0593	3,24	4.727,35
Oficial Mecánico Taller Esmerilador	hora	230,9815	3,24	748,38
Oficial Mecánico Taller Granalladora	hora	4,3333	3,24	14,04
Oficial Mecánico Taller Pintor	hora	32,5000	3,24	105,30
Ayudante Mecánico Taller	hora	542,5548	2,92	1.584,26
Operador De Camión Grúa	hora	17,8753	7,22	129,06
Operador De Montacarga	hora	121,4789	4,56	553,94
ACERO ESTRUCTURAL				44.125,86
Perfiles Estructurales ASTM A36	Tonelada	4,7250	660,00	3.118,50
Planchas Estructurales ASTM A-36	Tonelada	1,5676	600,00	940,56
Acero Temporal ASTM A36	Tonelada	0,0300	1.500,00	45,00
Material para Conexiones en Acero al Carbono.	Tonelada	3,1434	5.000,00	15.717,00
Planchas Estructurales ASTM A516 Gr70	Tonelada	14,8200	1.640,00	24.304,80
PERNERÍA				381,60
Pernos Hexagonal Acero al Carbono ASTM A325-1, con Tuerca Hexagonal Pesada A194 2H + Arandela Endurecida ASTM F436-1 - Galvanizado en Caliente	Tonelada	0,0636	6.000,00	381,60
EMPAQUETADURA				180,00
Empaquetadura de Fibra Inorgánica Libre de Asbesto	Unidad	60,0000	3,00	180,00
PINTURA				1.253,70
Imprimante de Zinc Inorgánico reforzado	Galón	6,3700	63,50	404,50
Epoxico Poliamida	Galón	7,2800	47,00	342,16
Poliuretano Acrílico	Galón	6,9420	49,00	340,16
Disolvente a Base de Hidrocarburos Alifáticos	Galón	1,3000	21,00	27,30

Thinner Estándar	Galón	19,5032	4,75	92,64
Diluyente Poliuretano	Galón	1,3773	18,50	25,48
Diluyente Epoxico	Galón	1,4307	15,00	21,46
CONSUMIBLES				3.890,28
Alambre tubular AWS A5.20 / ASME SFA-5.20 E71T-1C	Kilogramo	280,0000	2,35	658,00
Soldadura Eléctrica AC.	Kilogramo	130,1000	3,00	390,30
Alambre para Soldadura SAW	Kilogramo	80,0000	2,50	200,00
Fundente para Soldadura SAW	Kilogramo	88,0000	2,60	228,80
Disco de Corte	Pieza	93,9000	2,20	206,58
Disco de Desbaste	Pieza	65,8200	3,00	197,46
Granalla Metálica	Tonelada	0,1690	1.500,00	253,50
Oxígeno Industrial	m ³	196,0500	1,20	235,26
Acetileno	Kilogramo	38,4333	12,00	461,20
Gas Carbónico CO2	Kilogramo	560,0000	0,80	448,00
Gas Propano	m ³	25,0000	15,00	375,00
NO USAR - Trapo Industrial de colores	Kilogramo	4,8600	1,00	4,86
Consumibles Menores	GLB	1,0000	231,32	231,32
PETRÓLEO				824,42
Petróleo Biodiesel DB5	Galón	294,4357	2,80	824,42
EPP's				863,29
Casco de seguridad	Unidad	4,2413	5,12	21,72
Cortaviento	Unidad	0,5361	2,91	1,56
Gorra para soldar	Unidad	0,6657	7,27	4,84
Mascara de soldar	Unidad	1,5149	5,36	8,12
Visor para careta de esmerilar	Unidad	12,0970	2,22	26,86
Careta de Sujeción para Protección Facial Directo a la Cabeza	Unidad	3,9424	5,48	21,60
Lentes de Goggles / Antiparras para impacto claros	Unidad	22,5692	5,20	117,36
Tapones de oído	Unidad	23,0426	0,40	9,22
Orejas de Protección Auditiva Adaptable al Casco Hasta 98 dBA	Unidad	0,9654	9,10	8,79
Respirador Reutilizable	Unidad	0,0000	13,82	0,00
Filtro de Respiradores	Unidad	0,0060	9,19	0,06
Guantes anticorte	par	16,0604	3,50	56,21
Guantes de cuero	par	2,4000	4,10	9,84
Guantes de cuero cromo para calderero	par	23,8566	3,10	73,96
Guantes de Jebe	par	0,1048	8,40	0,88
Guante de maniobrista (Badana)	par	12,3103	3,75	46,16

Escarpines de soldador	par	1,6545	5,50	9,10
Botas de jebe	par	0,0899	18,91	1,70
Zapatos de Seguridad Punta de Acero	par	6,6129	21,98	145,35
Arnés de Seguridad	Unidad	0,1262	92,73	11,70
Línea de Vida	Unidad	0,1263	104,50	13,20
Chaleco Reflectivo Fosforescente	Unidad	2,4137	13,82	33,36
Pantalón Denim Azul Talla S	Unidad	0,8450	12,00	10,14
Chompa	Unidad	0,0000	8,00	0,00
Traje para pintor	Unidad	0,8320	8,36	6,96
Mandil de cuero	Unidad	0,6650	9,30	6,18
Bloqueador para piel	Litro	0,0000	26,86	0,00
Uniforme Personal Obrero	Unidad	5,7209	38,18	218,42
END				422,12
Tintes Penetrantes	kit	24,8306	17,00	422,12
MATERIAL PARA EMBALAJE				1.073,28
Zuncho	Rollo	0,9251	105,0000	97,1400
Plástico Para Embalaje Stretch Film 20" x 500 Mts.	Rollo	22,5755	11,1200	251,0400
Manga de Plástico de Polietileno 2.0 mts doble ancho espesor 5 um. Color Azul.	Kilogramo	91,5730	3,5600	326,0000
Madera Tornillo	pie ²	92,5000	1,7200	159,1000
Placa de Identificación	Pieza	4,0000	60,0000	240,0000
EQUIPOS PARA MANIOBRAS				2.811,30
Puente Grúa 10 Ton.	hm	17,4660	30,00	523,98
Montacargas 10 Ton.	hm	121,4840	10,00	1.214,84
Camión Grúa 12 Ton. Alcance C/Extensión Hidráulica Max: 8 M.	hm	17,8746	60,00	1.072,48
EQUIPOS Y HERRAMIENTAS				2.930,12
Soplete Calentador	hm	5,0000	2,00	10,00
Caja Porta Herramienta	día	2,9833	6,00	17,90
Eslinga	día	0,2400	6,00	1,44
Grillete	día	0,2400	10,00	2,40
Herramientas Manuales Menores	% MO			1,60
Herramientas Manuales Menores	GLB	1,0000	349,96	349,96
Manómetro	Unidad	1,2701	75,00	95,26
Horno Eléctrico	día	23,0933	1,50	34,64
Taladro Base Magnética	día	4,3133	15,00	64,70
Taladro Eléctrico Manual	día	2,5938	13,00	33,72
Compresoras a Combustión Diésel	día	0,9790	100,00	97,90

Máquinas de Soldar	día	15,5682	10,00	155,68
Máquina de Soldar Multiproceso	día	24,7600	10,00	247,60
Máquinas de Soldar Arco Sumergido	día	5,8666	12,00	70,40
Andamio de Torre Fijas Autoestables, Ancho de 1 m x Largo 2.5 m x Altura 4 m + 1 m de Baranda	mes	1,4850	400,00	594,00
Esmeril Angular	día	68,3133	3,00	204,94
Tablero Eléctrico	día	1,6380	10,00	16,38
(Por Recodificar) Equipos de Oxicorte	día	12,9116	4,50	58,10
Bomba Manual para Pruebas de Presión	día	1,4400	10,00	14,40
Equipo de Pintar Eléctrico	día	3,2400	6,50	21,06
Maquina Granalladora	H-máquina	6,9290	4,50	31,18
Línea Automática Procesamiento de Placas Cnc	H-máquina	32,4380	10,00	324,38
Línea Automática Procesamiento de Vigas Cnc	H-máquina	3,9380	10,00	39,38
Roladora de Perfiles	H-máquina	9,2320	10,00	92,32
Roladora de Plancha	H-máquina	14,6160	24,00	350,78
REPUESTOS DOS AÑOS DE OPERACIÓN				3.000,00
Empaquetadura Espirometalicas	Unidad	40,0000	75,00	3.000,00
OTROS TERCEROS				37.866,40
SC Identificación Positiva De Material (PMI)	Punto	40,0000	100,00	4.000,00
SC Placa Radiográficas Taller	Placa	266,0000	10,00	2.660,00
SC Servicio de Certificación de Rigger	Unidad	0,0167	120,00	2,00
SC Servicio de Certificación de Operador Grúa	Unidad	0,0166	2.000,00	33,20
SC Servicio de Inspección y Certificación de Camión Grúa	Unidad	0,0166	2.000,00	33,20
SC Bombeado (AC)	Tonelada	1,3000	5.860,00	7.618,00
SC Bombeado (AC) - Tapas Semielípticas.	Tonelada	1,4000	6.500,00	9.100,00
SC Suministro y Fabricación de Materiales Especiales.	GLB	2,0000	250,00	500,00
SC Diseño de Tanques	GLB	4,0000	1.800,00	7.200,00
SC Camión Cisterna	m ³	60,0000	12,00	720,00
SC Camión Plataforma Plana de 12 Mtr. (30 ton.)	Viaje	3,0000	2.000,00	6.000,00
TOTAL \$:				117.912,79

Fuente: Elaboración propia.

Nota: 1 US\$\$ = 3.5 Nuevos Soles.

En la tabla anterior se presentaron los costos por partidas y sus desgloses, ascendiendo en costo total de 117.912,79 US\$, para plasmar o desarrollar la propuesta previamente diseñada.

Finalmente, es pertinente destacar que, la instrumentación de sensores o transmisores no fueron tomados en cuenta en el desarrollo del presente proyecto, esto debido a que dicho trabajo no estaba contemplado dentro del alcance de la propuesta; dado que, es un trabajo de PreComisionamiento y Comisionamiento por parte de la empresa REPSOL.

CONCLUSIONES

- 1.- En este proyecto se dimensiono un tanque a presión de acero ASTM A516-Gr.70 que cumple con las especificaciones establecida por REPSOL, con lo cual se garantiza la alimentación de aire a presión para el sistema de aire de instrumentos en la refinería de Sagari AX. Para finalmente poder abastecer de aire a los actuadores de válvula de cabezal de pozo y líneas de flujo.
- 2.- Con los calculo realizados con la norma ASME VIII – Div1, Ed.2015, se asegura que el tanque a presión puede soportar los esfuerzos a los que se encontrará sometido cuando se encuentre en operación.
- 3.- Se diseñó el tanque a la presión en función a la capacidad de 240 pies cúbicos se realizó en base a los criterios de diseño de la norma ASME VIII – Div.1, Ed.2015, cumpliendo satisfactoriamente con los parámetros establecidos previamente por REPSOL.
- 4.- Se obtuvieron como parámetros adicionales de diseño, los espesores de casco, cabezales, boquilla, silletas y orejas de izaje. Los cuales cumplen su función de soportar los esfuerzos y cambios de presión a los que se encontrará sometido, según el estándar establecido por REPSOL.
- 5.- Durante la etapa de diseño y fabricación se aplicaron procedimientos correspondientes a cada punto en específico, llegando a cumplir satisfactoriamente son los estándares de calidad solicitados por el cliente.

RECOMENDACIONES

- 1.- Se sugiere establecer los parámetros básicos del tanque a presión que se desea fabricar, parámetros son la presión de diseño, si el tanque será vertical u horizontal, el tipo de tapa a usar, etc. Dado que según está información, se puede recurrir a la norma ASME VIII-Div.1 en la cual se encontrará formulas e incisos donde se mencionan las condiciones para cada tipo de morfología de tanque a presión.
- 2.- Los aspectos correspondientes a los parámetros de diseño del tanque, deben ser suministrados por el contratante con la finalidad de realizar un adecuado cálculo preliminar con el objetivo de encontrar espesores adecuados que soporten los cambios de presión, esfuerzos, etc.
- 3.- Durante la etapa de fabricación se recomienda trabajar con procedimientos de calidad para cada proceso en específico que se realizará, recordar que cada procedimiento debe cumplir con las especificaciones técnicas del cliente.
- 4.- Durante el proceso de fabricación, se recomienda, contar un con un plan de calidad y procedimientos de fabricación para una adecuada ejecución, de esto concluimos la importancia de la realización de controles en habilitado, armado, soldeo, ensayos y pruebas, granallado y pintura, así también la calificación de soldadores con la finalidad de asegurar los tiempos establecidos de fabricación, dado que se desea evitar sobrecostos innecesarios por tema de reparaciones o correcciones.

BIBLIOGRAFÍA

- ASME Boiler and Pressure Vessel Committee. (2015). *VIII Rules for Construction of Pressure Vessels. Division 1*. [Reglas para la construcción de recipientes a presión, ASME VIII – División1]. Nueva York: The American Society of Mechanical Engineers.
- Bellera Vilar, C.; Fernández Rodríguez, E.; Serna Cantero, A.; Doménech Sellas, E. y López de León, L. R. (2010). Planta de producción de acetaldehído. (Tesis de Grado, Universidad Autónoma de Barcelona). Recuperado de <https://www.recercat.cat/handle/2072/151832>
- Cárdenas Pineda, J. M. y Mejía Moreno, J. J. (2017). *Diseño de un recipiente a presión de 5 m³ con sistema de enchaquetado y agitación para aumentar capacidad del proceso de latencia de la cepa bacteriana*. (Tesis de Grado). Universidad Nacional del Callao, Callao.
- Carranza Vásquez, J. S. (2019). *Diseño de un Recipiente Knock-Out Drum según la Norma ASME, para el Sistema de Descarga de las Válvulas de Alivio de los Separadores y Tratadores de la Plataforma Muzhil-Egipto*. (Informe de Suficiencia Profesional). Universidad Tecnológica del Perú, Lima.
- Castro Gutiérrez, A. A. y Serrano Sánchez, R. (2017). *Diseño y análisis de un recipiente a presión horizontal con una capacidad de 20 mil litros para almacenar Cloro*. (Tesis de Grado, Instituto Politécnico Nacional). Recuperado de <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/22895>
- Dammert Lira, A. (2011). El Desarrollo de la Industria del Gas Natural en el Perú. En: *Electricidad e Hidrocarburos en Iberoamérica: Aspectos regulatorios y medioambientales*; pp.109-129. Navarra - España: Editorial Aranzadi - Comisión Nacional de Energía.
- Díaz del Castillo Rodríguez, F. (Compilador). (2018). *Laboratorio de Tecnología de Materiales: Lecturas de Ingeniería 27 - Recipientes a presión*. México:

Universidad Nacional Autónoma de México. Recuperado de https://www.academia.edu/36987474/RECIPIENTES_A_PRESIÓN

D.S. No 052-93-EM. Reglamento de Seguridad para el Almacenamiento de Hidrocarburos. Dado en Lima, el 18 de noviembre de 1993.

Flores Ramírez, M. P. (2005). *Consideraciones para el Diseño y Fabricación de Recipientes a Presión y Tanques Atmosféricos*. (Monografía de Especialización en Tecnología de la Soldadura Industrial, Corporación Mexicana de Investigación en Materiales). Recuperado de [https://comimsa.repositorioinstitucional.mx/jspui/bitstream/1022/190/1/MONO-ETSI-FLORES.RAMIREZ \(1\).pdf](https://comimsa.repositorioinstitucional.mx/jspui/bitstream/1022/190/1/MONO-ETSI-FLORES.RAMIREZ (1).pdf)

Hernández Esquivel, L. A. (2017). *Aplicación de código ASME Sección VIII, División I, Edición 2015 para el diseño de un recipiente sujeto a presión interna*. (Tesis de Grado, Instituto Politécnico Nacional). Recuperado de <https://tesis.ipn.mx/handle/123456789/22543>

León Estrada, J. M. (2001). *Diseño y Calculo de Recipientes de Presión*. México: Editorial Inglesa.

Megyesy E. F. (1989). *Manual de Recipientes a Presión: Diseño y cálculo*. México: Editorial Limusa.

Manrique Ambriz, E. J. (2016). *Metodología de diseño para tanques contenedores altos sometidos a presión interna*. (Tesis de Grado, Universidad Nacional Autónoma de México). Recuperado de <http://www.ptolomeo.unam.mx:8080/xmlui/handle/132.248.52.100/12280>

Ministerio de Energía y Minas. (s/f). Preguntas Frecuentes en Relación al Gas Natural en el Perú. (Cartilla de Información). Recuperado de <http://www.minem.gob.pe/minem/archivos/gasnatural.pdf>

Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería. (2014). *Masificación del gas natural en el Perú*. Lima: División de Gas Natural de la Gerencia Adjunta de Regulación Tarifaria (GART) - OSINERGMIN.

Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería. (2017). Proyecto: Sistema de Recolección e Inyección Sagari – Kinteroni. En: *Empresas: Gas natural*. [En línea]. Recuperado de https://www.osinergmin.gob.pe/empresas/gas_natural/transporte/proyectos

REPSOL Exploración Perú. (2015). *Estudio de Impacto Ambiental (EIA) para el Proyecto de Desarrollo del Campo Sagari-Lote 57*. Lima: Walsh Perú S.A.

Sandoval Paipay, M. S. (2015). *Diseño y criterios para certificación de recipientes a presión según código ASME Sección VIII División I*. (Tesis de Grado). Universidad Nacional Tecnológica de Lima Sur, Lima.

Tamayo Pacheco, J. F. R.; Salvador Jácome, J.; Vásquez Cordano, A. L. y García Carpio, R. L. (Editores). (2014). *La industria del gas natural en el Perú: A diez años del Proyecto Camisea*. Lima: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería – OSINERGMIN.

ANEXOS

Anexo 1. Plano de Ubicación del Lote 57.

Se presenta el Plano de Ubicación del Lote 57. Se distingue el lugar en el cual se instalará el Tanque Pulmón diseñado, en la zona denominada “Ubicación del Proyecto”; y, la zona de influencia que tiene el denominado Lote-57.

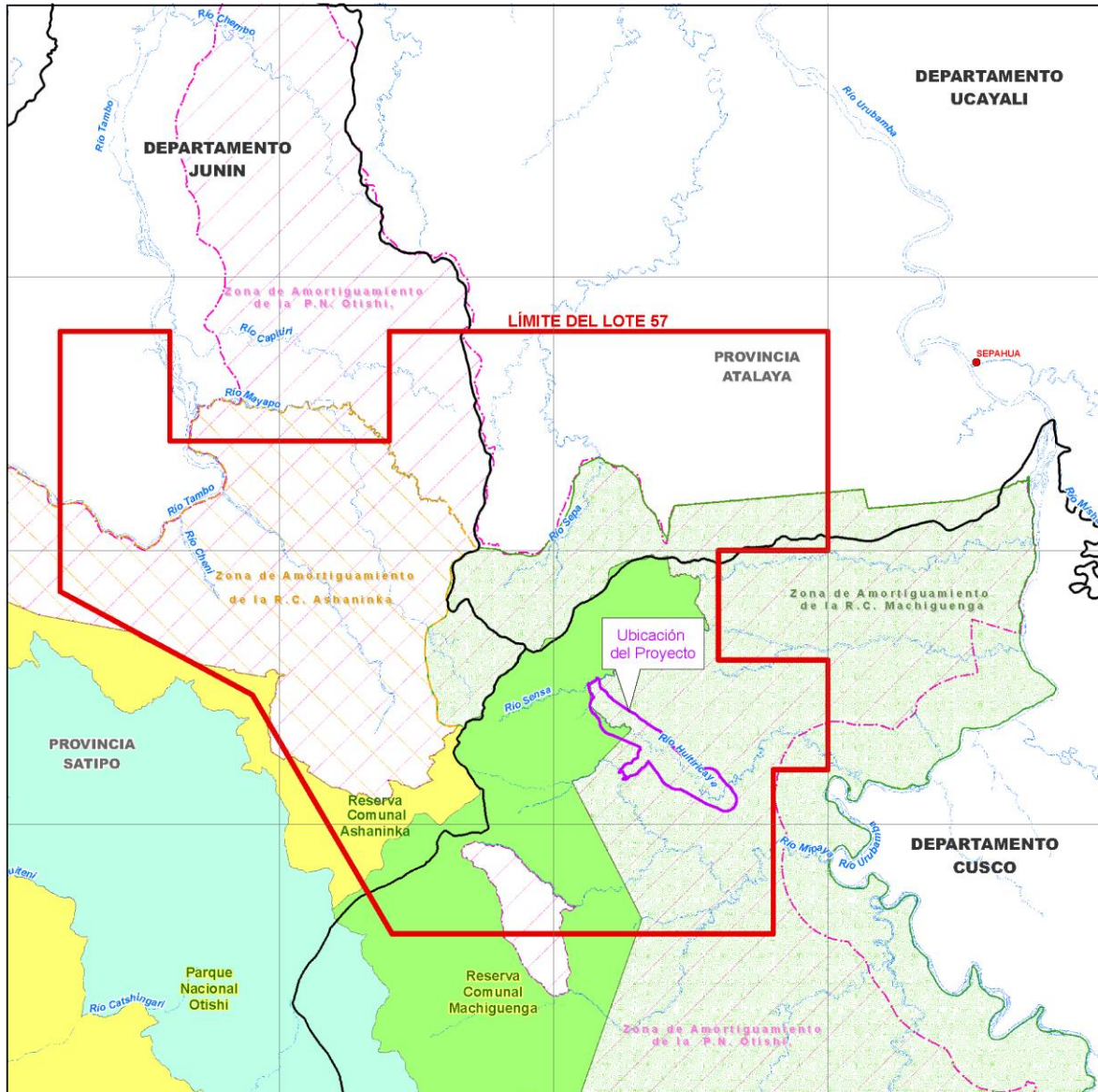
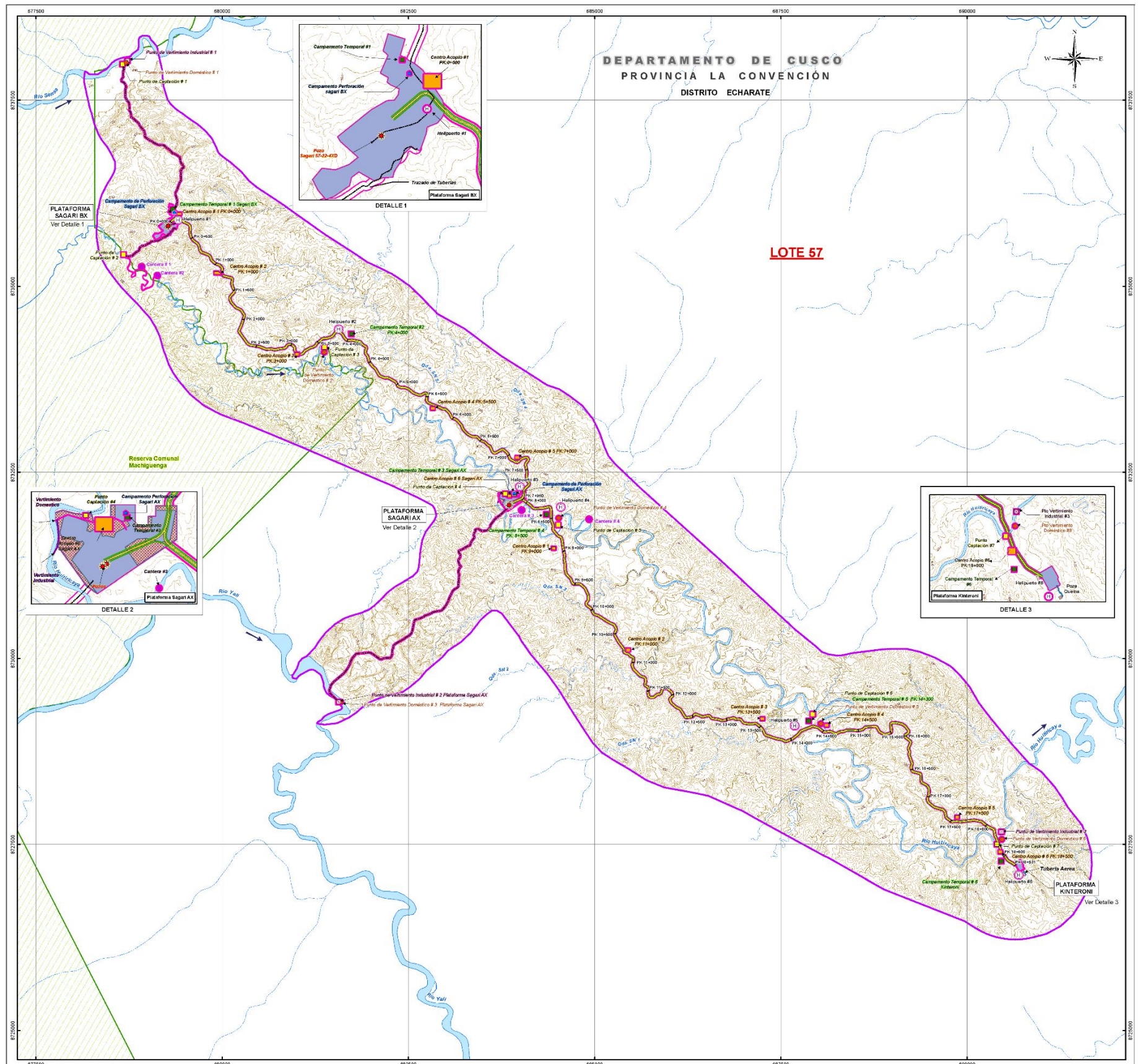


Figura A.1.1. Ubicación del Lote 57 de REPSOL.

Fuente: OSINERMING – 2015.

Anexo 2. Mapa de Áreas de Influencia del Proyecto de Desarrollo Campo Sagari - Lote 57.



COMPONENTES	
	Pozos
	Cantera
	Centro Acopio
	Campamento Temporal
	Campamento Perforación
	Helipuerto
	Punto de Captación
	Punto de Vertimiento Doméstico
	Punto de Vertimiento Industrial
	Línea de Flujo
	Derecho de Vía
	Trazado de Tuberías
	Ampliación Sagari AX

SIMBOLOGÍA	
	Río
	Quebrada
	Curva Principal
	Curva Secundaria
	Área Natural Protegida
	Plataformas Aprobadas
	Área de Influencia Directa
	Área de Influencia Indirecta

LÍNEA DE FLUJO	
Simbología	Descripción
	Tramo I: PK 0+000 - PK 7+960
	Tramo II: PK 7+960 - PK 18+934

Fuente: REPSOL Exploración Perú. (2015). Estudio de Impacto Ambiental (EIA) para el Proyecto de Desarrollo del Campo Sagari Lote 57.

Anexo 3. Gráficas Utilizadas en el Diseño del Tanque a Presión.

Se presenta la gráfica para determinar el diámetro óptimo del recipiente, teniendo como datos de entrada a la misma, el factor “F” y el volumen de diseño del recipiente.

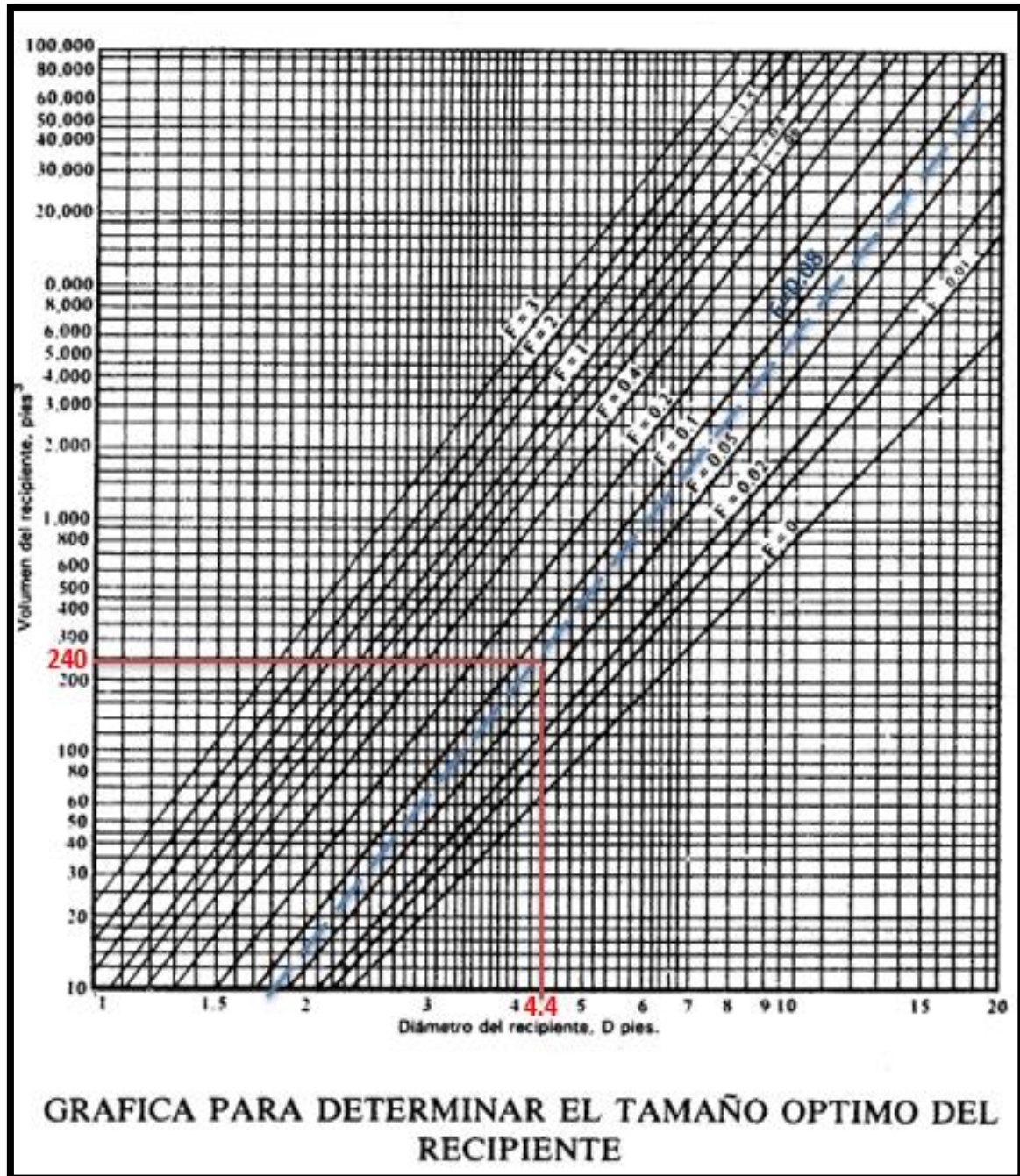


Figura A.3.1. Gráfica para determinar el diámetro óptimo del recipiente.

Fuente: Megyesy (1989). Manual de Recipientes a Presión – Diseño y Cálculo.

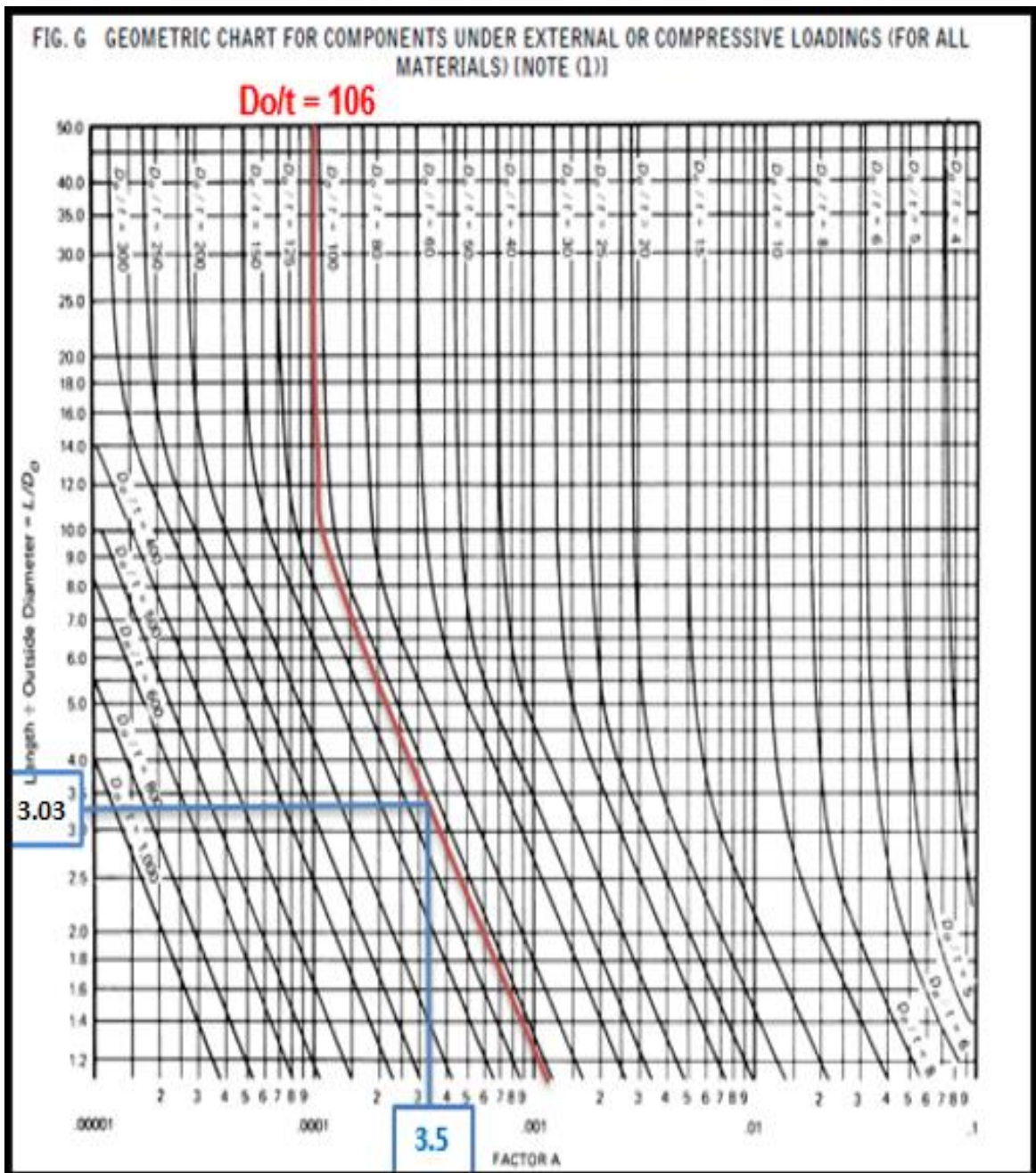


Figura A.3.2. Geométrica para componentes bajo cargas externas o compresivas (para todos los materiales).

Fuente: ASME Boiler and Pressure Vessel Committee. (2015). VIII Rules for Construction of Pressure Vessels. Division 1.

FIG. CS-2 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF COMPONENTS UNDER EXTERNAL PRESSURE DEVELOPED FOR CARBON OR LOW ALLOY STEELS WITH SPECIFIED MINIMUM YIELD STRENGTH 207 MPa AND HIGHER

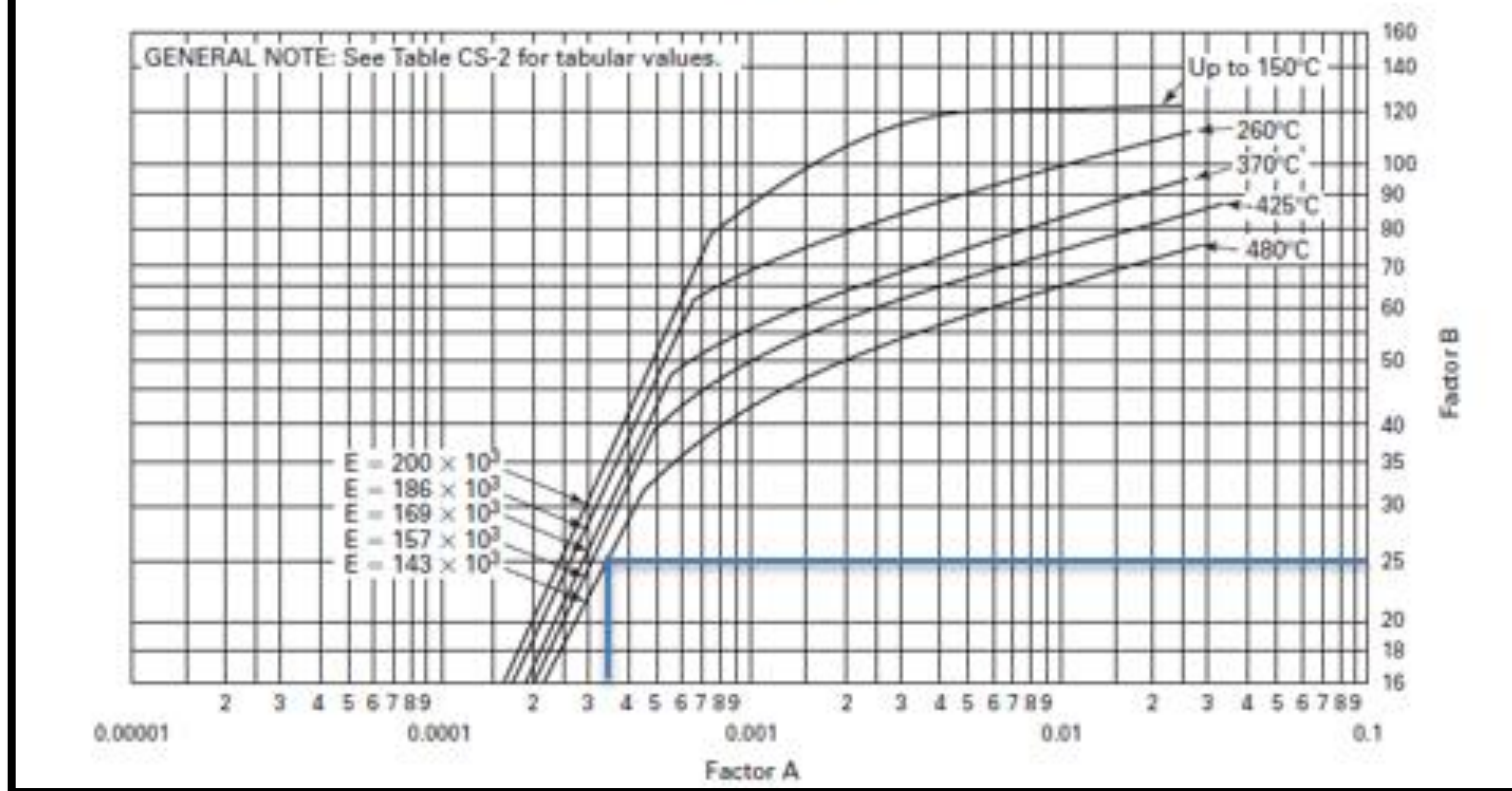


Figura A.3.3. Gráfico para determinar el espesor de pared de componentes bajo presión exterior desarrollado para aceros al carbono o aleados bajos con una resistencia mínima de rendimiento 207 Mpa y mayor.

Fuente: ASME Boiler and Pressure Vessel Committee. (2015). VIII Rules for Construction of Pressure Vessels. Division 1.

Nota: Interpolación de valores puede hacerse entre líneas para temperaturas intermedias.

FIG. CS-2 CHART FOR DETERMINING SHELL THICKNESS OF COMPONENTS UNDER EXTERNAL PRESSURE DEVELOPED FOR CARBON OR LOW ALLOY STEELS WITH SPECIFIED MINIMUM YIELD STRENGTH 207 MPa AND HIGHER

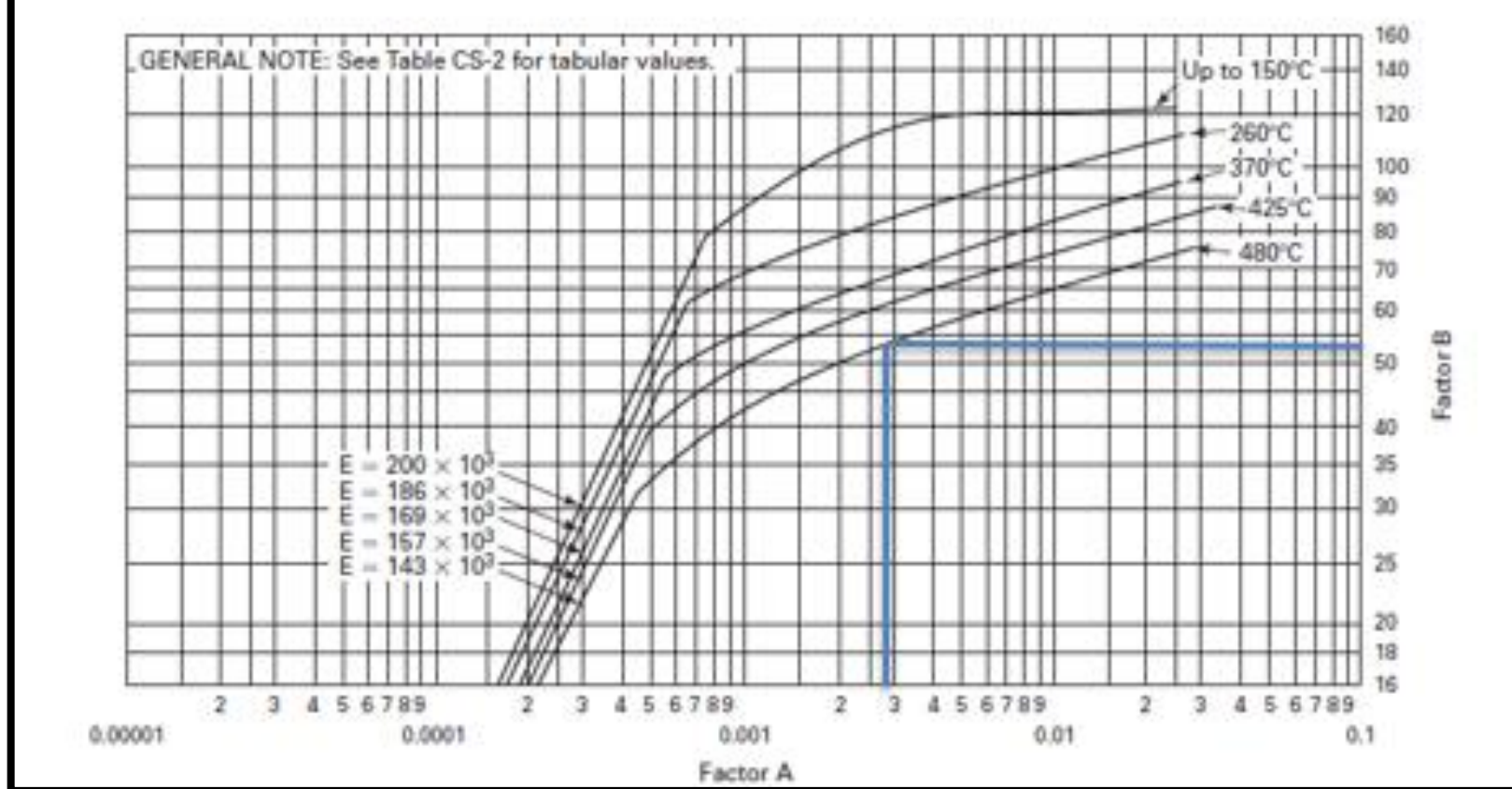


Figura A.3.4. Gráfico para determinar el espesor de pared de componentes bajo presión exterior desarrollado para aceros al carbono o aleados bajos con una resistencia mínima de rendimiento 207 Mpa y mayores.

Fuente: ASME Boiler and Pressure Vessel Committee. (2015). VIII Rules for Construction of Pressure Vessels. Division 1.

**ESFUERZOS EN GRANDES RECIPIENTES HORIZONTALES SOPORTADOS POR DOS SILLETAS.
VALORES DE LA CONSTANTE K_6**

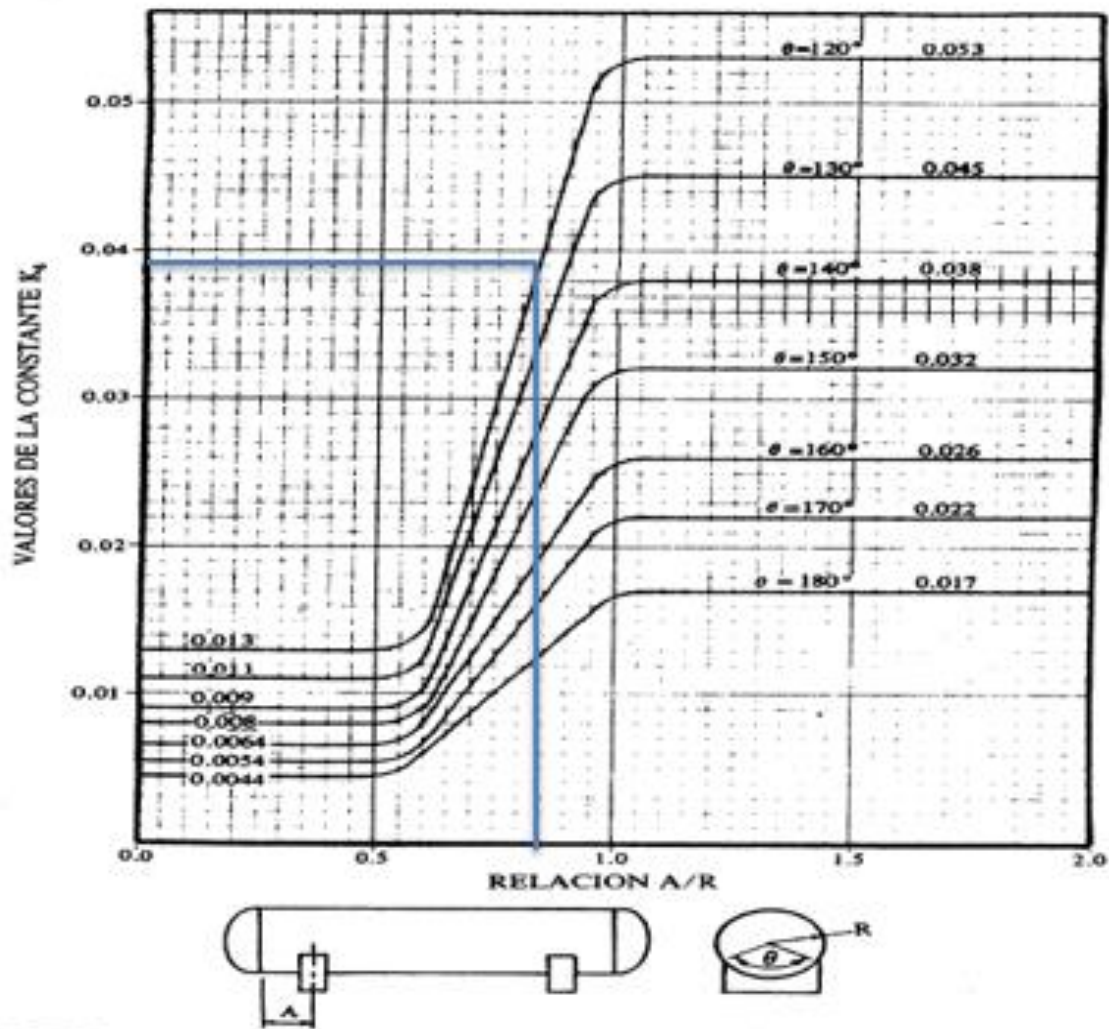


Figura A.3.5. Esfuerzos en grandes recipientes horizontales soportados por dos sillas, valores de la constante "K6".

Fuente: Megyesy (1989). Manual de Recipientes a Presión – Diseño y Cálculo.

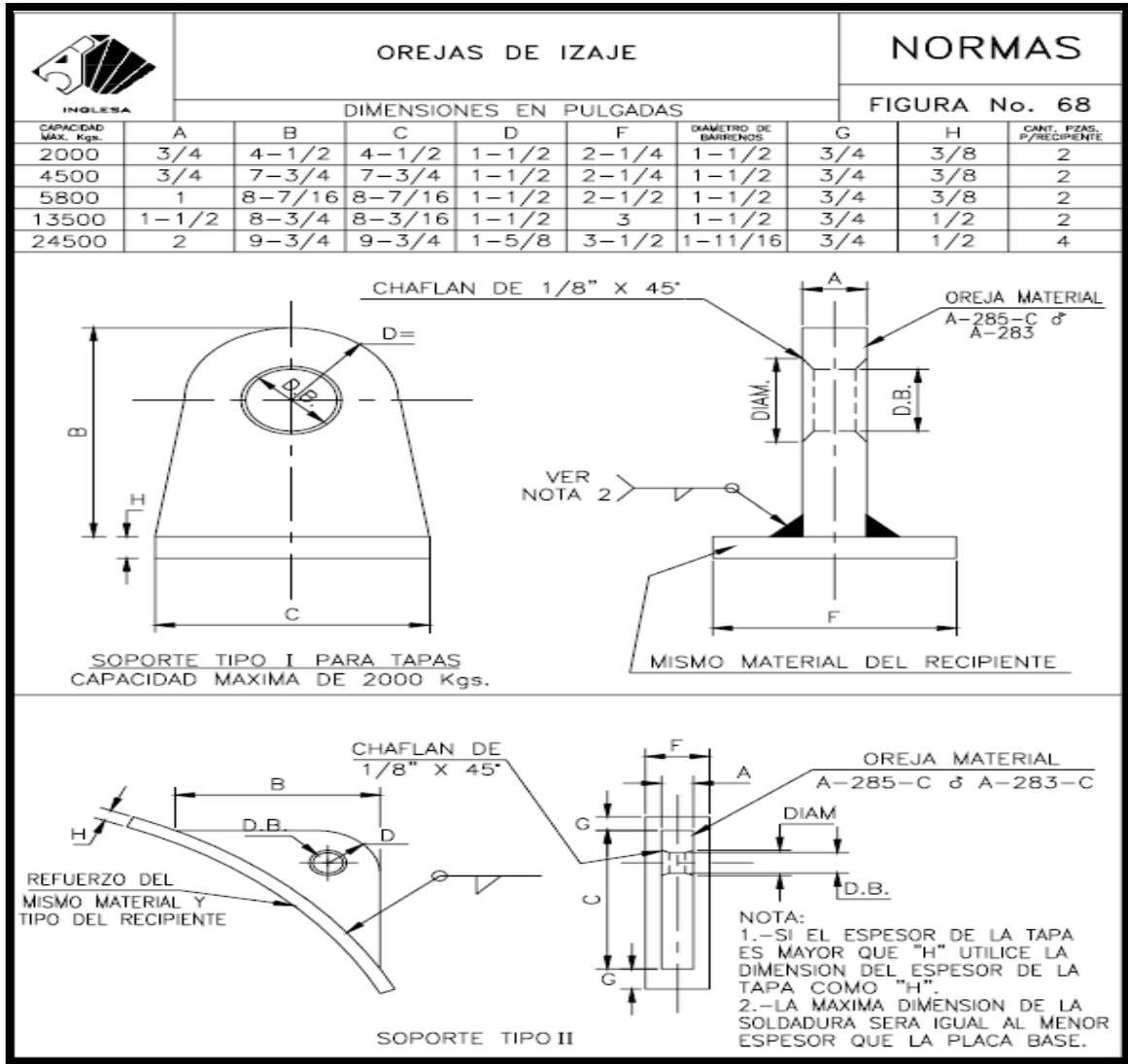


Figura A.4.2. Orejas de Izaje.

Fuente: León Estrada, J. M. (2001). Diseño y Calculo de Recipientes de Presión.

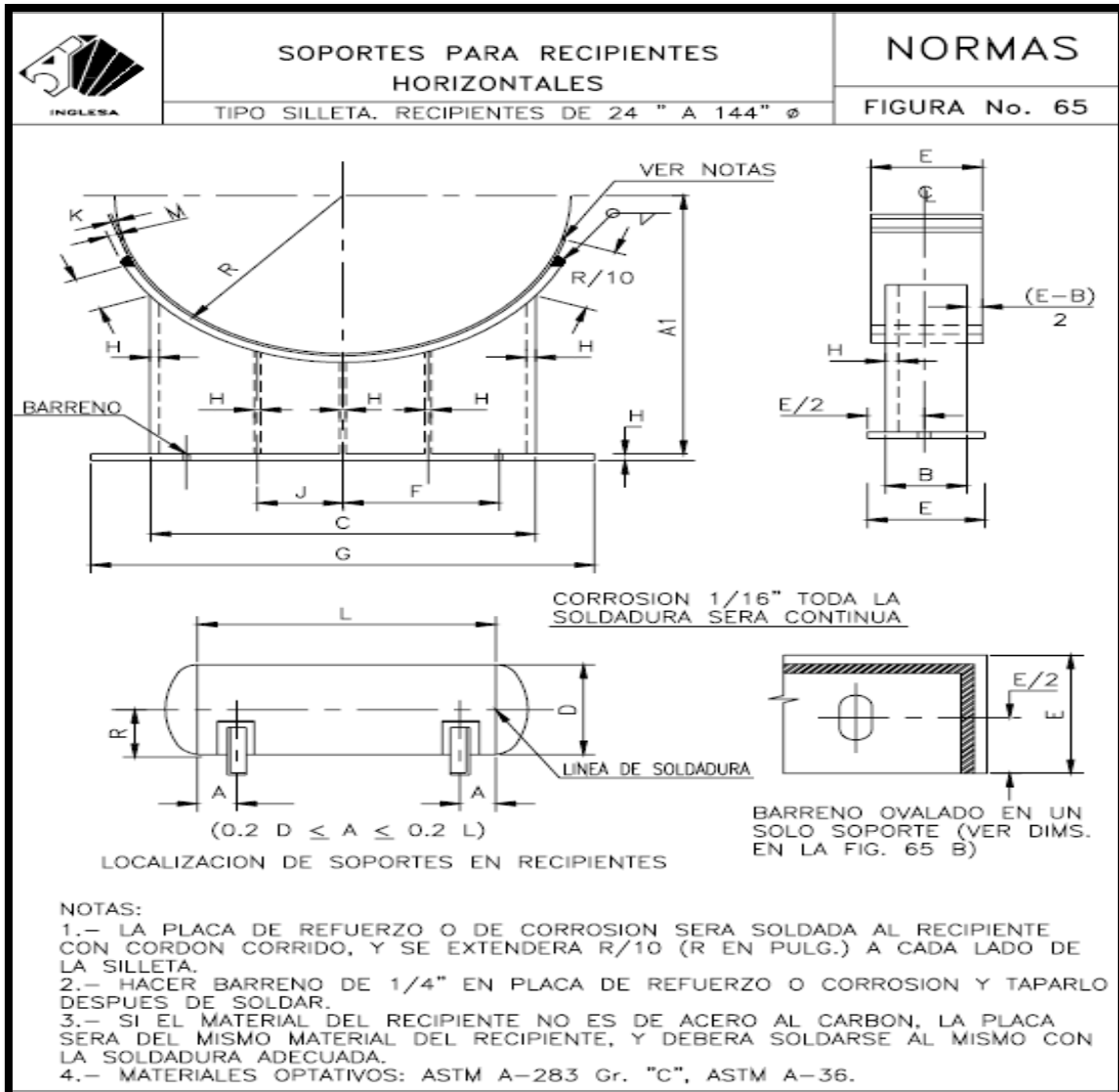
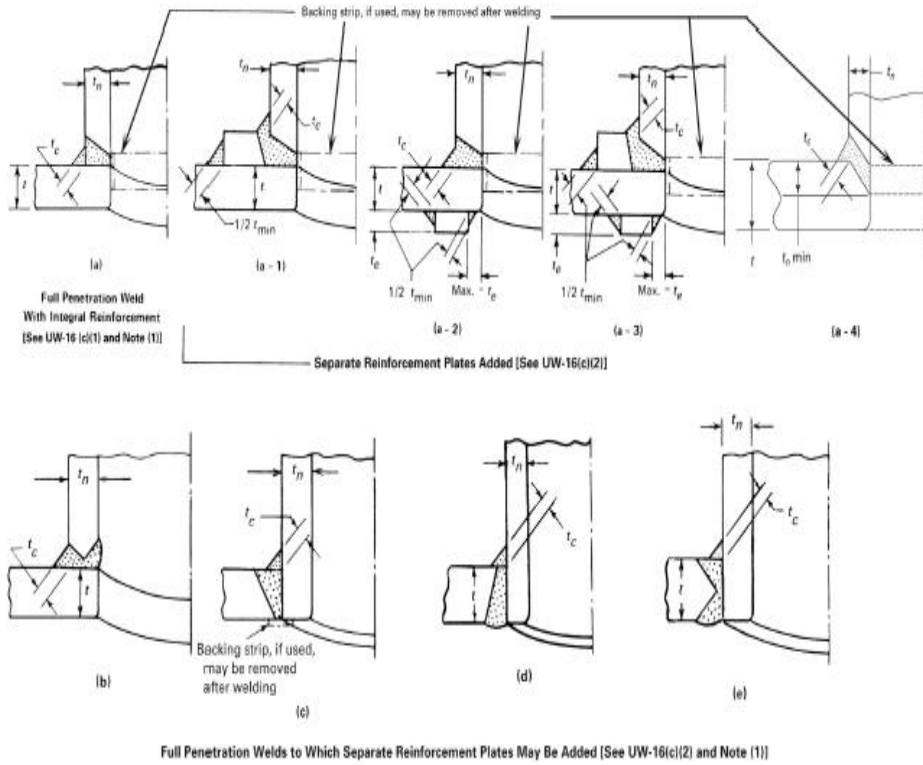


Figura A.4.3. Soportes para Tanque Horizontales.

Fuente: León Estrada, J. M. (2001). Diseño y Calculo de Recipientes de Presión.

Figure UW-16.1
Some Acceptable Types of Welded Nozzles and Other Connections to Shells, Heads, etc.



Notes follow on last page of this Figure.

Figura A.4.4. Algunos tipos aceptables de boquillas soldadas y otras conexiones a proyectiles, cabezales, etc.

Fuente: ASME Boiler and Pressure Vessel Committee. (2015). VIII Rules for Construction of Pressure Vessels. Division 1.

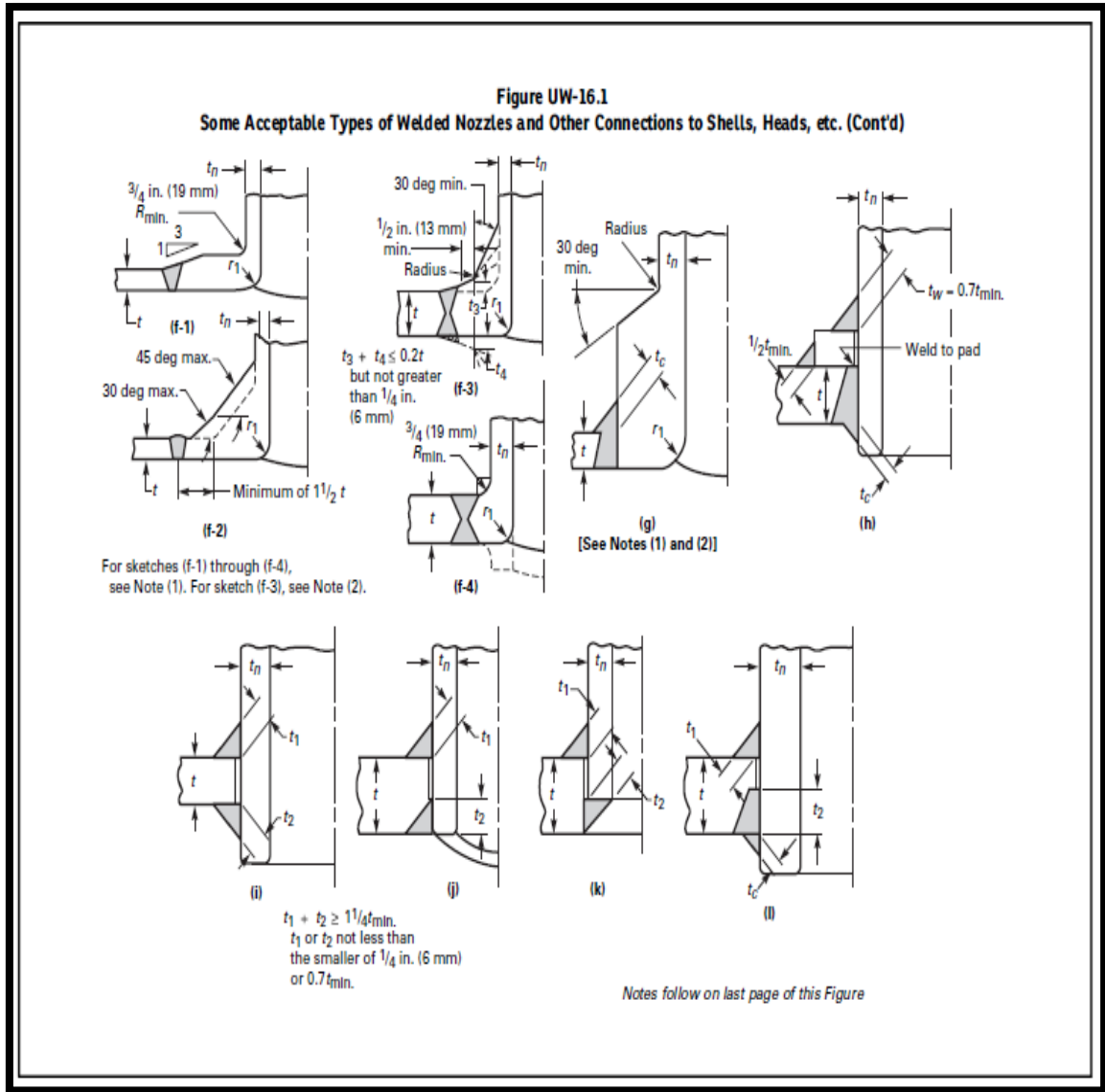
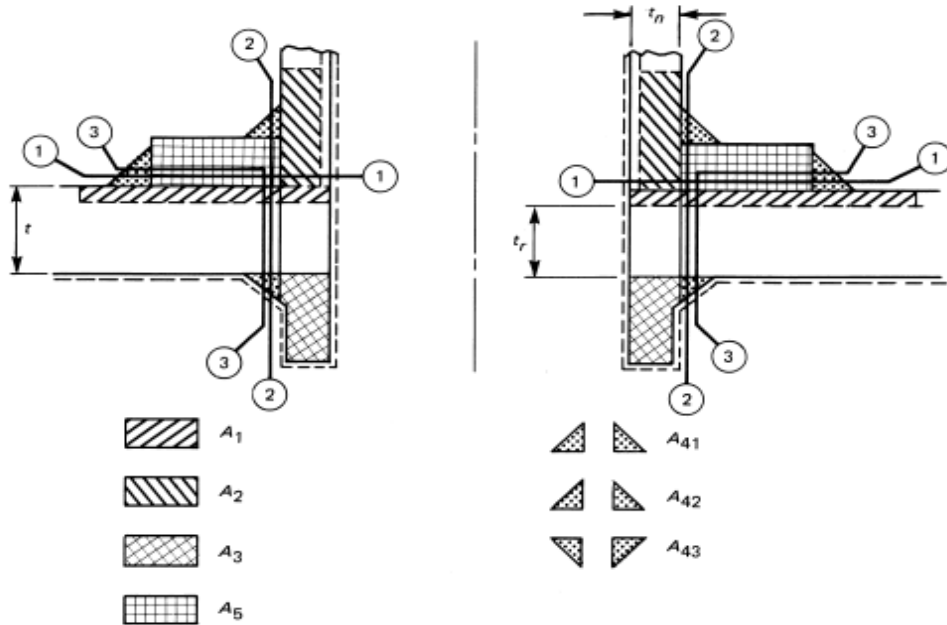


Figura A.4.5. Algunos tipos aceptables de boquillas soldadas y otras conexiones a proyectiles, cabezales, etc. (Continuación).

Fuente: ASME Boiler and Pressure Vessel Committee. (2015). VIII Rules for Construction of Pressure Vessels. Division 1.

Figure UG-41.1
Nozzle Attachment Weld Loads and Weld Strength Paths to Be Considered



$$\begin{aligned}
 W &= \text{total weld load [UG-41(b)(2)]} \\
 &= [A - A_1 + 2f_n f_{r1} (E_1 t - F_{r1})] S_V \\
 W_{1-1} &= \text{weld load for strength path 1-1 [UG-41(b)(1)]} \\
 &= (A_2 + A_5 + A_{41} + A_{42}) S_V \\
 W_{2-2} &= \text{weld load for strength path 2-2 [UG-41(b)(1)]} \\
 &= (A_2 + A_3 + A_{41} + A_{43} + 2f_n f_{r1}) S_V \\
 W_{3-3} &= \text{weld load for strength path 3-3 [UG-41(b)(1)]} \\
 &= (A_2 + A_3 + A_5 + A_{41} + A_{42} + A_{43} + 2f_n f_{r1}) S_V
 \end{aligned}$$

(a) Depicts Typical Nozzle Detail With Neck Inserted Through the Vessel Wall

Figura A.4.6. Boquillas adjuntas a cargas de soldadura y caminos de resistencia de soldadura para ser considerado.

Fuente: ASME Boiler and Pressure Vessel Committee. (2015). Párrafo UG-41.1, ASME VIII – División I, Ed.2015.

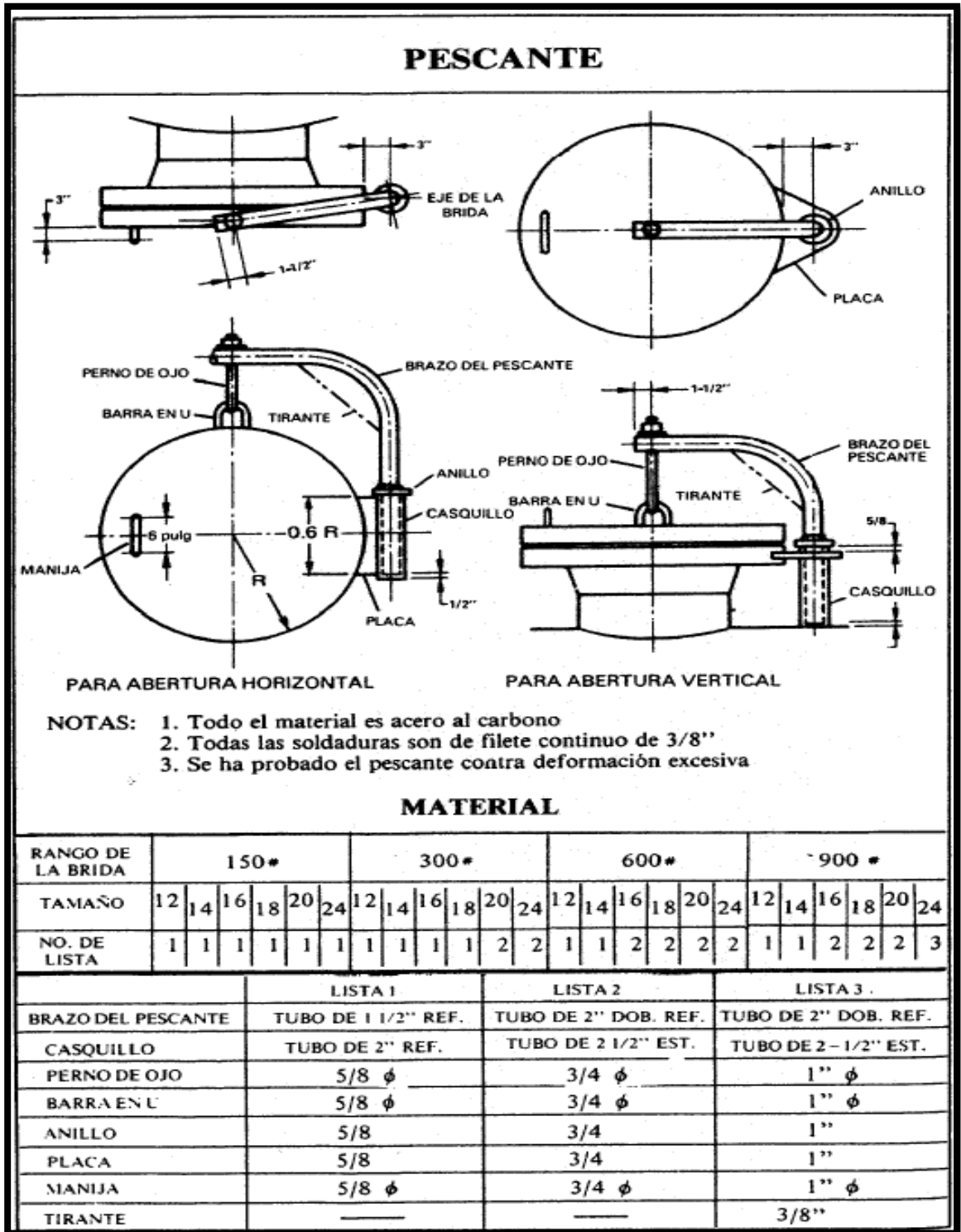


Figura A.4.7. Variantes de Pescantes para tanques a Presión Horizontales y Verticales.

Fuente: "Manual de Recipientes a Presión – Diseño y Cálculo", Eugene F. Megyesy, 1989.

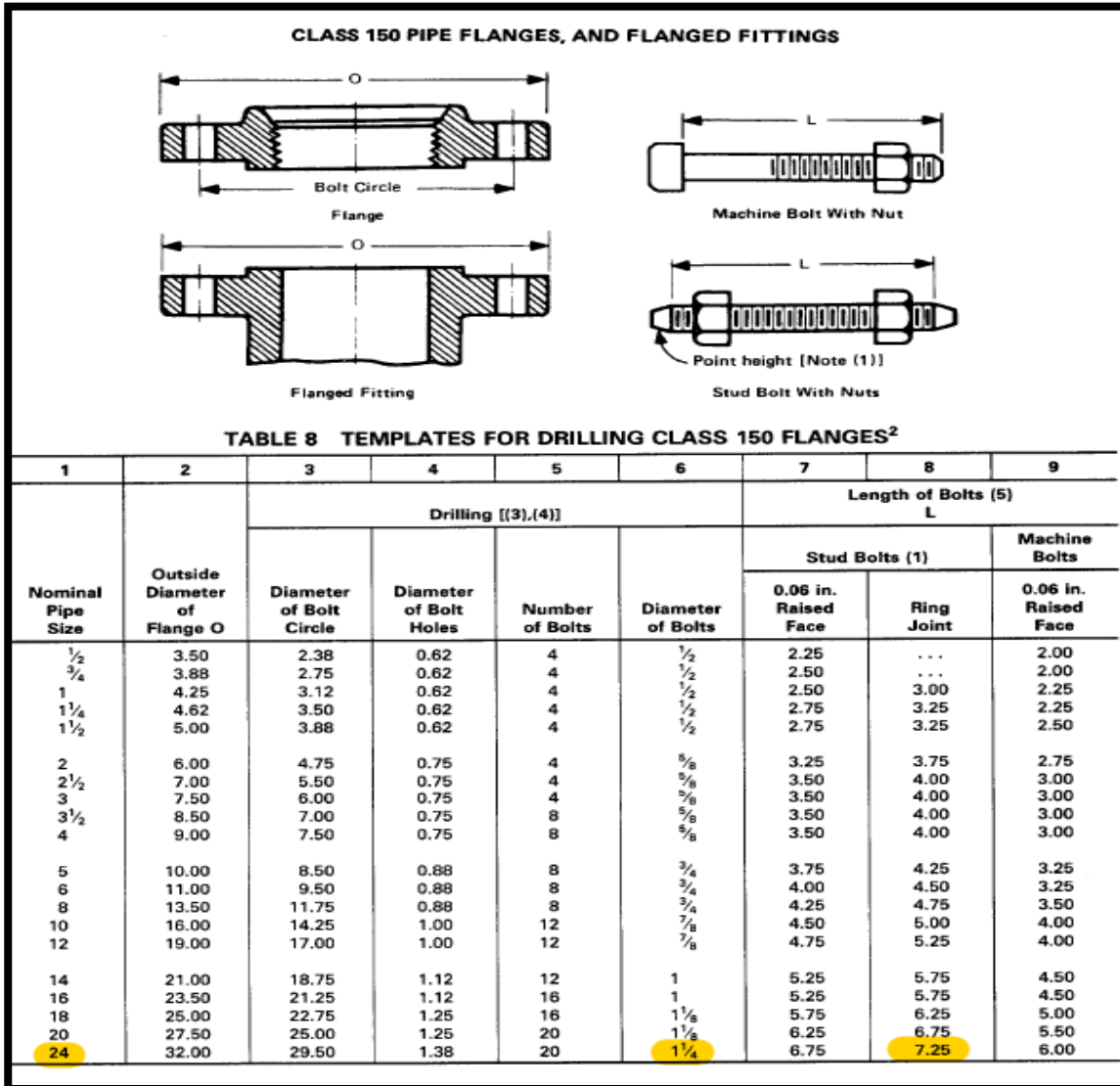


Figura A.4.8. CLASE 150 Tubo bridado y Accesorio bridado.

Fuente: ASME B16.5 - 96.

Anexo 5. Planos de Montaje.

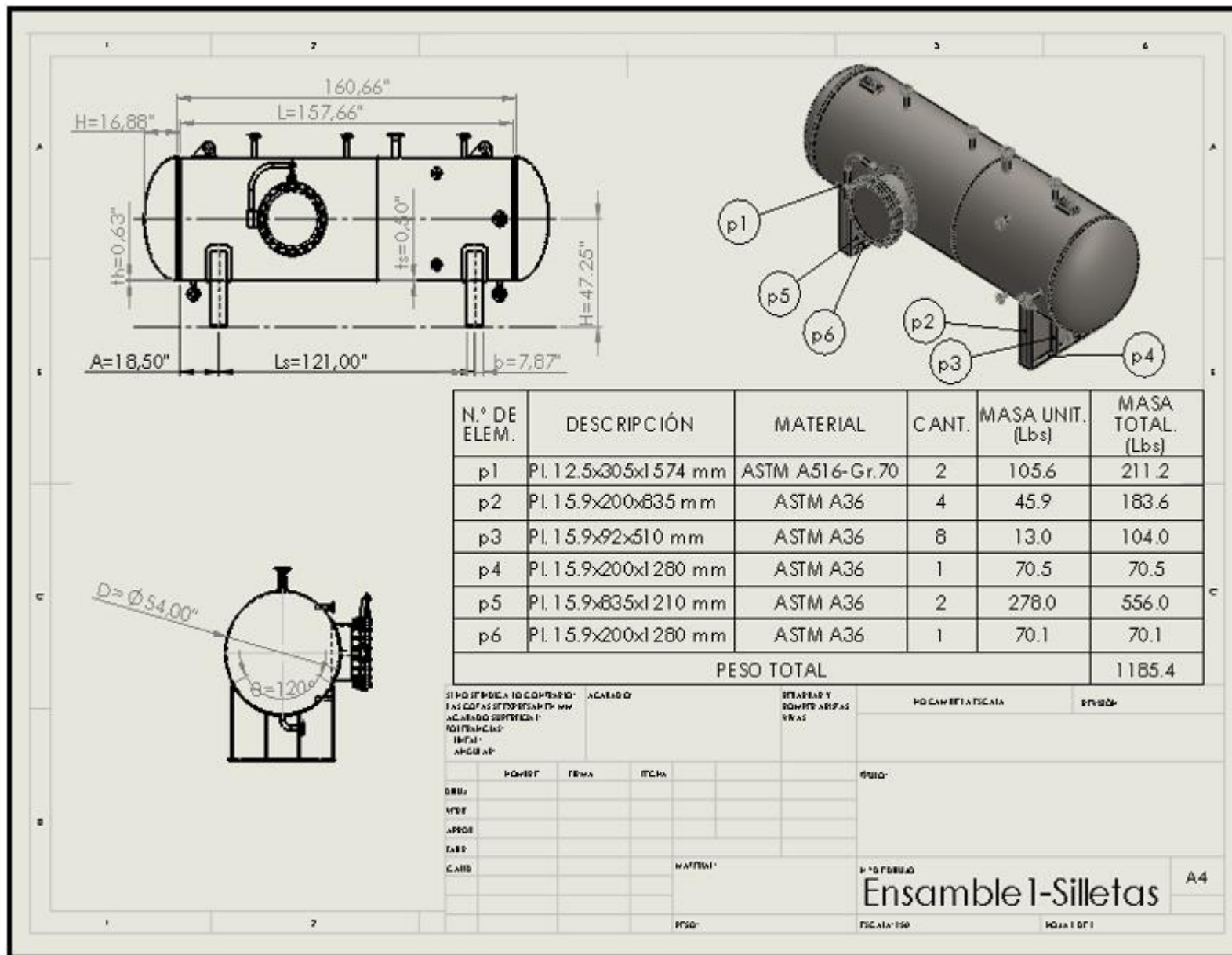


Figura A5.1. Plano de ensamble de silletas.

Fuente: Elaboración propia.

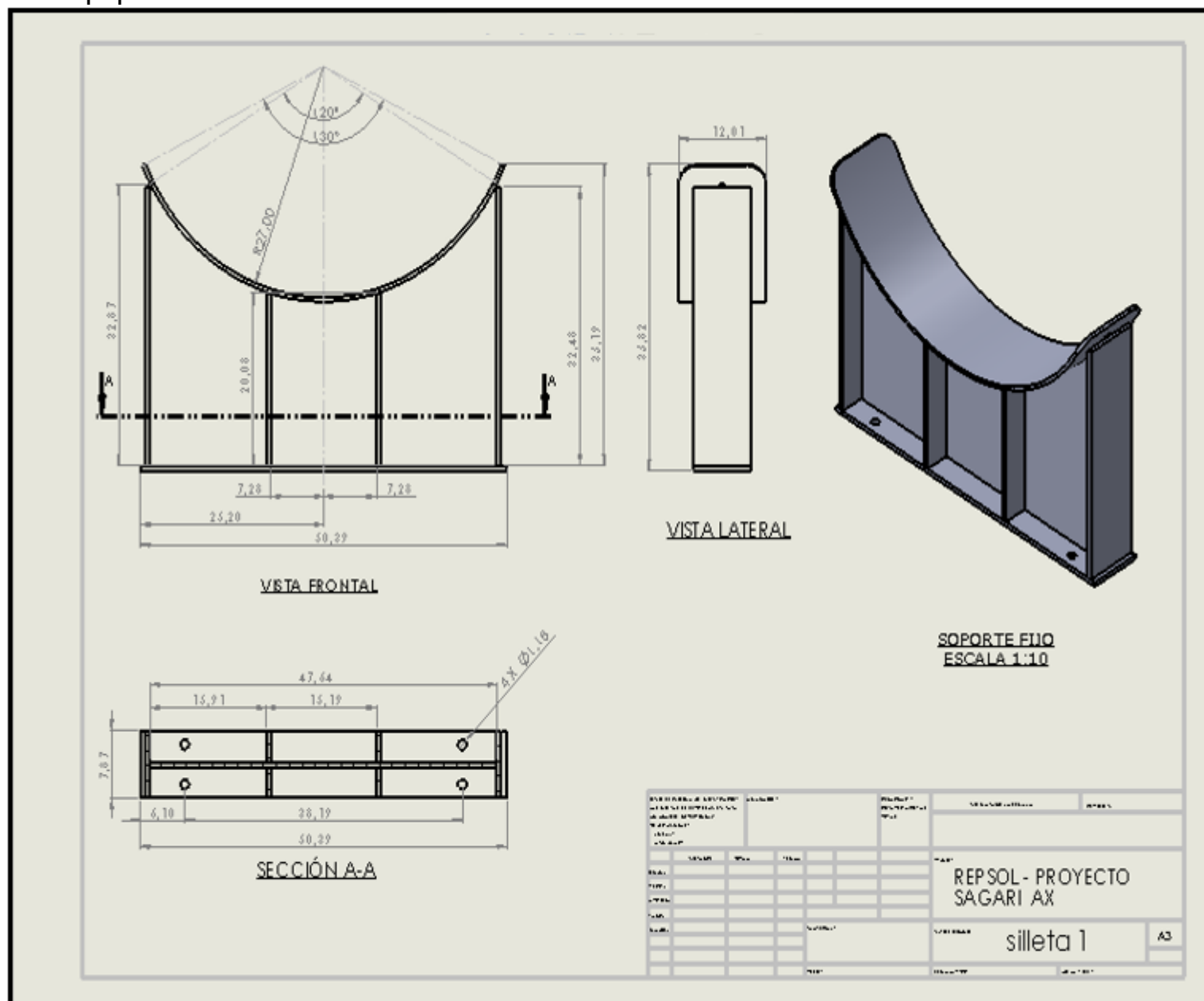


Figura A5.2. Plano de ensamble de silleta 1.

Fuente: Elaboración propia.

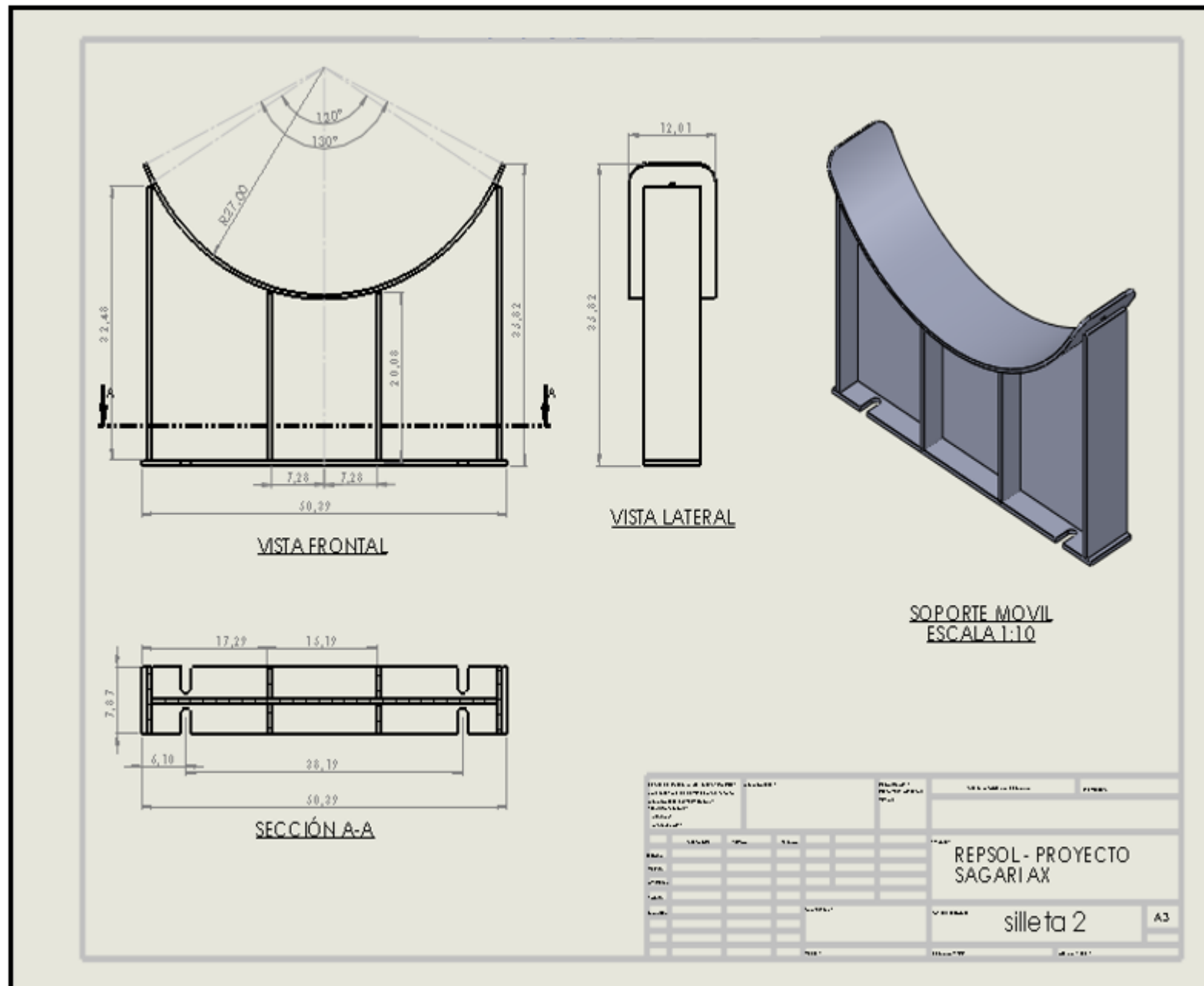


Figura A5.3. Plano de ensamble de silleta 2.

Fuente: Elaboración propia.

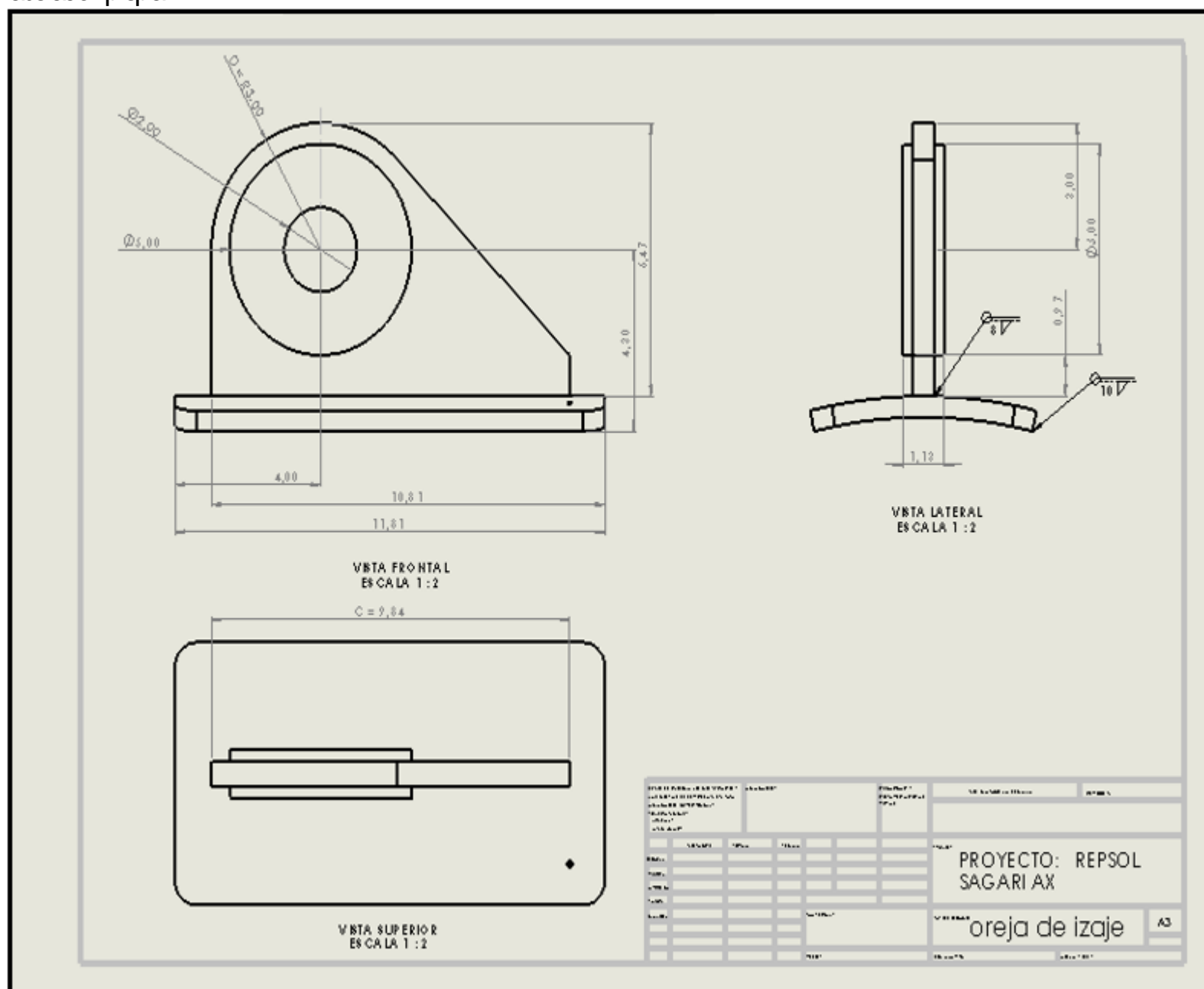


Figura A5.4. Plano de ensamble de la Oreja de Izaje.

Fuente: Elaboración propia.

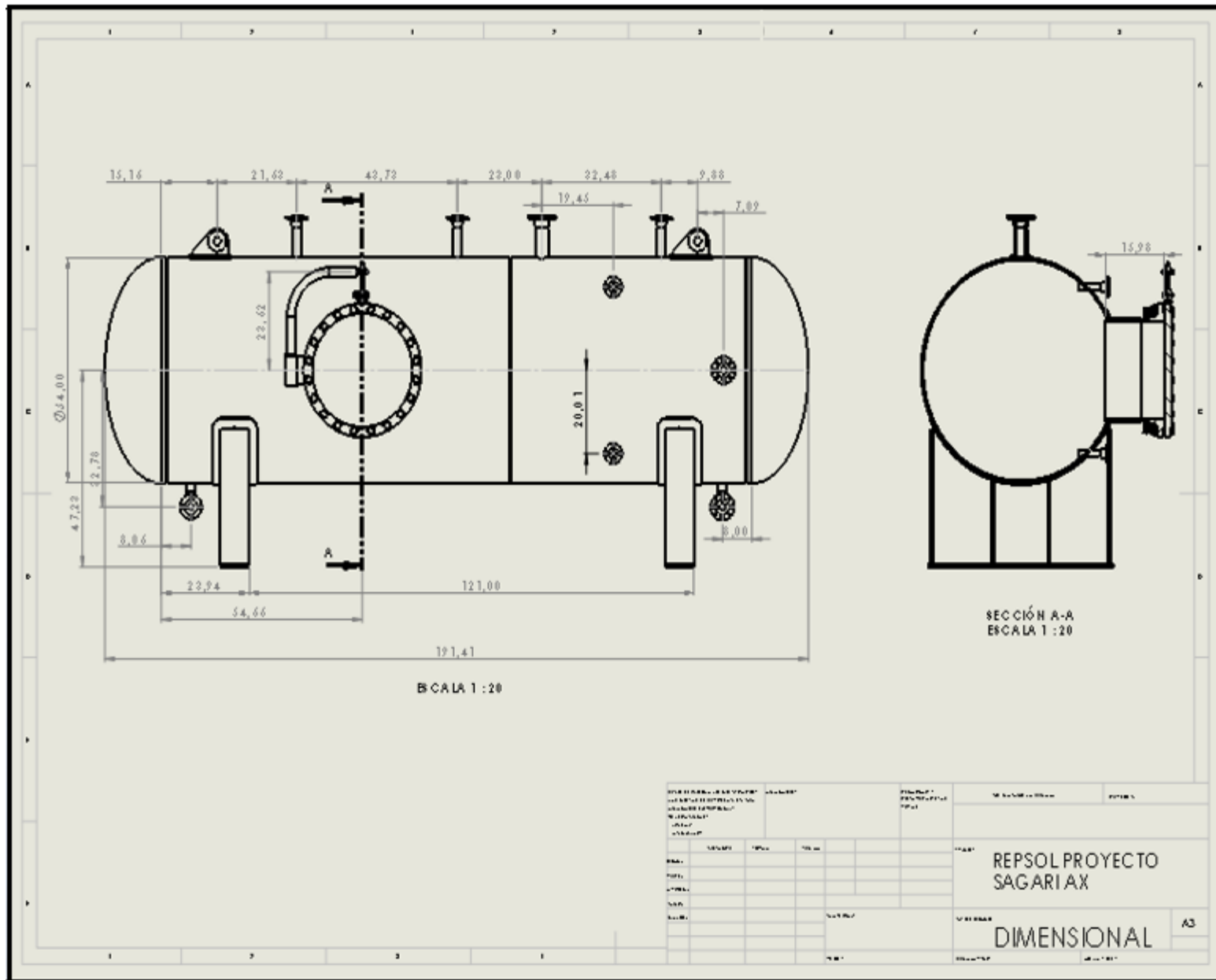


Figura A.5.5. Plano dimensional del tanque diseñado.
Fuente: Elaboración propia.

Anexo 6. Tablas de Apoyo para los Cálculos.

Se presentan las tablas que sirvieron de apoyo para los diversos cálculos realizados en el diseño del Tanque Pulmón.

Tabla A.6.1. Soportes para Tanque Horizontales.

CONDICIONES DE DISEÑO		L = PULG. R = PULG.	A = PULG. H = PULG.	ts = PULG. th = PULG.	b = PULG. θ = GRAD.	P = LB/PULG ² E =	EFICIENCIA DE SOLDADURA PERIMETRAL	S = LB/PULG ² Q = LIBRAS	VALOR DEL ESFUERZO DEL MATERIAL DEL RECIPIENTE CARGA EN UNA SILLETA
ESFUERZOS	CONDICIONES	MAXIMO ESFUERZO EN				ECUACIONES	CALCULOS	MAXIMO ESFUERZO PERMISIBLE	
PANDEO LONGITUDINAL	CUERPO REFORZADO POR TAPAS, O ANILLOS O CUERPO SIN REFORZAR	EN LAS SILLETAS (TENSION EN LA PARTE SUPERIOR COMPRESION EN EL FONDO)		$S_1 = \pm \frac{QA \left(\frac{1 - \frac{A}{L} \frac{R^2 - H^2}{2AL}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1 R^2 t_s}$ (VER IMPORTANTE EN PAG. SIG.)				SI A TENSION MAS EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA $PR/2$ t_s NO DEBERA EXCEDER EL VALOR DEL ESFUERZO PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL CUERPO, CONSIDERANDO LA EFICIENCIA DE LA SOLDADURA PERIMETRAL, EN COMPRESION EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA MENOS SI NO DEBERA EXCEDER LA MITAD DEL VALOR DEL PUNTO DE CEDENCIA A COMPRESION DEL MATERIAL O VALOR DADO POR	
		EN EL CENTRO (TENSION EN EL FONDO COMPRESION EN LA PARTE SUPERIOR)		$S_1 = \pm \frac{Q}{4} \left(\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2} - \frac{4A}{L}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right) \frac{1}{\pi R^2 t_s}$				$S_1 \leq \left(\frac{E}{29} \right) (1/R) \times [2 - (2/3)(100)(1/R)]$ E = MODULO DE ELASTICIDAD DEL MATERIAL DEL CUERPO O ANILLO ATIESADOR LB/PULG. ²	
CORTE TANGENCIAL	SILLETAS LEJANAS A LAS TAPAS $A > R/2$ VER NOTA	EN EL CUERPO		$S_2 = \frac{K_2 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + 4H/3} \right)$				S2 NO DEBERA EXCEDER 0.8 VECES EL ESFUERZO A TENSION PERMISIBLE DEL MATERIAL DEL RECIPIENTE	
		EN EL CUERPO		$S_2 = \frac{K_3 Q}{R t_s} \left(\frac{L - 2A}{L + 4H/3} \right)$				S3 MAS EL ESFUERZO DEBIDO A LA PRESION INTERNA NO DEBERA EXCEDER DE 1.25 VECES EL ESFUERZO A TENSION PERMISIBLE DEL MATERIAL DE LA TAPA	
	SILLETAS CERCANAS A LAS TAPAS $A \leq R/2$	EN EL CUERPO		$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_s}$				NOTA: USE LA FORMULA CON EL FACTOR K_3 SI NO SE USAN ANILLOS DE REFORZOS O SI ESTOS ESTAN PROXIMOS A LA SILLETA USE LA ECUACION CON EL FACTOR K_2 SI EL ANILLO DE REFORZO ESTA EN EL PLANO DE LA SILLETA	
		EN LAS TAPAS		$S_2 = \frac{K_4 Q}{R t_h}$					
CIRCUNFERENCIAL	SIN ATIESADORES $L > 8R$ $L < 8R$	EN UNION CON LA SILLETA		$S_4 = \frac{Q}{4t_s (b + 1.56 \sqrt{Rt_s})} - \frac{3K_5 Q}{2 t_s^2}$				S4 NO DEBERA EXCEDER 1.5 VECES EL VALOR DE ESFUERZO A LA TENSION DEL MATERIAL DEL CUERPO.	
				$S_4 = \frac{Q}{4t_s (b + 1.56 \sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_5 QR}{L t_s^2}$				S5 NO DEBERA EXCEDER 0.5 VECES EL VALOR A COMPRESION DEL LIMITE DE FLUENCIA DEL MATERIAL DEL CUERPO.	
	CON O SIN ATIESADOR	EN LA PARTE INFERIOR DEL CUERPO		$S_6 = \frac{K_7 Q}{t_s (b + 1.56 \sqrt{Rt_s})}$					

Fuente: León (2001). Diseño y Calculo de Recipientes de Presión.

Tabla A.6.2. Valores de Constantes.

VALORES DE LA CONSTANTE "K" (INTERPOLAR PARA VALORES INTERMEDIOS)												
ANGULO DE CONTACTO	0	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	K ₅	K ₆	K ₇	K ₈	K ₉	K ₁₀	K ₁₁
120	0.335	1.171			0.880	0.401		0.760	0.603	0.34	0.053	0.204
122	0.345	1.139			0.846	0.393		0.753	0.618			
124	0.355	1.108			0.813	0.385		0.746	0.634			
126	0.366	1.078			0.781	0.377		0.739	0.651			
128	0.376	1.050			0.751	0.369		0.732	0.669			
130	0.387	1.022			0.722	0.362		0.726	0.680	0.33	0.045	0.222
132	0.398	0.996			0.694	0.355		0.720	0.705			
134	0.409	0.971			0.667	0.347		0.714	0.722			
136	0.420	0.946			0.641	0.340		0.708	0.740			
138	0.432	0.923			0.616	0.344		0.702	0.759			
140	0.443	0.900			0.592	0.327		0.697	0.780	0.32	0.037	0.241
142	0.455	0.879			0.569	0.320		0.692	0.796			
144	0.467	0.858			0.547	0.314		0.687	0.813			
146	0.480	0.837			0.526	0.308		0.682	0.831			
148	0.492	0.818			0.505	0.301		0.678	0.853			
150	0.505	0.799			0.485	0.295		0.673	0.876	0.30	0.032	0.259
152	0.518	0.781			0.466	0.289		0.669	0.894			
154	0.531	0.763			0.418	0.283		0.665	0.913			
156	0.544	0.746			0.430	0.278		0.661	0.933			
158	0.557	0.729			0.413	0.272		0.657	0.954			
160	0.571	0.713			0.396	0.266		0.654	0.976	0.29	0.026	0.279
162	0.585	0.698			0.380	0.261		0.650	0.994			
164	0.599	0.683			0.365	0.256		0.647	1.013			
166	0.613	0.668			0.350	0.250		0.643	1.033			
168	0.627	0.654			0.336	0.245		0.640	1.054			
170	0.642	0.640			0.322	0.240		0.637	1.079	0.27	0.022	0.298
172	0.657	0.627			0.309	0.235		0.635	1.097			
174	0.672	0.614			0.296	0.230		0.632	1.116			
176	0.687	0.601			0.283	0.225		0.629	1.137			
178	0.702	0.589			0.271	0.220		0.627	1.158			
180	0.718	0.577			0.260	0.216		0.624	1.183	0.25	0.017	0.318

* K₁ = 3.14 SI EL RECIPIENTE TIENE ANILLO DE REFUERZO O CABEZA (A < R/2)

Fuente: Megyesy (1989). Manual de Recipientes a Presión – Diseño y Cálculo.

Tabla A.6.2. Soportes para Tanque Horizontales.

CARACTERÍSTICAS																	
DIAM. RECIPIENTE D	CARGA RECIPIENTE C	TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS										PESO DE UN SOPORTE P _s	CANTIDAD RECIPIENTES				
		A1	B	C	D	E	F	G	H	J	K			ANILLO ANGULO	ANILLO BARRIL	ANILLO TUBO	TIPO DE SOSTENIDA
24	3410	19	6	22	3/8	7	8	23	5/16	11	3/16	3/4	1	M-1/2	1/4	23	1
30	4545	22	6	27	7/16	7	10-1/2	29	5/16	13-1/2	3/16	3/4	1	M-1/2	1/4	30	1
36	6818	25	6	32	1/2	7	12-1/2	34	3/8	16	1/4	3/4	1	M-1/2	1/4	41	1
42	9090	28	6	38	9/16	7	16	40	1/2	19	5/16	3/4	1	M-1/2	5/16	50	1
48	18180	31	8	43	5/8	9	18	45	1/2	21-1/2	3/8	7/8	1-1/8	M-3/4	3/8	91	1
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1-1/8	M-3/4	3/8	110	2
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1-1/8	M-3/4	3/8	123	2
66	34090	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1-1/8	M-3/4	3/8	136	2
72	38636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1-1/8	M-3/4	3/8	148	2
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1-1/8	M-3/4	3/8	160	2
84	68180	49	9	74	3/4	10	33	76	5/8	19	1/2	7/8	1-1/8	M-3/4	1/2	225	2
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1-1/8	M-3/4	1/2	250	2
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	270	2
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	295	2
108	125000	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	320	2
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	345	2
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	365	2
126	200000	70	10	110	3/4	11	48	112	5/8	28	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	385	2
132	227270	73	10	116	3/4	11	51	118	5/8	29	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	410	2
138	245450	76	10	121	3/4	11	53	123	5/8	30	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	430	2
144	263600	79	10	126	3/4	11	55	128	5/8	32	1/2	1	1-1/4	1-1/4	1/2	455	2

NORMAS
FIGURA No. 65

Fuente: León (2001). Diseño y Cálculo de Recipientes de Presión.

Anexo 7. Galería Fotográfica.



Imagen A.7.1. Recepción de bridas Welding Neck de 24”.

Fuente: Fotografiado propio.



Imagen A.7.2. Biselado de Planchas del casco.

Fuente: Fotografiado propio.



Imagen A.7.3. Proceso de rolado de planchas para cascos del tanque.

Fuente: Fotografiado propio.



Imagen A.7.4. Cascos Rolados del tanque.

Fuente: Fotografiado propio.



Imagen A.7.5. Soldeo de Cascos - Cordón longitudinal.

Fuente: Fotografiado propio.



Imagen A.7.6. Cabezas elipsoidales, después de ser revisadas por MT.

Fuente: Fotografiado propio.



Imagen A.7.7. Aplicación de Tintes Penetrantes a la junta de raíz del casco.

Fuente: Fotografiado propio.



Imagen A.7.8. Armado de silletas.

Fuente: Fotografiado propio.



Imagen A.7.9. Soldado de Manhole e Inspección por tintes penetrantes a boquillas.

Fuente: Fotografiado propio.