



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN TANQUE DE PRESIÓN PARA RED DE AIRE
COMPRIMIDO DE LA EMPRESA INMACOV SEGÚN LA NORMA
ASME SECCIÓN VIII

Trabajo de titulación previo a la obtención del
título de Ingeniero Mecánico

AUTOR: FABIÁN ESTEBAN VIZÑAY JATIVA

TUTOR: ING. PAUL BOLÍVAR TORRES JARA, M.Sc.

Cuenca – Ecuador

2023

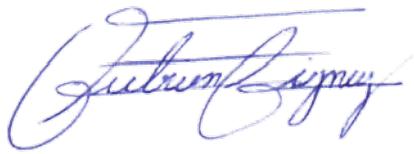
CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Fabián Esteban Vizñay Játiva con documento de identificación N° 0106087919 manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y, autorizo a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Cuenca, 9 de septiembre 2023

Atentamente,



Fabián Esteban Vizñay Játiva
0106087919

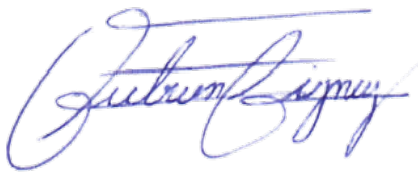
CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

Yo, Fabián Esteban Vizñay Játiva con documento de identificación N° 0106087919, expreso mi voluntad y por medio del presente documento cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del Proyecto Técnico: “Diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la norma ASME sección VIII” , el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 9 de septiembre 2023

Atentamente,



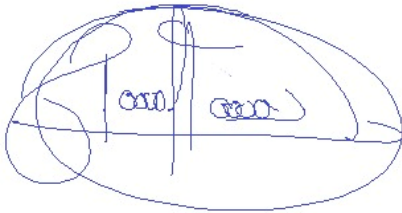
Fabián Esteban Vizñay Játiva
0106087919

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Paul Bolívar Torres Jara con documento de identificación N° 0102776036, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO DE UN TANQUE DE PRESIÓN PARA RED DE AIRE COMPRIMIDO DE LA EMPRESA INMACOV SEGÚN LA NORMA ASME SECCIÓN VIII, realizado por Fabián Esteban Vizñay Játiva con documento de identificación N° 0106087919, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 9 de septiembre 2023

Atentamente,



Ing. Paul Bolívar Torres Jara, M.Sc
0102776036

Dedicatoria

Fabián Vizñay

Quiero dedicar este trabajo a las personas que siempre fueron un apoyo y motivación en mi vida, a mis padres y hermanos, quienes a diario están en mi camino para guiarme y ser un pilar en cada paso, triunfo y derrota.

De igual forma a Erika, ya que su apoyo me ha permitido escalar un peldaño más, a mis amigos y familiares que siempre fueron un soporte, gracias por su tiempo y preocupación.

Agradecimientos

Fabián Vizñay

Agradezco a mis padres Fabián y Cecilia, quienes fueron las personas que hicieron posible este logro, gracias por su apoyo incondicional y por los valores que inculcaron en toda mi formación, los cuales me han permitido crecer como persona y profesional, a mis hermanos gracias por su preocupación y siempre ser un apoyo a pesar de todo, a Erika gracias por confiar en mí y ser mi motivación.

Al Ing. Paul Torres, gracias por ser un guía y confiar en mi capacidad para el desarrollo del trabajo de titulación y ser un amigo, quien compartió sus conocimientos a lo largo de la carrera universitaria. Así también a los docentes que fueron parte de este proceso de formación.

Este documento fue realizado enteramente en L^AT_EX

Índice

Certificado de responsabilidad y autoría del trabajo de titulación	I
Certificado de cesión de derechos de autor del trabajo de titulación a la Universidad Politécnica Salesiana	II
Certificado de dirección del trabajo de titulación	III
Dedicatoria	IV
Agradecimientos	V
Resumen	XIV
Abstract	XV
1. Introducción	1
2. Problema	2
2.1. Antecedentes	2
2.2. Descripción del problema	2
2.3. Importancia y alcances	3
2.4. Delimitación	3
2.4.1. Espacial o geográfica	3
2.4.2. Temporal	3
2.4.3. Sectorial o institucional	4
2.5. Problema General	4
2.6. Problemas Específicos	4
3. Objetivo	5
3.1. Objetivo General	5
3.2. Objetivos Específicos	5
4. Hipótesis	6
4.1. Hipótesis General	6
4.2. Hipótesis Específicas	6
5. Marco Teórico	7
5.1. Depósito de aire comprimido	7
5.2. Tanques a presión	8
5.2.1. Cabezales o tapas de tanques a presión	9

5.3.	Tipología de tanques a presión	9
5.3.1.	Cilindros horizontales	10
5.3.2.	Esféricos	11
5.3.3.	Cilindros verticales	11
5.4.	Normativa ASME	12
5.4.1.	Subsecciones según el código ASME sección VIII – división 1	13
5.5.	Cargas presentes en el diseño bajo normativa ASME	13
5.5.1.	Cargas muertas	14
5.5.2.	Cargas vivas	14
5.5.3.	Cargas de viento	14
5.5.4.	Cargas de sísmicas	14
5.6.	Materiales de recipientes a presión	15
5.6.1.	Propiedades	16
5.6.2.	Requerimientos específicos para aceros al carbono y de baja aleación .	16
5.7.	Soldadura en recipientes a presión	18
5.7.1.	Ensayos no destructivos	19
5.7.2.	Trabajo de soldadura	19
5.7.3.	Juntas de soldadura	19
5.8.	Procedimiento de cálculo y diseño de tanques a presión bajo normativa ASME	20
5.8.1.	Descripción geométrica del tanque de presión	20
5.8.2.	Cálculo por presión Interna	23
5.8.2.1.	Cálculo de la envolvente cilíndrica	23
5.8.2.2.	Cálculo del espesor del cabezal	24
5.8.3.	Cálculo por presión externa	24
5.8.3.1.	Cálculo de la envolvente a presión externa	25
5.8.3.2.	Cálculo del cabezal a presión externa	28
5.8.4.	Cálculo por peso propio del tanque de presión	33
5.8.5.	Cálculo por vibración	34
5.8.6.	Cálculo por carga sísmica	36
5.8.6.1.	Esfuerzo cortante sísmico	36
5.8.7.	Cálculo por Deflexión	39
5.8.8.	Diseño de los soportes del tanque de presión	40
5.8.9.	Diseño de orejas de izaje del tanque de presión	43
5.8.10.	Diseño de las boquillas	45
5.8.10.1.	Refuerzo de boquillas	47
5.8.11.	Selección de bridas	48
6.	Marco metodológico	52
6.1.	Metodología de la Investigación	52

6.2. Metodología del proceso	52
6.2.1. Establecimiento de los parámetros iniciales para el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la norma ASME sección VIII	52
6.2.1.1. Presiones	52
6.2.1.2. Fluido a almacenar en el tanque de presión	53
6.2.1.3. Volumen del tanque de presión	53
6.2.1.4. Tipología del tanque de presión	53
6.2.1.5. Temperaturas	54
6.2.1.6. Material del tanque de presión	54
6.2.1.7. Juntas de soldadura	56
6.2.1.8. Boquillas del tanque de presión para red de aire comprimido	56
6.2.2. Propuesta del diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII	58
6.2.2.1. Descripción geométrica del diámetro y longitud del tanque de presión	59
6.2.2.2. Cálculo del espesor de la envolvente por presión interna	60
6.2.2.3. Cálculo del espesor de la tapa por presión interna	60
6.2.2.4. Cálculo del espesor de la envolvente por presión externa	61
6.2.2.5. Cálculo del espesor de la tapa por presión externa	62
6.2.2.6. Cálculo por peso propio del tanque de presión	63
6.2.2.7. Cálculo por vibración	64
6.2.2.8. Cálculo por carga sísmica	65
6.2.2.9. Diseño de los soportes del tanque de presión	66
6.2.2.10. Cálculo del espesor de las orejas de izaje	67
6.2.2.11. Selección de las boquillas	67
6.2.2.12. Selección de bridas	68
6.2.2.13. Cálculo de las soldaduras	69
6.2.3. Evaluación mediante elementos finitos el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII	77
7. Resultados	85
7.1. Parámetros establecidos para el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII	85
7.2. Diseño de los componentes del tanque de presión para red de aire comprimido	86

7.3. Resultados de la simulación del diseño de los componentes del tanque de presión para red de aire comprimido	87
8. Conclusiones	89
9. Recomendaciones	90
Referencias	93
ANEXOS	94
Anexo A: Matriz de Consistencia Lógica	95
Anexo B: Operacionalización de Variables	96
Anexo C: Operacionalización de la Variable Dependiente	97
Anexo D: Planos	98
Anexo E: Hojas de cálculo	102

Lista de Tablas

5.1. Propiedades de los materiales acero al carbono y de baja aleación	17
5.2. Esfuerzo máximo permisible de los materiales	18
5.3. Valores del factor Z en funcion de la zona sismica	35
5.4. Coeficiente numérico para calcular la resonancia de la estructura del lugar .	37
5.5. Coeficiente numérico de forma	38
5.6. Diámetros de las boquillas según la normativa ASME	46
5.7. Propiedades de las tuberías	47
6.1. Tabla de ponderación de la tipología del tanque de presión	54
6.2. Tabla de ponderación de los materiales del tanque de presión	55
6.3. Tabla de los materiales del tanque de presión	56
6.4. Tabla de las boquillas del tanque de presión para red de aire comprimido . .	57
6.5. Elementos a diseñar	59
6.6. Tabla de Electrodo	70
6.7. Soldadura en boquillas	71
6.8. Tamaño mínimo de soldadura	74
6.9. Elementos a evaluar mediante elementos finitos	79
6.10. Proceso de mallado de elementos	80
6.11. Factor de utilización de los elementos del tanque	84
7.1. Tabla de los parametros para el diseño del tanque de presión para red de aire comprimido	85
7.2. Resultados analíticos del diseño del tanque	86
7.3. Resultados comerciales del diseño del tanque de presión	87
7.4. Factor de utilización de los componentes	88
9.1. Matriz de consistencia	95
9.2. Operacionalización de la variable independiente.	96
9.3. Operacionalización de la variable dependiente.	97

Lista de Figuras

2.1. Ubicación de la empresa INMACOV con Google Maps	3
5.1. Accesorios del tanque a presión	8
5.2. Tipos de cabezales de recipientes a presión	9
5.3. Clasificación de los tanques a presión	10
5.4. Tanque a presión horizontal	10
5.5. Tanque a presión esférico	11
5.6. Tanque a presión vertical	12
5.7. Tipo de juntas de soldadura	20
5.8. Vessel diameter	22
5.9. Envolvente cilíndrica	23
5.10. Límites de Longitud de recipientes bajo presión externa	26
5.11. Valores del factor A para recipientes a presión externa	27
5.12. Valores del factor B para recipientes a presión externa	30
5.13. Valores del factor B para recipientes a presión externa de acero austenítico .	31
5.14. Valores del factor B para recipientes a presión externa de acero austenítico e inoxidable	32
5.15. Mapa de la zona sísmica del Ecuador	35
5.16. Diagrama de deflexión de un recipiente	40
5.17. Soportes del tanque de presión	41
5.18. Longitud efectiva de la columna	42
5.19. Orejas de izaje de un tanque de presión	44
5.20. Boquillas en tanques de presión	45
5.21. Refuerzo de boquillas en tanques de presión	48
5.22. Tipos de bridas	49
5.23. Bridas studding outlet	50
5.24. Especificaciones de bridas 150lb	51
6.1. Boquillas del tanque de presión para red de aire comprimido	57
6.2. Propuesta de diseño	58
6.3. Longitud y diámetro óptimo	59
6.4. Espesor de la envolvente por presión interna	60

6.5. Espesor de la tapa elíptica por presión interna	61
6.6. cálculo del espesor de la envolvente por presión externa	62
6.7. cálculo del espesor de las tapas por presión externa	63
6.8. Cálculo por peso propio del tanque de presión	64
6.9. Cálculo por vibración del tanque de presión	65
6.10. Cálculo por carga sísmica del tanque de presión	65
6.11. Diseño de los soportes del tanque de presión	66
6.12. Cálculo del espesor de las orejas de izaje	67
6.13. Selección de las boquillas del tanque de presión	68
6.14. Selección de bridas	69
6.15. Puntos de falla en soldadura de boquillas	72
6.16. Elementos de soldadura en boquillas	73
6.17. Unión soldada del cabezal a la envolvente	75
6.18. Extracto de planos del tanque	77
6.19. Sólido para la evaluación mediante elementos finitos	78
6.20. Generación de malla en elementos del tanque	79
6.21. Análisis de deformación de la envolvente en ANSYS	81
6.22. Análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de la envolvente	81
6.23. Análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de las tapas	82
6.24. Análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de las orejas de izaje	82
6.25. Análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de los soportes	83
7.1. Análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS del tanque de presión	88

Resumen

El proyecto de titulación tiene como objetivo el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME VIII. Para ello se lleva a cabo el estudio de la red neumática, la cual establece las condiciones iniciales para desarrollar el cálculo, diseño y selección de los componentes que conforman el tanque de presión, cumpliendo con lo establecido por la normativa, finalmente mediante software de ingeniería se realiza una evaluación mediante elementos finitos donde se comprueba los resultados obtenidos del cálculo garantizando su óptimo funcionamiento en la red de aire comprimido. Los resultados obtenidos en el proyecto planteado demuestran que el diseño propuesto cumple con los estándares de seguridad establecidos por la normativa ASME VIII, garantizando un funcionamiento confiable y seguro del tanque de presión para la empresa INMACOV.

Palabras clave: Normativa, tipología, carga.

Abstract

The purpose of the certification project is to design a pressure tank for the compressed air network of the company INMACOV according to the ASME VIII regulation. For this purpose, the study of the pneumatic network is carried out, which establishes the initial conditions for the development of the calculation, design and selection of the components that make up the pressure tank, complying with the provisions of the regulation, finally by means of engineering software an evaluation is made using finite elements where the results obtained from the computation are verified ensuring their optimal operation in the compressed air network. The results obtained in the project demonstrates that the proposed design meets the safety standards established by the ASME VIII regulation, guaranteeing a reliable and safe operation of the pressure tank for the INMACOV company.

Keywords: Normative, typology, burden.

1. Introducción

El Físico francés Denis Papin en 1700 fue el primero científico en utilizar el aire comprimido, en donde con ayuda de una rueda, comprimió aire y lo transportó a través de esta por tuberías. Años más tarde, el inglés George Medhurst creó la primera máquina de aire comprimido, la cual fue patentada, aunque, la primera aplicación del aire comprimido fue realizada por él también inglés George Law. En 1865, Law realizó el primer taladro en piedra para hacer un túnel en la montaña Massachusetts, por donde transitaría un ferrocarril años después (Cano, 2012; Plazas, 2018).

A lo largo del tiempo, las redes de aire comprimido se han modificado y estandarizado debido al alto requerimiento de la industria, en la actualidad estas utilizan frecuentemente el aire comprimido para diversas tareas, puesto que, es más seguro y versátil (Ruiz, 2011). Un sistema de aire comprimido puede trabajar a presiones sobre los 90 psi, también existen sistemas que pueden llegar a trabajar hasta 350 psi (Chérrez, 2010). El diseño de una red neumática debe considerar diversos factores como la capacidad de aire comprimido necesaria, la distancia a la que deben operar los equipos neumáticos y las presiones que deben soportar. Además, se deben considerar los requerimientos de calidad del aire comprimido, ya que el aire contaminado puede dañar los equipos y afectar la salud de los trabajadores que los utilizan. Como partes principales de una red de aire comprimido se encuentra el compresor, el depósito de aire, sistema de tuberías, válvulas, accesorios, etc (Ruiz, 2011).

Los depósitos de aire comprimido cumplen con una serie de funcionalidades en las redes neumáticas, pero su principal característica es almacenar el aire obtenido por el compresor, estos se consideran que trabajan a presión interna, razón por la cual se implementará normativa para su diseño, alrededor del mundo se han producido lamentables sucesos por el mal diseño y fabricación de recipientes a presión, ASME es la asociación americana de ingenieros mecánicos, la cual implementó un reglamento para el diseño, fabricación e inspección de los tanques a presión, en donde consta parámetros establecidos a nivel internacional (Suntaxi, 2022).

2. Problema

2.1. Antecedentes

Alrededor del mundo, desde su creación y aplicación, los tanques a presión presentan innumerables accidentes, debido a la falta de aplicación de normas o códigos, los cuales ya se encuentran establecidos por entidades dedicadas a la investigación y desarrollo de los mismos (Plazas, 2018).

La organización Lloyd´s Register realiza análisis de riesgo a nivel mundial, según el registro que presenta esta compañía, 84 de los 194 países a nivel mundial que fueron estudiados cuentan con alguna estrategia o normativa que regula tanques o recipientes a presión, esto indica la falta de aplicación de códigos o normas para el diseño y construcción de tanques a presión, los cuales han causado grandes accidentes a lo largo de la historia (Plazas, 2018).

Según el código ASME, los recipientes a presión se definen como tanques de almacenamiento de fluidos bajo presión interna, externa o combinada. La presión se puede obtener de diferentes maneras, ya sea de una fuente externa, de forma directa o indirecta mediante la aplicación de calor. Los recipientes a presión pueden variar desde sus dimensiones como su forma geométrica, desde grandes recipientes cilíndricos, hasta pequeños equipos (Iza, 2015).

La principal aplicación de un tanque a presión para aire comprimido es mantener el equilibrio y estabilidad al momento de cumplir su función en la instalación neumática. Además, ayudan en la salida del caudal de los compresores, puesto que, amortiguan las pulsaciones de este. También evitan las caídas de presión absorbiendo las demandas de punta de caudal y permiten que los motores de los compresores trabajen de manera intermitente (Vásquez, 2015).

2.2. Descripción del problema

El problema se presenta en establecer las condiciones iniciales, proponer el diseño de un tanque a presión para red de aire comprimido según la norma ASME VIII, el mismo debe cumplir con los requerimientos de la empresa INMACOV y finalmente Analizar de manera analítica y computacional el diseño establecido mediante software de ingeniería.

2.3. Importancia y alcances

El presente proyecto de titulación es primordial dentro del área industrial, debido a que en la mayor parte de empresas e industrias se encuentran equipos como tanques o recipientes que trabajan a altas presiones, estos equipos deben cumplir con la normativa vigente ASME VIII, para garantizar la seguridad de las personas.

2.4. Delimitación

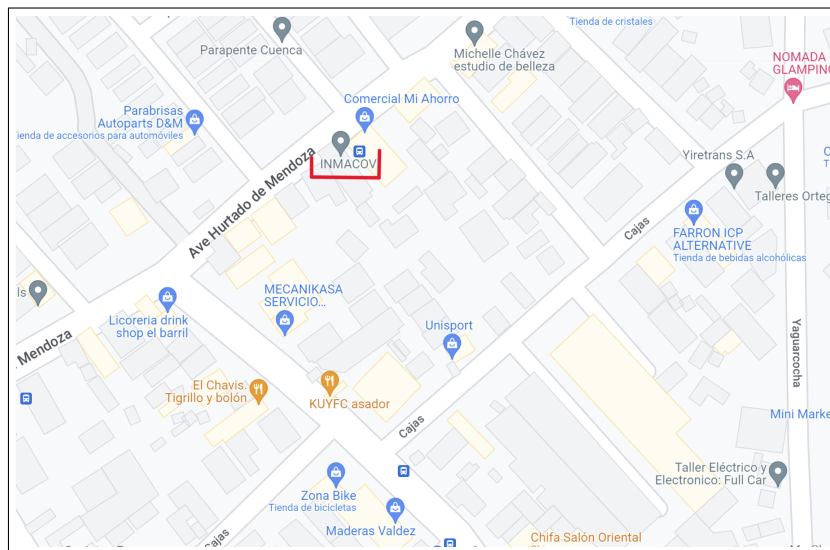
El problema de estudio se delimitará en las siguientes dimensiones:

2.4.1. Espacial o geográfica

La siguiente propuesta de desarrollo se lo realizará en la ciudad de Cuenca, provincia del Azuay, específicamente en las instalaciones de la empresa INMACOV, ubicada entre la Avenida Hurtado de Mendoza 17-91 y Avenida Los Andes, como se observa en la Figura 2.1.

Figura 2.1

Ubicación de la empresa INMACOV con Google Maps.



Nota: En la Figura se observa la ubicación de la empresa INMACOV Sede Cuenca (Google Maps, 2023).

2.4.2. Temporal

El diseño del trabajo de titulación propone dentro de su programa la culminación en cuatro meses con un total de 240 horas; que corresponde al periodo académico 62, comprendido

entre los meses de marzo y junio del 2023.

2.4.3. Sectorial o institucional

El presente trabajo de titulación está enfocada dentro del área industrial, específicamente en una red de aire comprimido.

2.5. Problema General

- ¿Es posible Diseñar un tanque de presión para red de aire comprimido, requerido por la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII?

2.6. Problemas Específicos

- ¿Es posible establecer las condiciones iniciales según el diseño del recipiente a presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII?
- ¿Será factible diseñar un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII?
- ¿Es posible evaluar mediante elementos finito el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII?

3. Objetivo

3.1. Objetivo General

- Diseñar un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.

3.2. Objetivos Específicos

- Establecer las condiciones iniciales para el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.
- Diseñar un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.
- Evaluar mediante elementos finitos el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.

4. Hipótesis

4.1. Hipótesis General

- Se desarrollará el diseño un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.

4.2. Hipótesis Específicas

- Las condiciones iniciales establecerán el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.
- Se diseñará un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.
- Se evaluará mediante elementos finitos el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.

5. Marco Teórico

En este apartado se realizará una revisión de los campos más importantes que serán fundamento para el trabajo de titulación, como es la Normativa ASME, además de la Normativa Ecuatoriana de la Construcción (NEC) la cual nos establece condiciones para el cálculo de cargas dependiendo de la zona donde el recipiente a presión se encuentre.

5.1. Depósito de aire comprimido

En el trabajo realizado por León (2001), define al depósito de aire comprimido como un recipiente cerrado capaz de almacenar aire comprimido obtenido del compresor, este se encuentra después del proceso de compresión de aire y antes de la red de distribución. Una planta de aire comprimido está conformada por uno o más tanques de aire en donde sus dimensiones se adaptan a la capacidad del compresor, presión de trabajo, sistema de regulación y variaciones del consumo. Las funciones principales de un tanque de aire comprimido son:

- a** Almacenar el aire comprimido para cuando sea requerido por el compresor.
- b** Aumentar la refrigeración, captar gotas de aceite y posibles condensados residuales.
- c** Eliminar las pulsaciones en las tuberías de descarga de los compresores.
- d** Disminuir o evitar en su mayoría la frecuencia de los ciclos de carga y descarga del compresor.

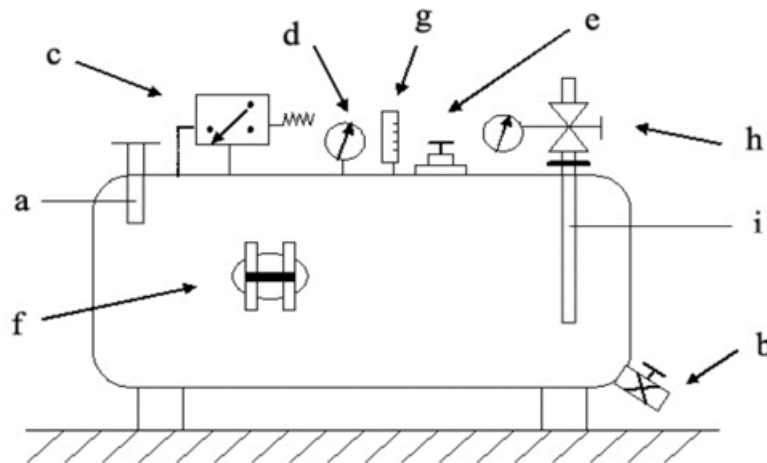
Los tanques de aire pueden ser verticales u horizontales, esto se debe a la posición del espacio para su instalación y funcionamiento, además también depende de la situación y uso que le dé la empresa. Los recipientes de aire comprimido verticales deben ser convexos para permitir un correcto drenaje y evitar la acumulación de aceite, humedad y/o partículas extrañas (Barria, 2005) . Cada recipiente independiente de su compresor debe contener los siguientes accesorios y conexiones, como se indica en la Figura 5.1:

- a** Conexión de entrada.
- b** Válvula y conexiones de drenaje.
- c** Presostato de parada y puesta en servicio del compresor.

- d Manómetro de presión.
- e Válvula de seguridad.
- f Tapas de registro para inspección.
- g Termómetro.
- h Válvula de cierre o de incomunicación.
- i Línea de salida.

Figura 5.1

Accesorios del tanque a presión.



Nota: En la Figura se observa los accesorios y conexiones de un tanque a presión para red neumática (Barria, 2005).

5.2. Tanques a presión

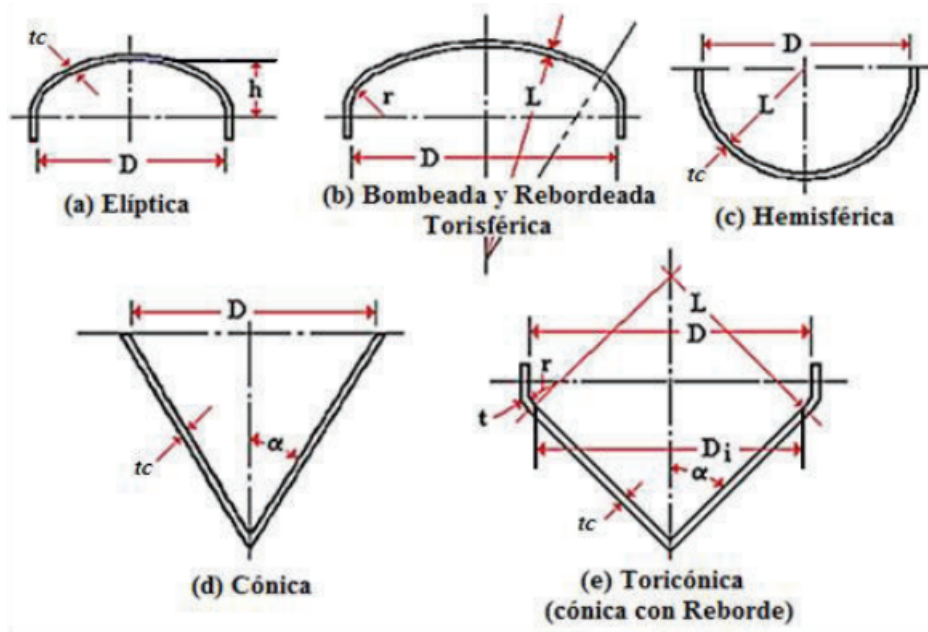
En el trabajo realizado por León (2001), se define a un tanque a presión como un recipiente cerrado, el cual es capaz de mantener líquidos o gases a una presión en específico, generalmente mayor a 7 psi. La presión en la que es conservada el fluido puede ser interna o presión atmosférica. Dichos tanques están conformados por una tapa, cuerpo y patas; sus dimensiones pueden variar dependiendo su tipología. En la mayoría de las empresas, su proceso productivo tiene como base el uso de tanques a presión, es por ello, que son de vital importancia y relevancia para el área mecánica.

5.2.1. Cabezales o tapas de tanques a presión

Los tipos de cabezales o tapas para tanques a presión establecidos por la normativa ASME (2007) se encuentran en la Figura 5.2, para la selección y diseño de cada uno de los cabezales se debe tomar en consideración factores como: materiales, proceso industrial, proceso de conformado, etc.

Figura 5.2

Tipos de cabezales de recipientes a presión.



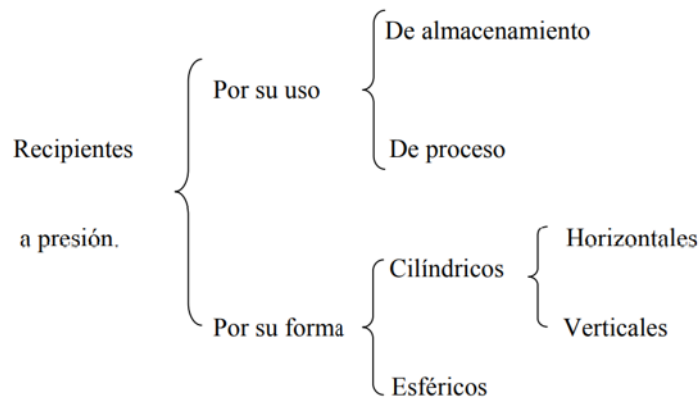
Nota: En la Figura se observa los tipos de cabezales de recipientes a presión según la normativa ASME (Iza, 2015).

5.3. Tipología de tanques a presión

Los tanques a presión se pueden clasificar por su uso y por su forma como se indica en la Figura 5.3 (Díaz del Castillo, 2018). Los tanques que se clasifican por su uso se subdividen en almacenamiento, que son aquellos en donde es necesario almacenar el fluido, y los tanques de proceso, los cuales, generalmente, se encuentran en la línea de procesamiento del fluido (Narváez, 2009).

Figura 5.3

Clasificación de los tanques a presión.



Nota: En la Figura se observa la clasificación de los tanques a presión (Díaz del Castillo, 2018).

5.3.1. Cilindros horizontales

Los tanques a presión horizontales están compuestos por un cuerpo cilíndrico horizontal, boquillas con sus respectivos refuerzos, cabezal, anillos atiesadores, soporte o patas, orejas de izaje y boquillas de inspección; como se puede observar en la Figura 5.4 (Iza, 2015). Estos tanques se encuentran montados sobre sus patas y su cuerpo colocado de manera horizontal, se puede utilizar para procesos como almacenamiento, de flujo de vapor y/o sustancias necesarias de equipos especiales (Díaz del Castillo, 2018).

Figura 5.4

Tanque a presión horizontal.

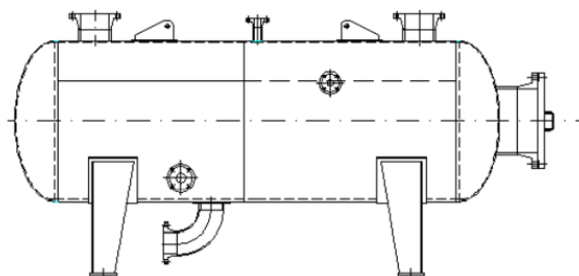


Figura 2.2 Recipiente Cilíndrico Horizontal

Nota: En la Figura Se observa un tanque a presión horizontal (Iza, 2015).

5.3.2. Esféricos

Los tanques a presión esféricos son utilizados, en su mayoría, como tanques de almacenamiento de una gran cantidad de fluido a altas presiones. Al ejercer una presión sobre un cuerpo, este de manera natural, toma una forma esférica, razón por la cual, se ha llegado a considerar que estos tanques suelen ser más económicos, pero no es así porque su fabricación resulta más compleja (León, 2001). Dichos tanques están compuestos por una tapa inferior y superior, boquillas para conexión, un cuerpo esférico y un anillo superior y central, como se puede observar en la Figura 5.5 (Iza, 2015).

Figura 5.5

Tanque a presión esférico.



Nota: En la Figura se observa un tanque a presión esférico, utilizado para el almacenaje de fluidos (Díaz del Castillo, 2018).

5.3.3. Cilindros verticales

Los tanques o cilindros verticales están compuestos por una base de patas de ángulo o tubo, faldones y soportes que se encuentran conformando el cuerpo del tanque. Además, está conformado por cabezales, boquillas, anillos, boquillas de inspección, un cuerpo cilíndrico, refuerzos, columnas, anillo base y orejas de izaje, como se puede observar en la Figura 5.6 (Iza, 2015). Los recipientes cilíndricos verticales son los más utilizados en el área industrial, puesto que, son prácticos en procesos donde se utilice diferentes fluidos, como por ejemplo en el área petroquímica, alimentos, intercambiadores de calor, entre otros (Narváez, 2009).

Figura 5.6

Tanque a presión vertical.

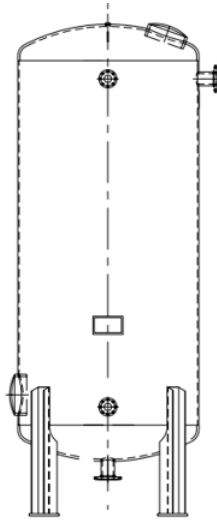


Figura 2.3 Recipiente Cilíndrico Vertical

Nota: En la Figura Se observa un tanque a presión vertical (Iza, 2015).

5.4. Normativa ASME

Existen varias normas o métodos para el diseño de recipientes a presión, sin embargo, en países como Estados Unidos y gran parte del mundo se utiliza la normativa ASME VIII, esta fue establecida por la sociedad americana de ingenieros mecánicos, que se conformaron por falta de normas para la fabricación de calderas y recipientes a presión. Consta además de parámetros para la selección de material, cálculo, pruebas operativas, entre otros aspectos (Roig, 2013). Se han creado y usado normativas para evitar y prevenir fallas catastróficas, así como también asegurar el correcto funcionamiento de los diferentes tanques (Laurens, 2019).

El Código ASME (2007), está conformado por 11 secciones en las cuales se establece de manera integral la construcción de calderas, tanques a presión y reactores nucleares. En la Sección VIII, división 1 es donde se encuentran las normas con parámetros mundiales para el diseño de recipientes a presión y se menciona que:

No estarán dentro del ámbito de cálculo del código ASME sección VIII división 1^a, los equipos que presenten alguna de las características siguientes:

- Depósitos con presión interna de diseño mayor de 3000 psi.
- Recipientes menores 6 in de diámetro.
- Recipientes sujetos a presión interna o externa menor 15 psi.

- Depósitos estacionarios, esto es, que tengan elementos principales móviles, ya sean rotatorios o reciprocantes, razón por la cual se excluyen del alcance del mismo las bombas, compresores, turbinas y cualquier equipo que tenga elementos principales móviles.
- Calentadores tubulares sujetos a la acción directa del fuego.
- Recipientes a presión que son parte integral de componentes de sistemas de tuberías.
- Sistemas de tuberías y sus componentes.
- Recipientes para menos de 454.3 litros de capacidad de agua, que utilizan aire como elemento originador de presión. (Pag. 6)

5.4.1. Subsecciones según el código ASME sección VIII – división 1

En el código ASME en la sección VIII-División 1 se encuentran tres subsecciones y apéndices, las cuales son:

- a** General
- b** Métodos de fabricación
- c** Materiales

La subsección a, hace referencia a parámetros generales para todo tipo de tanques a presión. La subsección b se refiere a los métodos y factores relacionados para la fabricación de tanques. La subsección c señala los distintos materiales que se pueden utilizar, así como los requerimientos necesarios a cumplir para el diseño de tanques a presión. Es importante señalar que los parámetros establecidos en la División 1 son aplicables solo para tanques con una presión de hasta 200 kg/cm² (ASME, 2007).

5.5. Cargas presentes en el diseño bajo normativa ASME

Las cargas mecánicas se generan cuando una fuerza provoca una reacción sobre un objeto, dicha fuerza puede ser provocada por tensión, cizallamiento, flexión, presión, etc. Al diseñar un recipiente a presión se pueden presentar diversos tipos de cargas y parámetros mismos se encuentran descritas en el código ASME (2007), sección VIII, división 1, parte UG, los cuales se expresan a continuación.

5.5.1. Cargas muertas

Las cargas muertas o permanentes hacen referencia a las estáticas, estas están constituidas por los pesos de todos los elementos estructurales que actúan permanentemente sobre el recipiente. Los elementos pueden ser: orejas de izaje, soportes, faldón, boquillas, elementos de regulación, bridas, refuerzos de boquillas, collarines, etc. Este tipo de cargas se puede dividir en:

- Peso del recipiente en contenido en operación (peso propio del equipo, fluido interno)
- Cargas estáticas de reacción por peso de equipos.

(Rodriguez, 2010)

5.5.2. Cargas vivas

La carga viva o sobrecargas de uso, depende de la utilización u operación del equipo, se puede dividir en:

- Presión interna o externa del diseño del recipiente.
- Reacciones dinámicas y cíclicas debidas a la presión, cargas mecánicas, variaciones en la temperatura o por equipos instalados en el recipiente.

5.5.3. Cargas de viento

Según la NEC (2022), una carga de viento es considerada para el diseño de recipientes a presión cuando la misma se encuentre ubicada a una altura de 10 metros como mínimo, generando así, una succión en ciertas partes y en otras una presión. Para realizar el diseño de tanques a presión se debe analizar las cargas que actuarán sobre los mismos, en donde, dichas cargas generan diferentes tensiones en varios puntos del tanque. Para generar un criterio de falla y estimar una vida útil del tanque se debe considerar los puntos de tensión que ejercen. Los tanques a presión son sometidos a empuje por viento, razón por la cual, se colocan en lugares altos y se analizan como vigas en voladizo con una carga uniforme. Para el diseño de estos tanques se utiliza la normativa ANSI/ASCE 7-95 American Society of Civil Engineers. En el Ecuador se ha establecido que la velocidad máxima es de 10 m/s para alturas superiores a 30 metros sobre el suelo (Buthod, 2001).

5.5.4. Cargas de sísmicas

Las cargas sísmicas se generan por actividades telúricas en el suelo, en donde, se considera la dirección del sismo y su fuerza. Para realizar el cálculo de cargas sísmicas se basa en la

norma Uniform Building Code de 1991 (UBC-1991), la cual analiza las acciones de carga sobre el tanque y sus soportes. Las fórmulas por usar dependen de la rigidez, la estructura, la posición y el peso interno del mismo (Viera, 2017).

5.6. Materiales de recipientes a presión

El uso de materiales para el cálculo y diseño de tanques a presión, involucran también la aplicación de Normas y distintos Códigos; siendo esta la etapa donde se define la selección de materiales de acuerdo con distintas propiedades para la construcción del tanque.

Un material sometido a esfuerzos por efecto de la presión en el uso de recipientes se debe diseñar de acuerdo con las especificaciones de la Sección II del código ASME que rige actualmente en los Estados Unidos de América.

Principalmente, son tres los puntos a considerar en la selección de un material para la construcción de un tanque de presión:

- Tipos de fluidos a manejar debido a la corrosión que puede causar dicho fluido
- Condiciones de temperatura y presión
- Adquisición del material en el mercado

En base a estos aspectos, se obtiene materiales como:

- Aceros al carbono: es el más disponible y económico en aceros, recomendado para recipientes donde no existen altas presiones y temperaturas.
- Aceros de baja aleación: contienen bajos porcentajes de níquel, cromo y demás elementos de baja aleación. Se fabrican únicamente para utilidades específicas. No son resistentes a la corrosión y cuentan con mejor resistencia mecánica a altas temperaturas a diferencia de los aceros al carbono, así como con un precio más elevado.
- Aceros de alta aleación o aceros inoxidable: Sus altos contenidos de elementos de alta aleación, permite que tengan alta resistencia a la corrosión. Su costo es mayor que los dos anteriores.
- Materiales no ferrosos: se utilizan en construcciones que manejan sustancias con alto poder corrosivo, de manera que, en un recipiente, facilitarían su limpieza.

5.6.1. Propiedades

Las propiedades de los materiales para recipientes a presión deben satisfacer las siguientes condiciones de servicio:

- **Mecánicas:** Se recomienda que, el material tenga buena resistencia a la tensión, alto nivel de cedencia, porcentaje de alargamiento alto y una mínima reducción de área.
- **Físicas:** Se recomienda que, el material tenga coeficiente de dilatación térmica.
- **Químicas:** Es importante que el material sea resistente a la corrosión. Un material mal seleccionado en este punto puede causar problemas como la reposición del equipo corroído, sobre diseño de las dimensiones, contaminación o pérdida de producto, etc.

Para la selección de un material, el código ASME (2007) profundiza distintas fuentes para el estudio de propiedades y especificaciones de materiales según el caso; aquellos para partes no retenedoras (soportes, faldas, bases), no requieren ser normados por el código, pero si deben ser soldables con el resto de los materiales del recipiente. El código ASME ampara las placas de acero al carbono (soldados por fusión y cortados por medio de oxígeno), que en la mayoría de casos son usadas gracias a su accesible costo y a su amplia disponibilidad en el mercado.

Empresas como Ivan Bhoman, Bohler, Adelca, Andec y Novacero comparten la mayor participación en el mercado metal mecánico en Ecuador, mismas que ocupan como material principal el ASTM A-572 G-50, ASTM A-588, ASTM A-131 y el ASTM A-36, donde este último es una de las variedades de acero al carbono más utilizadas debido a su bajo precio.

Aquellas partes no sujetas a presión, generalmente las secundarias en un recipiente (soportes, por ejemplo), pueden ser diseñadas con aceros estructurales como el SA-36 o el SA-285 por sus condiciones, ductilidad y de fácil conformado, así como por economía y existencia en el mercado, y además de ser el indicado para temperaturas moderadas, se vuelve también de los más empleados en la fabricación de recipientes a presión.

5.6.2. Requerimientos específicos para aceros al carbono y de baja aleación

Los materiales para aceros al carbono y de baja aleación para el uso y diseño de fabricación de recipientes sometidos a presión, son planchas de acero especificadas en la subsección UCS-6; y materiales tipo placa que dependerá si son aceros forjados, fundidos o tubos. La Tabla 5.1 indica los materiales usados por la normativa para las placas, accesorios y tuberías.

A continuación, la Tabla 5.2 indica los esfuerzos máximos permisibles de los materiales según la normativa ASME.

Tabla 5.1

Propiedades de los materiales acero al carbono y de baja aleación.

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES ACERO AL CARBONO Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACIÓN				
Forma	Composición Nominal	Especificación		Aplicación
		Número	Grado	
PLACA	C	A-36	C	Calidad Estructural. Para recipiente a presión puede usarse con limitaciones.
	C	SA-283	C	Calidad Estructural. Para recipiente a presión puede usarse con limitaciones.
	C	SA-285	C	Calderas para servicio estructural y otros recipientes a presión.
	C-Si	SA-515	55	Principalmente para servicio a temperatura media y alta.
	C-Si	SA-515	60	Principalmente para servicio a temperatura media y alta.
	C-Si	SA-515	65	Principalmente para servicio a temperatura media y alta.
	C-Si	SA-515	70	Principalmente para servicio a temperatura media y alta.
	C-Mn-Si	SA-516	65	Para servicio a temperaturas moderadas y bajas.
	C-Mn-Si	SA-516	70	Para servicio a temperaturas moderadas y bajas.
BRIDAS Y ACCESORIOS	C-Mn-Si	SA-105	-	Para servicio a altas temperaturas.
	C-Si	SA-181	I	Para servicio general.
	C-Mn	SA-350	LF1	Para servicio a baja temperatura.
	C-Mn-Si		LF2	
TUBERIA	C-Mn	SA-53	B	Para servicio a alta temperatura.
	C-Mn	SA-106	B	Para servicio a alta temperatura.

Nota: La tabla presenta las Propiedades de los materiales acero al carbono y de baja aleación (Megyesy, 2001).

A continuación, la Tabla 5.2 indica los esfuerzos máximos permisibles de los materiales según la normativa ASME.

Tabla 5.2

Esfuerzo máximo permisible de los materiales.

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES: ACERO AL CARBONO Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACION Valores máximos de esfuerzo permitido a tensión 1000 lb/pulg ² *												
Especificación		Para temperatura del metal no mayor de, grados F										
Número	Grado	^{-20 a} 650	700	750	800	850	900	950	1050	1100	1150	1200
SA-283	C	12.7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SA-285	C	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	-	-	-	-	-
SA-515	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-515	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-515	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-515	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-105		17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-181	I	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-350	LF1	15.0	14.4	13.0	10.8	7.8	5.0	3.0	1.5	-	-	-
	LF2	17.5	16.6	14.8	12.0	7.8	5.0	3.0	1.5	-	-	-
SA-53	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	-	-	-	-	-
SA-106	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-193	B7 ≤ 2½"	25.0	25.0	23.6	21.0	17.0	12.5	8.5	4.5	-	-	-
SA-194	2H	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SA-307	B	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

* Los valores de esfuerzo de esta tabla pueden interpolarse para determinar los valores para temperaturas intermedias.

Nota: La tabla presenta los esfuerzos máximos permisibles de los materiales (ASME, 2007).

5.7. Soldadura en recipientes a presión

La soldadura es el proceso en el cual se fusionan piezas mediante el uso del calor, la llama de arco es la fuente calorífica, esta es producida por la electricidad, Actualmente la soldadura

es el proceso más usado y confiable en la industria, especialmente para la fabricación de tanques a presión, en la antigüedad se usaba el proceso de remachado. El método más usado es el de Soldadura por arco eléctrico sumergido (SAW), el cual puede ser aplicado de manera manual o automática; para aplicar este método debe existir una penetración completa y el cordón de soldadura debe estar totalmente libre de escoria. También se usa el proceso MIG-MAG, el cual necesita de gas de protección con electrodo consumible, en donde, se genera un arco por medio de un electrodo formado por la pieza a unir y un hilo continuo, estando protegido por una atmósfera de un gas inerte (MIG) o por un gas activo (MAG) (Iza, 2015).

5.7.1. Ensayos no destructivos

Los ensayos no destructivos son pruebas que se realizan para comprobar que no existan puntos críticos ni discontinuidades en los cordones de suelda, también se comprueba que sea correcta la junta de soldadura (Iza, 2015).

En ocasiones los puntos críticos de los recipientes a presión se presentan en los cordones de suelda, para verificar que la junta de soldadura está correcta, existen varios métodos de inspección que son usados en la industria de la construcción. Estos son algunos de los ensayos no destructivos que se utiliza: radiografía, la prueba de líquidos penetrantes y en algunos casos el ultrasonido.

5.7.2. Trabajo de soldadura







El recipiente a presión a construir, debe tener aprobado un procedimiento de soldadura WPS para cada caso en particular, antes de soldar las juntas de este. Este procedimiento detalla los parámetros (preparación del material, espesor del material, tipo de junta, diámetro del electrodo, amperaje, voltaje, etc.) para ejecutar correctamente una soldadura en un recipiente. Estos procedimientos deben ser realizados por soldadores calificados.

5.7.3. Juntas de soldadura

Las juntas de soldadura según la norma ASME son aquellas que cumplen con los estándares establecidos por la American Society of Mechanical Engineers (ASME) para la soldadura industrial. Estos estándares incluyen requisitos para la calidad de la soldadura, los materiales utilizados, el procedimiento de soldadura y los requisitos de inspección. Las juntas de soldadura según la norma ASME se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones en la industria, desde la construcción naval hasta la producción de plantas químicas y petroquímicas. La Figura 5.7 presenta los 6 tipos de juntas y eficiencias planteadas por la norma.

Figura 5.7

Tipo de juntas de soldadura .

Tipos		Eficiencia de la junta, E Cuando la junta es radiografiada		
		al 100 %	Por puntos	No examinada
	Junta a tope soldada por ambos o por otro método que obtenga la misma calidad del metal de aporte tanto interior como exterior de la pieza. Si se utiliza material de respaldo debe quitarse una vez terminada la soldadura.	1.00	0.85	0.70
	Junta a tope soldada en un solo lado con tira de respaldo que queda fijo sin retirar.	0.90	0.80	0.65
	Junta a tope soldada de un solo lado sin respaldo.	---	---	0.60
	Junta a traslape con doble filete	---	---	0.55
	Junta a traslape con un solo filete y tapón de soldadura	---	---	0.50
	Junta a traslape con un solo filete sin tapón de soldadura.	---	---	0.45

Nota: En la Figura se observa los tipos de juntas y eficiencias de soldaduras en recipientes a presión (Megyesy, 2001).

5.8. Procedimiento de cálculo y diseño de tanques a presión bajo normativa ASME

Con base en la sección VIII, División 1 de la normativa ASME, se presenta el proceso para el correcto cálculo, selección y diseño de recipientes a presión, a continuación, se demuestra el proceso a seguir, además de las condiciones necesarias para la correcta selección de cada elemento o parte del recipiente como: cuerpo, cabezales, tapas, bridas, boquillas, aberturas, refuerzos, orejas de izáje, etc.

5.8.1. Descripción geométrica del tanque de presión

El correcto dimensionamiento haciendo uso del mínimo material es indispensable para el diseño de tanques a presión, ya que determina la factibilidad en base a los costos, su correcta

proporción, además de obtener las medidas óptimas del tanque para satisfacer el volumen de este. Los datos necesarios para este procedimiento son:

- Presión de operación (P_o)
- Presión de diseño (P)
- Capacidad nominal (v)
- Temperatura de diseño (T)
- Eficiencia de las juntas soldadas (E)

Para determinar el diámetro óptimo del recipiente a presión se requiere los siguientes cálculos:

La variable F como indica la ecuación 5.1, determina la correcta relación entre el diámetro y la longitud del recipiente.

$$F = \frac{P}{CES} \quad (5.1)$$

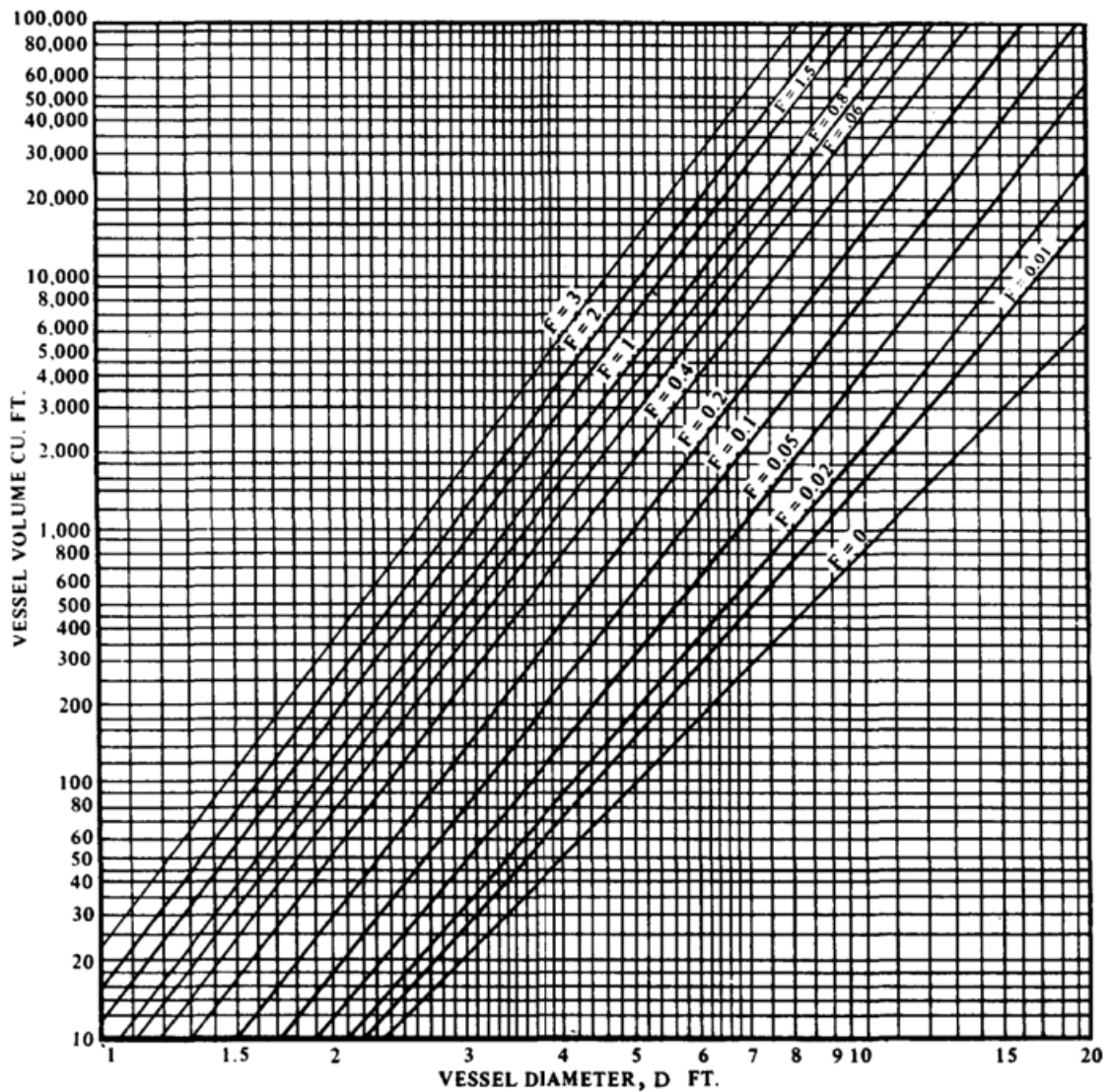
En donde:

- P = Presión de diseño [psi]
- C = Corrosión permisible [in]
- E = Eficiencia de soldadura
- S = Valor del esfuerzo del material [psi]

Una vez obtenido el valor de la variable F , Mediante la Figura 5.8 se determina el diámetro óptimo del recipiente.

Figura 5.8

Vessel diameter .



Nota: En la Figura se observa la relacion volumen diametro determinado por el factor F (Megyesy, 2001).

La longitud del recipiente se determina mediante la ecuación 5.2.

$$L = \frac{4V}{\pi D^2} \quad (5.2)$$

En donde:

- V= Volumen del recipiente [ft^3]
- D= diámetro exterior del recipiente [ft]

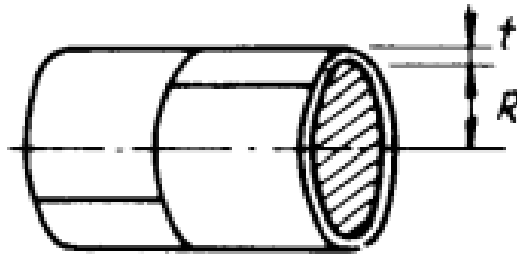
5.8.2. Cálculo por presión Interna

5.8.2.1. Cálculo de la envolvente cilíndrica

El espesor mínimo exigido de la envolvente, como se muestra en la Figura 5.9 de los depósitos bajo presión interna, no debe ser menor que la calculada por las siguientes fórmulas (ASME, 2007).

Figura 5.9

Envolvente cilíndrica .



Nota: En la Figura se observa la envolvente cilíndrica y el espesor a calcular (Megyesy, 2001).

- a** Esfuerzos Circunferenciales o Juntas Longitudinales. Cuando el espesor no exceda de la mitad del radio interior , o P no excede $0.385SE$, se aplicarán las siguientes fórmulas

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad \text{or} \quad P = \frac{SEt}{R + 0.6t} \quad (5.3)$$

- b** Esfuerzo Longitudinal o Juntas Circunferenciales. Cuando el espesor no exceda de la mitad del radio interior, o P no excede $1.25SE$, las siguientes fórmulas se aplicarán:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R - 0.4t} \quad (5.4)$$

- c** Conchas esféricas. Cuando el espesor de la capa de un recipiente completamente esférico no excede $0.356R$, o P no exceda $0.665SE$, las siguientes fórmulas deberán aplicar:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \quad \text{or} \quad P = \frac{2SEt}{R + 0.2t} \quad (5.5)$$

5.8.2.2. Cálculo del espesor del cabezal

El cálculo del espesor del cabezal, está definido por las siguientes fórmulas según la normativa.

a Cabezal elíptico

El espesor requerido t_r o la presión admisible P_a para este tipo de cabezal, está dada por la ecuación 5.6:

$$t_r = \frac{PD}{2SE - 0.2P}; P_a = \frac{2SEt}{D + 0.2t} \quad (5.6)$$

Si: $\frac{t}{L} \geq 0,002$ y $\frac{D}{h} = 4$

b Cabezal Torisféricos Tipo ASME

El espesor requerido t_r o la presión admisible P_a para este tipo de cabezal, es:

$$t_r = \frac{0.885PL}{SE - 0.1P}; P_a = \frac{SEt}{0.885 + 0.1t} \quad (5.7)$$

Si: $\frac{t}{L} \geq 0,002$, $r = 6\%L$ y $L = D$

c Cabezal hemisférico

El espesor requerido t_r o la presión admisible P_a para este tipo de cabezal, es:

$$t_r = \frac{PL}{2SE - 0.2P}; P_a = 2\frac{SEt}{L + 0.2t} \quad (5.8)$$

Si: $t \leq 0,356L$ o $P \leq 0,665SE$

5.8.3. Cálculo por presión externa

Los recipientes se diseñan para una presión externa máxima permitida de 15 lb/ pulg² o 25 por ciento más que la presión externa máxima posible, según qué valor sea menor (Megyesy, 2001).

Un recipiente que se haya diseñado de acuerdo a los requisitos del Código para presión interna y que se requiera para usarse bajo una presión externa de 15 lb/ pulg² o menor, no necesita diseñarse de acuerdo a las normas para la condición de presión externa. Sin embargo, no deberá llevar marcada la capacidad nominal para presión externa con el sello de la norma, a menos que cumpla con los requisitos de la norma para presión externa (ASME, 2007).

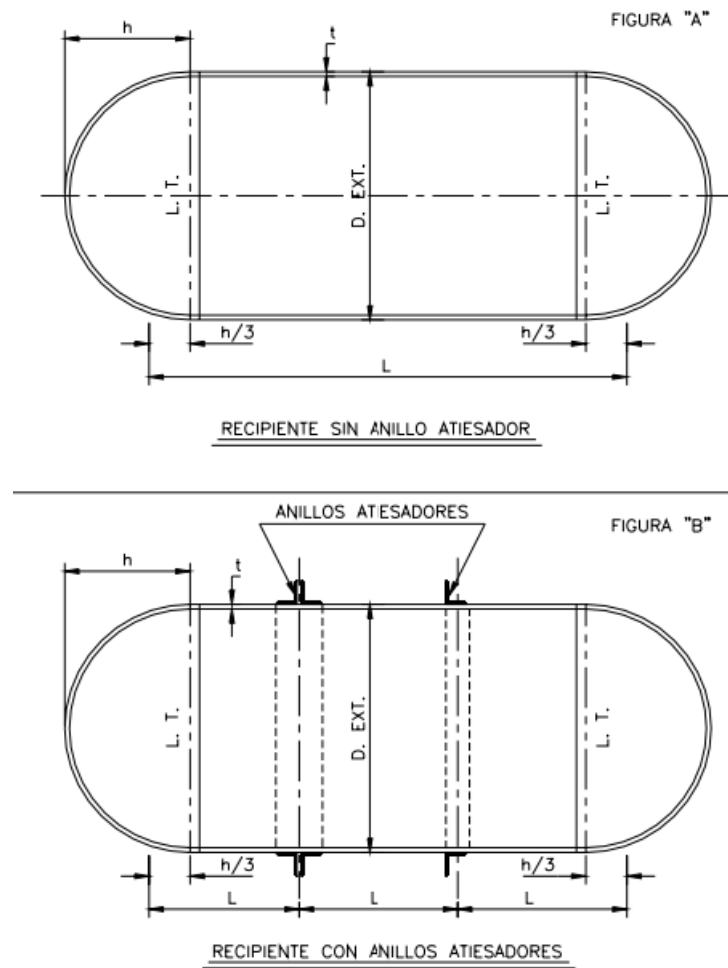
5.8.3.1. Cálculo de la envolvente a presión externa

Se presenta los parámetros para el cálculo de recipientes a presión externa:

- A = Factor determinado por medio de la gráfica mostrada en la Figura 5.11
- A_s = Área de la reacción transversal del anillo atiesador [in^2].
- B = Factor determinado por medio de las gráficas mostradas en las Figuras 5.12, 5.13 o 5.14 cuyo valor depende del material utilizado y de la temperatura de diseño.
- E = Módulo de elasticidad del material.
- P = Presión externa de diseño [lb/in^2]
- P_a = Presión máxima de trabajo permitida [lb/in^2]
- D_o = Diámetro exterior [in]
- L = La longitud de una sección del recipiente, como se muestra en la Figura 5.10. En la figura antes mencionada se puede observar las maneras para obtener el valor de L , entre ellas: 1. Distancia entre las tangentes de las cabezas más un tercio de la profundidad de las mismas si no se emplean anillos de atiesamiento. 2. La distancia más grande entre dos anillos de atiesamiento adyacentes cualesquiera. 3. Distancia del centro del primer anillo de atiesamiento a la tangente de la cabeza más un tercio de la profundidad de esta. 4. Distancia del primer anillo de atiesamiento que hay en el cilindro a la unión cilíndrica.
- t = Espesor de pared mínimo requerido [in]

Figura 5.10

Límites de Longitud de recipientes bajo presión externa.



Nota: En la Figura se observa los Límites de Longitud de recipientes bajo presión externa (León, 2001).

El procedimiento para verificar el espesor de la envolvente del tanque a presión se detalla a continuación:

El espesor calculado de la envolvente bajo presión interna se usará, para obtener las relaciones L/Do y Do/t

- a Para empezar, si L/Do es mayor que 50, se ingresa a la Figura 5.11 con ese valor. Por el contrario, si L/Do es menor que 0.5, se utiliza este valor para entrar a la gráfica.

Figura 5.11

Valores del factor A para recipientes a presión externa.

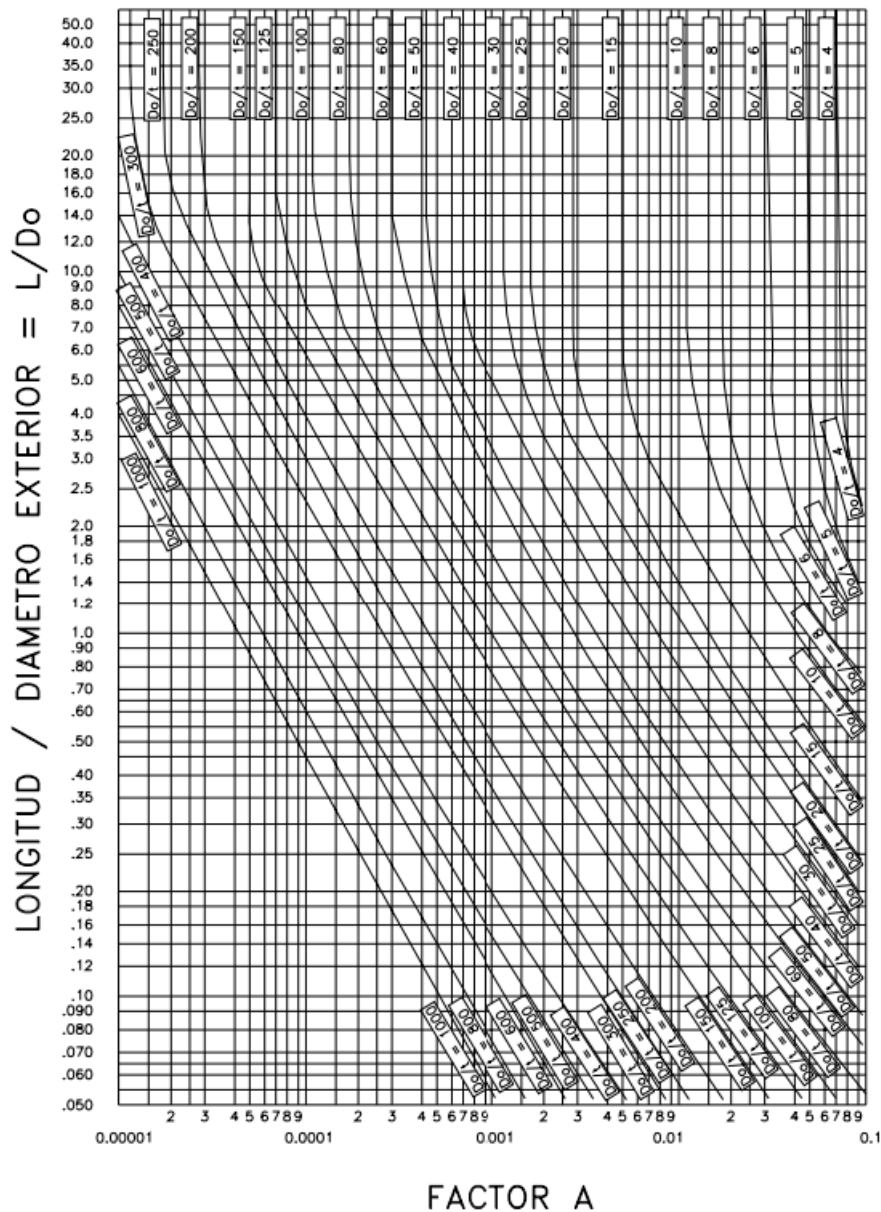


FIG.5-UGO-28.0 (CODIGO ASME) GRAFICA GEOMETRICA PARA RECIPIENTES CILINDRICOS SUJETOS A CARGAS EXTERNAS O COMPRESIVAS (PARA TODOS LOS MATERIALES)

Nota: En la Figura se observa los valores del factor A para recipientes a presión externa (León, 2001).

- b** Para encontrar la línea representativa del valor Do/t , se ubica a la altura del valor L/Do , se recorre a la parte horizontal derecha, en la intersección se baja verticalmente hasta encontrar el factor A .
- c** Con el valor del factor A se ingresa en la gráfica aplicable de las Figuras 5.12, 5.13 o 5.14

para el material utilizado. Se llega hasta la intersección de la línea de la temperatura, una vez ubicados en el punto, se desplaza horizontalmente hacia la derecha hasta obtener el valor de B.

- d** Una vez obtenido el valor de B, se calcula la presión máxima exterior de trabajo permitida con de la ecuación 5.9, expresada a continuación:

$$p_a = \frac{4B}{3(D_o/t)} \quad (5.9)$$

En el caso de obtener un valor de A, a la izquierda de la línea de temperatura; el valor a usar en la máxima presión exterior de trabajo permisible será determinada por la ecuación 5.10.

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_o/t)} \quad (5.10)$$

Es fundamental señalar que, si la presión máxima de trabajo permitida es menor que la presión de diseño, debe repetirse el procedimiento de diseño aumentando el espesor del recipiente o disminuyendo L por medio de anillos atiesadores (Megyesy, 2001).

5.8.3.2. Cálculo del cabezal a presión externa

El cálculo de los espesores requeridos en las tapas por presión externa, deberán cumplir con lo establecido en la normativa y se detalla a continuación:

- a** Cabezal semiesférico sometido a presión externa.

La presión exterior máxima permisible será calculada por la ecuación 5.11 detallada a continuación:

$$P_a = \frac{B}{R_o/t} \quad (5.11)$$

- b** Cálculo del factor B para cabezales a presión externa

Se utiliza el espesor calculado a presión interna y mediante la ecuación 5.12 se obtiene el valor de A.

$$A = \frac{0.125}{(Ro/t)} \quad (5.12)$$

Mediante las Figuras 5.12, 5.13 o 5.14 y con el valor de A, se intercepta hasta la línea de la temperatura de diseño y de esta intersección se traslada horizontalmente hasta encontrar el valor de B.

Si el valor de A se encuentra a la izquierda de la línea de temperatura, el valor de Pa se calcula mediante la ecuación 5.13.

$$Pa = \frac{0.0625E}{(Ro/t)^2} \quad (5.13)$$

Si $Pa < P$ entonces se repite el procedimiento aumentando el valor de t .

b Cabezal elíptico sometido a presión externa

Según la normativa, el espesor para el cabezal elíptico sometido a presión externa debe ser mayor que:

El espesor calculado por la ecuación 5.6, usando como presión interna la presión exterior multiplicada por 1.67 y como eficiencia de las soldaduras $E = 1.0$.

El espesor usado en la ecuación 5.11, Donde $Ro = 0.9D$ y B será determinado por el procedimiento indicado en el cálculo del cabezal semiesférico sometido a presión externa.

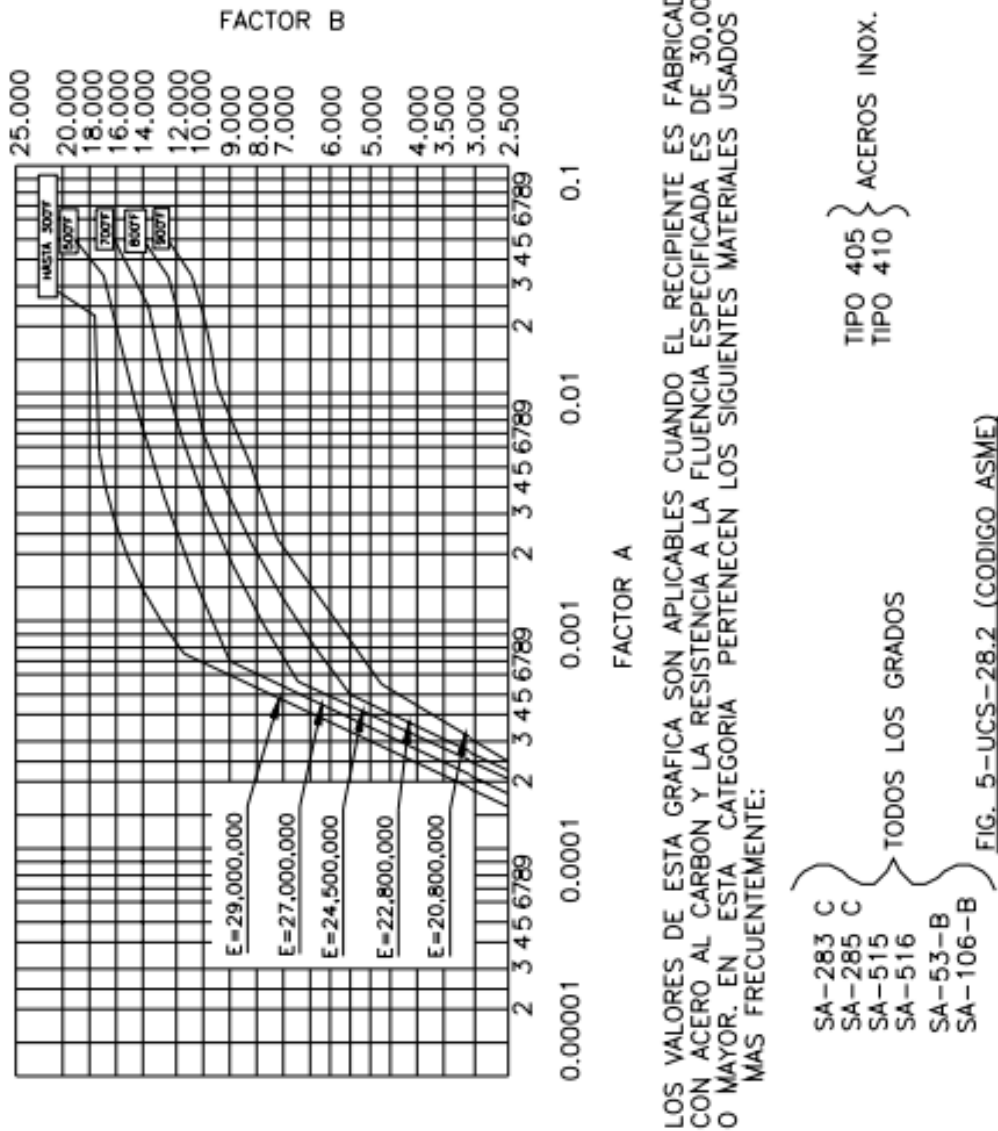
c Cabezal toriesférico sometido a presión externa

Para determinar el espesor requerido a presión externa de cabezales toriesféricos, se hace uso de $Ro_{Máximo} = Do$ en el mismo procedimiento para los cabezales elípticos.

mediante la

Figura 5.12

Valores del factor B para recipientes a presión externa.



NOTA:

EN LOS CASOS EN QUE EL VALOR "A" CAIGA A LA DERECHA DEL EXTREMO DE LA LINEA DE TEMPERATURA, SUPONGASE UNA INTERSECCION CON LA PROLONGACION HORIZONTAL DEL EXTREMO SUPERIOR DE LA LINEA DE TEMPERATURA.

Nota: En la Figura se observa los valores del factor B para recipientes a presión externa (León, 2001).

Figura 5.13

Valores del factor *B* para recipientes a presión externa de acero austenítico.

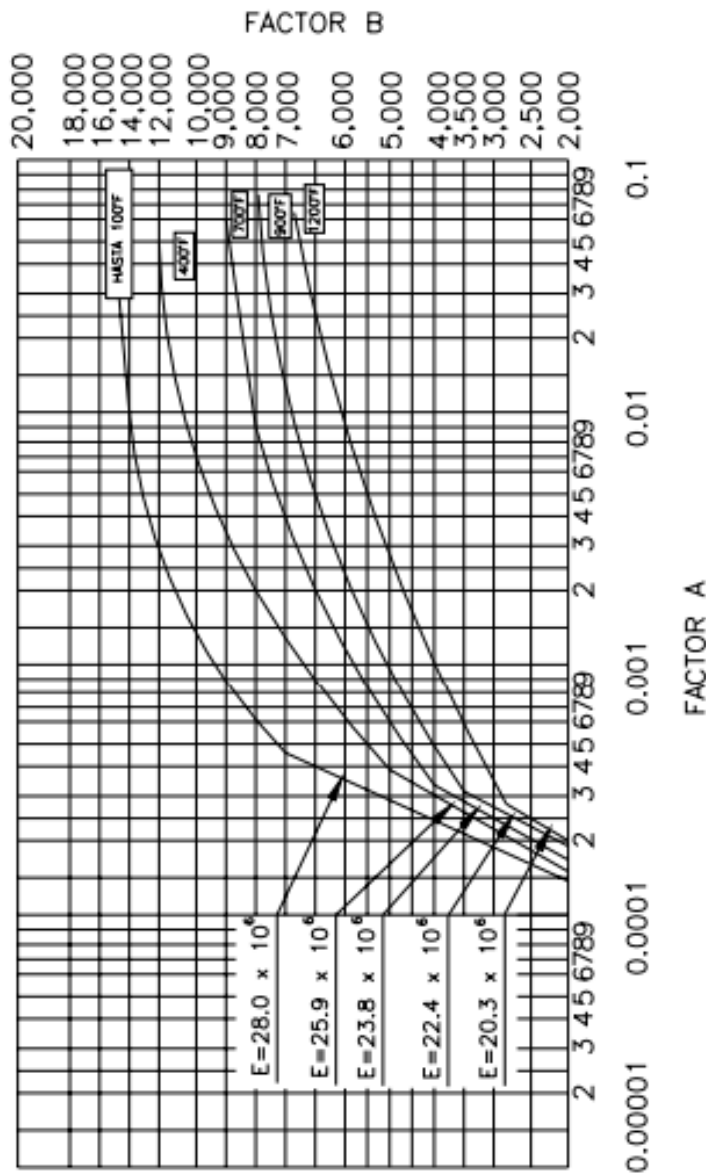


FIG. 5-UHA-28.1 (CODIGO ASME) LOS VALORES DE LA GRAFICA SON APLICABLES CUANDO SE FABRIQUE EL RECIPIENTE CON ACERO AUSTENITICO (18Cr - 8Ni, TIPO - 304)

NOTA:

EN LOS CASOS EN QUE EL VALOR "A" CAIGA A LA DERECHA DEL EXTREMO DE LA LINEA DE TEMPERATURA, SUPONGASE UNA INTERSECCION CON LA PROLONGACION HORIZONTAL DEL EXTREMO SUPERIOR DE LA LINEA DE TEMPERATURA.

Nota: En la Figura se observa los valores del factor *B* para recipientes a presión externa diseñados con acero austenítico (León, 2001).

Figura 5.14

Valores del factor *B* para recipientes a presión externa de acero austenítico e inoxidable.

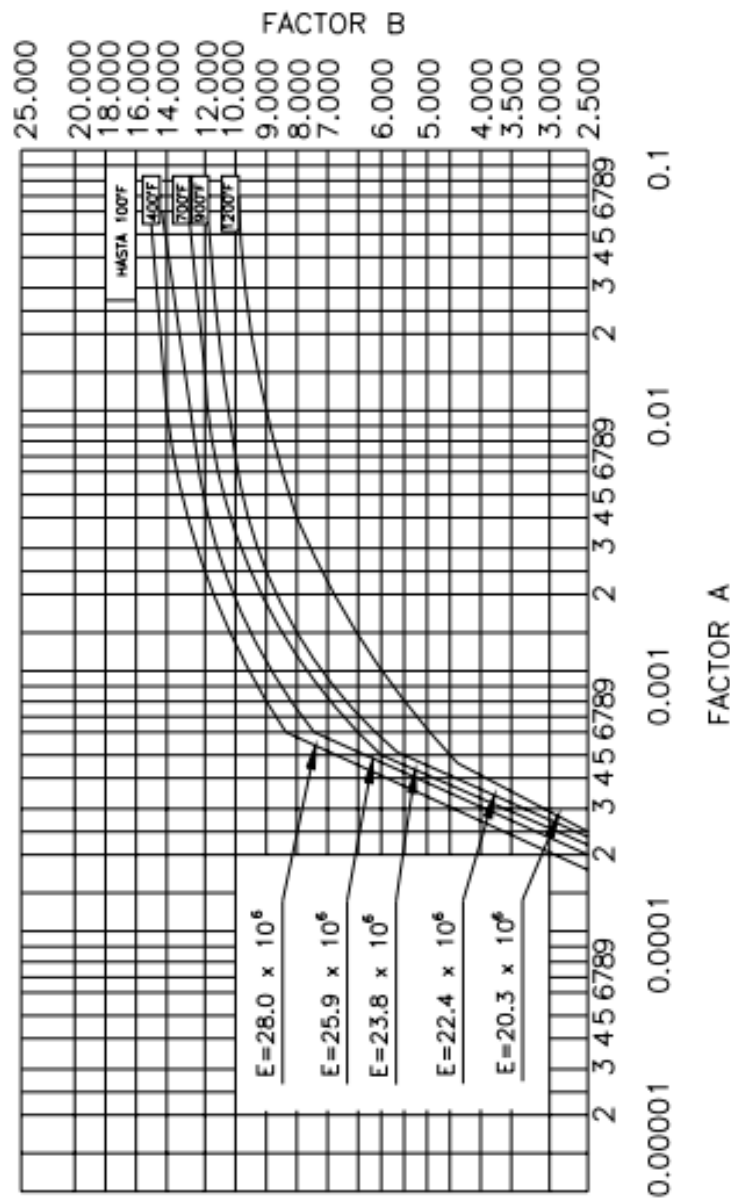


FIG. 5-UHA-28.2 GRAFICA PARA DETERMINAR ESPESOR DE ENVOLVENTE DE RECIPIENTES CILINDRICOS Y ESFERICOS SUJETOS A PRESION EXTERNA CUANDO SON CONSTRUIDOS DE ACERO AUSTENITICO (18 Cr.-8Ni-Mo, TIPO 316; 18 Cr.-8Ni-Ti; TIPO 321; 18Cr-8Ni-Cb, TIPO 347; 25Cr-12 Ni, TIPO 309 (A TRAVES DE 1100°F SOLAMENTE); 25Cr-20Ni, TIPO 310 Y 17Cr, ACERO INOXIDABLE TIPO 430B (A TRAVES DE 700°F SOLAMENTE))

NOTA:

EN LOS CASOS EN QUE EL VALOR "A" CAIGA A LA DERECHA DEL EXTREMO DE LA LINEA DE TEMPERATURA, SUPONGASE UNA INTERSECCION CON LA PROLONGACION HORIZONTAL DEL EXTREMO SUPERIOR DE LA LINEA DE TEMPERATURA.

Nota: En la Figura se observa los valores del factor *B* para recipientes a presión externa diseñados con acero austenítico e inoxidable (León, 2001).

5.8.4. Cálculo por peso propio del tanque de presión

A continuación se presenta el procedimiento planteado por la normativa ASME para realizar el cálculo del esfuerzo de compresión debido al peso.

El peso del recipiente genera esfuerzos a compresión, ya que no existen cargas excéntricas y las fuerzas se encuentran en el mismo eje del recipiente (Iza, 2015). Existen tres procedimientos para el cálculo del peso del recipiente y se detallan a continuación:

- Peso del armado: se obtiene sumando los materiales del recipiente e instrumentos de operación y adicionando un 6 por ciento debido a pesos adicionales en placas, soldaduras y accesorios.
- Peso de operación: se obtiene sumando el peso del recipiente ya instalado, accesorios y fluido de operación.
- Peso de prueba: se obtiene mediante la suma del recipiente ya instalado y agua para la prueba hidrostática.

Para el cálculo del peso del cuerpo, tapas y accesorios se utilizan las tablas ?? donde se encuentran valores aproximados para obtener el peso total del recipiente.

El esfuerzo de compresión debido al peso está expresado por la ecuación 5.14 que se presenta a continuación:

$$S = \frac{W}{ct} \quad (5.14)$$

Donde:

- S = Esfuerzo unitario [lb/in²]
- W = Peso del recipiente arriba de la sección bajo consideración [lb]
- c = Circunferencia del casco o faldón para el diámetro medido [in]
- t = Espesor de la envolvente o cabezal [in]

Al calcular el esfuerzo de compresión debido al peso del recipiente, se compara con el máximo esfuerzo permisible del material, el cual no debe sobrepasar para que el material sea válido a utilizar.

5.8.5. Cálculo por vibración

El viento y las fuerzas producidas en un sismo dan origen a un periodo de vibración, el cual debe ser limitado, ya que los largos periodos pueden originar fallas por fatiga, en este caso el periodo permitido se calcula en base a la deflexión máxima permitida que soporta el tanque a presión (ASME, 2007).

Mediante la ecuación 5.15 se obtiene el periodo de vibración producido.

$$T = 0.0000265 \times \left(\frac{H}{D}\right)^2 \times \sqrt{\frac{w \times D}{t}} \quad (5.15)$$

Mediante la ecuación 5.16 se obtiene el periodo de vibración permitido.

$$T_a = 0.80 \times \sqrt{\frac{W \times H}{V \times g}} \quad (5.16)$$

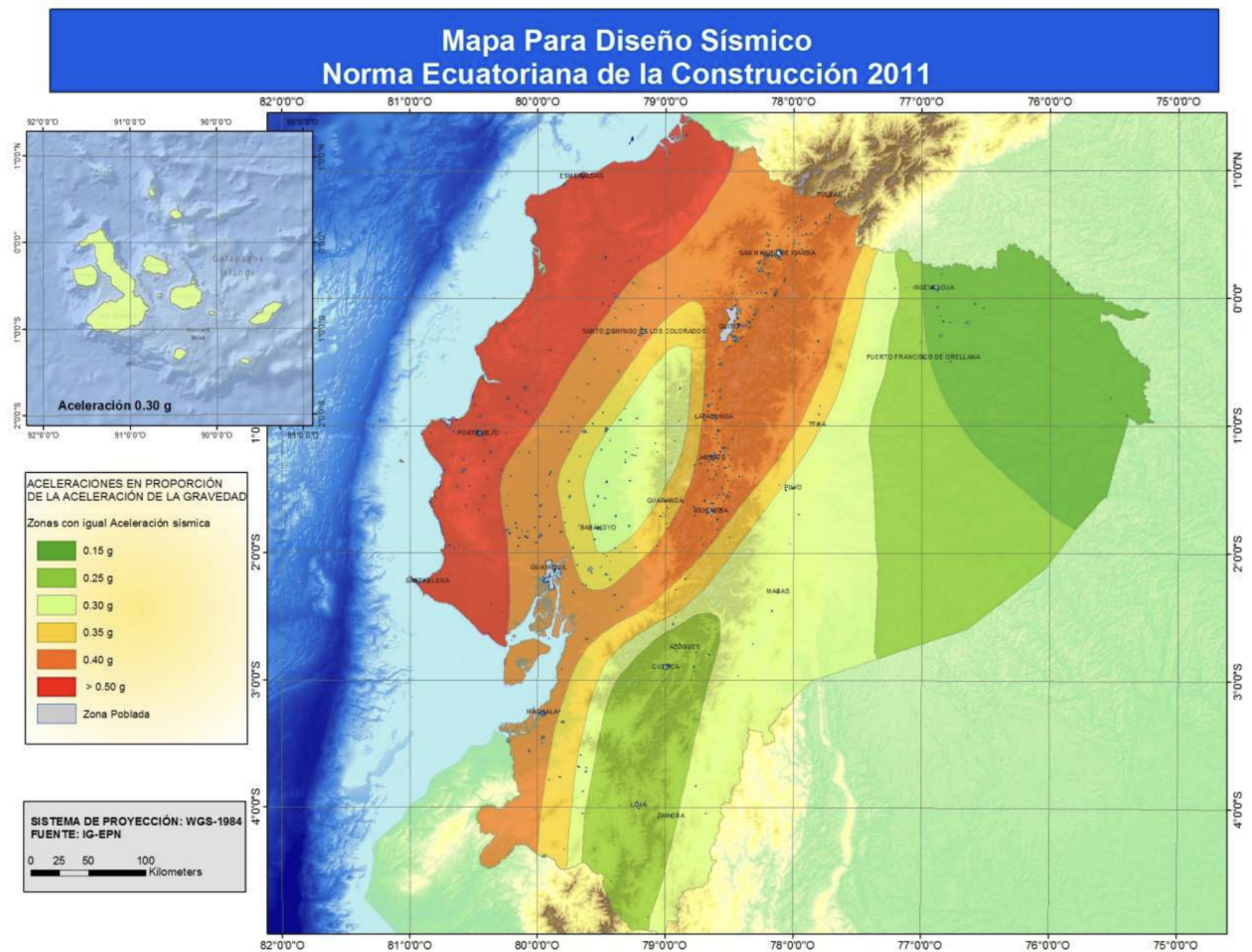
Donde las variables presentes se describen a continuación:

- D = Diámetro exterior del recipiente [ft]
- H = altura total del recipiente incluyendo soportes [ft]
- g = Aceleración de la gravedad [ft/s²]
- V = Fuerza cortante real [lb] = CV
- W = Peso total del tanque [lb]
- w = Peso del tanque por pie de altura [lb/ft]
- t = espesor de la envolvente en la base [in]

Para calcular el máximo periodo por vibración permitida, se debe conocer la carga generada por acción de sismos, la cual es llamada como cortante real. Haciendo uso de la norma ecuatoriana de la construcción NEC-11 capítulo 2, la Figura 5.15 muestra el mapa de zona sísmica del Ecuador, la tabla 5.3 indica los valores Z según la zona sísmica (Iza, 2015).

Figura 5.15

Mapa de la zona sísmica del Ecuador.



Nota: En la Figura se observa el mapa de la zona sísmica del Ecuador (NEC, 2011).

Tabla 5.3

Valores del factor Z en función de la zona sísmica.

Zona sísmica	I	II	III	IV	V	VI
Valor factor Z	0.15	0.25	0.30	0.35	0.40	≥ 0.50
Caracterización de la amenaza sísmica	Intermedia	Alta	Alta	Alta	Alta	Muy Alta

Nota: La tabla presenta los Valores del factor Z en función de la zona sísmica adoptada (NEC, 2011).

Una vez establecido el coeficiente sísmico, se determina el cortante real mediante la

ecuación 5.17 como se muestra a continuación:

$$V = C \times W \quad (5.17)$$

Donde:

- C = Coeficiente sísmico obtenido de la tabla 5.3
- W = Peso del tanque [lb]

Si la vibración real no es mayor a la vibración máxima permitida, no serán necesarios procedimientos adicionales para verificar el espesor de la envolvente del tanque a presión.

5.8.6. Cálculo por carga sísmica

El cálculo de un tanque a presión bajo fuerza sísmica es semejante a las que existe en una viga en voladizo cuando la carga aumenta uniformemente hacia el extremo libre. El método de diseño a seguir se basa en la norma UBC (Uniform Building code) (ASME, 2007).

5.8.6.1. Esfuerzo cortante sísmico

El esfuerzo cortante sísmico sobre el tanque a presión a diseñar se calcula mediante la ecuación 5.18 mostrada a continuación:

$$V = \left(ZI \frac{C}{R_W} \right) W \quad (5.18)$$

El coeficiente numérico C está definido por la ecuación 5.19:

$$C = 1,25 \frac{S}{T^{2/3}}, \quad C \leq 2.75 \quad (5.19)$$

El periodo fundamental de la vibración está definido por la ecuación 5.20:

$$T = 0,035H^{3/4} \quad (5.20)$$

Donde:

- W = Peso total del tanque a presión
- S = Coeficiente numérico para calcular la resonancia de la estructura del lugar

- I = Coeficiente de importancia de ocupación a utilizar. Utilizar 1.0 para recipientes
- H = Altura del tanque
- Rw = Coeficiente numérico de forma

El coeficiente numérico para calcular la resonancia de la estructura del lugar S lo podemos determinar mediante la tabla 5.4, mientras que el coeficiente numérico de forma Rw mediante la tabla 5.5.

Tabla 5.4

Coeficiente numérico para calcular la resonancia de la estructura del lugar.

Tipo de Suelo	Factos S
Un perfil de suelo, ya sea con: (a) Un material como una roca caracterizado por una velocidad de la onda de cizalla mayor de 2500 pies (762 m/s) o por otros medios adecuados de clasificación. (b) Medio-denso a denso o medio-rígido para las condiciones del suelo rígido, donde la profundidad del suelo es inferior a 200 pies (60,960 mm).	1.0
Un perfil de suelo con predominantemente medio denso a denso o medio-rígido para las condiciones del suelo rígido, donde la profundidad del suelo excede 200 pies.	1.2
Un perfil de suelo que contiene más de 20 pies (6,096 mm) de arcilla suave a medio tieso pero no más de 40 pies (12,192 mm) de arcilla blanda.	1.5
Un perfil de suelo que contiene más de 40 pies (12,192 mm) de arcilla blanda que se caracteriza por una velocidad de onda de corte a menos de 500 pies por segundo (152,4 m/s).	2.0

Nota: La tabla presenta los Valores del Coeficiente numérico para calcular la resonancia de la estructura del lugar (Iza, 2015).

Tabla 5.5*Coefficiente numérico de forma.*

Tipo de Estructura	Coefficiente R_w
Torres auto portantes	2.9
Recipientes a presión verticales con faldón.	2.9
Esferas y recipientes apoyados en plataformas	2.2
Recipientes horizontales en plataforma	2.9
Recipiente vertical en la base sin soporte lateral	2.2

Nota: La tabla presenta los coeficientes numéricos de forma (Moss, 2004).

A continuación se calcula la fuerza cortante sísmica horizontal F_T , haciendo uso de la ecuación 5.21 la misma que debe cumplir las siguientes condiciones:

- F_T debe ser menor que $0.25V$
- $F_T = 0$ si T es menor o igual a 0.7

$$F_T = 0.07TV \text{ [lb]} \quad (5.21)$$

Para el cálculo del momento máximo sísmico en la base M se hace uso de la ecuación 5.22 que se presenta a continuación:

$$M = \left[F_T H + (V - F_T) \frac{2}{3} H \right] \text{ [lb.in]} \quad (5.22)$$

En el caso de no cumplir con las condiciones establecidas, a continuación se plantea las siguientes ecuaciones para realizar el cálculo del momento máximo en la base M , Esfuerzo requerido S_m y el espesor requerido para el tanque a presión t_m (Megyesy, 2001).

Momento máximo en la base M :

$$M = \frac{2 \times C \times W \times H}{3} \quad (5.23)$$

Esfuerzo requerido S_m :

$$S_m = \frac{12M}{\pi \times R^2 \times t} \quad (5.24)$$

Espesor requerido para el tanque a presión t_m :

$$t_m = \frac{12M}{\pi \times R^2 S E} \quad (5.25)$$

donde las variables involucradas en las ecuaciones planteadas se detallan a continuación:

- W = Peso total del tanque a presión
- M = Momento máximo en la base
- C = Coeficiente sísmico
- H = Altura del tanque incluyendo soportes o faldón
- R = Radio medio del tanque a presión
- E = Eficiencia de las juntas soldadas
- X = longitud de la envolvente
- t = Espesor requerido [in]

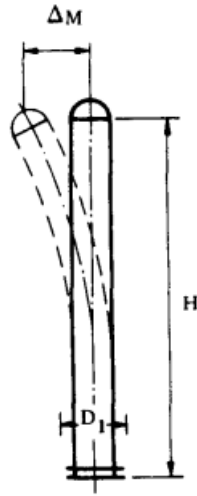
5.8.7. Cálculo por Deflexión

El diseño de un recipiente a presión cilíndrico vertical debe ser como viga en voladizo con carga uniformemente distribuida. la deflexión debido a la carga no debe exceder de 6 pulgadas por cada 100 pies de altura (Megyesy, 2001).

La ecuación 5.26 es utilizada para el cálculo de la deflexión máxima en la parte superior, como muestra la Figura 5.16.

Figura 5.16

Diagrama de deflexión de un recipiente.



Nota: En la Figura se observa el diagrama de deflexión de un recipiente (Megyesy, 2001).

$$\Delta_m = \frac{P_w \times D \times H \times (12H)^3}{8 \times ME \times I} \quad (5.26)$$

Donde:

- Δ_m = Deflexión máxima [*in*]
- H = Altura del tanque incluyendo soportes o faldón [*in*]
- D = Diámetro del tanque [*in*]
- ME = módulo de elasticidad [lb/ft^2]
- $I = R^3 \pi t$ Momento de inercia del tanque si $R > 10t$
- R = Radio medio del tanque [*in*]
- PW = Presión del viento [lb/ft^2]
- t = Espesor requerido [*in*]

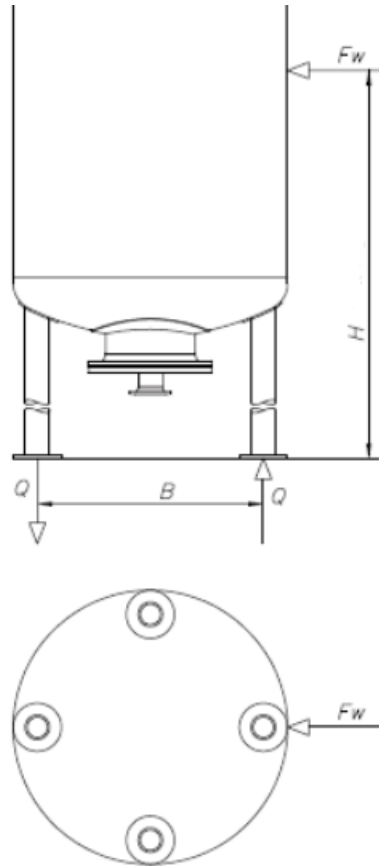
5.8.8. Diseño de los soportes del tanque de presión

Para el diseño de los soportes o patas del recipiente, se sigue el método propuesto en el libro “Pressure Vessel Design Manual” de Dennis Moss, donde se considera como soportes a tubos de diferentes cédulas y el espesor de las placas de refuerzo entre los soportes y el

cabezal debe ser como mínimo el mismo espesor que el cabezal (Roig, 2013).

Figura 5.17

Soportes del tanque de presión.



Nota: En la Figura se observa el diagrama de los soportes del tanque de presión (Roig, 2013).

Las cargas de viento o sismo pueden incidir sobre el tanque de presión, la condición más desfavorable considera que estas actúan perpendicular al eje de los soportes, El peso del recipiente se repartirá de forma equivalente entre los cuatro soportes. El recipiente a diseñar no cuenta con cargas de viento, debido a las condiciones del diseño donde el mismo se encuentra en la parte interna de una nave industrial, además la normativa ASME (2007) señala que el recipiente debe sobrepasar una altura mínima de cinco metros para ser diseñado bajo carga de viento, por lo tanto, la carga más desfavorable será por sismo. Mediante la ecuación 5.27 se obtiene la combinación de la carga sísmica y peso propio sobre una pata.

$$Q1 = \frac{W}{n} + 4 \cdot F_w \cdot \frac{H}{n \cdot B} \quad (5.27)$$

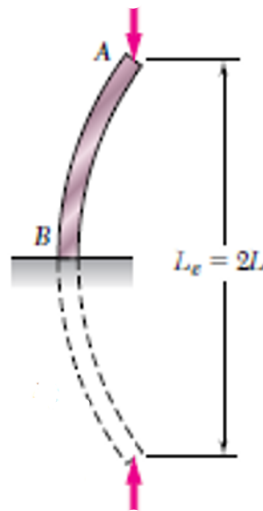
Donde:

- W = Peso del recipiente en prueba hidráulica [lb]
- n = Número de patas de apoyo
- Fw = Carga sísmica
- H = Altura según la Figura 5.17
- B = Distancia según la Figura 5.17

Se considera que los apoyos están empotrados en el cabezal del recipiente y voladizo al suelo para obtener la longitud efectiva, como se muestra en la Figura 5.18.

Figura 5.18

Longitud efectiva de la columna.



Nota: En la Figura se observa la longitud efectiva de la columna.

Mediante la ecuación 5.28, se determina que la relación de esbeltez es menor a la condición establecida para determinar que la columna sea corta, si cumple dicha condición se obtiene el esfuerzo de crítico haciendo uso de la ecuación 5.29, caso contrario se utiliza la ecuación 5.30 para columna larga, mediante la ecuación 5.31 se obtiene el esfuerzo de euler.

$$\frac{L_e}{r} > 4.71 \cdot \sqrt{\frac{E}{S}} \quad (5.28)$$

- $Le =$ Longitud efectiva de los soportes o patas [*in*]
- $r =$ Radio de giro [*in*]
- $E =$ Módulo de elasticidad del material [*psi*]
- $S =$ Esfuerzo del material [*psi*] 5.17

$$\sigma_{cr} := \left[0.658 \left(\frac{s}{\sigma_e} \right) \right]_S \quad (5.29)$$

$$\sigma_{cr} := 0.877 \cdot \sigma_e \quad (5.30)$$

$$\sigma_e := \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{Le}{r} \right)^2} \quad (5.31)$$

El American Institute of Steel Construction (AISI), establece un factor de seguridad que varía de 1.67 a 1.92 para una relación de esbeltez de columna corta, a continuación se obtiene el esfuerzo permisible haciendo uso de la ecuación 5.32.

$$\sigma_{\text{permisible}} := \frac{\sigma_{cr}}{1.67} \quad (5.32)$$

Para finalizar, se obtiene la carga que puede soportar la columna con la ecuación 5.33, la cual debe ser mayor a la carga presente en las columnas debido a la combinación de carga por peso propio y vibración.

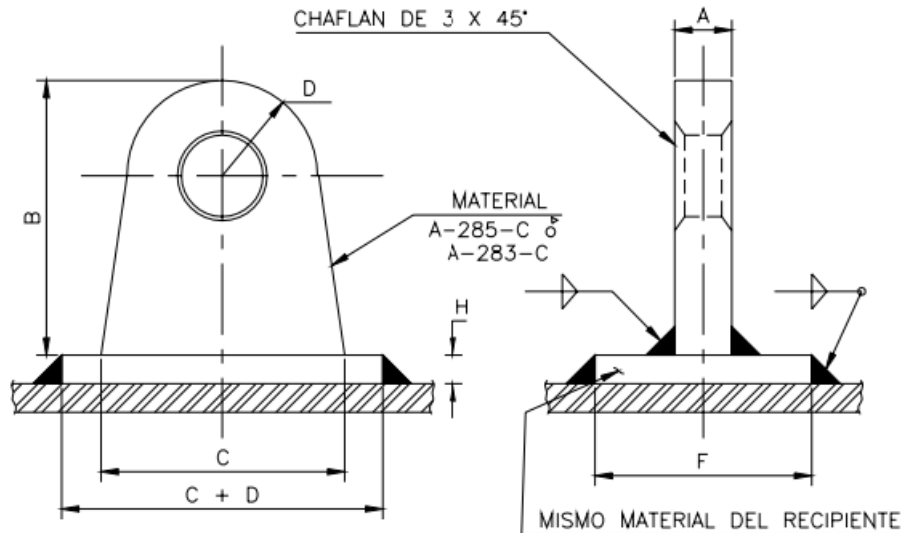
$$P_{\text{carga}} := \sigma_{\text{permisible}} \cdot S_{\text{area}} \quad (5.33)$$

5.8.9. Diseño de orejas de izaje del tanque de presión

Las orejas de izaje como se muestra en la Figura 5.19 permiten el transporte, instalación y mantenimiento de los recipientes a presión, para garantizar la estabilidad y evitar concentración de esfuerzos en un punto es necesario como mínimo dos orejas de izaje, las cuales serán distribuidas en el cabezal del recipiente.

Figura 5.19

Orejas de izaje de un tanque de presión.



Nota: En la Figura se observa las orejas de izaje de un tanque de presión (León, 2001).

En el diseño, el espesor de las orejas se obtiene mediante la ecuación 5.34 descrita a continuación.

$$t_o = \frac{W}{SD} \quad (5.34)$$

Donde:

- t_o = Espesor mínimo de la oreja [in]
- S = Esfuerzo a la tensión del material [ksi]
- W = peso del recipiente [lb]
- D = Distancia mostrada en la Figura 5.19, radio [in]

Después de obtener el espesor de las orejas, la ecuación 5.35 determina el espesor mínimo del cuerpo o cabezal para soportar las fuerzas aplicadas en la oreja (Megyesy, 2001).

$$t_c = \frac{W}{S(C + t_o)2} \quad (5.35)$$

Donde:

- $t.c$ = Espesor mínimo requerido del cuerpo o cabezal de la oreja [*in*]
- S = Esfuerzo a la tensión del material del cuerpo o cabezal [*ksi*]
- W = Peso del equipo sin fluido [*in*]
- C = Distancia mostrada en la Figura 5.19 [*in*]
- t_o = Espesor de la oreja de izaje [*in*]

Para verificar que la soldadura aplicada para la instalación de las orejas en el recipiente sea correcta, se calcula el área de soldadura aplicada haciendo uso de la ecuación 5.36 y el área mínima de soldadura requerida mediante la ecuación 5.37, donde siempre debe cumplir la condición $A_s \geq A_r$

$$A_s = 1.4142(t_o)C \quad (5.36)$$

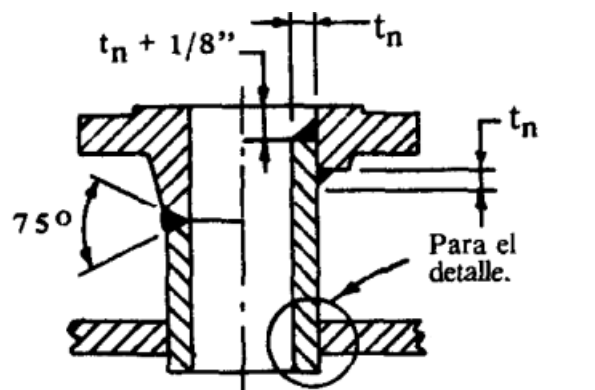
$$A_r = \frac{W}{S} \quad (5.37)$$

5.8.10. Diseño de las boquillas

Las boquillas en el recipiente de presión se definen como las conexiones tubulares en la envolvente o el cabezal, las cuales permiten el ingreso, salida, inspección y control del fluido o del tanque de presión ASME (2007).

Figura 5.20

Boquillas en tanques de presión.



Nota: En la Figura se observa las Boquillas en tanques de presión (ASME, 2007).

el código ASME presenta en la tabla 5.6 las opciones permitidas de diámetros de las boquillas a usar en proporción al diámetro del tanque.

Tabla 5.6

Diámetros de las boquillas según la normativa ASME.

Diámetro Interno del recipiente (in)	Aberturas para inspección	Diámetro de la tubería para entrada	Diámetro máximo para las bocas de entrada
$X < 12$	2 Entradas	0.75 in	20 in
$12 < X < 18$	2 Entradas roscadas	1.5 in	20 in
$18 < X < 36$	Boquilla de Inspección 2 entradas roscadas	Min 15 in 2 in	20 in
$36 < X < 60$	Boquilla de Inspección 2 entradas roscadas	Min 16 in 2 in	20 in
$60 > x$	Boquilla de Inspección 2 entradas roscadas	Min 16 in 2 in	D/3 hasta 40 in

Nota: La tabla presenta los diámetros de las boquillas según la normativa (ASME, 2007).

La ecuación 5.38 determina el espesor de las boquillas.

$$tt = \frac{PD}{2 \times (SF + Py)} + C \cdot A \quad (5.38)$$

Donde:

- tt = Espesor mínimo para presiones internas [*in*]
- $Y = 0.4$ Coeficiente según el tipo de material, para acero ferrítico
- $F = 1$ Factor de calidad según el material
- $C.A = 1/16$ factor de corrosión [*in*]
- S = Esfuerzo máximo de fluencia del material [*ksi*]
- D = Diámetro externo del tanque [*in*]
- P = Presión de diseño [*psi*]

Una vez determinado el espesor de la boquilla requerida, se analiza si las boquillas necesitan refuerzos, la Figura 5.7 presenta las propiedades de las tuberías según la norma.

Tabla 5.7

Propiedades de las tuberías.

PROPERTIES OF PIPE											
Schedule numbers and weight designations are in agreement with ANSI B36.10 for carbon and alloy steel pipe and ANSI B36.19 for stainless steel pipe.											
Nom pipe size	Schedule No.		Weight Designation	Out-side diam. in.	In-side diam. in.	Wall thick-ness in.	Weight per foot lb.	Wt. of water per ft. pipe lb.	Outside surface per ft. sq. ft.	Inside surface per ft. sq. ft.	Trans-verse area sq. in.
	Carbon & alloy steels	Stain-less steels									
$\frac{1}{8}$...	10S405	.307	.049	.186	.0320	.106	.0804	.0740
	40	40S	Std.	.405	.269	.068	.244	.0246	.106	.0705	.0568
	80	80S	X-Stg.	.405	.215	.095	.314	.0157	.106	.0563	.0364
$\frac{1}{4}$...	10S540	.410	.065	.330	.0570	.141	.1073	.1320
	40	40S	Std.	.540	.364	.088	.424	.0451	.141	.0955	.1041
	80	80S	X-Stg.	.540	.302	.119	.535	.0310	.141	.0794	.0716
$\frac{3}{8}$...	10S675	.545	.065	.423	.1010	.177	.1427	.2333
	40	40S	Std.	.675	.493	.091	.567	.0827	.177	.1295	.1910
	80	80S	X-Stg.	.675	.423	.126	.738	.0609	.177	.1106	.1405
$\frac{1}{2}$...	10S840	.670	.083	.671	.1550	.220	.1764	.3568
	40	40S	Std.	.840	.622	.109	.850	.1316	.220	.1637	.3040
	80	80S	X-Stg.	.840	.546	.147	1.087	.1013	.220	.1433	.2340
	160840	.466	.187	1.310	.0740	.220	.1220	.1706
	XX-Stg.	.840	.252	.294	1.714	.0216	.220	.0660	.0499
$\frac{3}{4}$...	10S	...	1.050	.824	.083	.857	.2660	.275	.2314	.6138
	40	40S	Std.	1.050	.824	.113	1.130	.2301	.275	.2168	.5330
	80	80S	X-Stg.	1.050	.742	.154	1.473	.1875	.275	.1948	.4330
	1.050	.675	.188	1.727	.1514	.275	.1759	.3570
	160	1.050	.614	.218	1.940	.1280	.275	.1607	.2961
1	...	10S	...	1.315	1.097	.109	1.404	.4090	.344	.2872	.9448
	40	40S	Std.	1.315	1.049	.133	1.678	.3740	.344	.2740	.8640
	80	80S	X-Stg.	1.315	.957	.179	2.171	.3112	.344	.2520	.7190
	1.315	.877	.219	2.561	.2614	.344	.2290	.6040
	160	1.315	.815	.250	2.850	.2261	.344	.2134	.5217
$1\frac{1}{4}$...	10S	...	1.660	1.442	.109	1.806	.7080	.434	.3775	1.633
	40	40S	Std.	1.660	1.380	.140	2.272	.6471	.434	.3620	1.495
	80	80S	X-Stg.	1.660	1.278	.191	2.996	.5553	.434	.3356	1.283
	1.660	1.160	.250	3.764	.4575	.434	.3029	1.057
	160	...	XX-Stg.	1.660	.896	.382	5.214	.2732	.434	.2331	.6305
$1\frac{1}{2}$...	10S	...	1.900	1.682	.109	2.085	.9630	.497	.4403	2.221
	40	40S	Std.	1.900	1.610	.145	2.717	.8820	.497	.4213	2.036
	80	80S	X-Stg.	1.900	1.500	.200	3.631	.7648	.497	.3927	1.767
	1.900	1.337	.281	4.862	.6082	.497	.3519	1.405
	160	...	XX-Stg.	1.900	1.100	.400	6.408	.4117	.497	.2903	.950
2	...	10S	...	2.375	2.157	.109	2.638	1.583	.622	.5647	3.654
	40	40S	Std.	2.375	2.067	.154	3.652	1.452	.622	.5401	3.355
	2.375	2.041	.167	3.938	1.420	.622	.5360	3.280

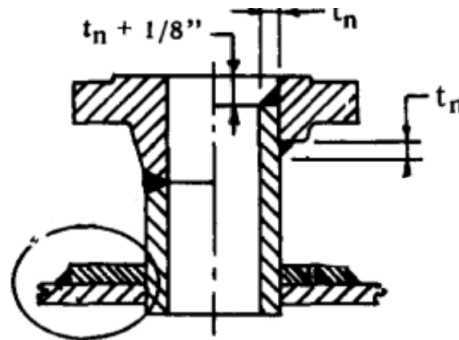
Nota: La tabla presenta las propiedades de las tuberías (Megyesy, 2001).

5.8.10.1. Refuerzo de boquillas

Al realizar el agujero para adaptar la boquilla, se remueve material de la tapa o la envolvente del tanque, por lo que la normativa establece que las boquillas con diámetros mayores a 3 pulgadas de diámetro requieren de una placa de refuerzo como se muestra en la Figura 5.21 en la unión de la boquilla con el tanque que compense la pérdida del material evitando concentraciones de esfuerzos (ASME, 2007).

Figura 5.21

Refuerzo de boquillas en tanques de presión.



Nota: En la Figura se observa los refuerzo de boquillas en tanques de presión (Megyesy, 2001).

5.8.11. Selección de bridas

Las bridas son componentes o elementos con la función de unir o ensamblar sistemas de tuberías, bombas, válvulas y otros accesorios, los cuales por lo general se encuentran involucrados en el manejo y transporte de fluidos. En el proceso de selección de bridas, se debe seguir el siguiente proceso:

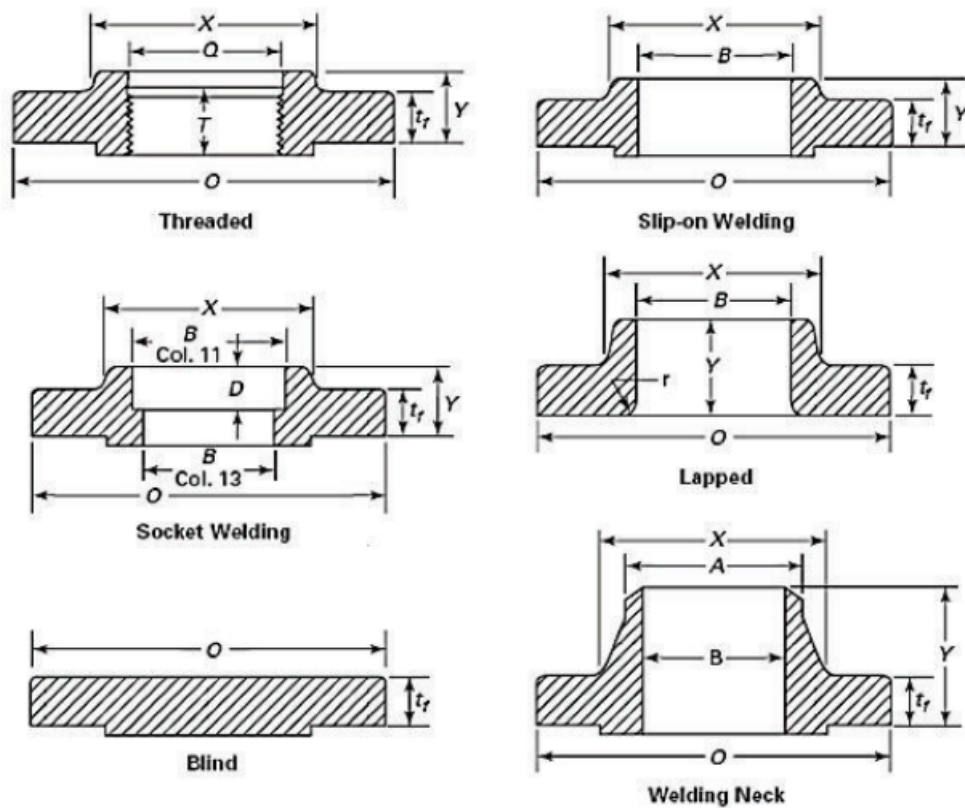
- *A* : Selección del modelo según la aplicación.
- *B* : Presión de trabajo de la brida.
- *C* : Material requerido.

Existen diferentes modelos o tipos de bridas como muestra la Figura 5.22 Donde:

- *Threaded* : Bridas roscadas.
- *Socket – welding* : Bridas de enchufe soldable.
- *Blind* : Bridas ciegas.
- *Slip – on – welding* : Bridas deslizables.
- *Lapped* : Bridas de traslape.
- *Welding – neck* : Bridas de cuello soldable.
- *studding – outlet*

Figura 5.22

Tipos de bridas.



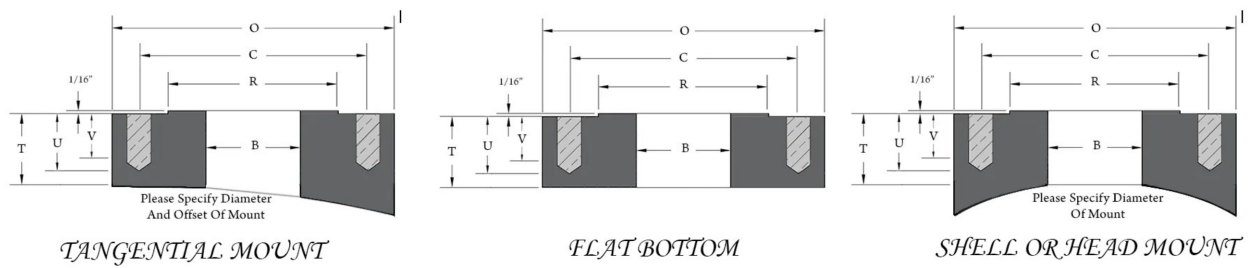
Nota: En la Figura se observa los diferentes Tipos de bridas (ASME, 2007).

Las bridas de cuello soldable poseen un cuello cónico el cual permite la soldadura a tope con la tubería, son recomendadas para altas presiones de trabajo y transporte de fluidos como: agua, petróleo, gas, aire comprimido, etc (Iza, 2015).

Las bridas studding outlet como se muestra en la Figura 5.23 son diseñados para ser instalados en el interior o exterior de la envolvente o tapa de un recipiente, la curvatura de la brida debe adaptarse a la curvatura del tanque, estos son usados en aplicaciones como registros de entrada para la inspección de recipientes, control de flujo, etc (Iza, 2015).

Figura 5.23

Bridas studding outlet.

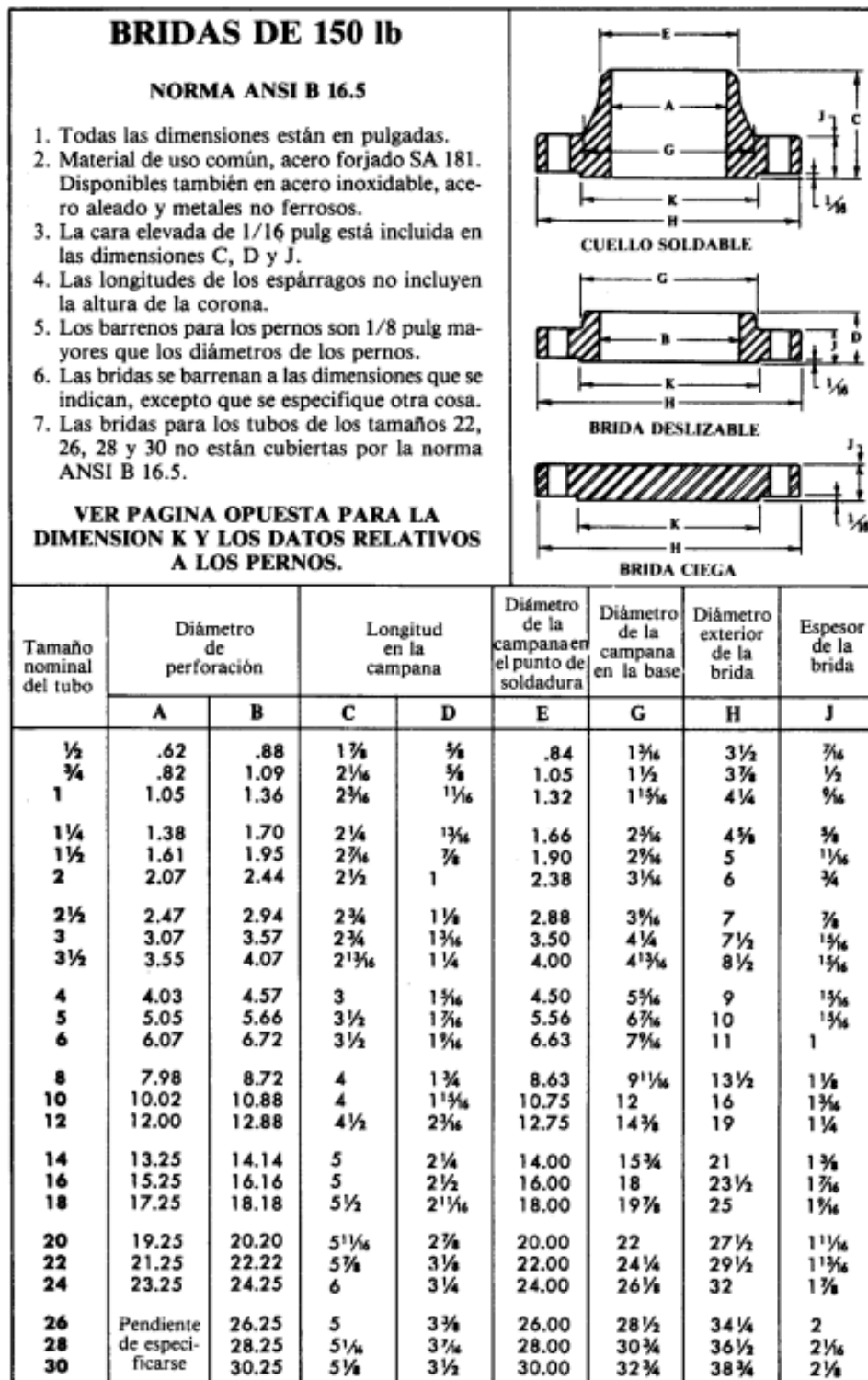


Nota: En la Figura se observa los tipos de bridas studding outlet (Marcel, 2021).

La norma ASME B16.5 es la más utilizada para la selección de bridas y accesorios bridados, la cual especifica que las bridas se encuentran clasificadas de acuerdo a la capacidad de resistir la presión a la que están sometidas, además de estar clasificadas por su diámetro nominal, las clases que dicta la norma son: 150 lbs, 300 lbs, 400 lbs, 600 lbs, 1500 lbs, 2500 lbs, La Figura 5.24 presenta las especificaciones de las bridas clase 150 (Iza, 2015).

Figura 5.24

Especificaciones de bridas 150lb.



Nota: En la Figura se observa las especificaciones de las bridas 150lb (ASME, 2007).

6. Marco metodológico

A continuación, se presenta la metodología a utilizar durante el desarrollo del proyecto de titulación propuesto.

6.1. Metodología de la Investigación

El proyecto de titulación planteado, presenta una propuesta de diseño de un tanque a presión para red neumática, el cual es una aplicación de la normativa ASME, para la cual se realiza una investigación con un enfoque cuantitativo, ya que se establecen los datos técnicos en el diseño de tanques a presión como son Volumen, temperatura, cargas, dimensiones, presiones, etc.

El proyecto tiene un alcance descriptivo donde se presenta el diseño y se realiza un análisis computacional y analítico del mismo para verificar su correcto desarrollo.

6.2. Metodología del proceso

6.2.1. Establecimiento de los parámetros iniciales para el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la norma ASME sección VIII

A continuación se describe los parámetros iniciales a considerar dentro del diseño de un tanque de presión.

6.2.1.1. Presiones

Las presiones presentes en el recipiente a diseñar son primordiales, y las utilizadas en el trabajo de titulación se detallan a continuación.

- Presión de operación (P_o): Se identifica como la presión manométrica a la cual el recipiente se encuentra sometido en condiciones normales de operación. En el diseño del tanque neumático se consideró una presión de operación de 110 psi.
- Presión de diseño (P): Es la presión a utilizar en el cálculo de las partes que componen el recipiente, el cual se define de la siguiente manera:

Si $P_o > 300\text{lb}/\text{in}^2$ entonces $P = 1.1 \cdot P$

Si $P_o \leq 300\text{lb}/\text{in}^2$ entonces $P = P_o + 30\text{lb}/\text{in}^2$

La cual se ha establecido en 140 psi.

- Presión de trabajo máxima permisible: Se identifica como la presión máxima a la que se puede someter un recipiente, este se obtiene despejando P de las ecuaciones del cálculo de los espesores de los cabezales y la envolvente usando t como espesor real.

6.2.1.2. Fluido a almacenar en el tanque de presión

Fluido del tanque de presión: Es fundamental establecer el tipo de fluido a almacenar dentro del recipiente, debido a que este es un punto de partida para realizar la selección del material y considerar efectos que puede causar el mismo en el tanque de presión. Debido a que el tanque de presión actuara como depósito de aire comprimido, se puede decir que el fluido a manejar es una mezcla de gases presentes en la atmosfera, principalmente de Nitrógeno y Oxígeno.

6.2.1.3. Volumen del tanque de presión

El tanque de presión, al actuar como depósito de aire comprimido en una red neumática, debe satisfacer el requerimiento de toda la red y contar con su estudio previo, el cual define la capacidad de 880 l, la misma será utilizada para el diseño del tanque de presión.

6.2.1.4. Tipología del tanque de presión

La tipología de tanques a presión para red de aire comprimido a utilizar normalmente son cilíndricos, verticales u horizontales; sin embargo, estos pueden llegar a variar debido a una serie de factores, los cuales se muestra en la tabla 6.1, mediante esta se selecciona el tanque a presión vertical como mejor opción, tomando como mayor aspecto a considerar el área que ocupa el equipo en la empresa INMACOV.

Tabla 6.1

Tabla de ponderación de la tipología del tanque de presión .

Factores		Alternativas		
Descripcion de los factores	Ponderacion	Recipientes verticales	Recipientes horizontales	Recipientes esféricos
Control del fluido almacenar	15	13	10	13
Facilidad de construccion	20	18	15	10
Bajo costo de construccion	20	18	18	10
Facilidad de manejo de equipo	5	5	5	5
Seguridad	10	9	9	10
Menor area que ocupa el equipo	30	28	20	23
TOTAL	100	91	77	71

Nota: La tabla presenta la ponderación de la tipología del tanque de presión para su selección.

6.2.1.5. Temperaturas

- Temperatura de operación:

La temperatura de operación se entiende como la temperatura a la cual el recipiente estará sometido en condiciones normales de operación, también se entiende como la temperatura del medio ambiente (ASME, 2007).

Según, INAMHI (2023) la temperatura más alta para la región Sierra es de 24.2[°C], por otro lado, la temperatura mínima absoluta es 3.8[°C].

- Temperatura de diseño máxima:

La temperatura de diseño máxima es igual o mayor a la temperatura presente en el material en condiciones de operación, se establecen los valores más desfavorables presentes en el recipiente (ASME, 2007).

Una vez entendido el concepto de la temperatura de diseño máxima, se establece el valor de 70[°C] o 158[°F], el mismo es establecido debido a la salida del fluido una vez realizado el proceso de compresión en las condiciones más desfavorables.

6.2.1.6. Material del tanque de presión

En el tanque de presión se va a definir los materiales para los componentes principales y secundarios, según lo establecido por la normativa ASME.

Mediante la tabla 6.2 se escoge a los aceros al carbono como el material a usar debido a que este se adapta a las condiciones necesarias a cumplir en el diseño del recipiente.

Tabla 6.2

Tabla de ponderación de los materiales del tanque de presión.

Factores		Alternativas			
Descripcion de los factores	Ponderacion	Aceros al carbono	Aceros de baja aleación	Aceros de alta aleación	Materiales no ferrosos
Disponibilidad en el mercado	25	25	20	22	15
Bajo costo de construcción	20	19	15	10	15
Facilidad de construcción	20	18	15	18	5
Resistencia a la corrosión	10	8	3	10	10
Responde a las condiciones de temperatura establecidas	10	9	10	10	6
Responde a las condiciones de presión establecidas	15	15	14	14	13
TOTAL	100	94	77	84	64

Nota: La tabla presenta la ponderación para la selección de los materiales propuestos por la normativa ASME para el tanque de presión.

A continuación se presenta los materiales donde se muestra los esfuerzos máximos de diseño en un rango de temperatura de -20 a 650 °F, los esfuerzos de fluencia y la resistencia a la tracción, en la tabla 6.3 se encuentran los materiales para las partes del recipiente de presión, además de sus propiedades mecánicas necesarias para el diseño.

Tabla 6.3

Tabla de los materiales del tanque de presión.

Partes	Material	Límite de fluencia (ksi)	Resistencia a la tracción (Ksi)	Esfuerzo máximo permisible (Ksi) -20 a 650 F
Envolvente	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Tapas o cabezales	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Tubería	SA-53 G-B	35	60	15
Placas de refuerzo	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Bridas	SA-181	36	70	17.5
Orejas de izaje	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Soportes o patas	SA-36	36	70	

Nota: La tabla presenta las propiedades mecánicas de los materiales establecidos por la normativa ASME para el tanque de presión.

6.2.1.7. Juntas de soldadura

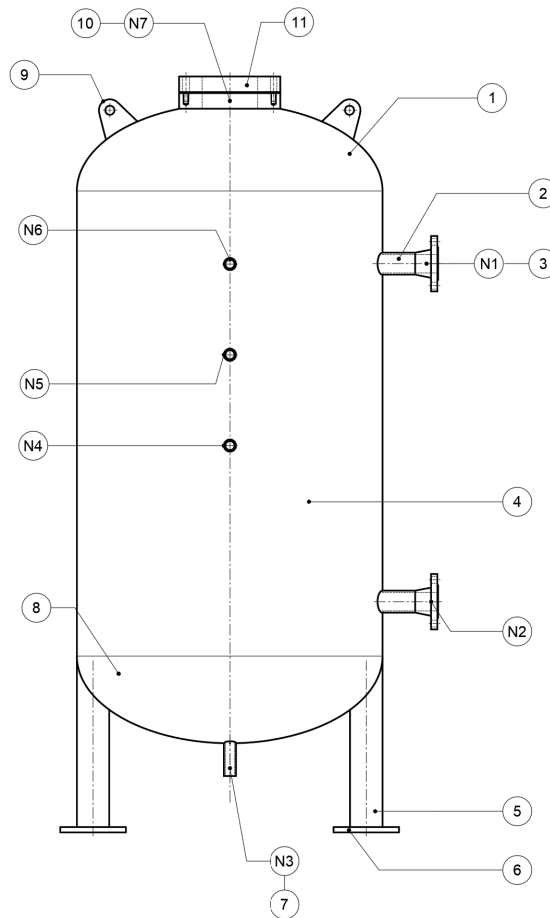
- Eficiencia de la junta del cuerpo o envolvente: Como se observa en la figura 5.7 la normativa establece valores según el tipo de junta a realizar o considerar en el diseño, en el caso de la envolvente, si presenta unión para su conformación, se considerará una junta a tope soldada por ambos lados $E = 1$.
- Eficiencia de la junta del cabezal o tapas: Como se observa en la figura 5.7 la normativa establece valores según el tipo de junta a realizar o considerar en el diseño, en el caso de la unión de las tapas a la envolvente, se considerará una junta a tope soldada por un solo lado $E = 0.90$, en el caso de la conformación de las tapas se considerara $E = 1$.

6.2.1.8. Boquillas del tanque de presión para red de aire comprimido

Las boquillas en los tanques de presión permiten el ingreso, salida y control del fluido a procesar o almacenar, por lo que se debe establecer el número boquillas a diseñar bajo normativa.

Figura 6.1

Boquillas del tanque de presión para red de aire comprimido.



Nota: En la Figura se observa las boquillas del tanque de presión para red de aire comprimido.

Tabla 6.4

Tabla de las boquillas del tanque de presión para red de aire comprimido.

TUBULADURAS			
POS	SERVICIO	NORMAS	OBSERVACIONES
N1	BOQUILLA DE SALIDA DE FLUIDO	ASME_B36	BOQUILLA BRIDADA 150 LB
N2	BOQUILLA DE ENTRADA DE FLUIDO	ASME_B36	BOQUILLA BRIDADA 150 LB
N3	BOQUILLA PARA VALVULA DE PURGA	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N4	BOQUILLA PARA MANOMETRO	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N5	BOQUILLA PARA PRESOSTATO	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N6	BOQUILLA DE SEGURIDAD	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N7	BOQUILLA DE INSPECCIÓN	ASME_B36	STUDDING OUTLET 150 LB

Nota: La tabla presenta las boquillas del tanque de presión para red de aire comprimido.

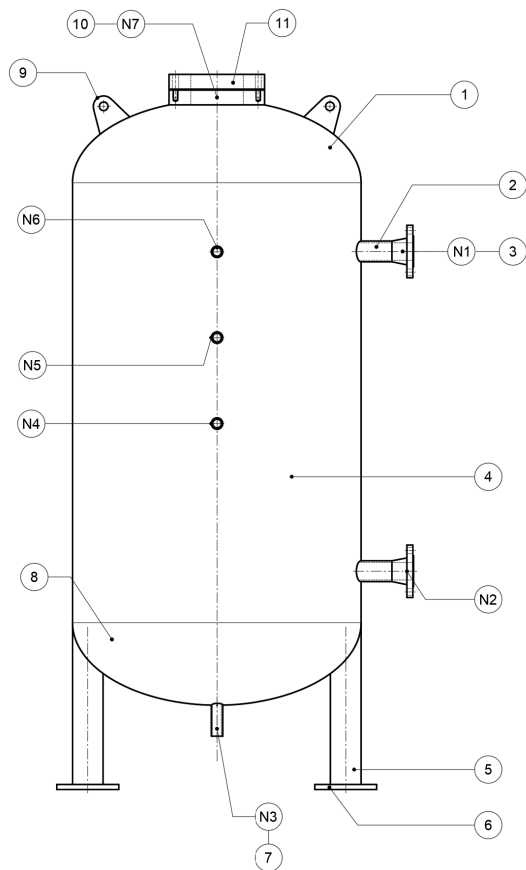
La figura 6.1 indica las boquillas implementadas en el diseño del recipiente para su correcto dimensionamiento, la tabla 6.4 describe cada elemento de la figura mencionada.

6.2.2. Propuesta del diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII

A continuación se presenta la propuesta de diseño de un tanque de presión, la cual indica los elementos y las boquillas implementadas en el diseño del recipiente para su correcto dimensionamiento.

Figura 6.2

Propuesta de diseño.



TUBULADURAS			
POS	SERVICIO	NORMAS	OBSERVACIONES
N1	BOQUILLA DE SALIDA DE FLUIDO	ASME_B36	BOQUILLA BRIDADA 150 LB
N2	BOQUILLA DE ENTRADA DE FLUIDO	ASME_B36	BOQUILLA BRIDADA 150 LB
N3	BOQUILLA PARA VALVULA DE PURGA	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N4	BOQUILLA PARA MANOMETRO	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N5	BOQUILLA PARA PRESOSTATO	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N6	BOQUILLA DE SEGURIDAD	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N7	BOQUILLA DE INSPECCIÓN	ASME_B36	STUDDING OUTLET 150 LB

1	BRIDA CIEGA Ø6" 300 LB	11	SA-181
1	BRIDA STUDDING OUTLET Ø6" 150 LB	10	SA-181
2	OREJA DE IZAJE 95.48 mm x 100 mm x 4 mm	9	SA-515-70
1	CABEZAL ELIPTICO ØINT 840 mm x 8 mm x 240 mm	8	SA-515-70
4	TUBO ROSCADO Ø1" SCH.10S x 89.79 mm	7	SA-53_G-B
4	PLACA DE APOYO Ø 180 mm x 15 mm	6	SA-515-70
4	TUBO Ø3" SCH.40 x 485 mm	5	SA-515-70
1	ENVOLVENTE CILINDRICA ØINT 840 mm x 6 mm x 1280 mm	4	SA-515-70
2	BRIDA SLIP-ON Ø2" 150 LB	3	SA-181
2	TUBO Ø2" SCH.10S x 89.6 mm	2	SA-53_G-B
1	CABEZAL ELIPTICO ØINT 840 mm x 8 mm x 240 mm	1	SA-515-70
CANT.	DESIGNACION	POS.	MATERIAL

Nota: Se presenta la propuesta de diseño del tanque de presión para red de aire comprimido.

La Figura 6.2 presenta los componentes del tanque de presión, cada uno de ellos debe ser calculado, analizado o seleccionado para obtener las dimensiones finales, la tabla 6.5 presenta el orden de los componentes a definir, para obtener un plano a detalle con las especificaciones definidas de cada componente.

Tabla 6.5

Tabla de elementos a diseñar.

Item	Cantidad	Denominación
1	1	ENVOLVENTE CILINDRICA ØINT 840 mm
2	2	CABEZAL ELIPTICO ØINT 840 mm
3	4	SOPORTES TUBO Ø3" SCH.40 x 485 mm
4	2	OREJA DE IZAJE
5	4	BOQUILLAS PARA ACCESORIOS
6	2	BOQUILLAS PARA ENTRADA Y SALIDA DEL FLUIDO
7	2	BRIDAS PARA INSPECCION
8	2	BRIDAS PARA ENTRADA Y SALIDA DEL FLUIDO
9	-	CALCULO DE LAS SOLDADURAS

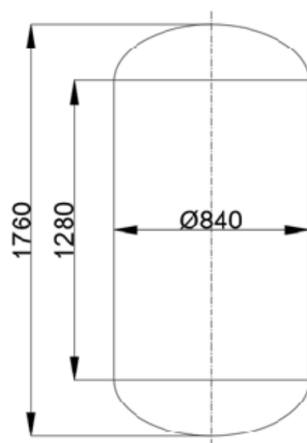
Nota: La tabla presenta los elementos a diseñar del tanque de presión para red de aire comprimido.

6.2.2.1. Descripción geométrica del diámetro y longitud del tanque de presión

Una vez definido los componentes del recipiente, se realiza el cálculo bajo normativa donde, el primer paso es obtener el diámetro óptimo y la longitud del tanque, para lo cual se obtiene el resultado de la variable $F = 0.128$ como indica la ecuación 5.1, con el valor de la capacidad del tanque de presión y la variable F , se utiliza la Figura 5.8 para determinar el diámetro óptimo del recipiente, La longitud del tanque se determina mediante la ecuación 5.2, La Figura 6.3 presenta los resultados obtenidos.

Figura 6.3

Longitud y diámetro óptimo.



Ítem	Resultado
Parámetro F (F)	0.128
Diámetro optimo (D)	840 mm o 33.07 in
Longitud (L)	1760 mm o 69.3 in

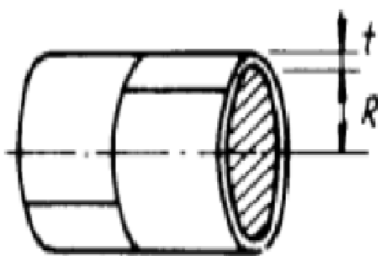
Nota: La Figura presenta la Longitud y diametro óptimo del tanque de presión.

6.2.2.2. Cálculo del espesor de la envolvente por presión interna

Para el cálculo del espesor de la envolvente cilíndrica se hace uso de la ecuación 5.3, la cual debe cumplir con la condición $P < 0.385SE$, la normativa ASME plantea un factor de corrosión de $1/16$ in para materiales de aceros al carbono utilizados en el diseño de tanques para redes neumáticas el cual debe sumar al espesor obtenido por la ecuación antes mencionada, el espesor obtenido mediante el cálculo es $t = 0.195in$, sin embargo se selecciona un espesor comercial para la envolvente cilindra de $t = 0.24in$ La Figura 6.4 presenta los resultados obtenidos.

Figura 6.4

Espesor de la envolvente por presión interna.



Ítem	Resultado
Espesor calculado de la envolvente (t)	4.96 mm o 0.195 in
Espesor comercial de la envolvente (t)	6 mm o 0.24 in
Condición 0.385 S E	6737.5 psi
Presión de diseño obtenido (P)	204.93 psi

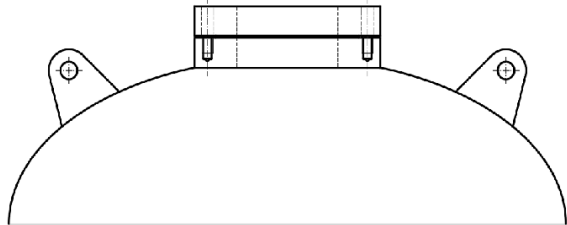
Nota: La Figura presenta el espesor de la envolvente por presión interna.

6.2.2.3. Cálculo del espesor de la tapa por presión interna

Para el cálculo del espesor de la tapa elíptica se hace uso de la ecuación 5.6, la cual debe cumplir con la condición $t/L \geq 0.002$ y $D/h = 4$, la normativa ASME plantea un factor de corrosión de $1/16$ in para materiales de aceros al carbono utilizados en el diseño de tanques para redes neumáticas el cual debe sumar al espesor obtenido por la ecuación antes mencionada, el espesor obtenido mediante el cálculo es $t = 0.278in$, sin embargo se selecciona un espesor comercial para la envolvente cilindra de $t = 0.315in$ La Figura 6.5 presenta los resultados obtenidos.

Figura 6.5

Espesor de la tapa elíptica por presión interna.



Ítem	Resultado
Espesor calculado de la tapa (t_t)	7.059 mm o 0.278 in
Espesor comercial de la tapa (t_t)	8 mm o 0.315 in
Condición D/h	4
Condición t_t / L	0.004

Nota: La Figura presenta el espesor de la tapa elíptica por presión interna.

6.2.2.4. Cálculo del espesor de la envolvente por presión externa

Para verificar el espesor de la envolvente cilíndrica por presión externa, se hace uso de la ecuación 5.9 para determinar la presión externa máxima de trabajo, la cual debe ser menor a la presión externa de diseño, el valor de A se obtiene mediante la Figura 5.11 y el valor de B mediante la Figura 5.12, como se detalla el proceso en la sección 5.9.3, la Figura 6.6 presenta los resultados obtenidos donde se compara las presiones obtenidas en el cálculo y se determina que el espesor es válido sin la necesidad de anillos atiesadores.

Figura 6.6

cálculo del espesor de la envolvente por presión externa.

"Espesor válido sin anillo atiesador" if $P_a > P_e$ = "Espesor válido sin anillo atiesador"
"Reforzar el espesor o implementar anillos" if $P_a < P_e$

Ítem	Resultado
Valor del factor A	0.00039
Valor del factor B	5900
Presión externa de diseño (P_e)	15 psi
presión externa máxima de trabajo (P_a)	45.846 psi

Nota: La Figura presenta el resumen del cálculo del espesor de la envolvente por presión externa.

6.2.2.5. Cálculo del espesor de la tapa por presión externa

Para el cálculo del espesor de la tapa por presión externa se utiliza la ecuación 5.6, usando la presión exterior de 14.5 *psi* multiplicado por un factor de 1.67, la misma debe ser menor al espesor obtenido por presión interna.

La presión externa máxima permisible de la tapa se obtiene mediante la ecuación 5.11 donde $R_o = 0.9D$ y B es determinado por el procedimiento indicado en el cálculo del cabezal semiesférico sometido a presión externa. Una vez obtenida la presión externa máxima permisible se despeja t de la ecuación 5.11 y se determina el espesor necesario para las tapas sometidas a presión externa, la cual debe ser menor al espesor obtenido en el cálculo bajo presión interna, la Figura 6.7 presenta los resultados obtenidos.

Figura 6.7

cálculo del espesor de las tapas por presión externa.

condición 1

$$\left| \begin{array}{l} \text{"Espesor válido"} \quad \text{if } t_t > t_{\text{tapas.ext}} \\ \text{"Espesor no válido"} \quad \text{if } t_{\text{tapas.ext}} > t_t \end{array} \right. = \text{"Espesor válido"}$$

condición 2

$$\left| \begin{array}{l} \text{"Espesor válido"} \quad \text{if } t_t > t_{\text{tapas.ext.2}} \\ \text{"Espesor no válido"} \quad \text{if } t_{\text{tapas.ext.2}} > t_t \end{array} \right. = \text{"Espesor válido"}$$

Ítem	Resultado
Valor del factor A	0.002
Valor del factor B	5900
Presión externa de diseño (P_e) * 1.67	24.215 psi
Espesor bajo presión externa ($P_{\text{tapas.ext}}$)	2.159mm o 0.085 in
presión externa máxima permisible (P_a)	55.094 psi
Espesor bajo presión externa ($P_{\text{tapas.ext2}}$)	3.96 mm o 0.156 in

Nota: La Figura presenta el resumen del cálculo del espesor de las tapas por presión externa.

6.2.2.6. Cálculo por peso propio del tanque de presión

Para el cálculo por peso propio del tanque se lo considera en peso de prueba, el cual se refiere a la suma del peso del recipiente ya instalado y el gua presente en el equipo para la prueba hidrostática, El esfuerzo de compresión debido al peso se determina mediante la ecuación 5.14. El esfuerzo de compresión debido al peso del recipiente se compara con el máximo esfuerzo permisible del material, el cual no debe sobrepasar para que el material sea válido a utilizar. La Figura 6.8 presenta los resultados obtenidos.

Figura 6.8

Cálculo por peso propio del tanque de presión.

"El material utilizado es el correcto" if $S > S_c$ = "El material utilizado es el correcto"
"El material utilizado no es el correcto" if $S < S_c$

Ítem	Resultado
Peso de la envolvente ($W_{envolvente}$)	289.943 lbf
Peso de las tapas (W_{tapas})	177.10 lbf
Peso del agua en el recipiente (W_{agua})	1933.23 lbf
Peso de los accesorios (W_{acc})	45 lbf
Peso total del tanque + 6% ($W_{hidraulico}$)	2475.99 lbf
Esfuerzo de compresión (S_c)	21.768 psi
Esfuerzo permisible del material (S)	17500 psi

Nota: La Figura presenta el resumen del cálculo por peso propio del tanque de presión.

6.2.2.7. Cálculo por vibración

Mediante la ecuación 5.15 se obtiene el periodo de vibración producido, el cual al compararlo con el periodo de vibración permitido que se obtiene mediante la ecuación 5.16 debe ser menor. Para determinar los periodos es primordial definir el valor del factor Z en función de la zona sísmica que se encuentra en la Tabla 5.3, considerando que el tanque de presión se instalara en la provincia del Azuay se establece un valor de 0.25 para el factor Z , además de determinar el valor del cortante real mediante la ecuación 5.17, La Figura 6.9 presenta los resultados obtenidos.

Figura 6.9

Cálculo por vibración del tanque de presión.

"Cumple con el periodo de vibración" if $T_a > T$ = "Cumple con el periodo de vibración"
 "No cumple con el periodo de vibración" if $T_a < T$

Ítem	Resultado
Factor Z en zona sísmica (C)	0.25
Cortante real (V)	135.692 lbf
Periodo producido (T)	0.022 s
Periodo permitido (Ta)	0.723 s

Nota: La Figura presenta el resumen del cálculo por vibración del tanque de presión.

6.2.2.8. Cálculo por carga sísmica

En el cálculo por carga sísmica se calcula el momento máximo en la base mediante la ecuación 5.2, una vez obtenido el momento máximo en la base, haciendo uso de la ecuación 5.24 se obtiene el esfuerzo requerido por carga sísmica, el cual debe ser inferior al esfuerzo permisible del material, El espesor requerido para el tanque de presión bajo carga sísmica se determina mediante la ecuación 5.25 el mismo debe ser inferior al espesor obtenido en el cálculo por presión interna. La Figura 6.11 presenta los resultados obtenidos.

Figura 6.10

Cálculo por carga sísmica del tanque de presión.

"Espesor correcto" if $t_{esismica} < t_e$ = "Espesor correcto"
 "Espesor incorrecto" if $t_{esismica} > t_e$

Ítem	Resultado
Factor Z en zona sísmica (C)	0.25
Momento máximo en la base (M)	7140.7314 lbf in
(Sm)	0.4157 ksi
Espesor requerido ($t_{esismica}$)	0.0057 in

Nota: La Figura presenta el resumen del cálculo por carga sísmica del tanque de presión.

6.2.2.9. Diseño de los soportes del tanque de presión

Para el diseño de los soportes del tanque, se considera las cargas de viento o sismo perpendiculares al eje de los soportes y el peso del recipiente en condiciones desfavorables, mediante la ecuación 5.27 se obtiene la carga presente en la columna la cual debe ser menor a la carga que soporta la columna.

La pata se considera como columna empotrada en un extremo y voladizo en el otro, determinando una longitud efectiva de la columna de $2 * L$, mediante la ecuación 5.28 se determina la esbeltez de la columna y se la clasifica como columna corta, el esfuerzo de Euler se obtiene con la ecuación 5.31, una vez obtenido el esfuerzo de Euler se determina el esfuerzo crítico para la columna haciendo uso de la ecuación 5.29 a continuación se obtiene con la ecuación 5.32 el esfuerzo permisible de la columna, finalmente con la ecuación 5.33 se obtiene la carga que soporta la columna. La Figura 6.11 presenta los resultados obtenidos.

Figura 6.11

Diseño de los soportes del tanque de presión.

"La columna soportara la carga" if $P_{carga} > Q_1$ = "La columna soportara la carga"
 "La columna no soportara la carga" if $P_{carga} < Q_1$

Ítem	Resultado
Soporte	tubo 3" sch 40
Longitud de la columna (lc)	470 mm o 18.504 in
Modulo de esbeltez (L e/r)	31.529
Esfuerzo de euler (σ_e)	287.92 ksi
Esfuerzo critico para columna corta (σ_{cr})	17060.418 psi
Esfuerzo permisible ($\sigma_{permisible}$)	10.216 ksi
Carga que soporta la columna (P_{carga})	23158.982 lbf
Carga presente en la columna (Q_1)	625.727 lbf

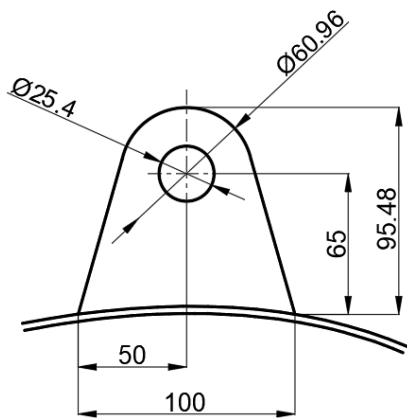
Nota: La Figura presenta el resumen del diseño de los soportes del tanque de presión.

6.2.2.10. Cálculo del espesor de las orejas de izaje

Para determinar el mínimo espesor requerido para las orejas de izaje se utiliza la ecuación 5.34, donde W es el peso del recipiente en condiciones desfavorables de prueba hidráulica, la carga presente en la oreja de izaje es igual a la carga por peso propio del tanque. Una vez obtenido el espesor, mediante la ecuación 5.35 se determina el espesor mínimo del cabezal para soportar las fuerzas aplicadas en la oreja, para finalizar se debe verificar que el área de la soldadura aplicada sea correcta, mediante la ecuación 5.36 obtenemos el área de soldadura aplicada la cual debe ser mayor al área mínima de soldadura requerida obtenida por la ecuación 5.37. La Figura 6.12 presenta los resultados obtenidos.

Figura 6.12

Cálculo del espesor de las orejas de izaje.



"Cumple" if $A_s \geq A_r$ = "Cumple"
 "No cumple" if $A_s < A_r$

Ítem	Resultado
Espesor calculado de las orejas de izaje (t_o)	2.995 mm o 0.1179 in
Espesor comercial de las orejas de izaje (t_o)	4 mm o 0.157 in
Espesor mínimo del cabezal (t_c)	0.443 mm o 0.17 in
Área de la soldadura aplicada (A_s)	0.656 in ²
Área de la soldadura requerida (A_r)	0.141 in ²

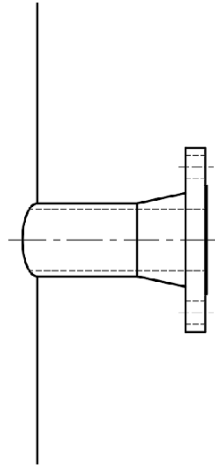
Nota: La Figura presenta el resumen del cálculo del espesor de las orejas de izaje.

6.2.2.11. Selección de las boquillas

En el recipiente a presión se requiere de boquillas para entrada y salida del fluido de 2 in y boquillas de 1 in para instalación de accesorios, mediante la ecuación 5.38 se determina el espesor requerido para las boquillas, el cual debe ser menor al espesor de la tubería seleccionada de la tabla 5.7. La longitud mínima para la instalación de las boquillas de 2in en el recipiente como indica la normativa es de 6in. La Figura 6.13 presenta los resultados obtenidos.

Figura 6.13

Selección de las boquillas del tanque de presión.



Ítem	Resultado
Boquilla para entrada y salida del fluido	Tubo 2" sch 10 x 3.5 in
accesorios	Tubo 1" sch 10 x 3.5 in
Extensión mínima para boquillas con brida de cuello soldable	6 in
Espesor requerido para la tubería	1.67 mm a 0.066 in
Espesor de la tubería sch 10	2.77 mm o 0.109 in

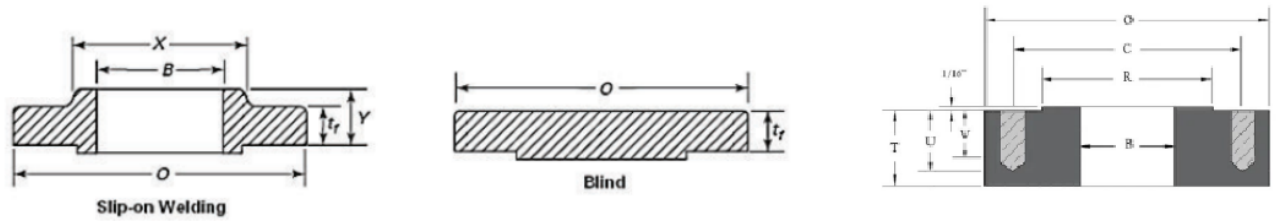
Nota: La Figura presenta el resumen de la selección de las boquillas del tanque de presión.

6.2.2.12. Selección de bridas

En el diseño del recipiente se implementa bridas para las boquillas de entrada y salida del fluido, además de una abertura para inspección del tanque, la cual es una abertura bridada, para la selección de bridas se sigue los pasos descritos en la sección 5.9.11 la cual detalla el procedimiento a seguir para la selección de bridas según la norma ASME B16.5, la Figura 6.14 presenta los resultados de la selección de bridas para el recipiente.

Figura 6.14

Selección de bridas.



Ítem	Resultado
Modelo de las bridas para entrada y salida de fluido	Slip-on welding
Diámetro de las bridas de entrada y salida de fluido	2 in
Modelo para la brida de inspección	Studding outlet Blind
Diámetro de la brida de inspección	6 in
Material de las bridas	Según ASME B16.5 acero SA-181
Presión de trabajo de las bridas de entrada y salida del fluido	150 lb
Presión de trabajo de la brida de inspección	Studding outlet 150 lb Blind 300 lb

Nota: La Figura presenta el resumen de la Selección de bridas del tanque de presión.

6.2.2.13. Cálculo de las soldaduras

El código de soldadura de acero estructural emitido por la Sociedad de Soldadura de Estados Unidos (AWS), mediante la tabla 6.6 establece los electrodos a utilizar para el proceso de soldadura de arco eléctrico con electrodo revestido, el electrodo E7018 es el seleccionado para las juntas del tanque de presión.

Tabla 6.6*Tabla de Electrodo.*

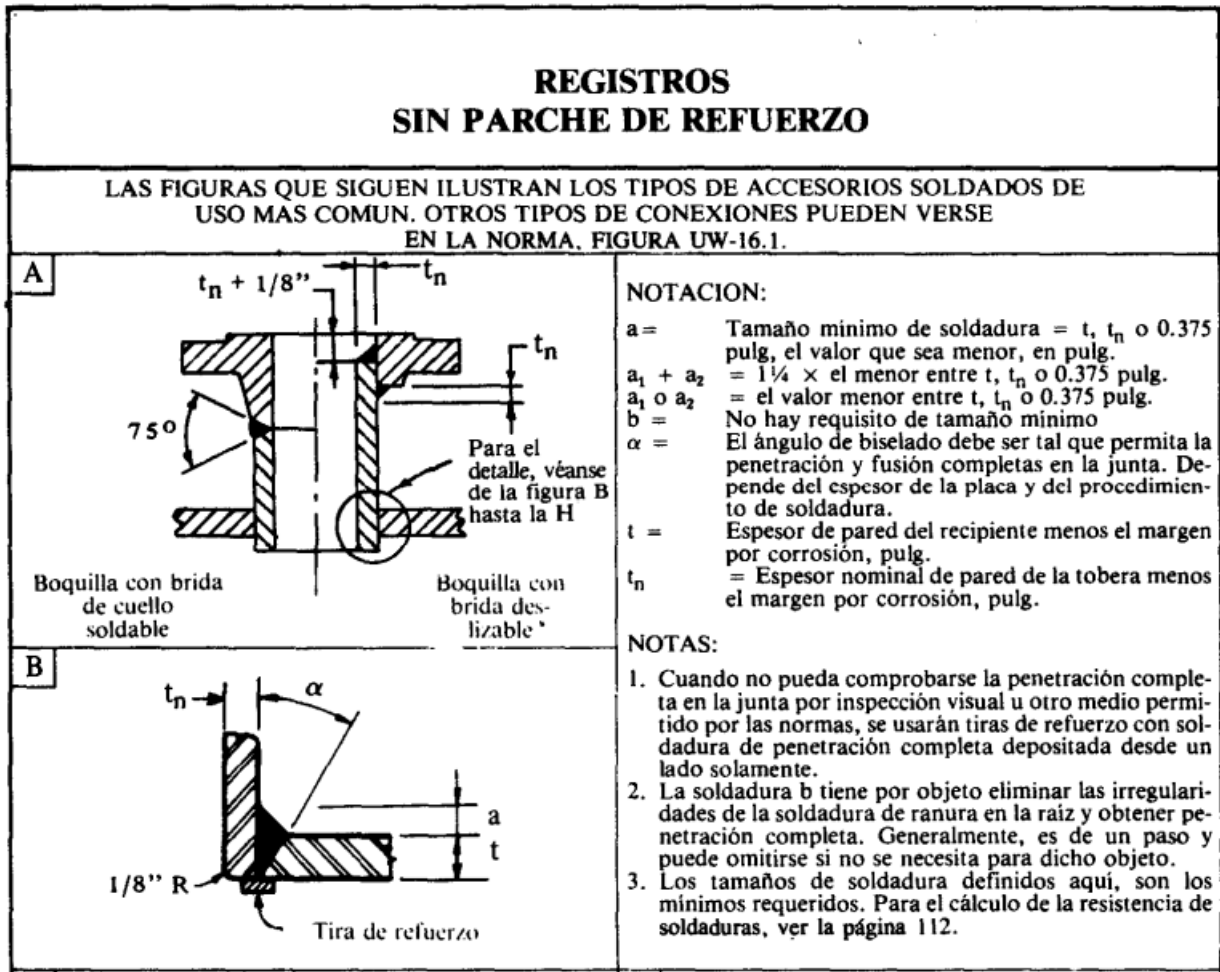
Grupo	Especificación AWS	Electrodo	Fundente^c
1	A5.1	E6010, E6011	
	A5.5	E7010, E7011	
2	A5.5	E8010, E8011 E9010	
3	A5.1 o A5.5	E7015, E7016, E7018	
	A5.5	E8015, E8016, E8018 E9018	
4 ^a	A5.17	EL8	P6XZ
		EL8K	F6X0
		EL12	F6X2
		EM5K	F7XZ
		EM12K	F7X0
		EM13K EM15K	F7X2
5 ^b	A5.18	ER70S-2	
	A5.18	ER70S-6	
	A5.28	ER80S-D2	
	A5.28	ER90S-G	
6	A5.2	RG60, RG65	
7	A5.20	E61T-GS ^d	
		E71T-GS ^d	
8	A5.29	E71T8-K6	
9	A5.29	E91T8-G	

Nota: La Figura presenta la tabla de Electrodo según AWS.

Una vez definido el electrodo a utilizar se realiza el análisis de la soldadura para las boquillas de 2 in de diámetro, En la Figura 6.7 el recuadro B presenta las características del cordón de soldadura para realizar el cálculo. La normativa ASME establece que el tamaño de la soldadura no necesita ser mayor que el espesor de la parte más delgada que se una (Megyesy, 2001).

Tabla 6.7

Soldadura en boquillas.



Nota: La Figura presenta la soldadura en boquillas (Megyesy, 2001).

Donde:

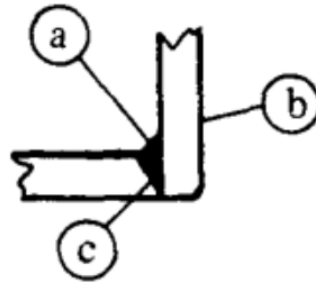
- $a = 0.236$ Tamaño mínimo de soldadura [in]
- $t = 0.236$ Esfuerzo a la tensión del material [in]
- Ángulo de biselado 45 grados
- $t_n =$ Espesor nominal de pared de la boquilla [in]

Los posibles puntos de falla de los elementos que unen las aberturas del recipiente se encuentran en la Figura 6.15, Los valores de esfuerzo permitido de las soldaduras es el valor de esfuerzo del material más débil de la unión, multiplicado por los factores de 0.74 para

soldadura de ranura a tensión, 0.60 para soldadura de ranura a corte, 0.49 para soldadura de filete a corte (Megyesy, 2001).

Figura 6.15

Puntos de falla en soldadura de boquillas.



Posibles puntos de falla

1. Por a y b
2. Por a y c

Nota: La Figura presenta los posibles puntos de falla en soldadura de boquillas (Megyesy, 2001).

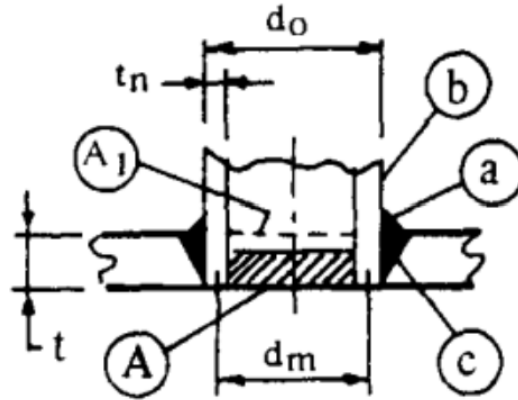
La Figura 6.16 indica los elementos a considerar para el cálculo de las soldaduras y del cuello de la boquilla, donde:

- $tr = 0.195$ Espesor de la pared de la envolvente requerida [*in*]
- $t = 0.236$ Espesor de la pared de la envolvente [*in*]
- $d = 2.157$ Diámetro interior de la boquilla [*in*]
- $A = 0.421$ Área de la sección transversal [*in*]²
- $A1 = 0.089$ Área de la diferencia de la pared de la envolvente [*in*]²
- $do = 2.375$ Diámetro exterior de la boquilla [*in*]
- $dm = 2.266$ Diámetro medio [*in*]
- $S = 17.5$ Esfuerzo permitido del material de la envolvente SA-515 [*ksi*]
- $Sn = 15ksi$ Esfuerzo permitido del material de la boquilla SA-53 [*ksi*]
- $tn = 0.109$ Espesor de la pared de la boquilla [*in*]

- $c = 0.278$ Cateto de la soldadura de filete [in]

Figura 6.16

Elementos de soldadura en boquillas.



Nota: La Figura presenta los elementos de soldadura en boquillas (Megyesy, 2001).

La carga que debe soportar la soldadura es igual a $C = (A - A_1) \cdot S = 5804.79 \text{ lbf}$, la ecuación 6.1 indica el valor del esfuerzo de la soldadura de filete a corte, la ecuación 6.2 indica el valor del esfuerzo de la soldadura de filete a tensión y la ecuación 6.3 indica el valor del esfuerzo de la pared de la boquilla a corte.

$$\sigma_c := 0.49 \cdot S = 8575 \cdot \text{psi} \quad (6.1)$$

$$\sigma_t := 0.74 \cdot S = 12950 \cdot \text{psi} \quad (6.2)$$

$$\sigma_{bc} := 0.70 S_n = 10500 \cdot \text{psi} \quad (6.3)$$

A continuación La ecuación 6.4 indica la resistencia de la soldadura de filete a corte, La ecuación 6.5 indica la resistencia de la pared de boquilla a corte y La ecuación 6.6 indica la resistencia de la soldadura de ranura a tensión.

$$C_a := \frac{\pi \cdot d_o}{2} \cdot c \cdot \sigma_c = 8904.37244 \cdot \text{lbf} \quad (6.4)$$

$$C_{pb} := \frac{\pi \cdot d_m}{2} \cdot t_n \cdot \sigma_{bc} = 4073.76131 \cdot \text{lbf} \quad (6.5)$$

$$C_t := \frac{\pi \cdot d_o}{2} \cdot c \cdot \sigma_t = 13447.419606 \cdot \text{lbf} \quad (6.6)$$

La resistencia de los posibles puntos de falla por los puntos a y b es determinado mediante la ecuación 6.7 y la resistencia de los posibles puntos de falla por los puntos a y c es determinado mediante la ecuación 6.8. una vez determinadas las cargas y las resistencias se puede establecer que P_{ab} y P_{bc} tiene mayor resistencia que la carga que debe soportar la soldadura, por lo tanto, la soldadura establecida es la correcta.

$$P_{ab} := C_a + C_{pb} = 12978.1338 \cdot lbf \quad (6.7)$$

$$P_{ac} := C_a + C_t = 22351.792 \cdot lbf \quad (6.8)$$

A continuación se determina la dimensión del patín de la soldadura en las orejas de izaje, donde:

- $P = W_{hidraulico} = 2475.999$ Peso del recipiente en condición desfavorable de prueba hidráulica, carga axial [lbf]
- $A_w = 7.874$ Longitud de la soldadura [in]
- $f = 9.6$ Esfuerzo permitido en la soldadura bajo normativa [ksi]

La carga sobre la soldadura de filete se encuentra determinada mediante la ecuación 6.9, la misma es utilizada para definir la dimensión del patín de la soldadura de filete mediante la ecuación 6.10, Debido a que el tamaño requerido del filete es menor al establecido por la normativa, se selecciona el establecido por la normativa como se muestra en la Figura 6.8.

$$W := \frac{P}{A_w} = 314.452 \cdot \frac{lbf}{in} \quad (6.9)$$

$$w := \frac{W}{f} = 0.033 \cdot in \quad (6.10)$$

Tabla 6.8

Tamaño mínimo de soldadura.

Tamaño mínimo de soldadura*

Esesor de la placa más gruesa, pulg.	1/2	3/4	1/2	2/4	6	Más de 6
Tamaño mínimo de la soldadura de filete, pulg	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8

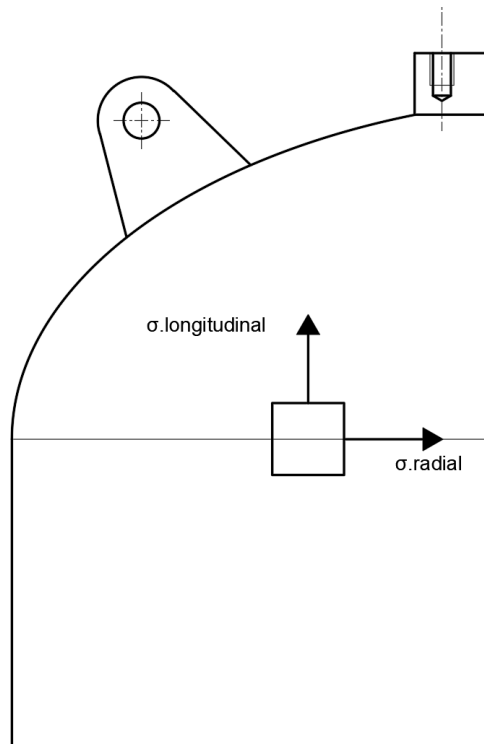
* El tamaño de la soldadura no necesita ser mayor que el espesor de la parte más delgada que una.

Nota: La Tabla presenta el tamaño mínimo de soldadura (Megyesy, 2001).

Para verificar que la junta de soldadura de la unión del cabezal a la envolvente está correctamente dimensionada, se utiliza el procedimiento descrito en el libro de diseño en Ingeniería mecánica de Shigley. Nisbett (2012), el cual hace uso del Código AISC para metal de aporte, donde se determina el factor de utilización de la soldadura para esfuerzo normal a tensión y esfuerzo cortante, como se muestra en la Figura 6.17.

Figura 6.17

Unión soldada del cabezal a la envolvente.



Nota: La Figura presenta la unión soldada del cabezal a la envolvente.

Mediante la ecuación 6.11 se comprueba que la pared del tanque de presión sea pared delgada para iniciar el cálculo, la ecuación 6.12 define el esfuerzo longitudinal y el esfuerzo radial es obtenido mediante la ecuación 6.13, donde:

- $P = 140$ Presión interna de diseño [psi]
- $t = 0.236$ Espesor mínimo de la unión del cabezal elíptico a la envolvente [in]
- $De = 33.543$ Diámetro externo del tanque [in]
- $Dm = De - t = 33.307$ Diámetro medio [in]
- $Sy = 56$ Esfuerzo permisible del material [ksi]

- $S_{ut} = 70$ Esfuerzo último del material a tensión [ksi]

$$\frac{D_m}{t} = 141 \quad \frac{D_m}{t} \geq 20 \quad (6.11)$$

$$\sigma_l := \frac{P \cdot D_m}{4t} = 4.935ksi \quad (6.12)$$

$$\sigma_r := \frac{P \cdot D_m}{2t} = 9.87ksi \quad (6.13)$$

El esfuerzo promedio se obtiene mediante la ecuación 6.14 y R se obtiene de la ecuación 6.15, El esfuerzo cortante de la soldadura se determina mediante la ecuación 6.16 y el esfuerzo normal de la soldadura se determina de la ecuación 6.17.

$$\sigma_{\text{promedio}} := \frac{\sigma_l + \sigma_r}{2} = 7.402ksi \quad (6.14)$$

$$R := \sigma_{\text{promedio}} - \sigma_l = 2.467ksi \quad (6.15)$$

$$\gamma_{\text{sol}} := R \cdot \sin(90) = 2.206ksi \quad (6.16)$$

$$\sigma_{\text{sol}} := \gamma_{\text{sol}} = 2.206ksi \quad (6.17)$$

Mediante la ecuación 6.18 se obtiene el factor de utilización de la soldadura a esfuerzo normal, mientras que el factor de utilización de la soldadura a esfuerzo cortante se determina mediante la ecuación 6.19

$$FU_{\text{normal}} := \frac{\sigma_{\text{sol}}}{0.6 \cdot S_y} = 6.565\% \quad (6.18)$$

$$FU_{\text{cortante}} := \frac{\gamma_{\text{sol}}}{0.3 \cdot S_{ut}} = 10.504\% \quad (6.19)$$

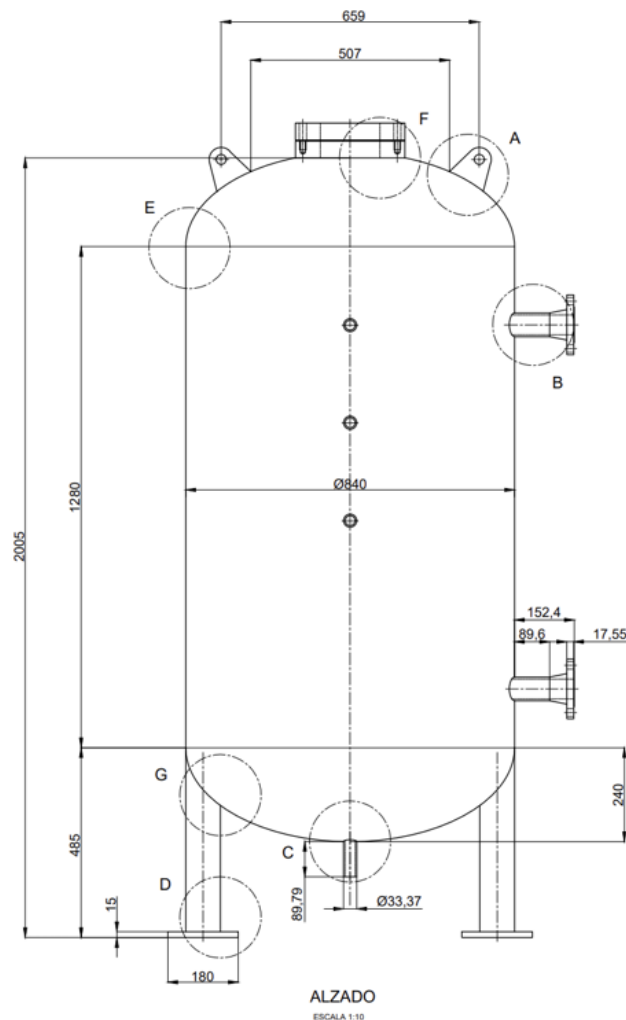
La soldadura aplicada para la unión de la tapa a la envolvente con electrodo revestido E7018 es correctamente dimensionada, debido a que el factor de utilización en ambos casos es mínimo. En el anexo se encuentra la memoria de cálculo, la cual utiliza el proceso descrito en la sección 5.8 del marco teórico. Los planos de construcción describen el diseño establecido para el tanque de presión, los mismos se encuentran en el Anexo D.

6.2.3. Evaluación mediante elementos finitos el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII

A continuación se realiza el análisis estructural mediante el método de elementos finitos. El programa que se ha usado para este análisis es el programa de simulación ANSYS. En la presente evaluación se comprueba si se cumplen los distintos parámetros de diseño que se establecen en la normativa ASME. Una vez obtenido los planos del tanque de presión como muestra la Figura 6.18, se procede a obtener el sólido previo a la evaluación mediante elementos finitos.

Figura 6.18

Extracto de planos del tanque.



Nota: La Figura presenta un extracto de los planos del tanque de presión.

Para realizar el diseño del tanque se utiliza el software AUTODESK INVENTOR, el cual presenta compatibilidad con el software ANSYS, el mismo que se usara para realizar la simulación. En la Figura 6.19, se muestra el diseño para el estudio de esfuerzos presentes en los elementos.

Figura 6.19

Sólido para la evaluación mediante elementos finitos.



Nota: La Figura presenta el sólido para la evaluación mediante elementos finitos.

La tabla 6.9 presenta los elementos a evaluar, la carga mediante la cual se analizará el comportamiento del mismo y el esfuerzo permisible del material según la normativa estudiada.

Tabla 6.9

Elementos a evaluar mediante elementos finitos.

Elemento		Esfuerzo permisible del material	Presión interna
		MPa	MPa
1	Envolvente	120,65	0,965
2	Tapa	120,65	0,966
3	Soldadura	235,8	0,966
Elemento		Esfuerzo permisible del material	Carga en el elemento
		MPa	lbf
4	Izaje	120,65	2475,9
5	Soporte	70,35	2475,9

Nota: La Tabla presenta los elementos a evaluar y las cargas presentes en el mismo.

Para el análisis de mallado en ANSYS, se realizó un proceso iterativo, donde se comprueba que la calidad de malla obtenida [EQ] sea lo más aproximado a 1, donde el porcentaje de convergencia de la misma deberá ser menor al 2%, este proceso iterativo indica el mallado ideal para cada elemento, donde al aumentar la calidad de malla aumenta el número de nodos (ANSYS, 2010).

Figura 6.20

Generación de malla en elementos del tanque.

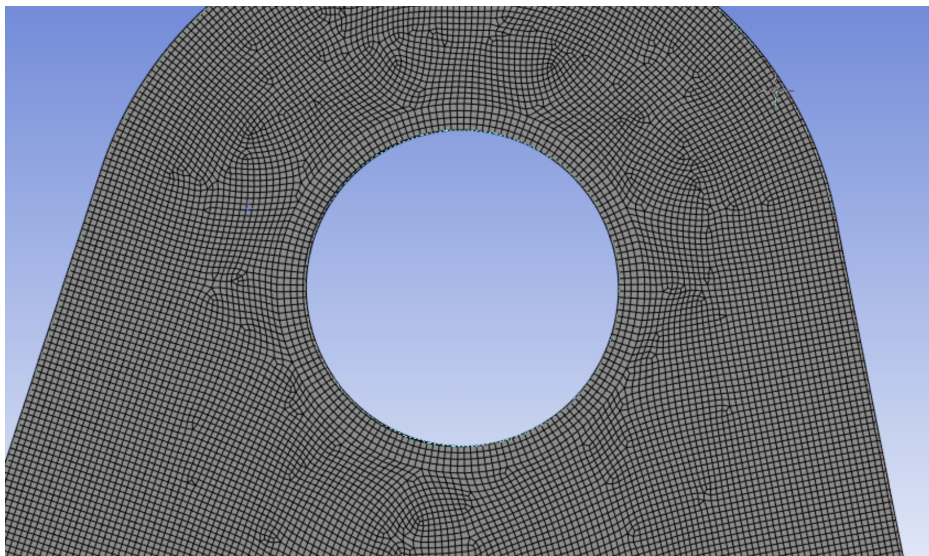


Tabla 6.10

Proceso de mallado de elementos.

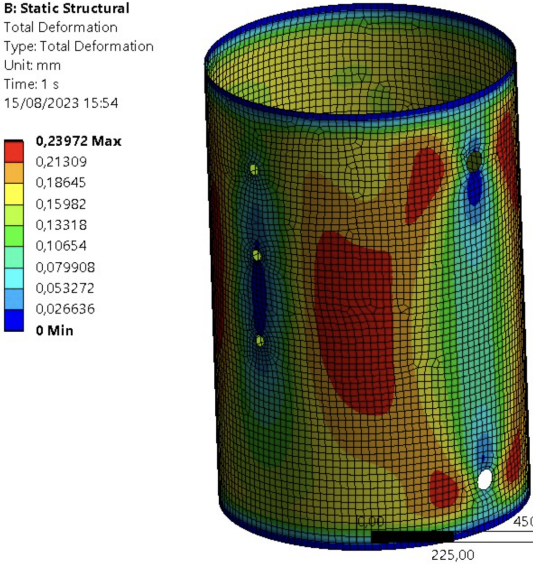
Soldadura				
N° de solución	Calidad de malla [EQ]	N° de nodos	Esfuerzo máximo [MPa]	Tasa de convergencia [%]
1	0,29	78659	171,59	-
2	0,32	85760	145,34	-15,2981%
3	0,43	107623	143,1	-1,5412%
4	0,46	118012	144,33	0,8595%
5	0,48	125672	144,24	-0,0624%
6	0,5	129452	144,19	-0,0347%
Tapas				
N° de solución	Calidad de malla [EQ]	N° de nodos	Esfuerzo máximo [MPa]	Tasa de convergencia [%]
1	0,798	381	145,6	-
2	0,85	1196	132,05	-9,3063%
3	0,91	2150	126,92	-3,8849%
4	0,92	2800	126,85	-0,0552%
5	0,9	2906	126,54	-0,2444%
Envolvente				
N° de solución	Calidad de malla [EQ]	N° de nodos	Esfuerzo máximo [MPa]	Tasa de convergencia [%]
1	0,74	1285	112,84	-
2	0,84	2152	118,36	4,8919%
3	0,96	9028	120,74	2,0108%
4	0,97	10583	120,71	-0,0248%
Orejas de izaje				
N° de solución	Calidad de malla [EQ]	N° de nodos	Esfuerzo máximo [MPa]	Tasa de convergencia [%]
1	0,91543	3976	26,02	-
2	0,845	1880	25,89	-0,4996%
3	0,926	1866	25,05	-0,7800%
Soportes-patas				
N° de solución	Calidad de malla [EQ]	N° de nodos	Esfuerzo máximo [MPa]	Tasa de convergencia [%]
1	0,55	15842	148,22	-
2	0,66	2229	130,39	-12,0294%
3	0,678	45047	125,09	-4,0647%
4	0,72	58622	123,66	-1,1432%
5	0,75	61354	122,05	-1,3020%

Nota: La Tabla presenta las soluciones del proceso de mallado de los elementos.

A continuación se presenta el análisis computacional obtenido de los elementos del tanque con las cargas descritas en la tabla 6.9.

Figura 6.21

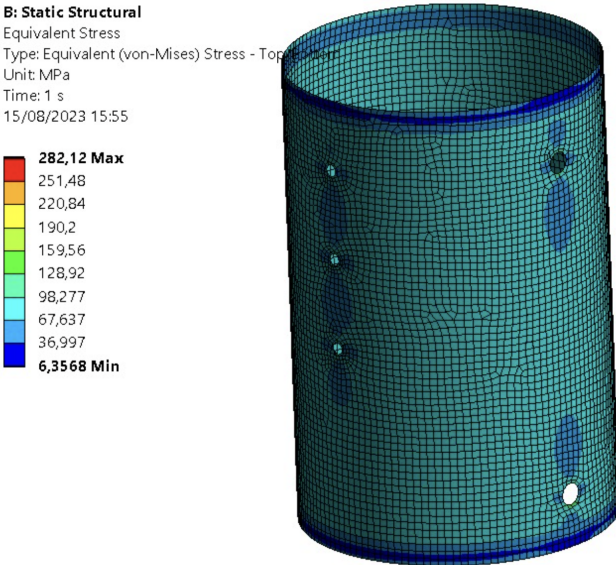
Análisis de deformación de la envolvente en ANSYS.



Nota: La Figura presenta el análisis de deformación de la envolvente en ANSYS.

Figura 6.22

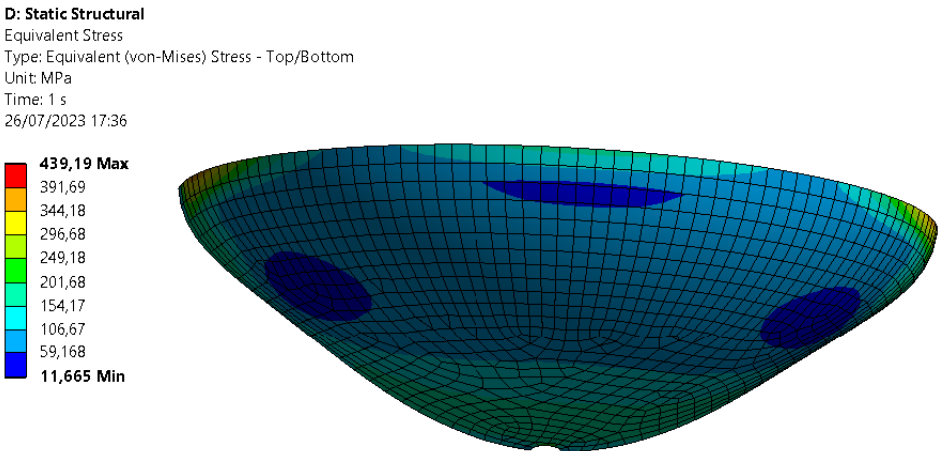
Análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de la envolvente.



Nota: La Figura presenta el análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de la envolvente.

Figura 6.23

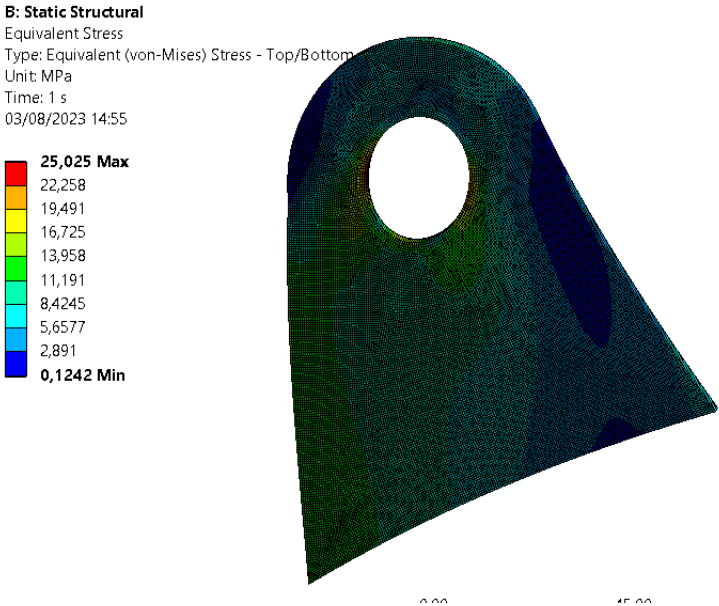
Análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de las tapas.



Nota: La Figura presenta el análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de las tapas.

Figura 6.24

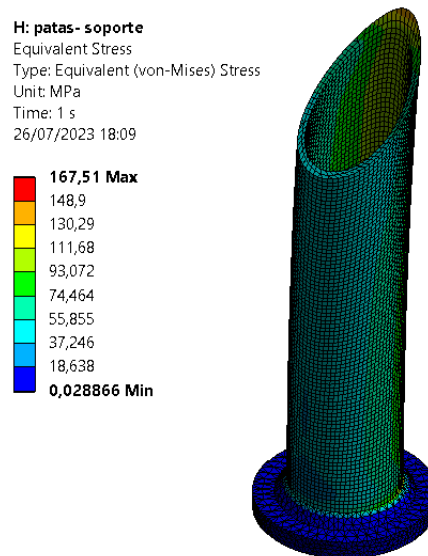
Análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de las orejas de izaje.



Nota: La Figura presenta el análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de las orejas de izaje.

Figura 6.25

Análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de los soportes.



Nota: La Figura presenta el análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS de los soportes.

Mediante el software ANSYS se obtiene los esfuerzos de Von Mises de las figuras presentadas de los elementos del tanque de presión, haciendo uso de la ecuación 6.20 se determina el factor de utilización de cada componente y se detalla en la tabla 6.11. El material utilizado en el modelado del tanque de presión en el software es el establecido por la tabla 6.3, el mismo utilizado para el diseño del tanque.

$$F_{Utilizacion} := \frac{\sigma_{VonMises}}{\sigma_{permisible}} \quad (6.20)$$

Tabla 6.11*Factor de utilización de los elementos del tanque.*

Elemento	Esfuerzo de fluencia	Presión de trabajo	Presión de diseño	Esfuerzo permisible	Esfuerzo de Von Misses	análisis de convergencia	Factor de utilización
	MPa	psi	psi	MPa	MPa		
Envolvente	264,9354	110	140	120,65	53,205	-0,2444%	0,441
Tapa	264,9354	110	140	120,65	59,680	-0,0248%	0,495
Izaje	264,9354	110	140	120,65	13,958	-0,0571%	0,115
Soportes	248,08296	110	140	70,35	37,240	-1,3020%	0,529
Soldadura	393	110	140	235,8	19,000	-0,0035%	0,0806

Nota: La Tabla presenta el factor de utilización de los elementos del tanque.

El factor de utilización de cada componente, describe la relación entre la carga máxima que puede soportar un elemento y la carga real a la que está expuesto, la misma debe ser menor a 1 para garantizar que el elemento no se encuentra trabajando al límite de su capacidad (canet, 2012).

7. Resultados

7.1. Parámetros establecidos para el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII

A continuación se presenta en la tabla 7.1 los parámetros y condiciones para el diseño del tanque de presión, obtenidos del estudio de la red neumática de la empresa INMACOV.

Tabla 7.1

Tabla de los parámetros para el diseño del tanque de presión para red de aire comprimido.

Condiciones para el diseño del tanque de presión				
Variable	Nomenclatura	Valor		
Volumen del recipiente neumático	V	880 l		
Presión de operación	Po	110 psi		
Presión de diseño	P	140 psi		
Temperatura de operación	T	24.2 °C		
Temperatura de diseño máxima	Tmax	70 °C - 158 °F		
Eficiencia de la soldadura de la envolvente	E	1		
Eficiencia de la soldadura de la tapa	E	0.9		
Materiales de los componentes del tanque de presión				
Partes	Material	Límite de fluencia (ksi)	R. tracción (Ksi)	E.máximo permisible (Ksi)
Envolvente	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Tapas o cabezales	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Tubería	SA-53 G-B	35	60	15
Placas de refuerzo	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Bridas	SA-105	36	70	17.5
Orejias de izaje	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Soportes o patas	SA-36	36	70	

Nota: La tabla presenta el resumen de los parámetros para el diseño del tanque de presión.

Los parámetros iniciales son el primer objetivo y punto de partida para el diseño del recipiente, mediante la tabla 6.1 se define la tipología a trabajar, la cual será un recipiente cilíndrico vertical obtenido al compararlo con la esférica y horizontal, donde el área a ocupar es fundamental para definirla.

Los materiales a utilizar para el diseño se definen como aceros al carbono al compararlos mediante la tabla 6.2 con los materiales de baja aleación, inoxidable y no metales.

7.2. Diseño de los componentes del tanque de presión para red de aire comprimido

El diseño de los componentes del tanque fueron obtenidos al desarrollar el cálculo propuesto por la normativa ASME VIII, donde las variables de entrada determinan el correcto dimensionamiento de los mismos, la tabla 6.5 presenta el orden establecido por la normativa para el desarrollo del cálculo y diseño. La tabla 7.2 presenta los resultados obtenidos analíticamente de cada componente.

Tabla 7.2

Resultados analíticos del diseño del tanque .

Denominación	Resultado obtenido del cálculo	Material	Cantidad
Envolvente cilíndrica ØINT 37 in	Espesor = 0.195 in	SA-515-Gr70	1
Cabezal elíptico ØINT 37 in	Espesor = 0.278 in	SA-515-Gr70	2
Soporte_ tubo Ø 3 in	SCH 20 Longitud 19 in	SA-515-Gr70	4
Oreja de izaje 3.76 in x 3.9 in	Espesor = 0.117 in	SA-515-Gr70	2
Boquilla para accesorios_ tubo roscado Ø 1 in	Espesor = 0.066 in	SA-53_G-B	4
Boquilla para entra y salida de fluido_ tubo Ø 2 in	Espesor = 0.066 in	SA-53_G-B	2
Brida de inspección	Brida Studding outlet Ø6 in 150 LB	SA-181	1
Brida de inspección	Brida ciega Ø6 in 300 LB	SA-181	1
Brida para entrada y salida del fluido	Brida slip-on Ø2 in 150 LB	SA-181	2
Placa de apoyo Ø 7 in	Espesor = 0.6 in	SA-515-Gr70	4
Juntas de soldadura	Especificación AWS, soldadura por arco eléctrico	E.revestido E7018	-

Nota: La Tabla presenta el resumen de los resultados analíticos del diseño del tanque.

Los espesores de las planchas, tubos y accesorios requeridos analíticamente no se encuentran en el mercado, por lo que se selecciona espesores comerciales, los cuales son mayores a los requeridos bajo el cálculo y diseño, la tabla 7.3 presenta el resumen de los resultados comerciales de cada componente del tanque de presión.

Tabla 7.3

Resultados comerciales del diseño del tanque de presión.

Denominación	Resultado y espesores comerciales seleccionados	Material	Cantidad
Envolverte cilíndrica ØINT 37 in	Espesor = 0.236 in	SA-515-Gr70	1
Cabezal elíptico ØINT 37 in	Espesor = 0.315 in	SA-515-Gr70	2
Soporte_ tubo Ø 3 in	SCH 40 Longitud 19 in	SA-515-Gr70	4
Oreja de izaje 3.76 in x 3.9 in	Espesor = 0.157 in	SA-515-Gr70	2
Boquilla para accesorios_ tubo roscado Ø 1 in	SCH 10S Longitud 3.53 in	SA-53_G-B	4
Boquilla para entra y salida de fluido_ tubo Ø 2 in	SCH 10S Longitud 3.52 in	SA-53_G-B	2
Brida de inspección	Brida Studding outlet Ø6 in 150 LB	SA-181	1
Brida de inspección	Brida ciega Ø6 in 300 LB	SA-181	1
Brida para entrada y salida del fluido	Brida slip-on Ø2 in 150 LB	SA-181	2
Placa de apoyo Ø 7 in	Espesor = 0.6 in	SA-515-Gr70	4
Juntas de soldadura	Especificación AWS, soldadura por arco eléctrico	Electrodo revestido E7018	-

Nota: La Tabla presenta el resumen de los resultados comerciales del diseño del tanque de presión

7.3. Resultados de la simulación del diseño de los componentes del tanque de presión para red de aire comprimido

La normativa utilizada realiza el dimensionamiento de cada componente de manera analítica, por lo cual mediante la simulación no se obtienen datos o condiciones para el desarrollo analítico de los elementos; sin embargo, la evaluación mediante elementos finitos, permite analizar el correcto dimensionamiento del mismo, por lo que, se realiza la obtención del factor de utilización de cada componente para comprobar que no trabajen a su máxima capacidad y garantizar su correcto diseño.

Tabla 7.4

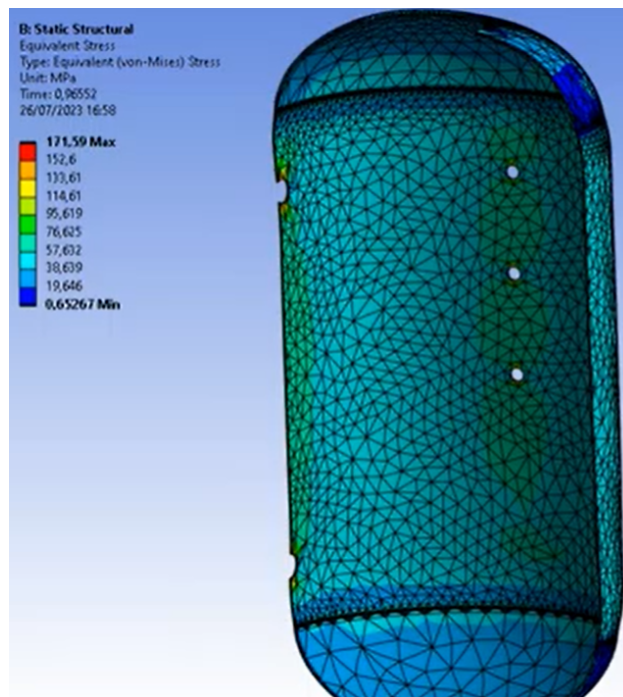
Factor de utilizacion de los componentes.

Elemento	Factor de utilización
Envolvente	44,10%
Tapa	49,50%
Orejas de Izaje	11,50%
Soportes	52,90%
Soldadura	8,06%

Nota: La Tabla presenta el factor de utilizacion de los componentes del tanque de presión diseñado.

Figura 7.1

Análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS del tanque de presión.



Nota: La Figura presenta el análisis del esfuerzo de Von Mises en ANSYS del tanque de presión.

8. Conclusiones

Para finalizar, en el proyecto de titulación se ha obtenido las condiciones, variables y parámetros iniciales mediante el estudio de la red neumática de la empresa INMACOV, en la cual se obtiene una presión de operación de 110 psi, la normativa establece aumentar 30 psi para obtener la presión de diseño, la misma es la utilizada para el cálculo y diseño de los elementos del tanque. El estudio de la red igual establece un volumen del recipiente de 880 litros y una temperatura máxima de diseño, la cual establece los factores permisibles de los materiales a utilizar.

El diseño del tanque de presión se realizó bajo normativa ASME VIII, donde se obtuvo los espesores de manera analítica de la envolvente, tapas elípticas, boquillas, soportes o patas y orejas de izaje, a las cuales se definieron sus espesores comerciales, la selección para bridas de inspección, entrada y salida de fluido se realizó bajo normativa ASME y las juntas de soldadura fueron diseñadas bajo la especificación AWS. La presión de operación de 140 psi al inicio del cálculo fue la principal carga que definió los espesores de la envolvente, tapas, boquillas y bridas; sin embargo, se realizó el cálculo mediante presión externa, vibración, sísmica y combinación de cargas en el cual se determina que no se necesita refuerzos internos para la envolvente y las tapas. El diseño de las orejas de izaje se realiza considerando la carga del tanque lleno de agua soportado por una sola oreja, para el cálculo de los soportes se considera la misma carga del tanque lleno de fluido combinada con la deflexión que se puede presentar mediante carga sísmica o vibración.

La evaluación mediante elementos finitos fue realizada para determinar el factor de utilización de cada componente o elemento que conforma el tanque de presión, donde la carga más importante a analizar se encuentra en la envolvente, tapas y soldadura, siendo esta la presión interna a la cual fue diseñada, El factor de utilización más crítico se encuentra en los soportes con un 52,90% de utilización considerando las condiciones más desfavorables a la cual trabajen los mismos, la soldadura se encuentra con un factor de utilización del 8,06% debido a su elevada propiedad mecánica de esfuerzo a fluencia, el cual no presenta problemas al evaluar su esfuerzo radial o longitudinal. Las tapas y envolventes presentan un factor de utilización de menos del 50%, considerando una presión de diseño de 140 psi. La simulación permite comprobar el correcto dimensionamiento y no fue utilizada para establecer parámetros o condiciones iniciales para el cálculo.

9. Recomendaciones

En el diseño de recipientes a presión bajo normativa ASME VIII, la correcta selección de materiales a ocupar es uno de los factores más importantes, debido a que se debe considerar aspectos económicos, comerciales y técnicos, para su selección, el acero ASTM A36 es uno de los más comerciales en el mercado ecuatoriano; sin embargo, la normativa restringe su uso en el diseño de tanques a presión debido a su bajo coeficiente de elasticidad, por lo tanto, la búsqueda de un material que satisfaga todos los aspectos necesarios se lo realiza de manera internacional. El cálculo de cada componente del tanque propuesto se lo realiza de manera iterativa, por lo que se recomienda trabajar en una memoria de cálculo capaz de facilitar y presentar ahorro de tiempo al momento de modificar parámetros para obtener un correcto resultado.

Referencias Bibliográficas

- ANSYS. (2010). Ansys mechanical apdl elemental reference 13.0. [Recuperado de: [https:// www. mm. bme. hu/ gyebro/ files/ fea/ ansys/ ansys13element_reference.pdf](https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/fea/ansys/ansys13element_reference.pdf); Accedido él: 20 de agosto del 2023].
- ASME. (2007). *Asme boiler pressure vessel code*. [Recuperado de: [https:// www. spglobal .com /engineering /en /products /asme - bpvc - standards .html](https://www.spglobal.com/engineering/en/products/asme-bpvc-standards.html); Accedido él: 10 de marzo del 2023].
- Barria, E. (2005). *Diseño y cálculo de recipientes a presión*. [Recuperado de: [https://docplayer .es/ 17057125 - Universidad - austral - de - chile - facultad - de - ciencias - de - la - ingenieria - escuela - de - ingenieria - naval - el - aire -comprimido- y- su -utilizacion -a-bordo .html](https://docplayer.es/17057125-Universidad-austral-de-chile-facultad-de-ciencias-de-la-ingenieria-escuela-de-ingenieria-naval-el-aire-comprimido-y-su-utilizacion-a-bordo.html); Accedido él: 9 de marzo del 2023].
- Buthod, P. (2001). *Pressure vessel handbook eugene megyesy*. [Recuperado de: [https://www. academia.edu /44477493 /Pressure _Vessel _Handbook _Eugene _Megyesy _12thEd](https://www.academia.edu/44477493/Pressure_Vessel_Handbook_Eugene_Megyesy_12thEd); Accedido él: 9 de marzo del 2023].
- canet. (2012). Resistencia de materiales y estructura. [Recuperado de: [https:// portal. camins. upc. edu/ materials_guia/250120/2012/Resistencia20estructuras.pdf](https://portal.camins.upc.edu/materials_guia/250120/2012/Resistencia20estructuras.pdf); Accedido él: 20 de julio del 2023].
- Cano, C. (2012). *Fabricación de tanques para aire comprimido, tió vertical autosoportado con tapas semielípticas*. [Recuperado de: [http://repositorio.uncp.edu.pe/ handle/ 20.500.12894/ 175](http://repositorio.uncp.edu.pe/handle/20.500.12894/175); Accedido él: 16 de abril del 2023].
- Chérrez. (2010). Rediseño del sistema de aire comprimido de la estación de bombeo—faisanes del poliducto esmeraldas—quito—macul. [Recuperado de: [http:// dspace. espoeh. edu. ec/ bitstream/ 123456789/ 905/ 1/ 15T00446. pdf](http://dspace.espoeh.edu.ec/bitstream/123456789/905/1/15T00446.pdf); Accedido él: 20 de julio del 2023].
- Díaz del Castillo, F. (2018). *Recipientes a presión*. [Disponible en: [http:// olimpia .cuautitlan2. unam.mx/ pagina_ ingenieria/ mecanica/ mat/mat _mec /m5/ Recipientes%20a% 20 presion. pdf](http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m5/Recipientes%20a%20presion.pdf); Accedido él: 9 de marzo del 2023].
- Google Maps. (2023). *Ubicación en google maps*. [Disponible en: [https:// www.google.com.ec/ maps/ @-2.8875288, - 78.9780598,18.73z ?hl=es](https://www.google.com.ec/maps/@-2.8875288,-78.9780598,18.73z?hl=es); Accedido él: 9 de marzo del 2023].
- INAMHI. (2023). Boletín climático mensual. [Recuperado de: [https:// www. inamhi. gob. ec /meteorologia /boletines /bol _men. pdf](https://www.inamhi.gob.ec/meteorologia/boletines/bol_men.pdf); Accedido él: 5 de mayo del 2023].
- Iza, A. J. (2015). Diseño y simulación de un tanque hidroneumático vertical para el almacenamiento de agua, con capacidad de 400 gl para la empresa pmec s.a. según la norma asme sección viii división 1. [Disponible en: [http://bibdigital .epn .edu .ec/](http://bibdigital.epn.edu.ec/)

- handle /15000 /12872; Accedido él: 7 de marzo del 2023*].
- Laurens, L. (2019). *Normas internacionales de diseño de recipientes a presión: Comparación de procedimientos para determinación de espesor mínimo requerido*. [Recuperado de:<https://uctunexpo.autanabooks.com/index.php/uct/article/view/103>; Accedido él: 9 de marzo del 2023].
- León, J. (2001). *Diseño y cálculo de recipientes a presión*. [Recuperado de:[https:// docplayer .es/ 57282721 - Diseño - y - cálculo - recipientes -sujetos - a - presión.htm l](https://docplayer.es/57282721-Diseño-y-cálculo-de-recipientes-sujetos-a-presión.html); Accedido él: 9 de marzo del 2023].
- Marcel. (2021). Studding outlet flange manufacturer, ansi/asme b16.5 studding outlet flange dimensions. marcel piping projects supply pvt. ltd. [Recuperado de:[https:// marcelforged .com /flange- types /studding - outlet - flange/](https://marcelforged.com/flange-types/studding-outlet-flange/); Accedido él: 23 de mayo del 2023].
- Megyesy, E. (2001). *Pressure vessel handbook*. [Recuperado de:[https:// www. academia. edu /44477493 /Pressure _Vessel _Handbook _Eugene _Megyesy _12th _Ed](https://www.academia.edu/44477493/Pressure_Vessel_Handbook_Eugene_Megyesy_12th_Ed); Accedido él: 14 de abril del 2023].
- Moss, D. (2004). *Pressure vessel design manual*. [Recuperado de: [https://www. academia. edu/ 28745787/ Pressure_ Vessel_ Design_M anual](https://www.academia.edu/28745787/Pressure_Vessel_Design_Manual); Accedido él : 28 de abril del 2023].
- Narváez, D. (2009). *Desarrollo de una aplicación computacional para la automatización de planos y dibujos en 3d para el diseño de recipientes a presión bajo el código asme sec. viii div. 1*. [Recuperado de:<http://repositorio.espe.edu.ec/jspui/handle/21000/340>; Accedido él: 9 de marzo del 2023].
- NEC. (2011). *Normas de construcción*. [Recuperado de: [https:// www. cconstruccion. net /normas .html](https://www.cconstruccion.net/normas.html); Accedido él: 28 de abril del 2023].
- NEC. (2022). *Normas de construcción*. [[https://www.cconstruccion.net/ normas.html](https://www.cconstruccion.net/normas.html); Accedido él: 10 de marzo del 2023].
- Nisbett, B. . (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de shigley*. [Recuperado de: [http: //www1. frm. utn. edu. ar/ electromecanica/ materiaslibroCabecera. pdf](http://www1.frm.utn.edu.ar/electromecanica/materiaslibroCabecera.pdf) ; Accedido él: 13 de julio del 2023].
- Plazas, L. (2018). *Accidentes con tanques a presión: ¿realmente son tragedias inevitables?* [Recuperado de: [https:// www. academia .edu /38171770/ Accidentes _con _tanques _a _presión_ realmente_son _tragedias_ inevitables](https://www.academia.edu/38171770/Accidentes_con_tanques_a_presión_realmente_son_tragedias_inevitables); Accedido él : 9 de marzo del 2023].
- Rodriguez, F. (2010). *Guía del código asme sección viii división 1 tomo 1 | ricardo valencia—academia.edu*. [[https://www.academia.edu/30592647/GUIA _DEL _CODIGO _ASME _SECCION _VIII _DIVISION _1 _TOMO _1](https://www.academia.edu/30592647/GUIA_DEL_CODIGO_ASME_SECCION_VIII_DIVISION_1_TOMO_1); Accedido él: 9 de marzo del 2023].
- Roig, J. (2013). *Manual práctico para el diseño y cálculo de equipos de proceso para plantas industriales según el código asme viii división 1*. [Recuperado de:<https://zaguan.unizar.es/record/10197?ln=es>; Accedido él: 9 de marzo del 2023].
- Ruiz. (2011). *Análisis y mejora de una instalación de aire comprimido*. [Recuperado de:[https://core. ac. uk/ download/ pdf/ 30045316. pdf](https://core.ac.uk/download/pdf/30045316.pdf); Accedido él: 20 de julio del

2023].

- Suntaxi. (2022). Propuesta de un procedimiento de diseño mecánico de un depurador de gas con capacidad de 200 gls según el código asme viii división 1 para optimizar tiempos de diseño. [Recuperado de:[https:// dspace. ups. edu. ec/ bitstream/ 123456789/ 24047/ 1/ MSQ499. pdf](https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/24047/1/MSQ499.pdf); Accedido él: 20 de julio del 2023].
- Viera, P. (2017). *Estructuras-de-acero. construcciones uce*. [[https:// construccioneseucom. wordpress. com/ nec - se - ac -estructuras - de - acero/](https://construccioneseucom.wordpress.com/nec-se-ac-estructuras-de-acero/); Accedido él: 9 de marzo del 2023].
- Vásquez, J. (2015). *Automatización neumática*. [Recuperado de: [https:// doc player. es/ 9002 3880 -Automatizacion -neumatica. html](https://docplayer.es/90023880-Automatizacion-neumatica.html); Accedido él: 9 de marzo del 2023].

ANEXOS

Anexo A: Matriz de Consistencia Lógica

Tabla 9.1

Matriz de consistencia

MATRIZ DE CONSISTENCIA				
PROBLEMA GENERAL	OBJETIVO GENERAL	HIPOTESIS GENERAL	VARIABLES	MARCO TEORICO
¿Es posible Diseñar un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII ?	Diseñar un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.	Se desarrollará el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.	VD: Diseño	Depósito de aire comprimido; Tanques a presión
PROBLEMAS ESPECIFICOS	OBJETIVOS ESPECIFICOS	HIPOTESIS ESPECIFICAS	VARIABLES	MARCO TEORICO
¿Es posible establecer las condiciones iniciales según el diseño del tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII?	Establecer las condiciones iniciales para el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.	Las condiciones iniciales establecerán el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.	VI: condiciones iniciales; VD: Diseño	Depósito de aire comprimido; Tanques a presión; Tipología; Normativa ASME; Cargas; Materiales de recipientes a presión
¿Será factible diseñar un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII?	Diseñar un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.	Se diseñará un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.	VD: Diseño	Descripción geométrica del tanque de presión; Cálculo por presión interna; Cálculo por presión externa; Cálculo por peso propio; Cálculo por vibración; Cálculo por carga sísmica; Cálculo por deflexión
¿Es posible evaluar mediante elementos finito el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII?	Evaluar mediante elementos finitos el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.	Se evaluará mediante elementos finitos el diseño de un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.	VD: Diseño	Cargas presentes en el diseño bajo normativa ASME; Software de ingeniería

Nota: La matriz de consistencia presentada facilita identificar la relación que existe entre las variables y los objetivos además de como se relaciona con el marco teórico referencial.

Anexo B: Operacionalización de la Variable Independiente

La tabla 5 presenta la operacionalización de la variable independiente: condiciones iniciales.

Tabla 9.2

Operacionalización de la variable independiente.

VARIABLE INDEPENDIENTE: CONDICIONES INICIALES			
Dimensiones	Indicador	Magnitud	Instrumento de medición o fuente
Presión de operación	Presión	PSI	INMACOV
Volumen del tanque	Volumen	L	INMACOV
Temperatura de operación	Temperatura	° C	INMACOV
Peso específico del contenido del tanque	Peso por unidad de volumen	$\frac{Lb}{ft^3}$	INMACOV

Nota: La tabla presenta las definiciones de las dimensiones de la variable independiente utilizada en la investigación, aplicadas al diseño un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.

Anexo C: Operacionalización de la Variable Dependiente

La tabla 6 presenta la operacionalización de la variable dependiente: diseño.

Tabla 9.3

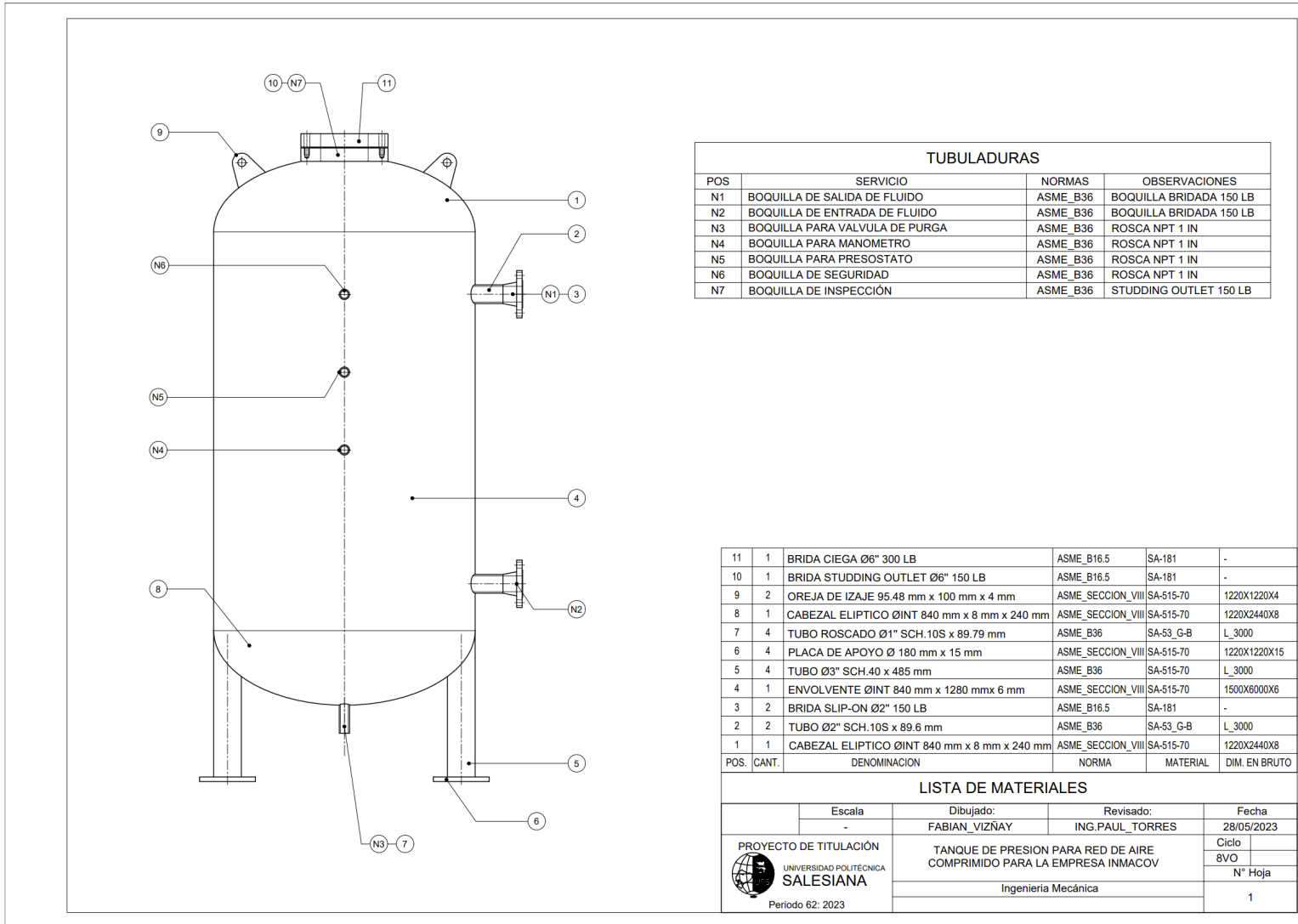
Operacionalización de la variable dependiente.

VARIABLE DEPENDIENTE: DISEÑO			
Dimensiones	Indicador	Magnitud	Instrumento de medición o fuente
Medidas del tanque	Longitud	in	Análisis bajo normativa
Espesor de los componentes del tanque	Longitud	in	Análisis bajo normativa
Cargas presentes en el tanque	Fuerza	lb	Análisis bajo normativa
Esfuerzos presentes en el diseño	Esfuerzo mecánico	ksi	Análisis bajo normativa

Nota: La tabla presenta las definiciones de las dimensiones de la variable dependiente utilizada en la investigación, aplicadas al diseño un tanque de presión para red de aire comprimido de la empresa INMACOV según la normativa ASME sección VIII.

Anexo D: Planos


98

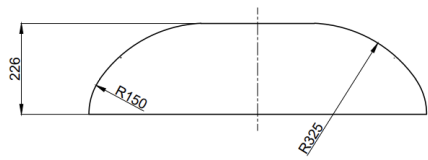


TUBULADURAS			
POS	SERVICIO	NORMAS	OBSERVACIONES
N1	BOQUILLA DE SALIDA DE FLUIDO	ASME_B36	BOQUILLA BRIDADA 150 LB
N2	BOQUILLA DE ENTRADA DE FLUIDO	ASME_B36	BOQUILLA BRIDADA 150 LB
N3	BOQUILLA PARA VALVULA DE PURGA	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N4	BOQUILLA PARA MANOMETRO	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N5	BOQUILLA PARA PRESOSTATO	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N6	BOQUILLA DE SEGURIDAD	ASME_B36	ROSCA NPT 1 IN
N7	BOQUILLA DE INSPECCIÓN	ASME_B36	STUDDING OUTLET 150 LB

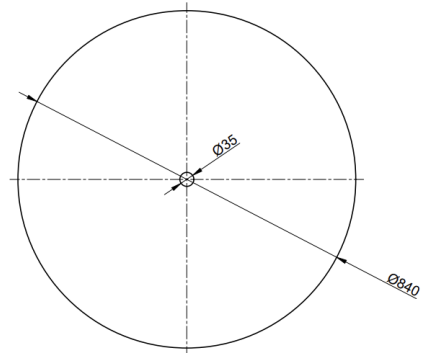
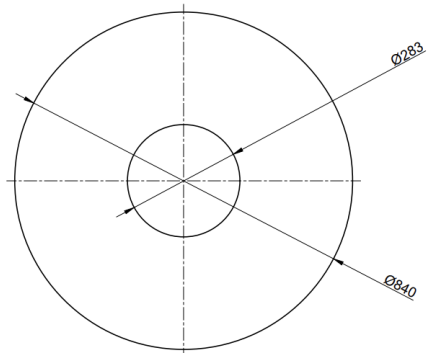
11	1	BRIDA CIEGA Ø6" 300 LB	ASME_B16.5	SA-181	-
10	1	BRIDA STUDDING OUTLET Ø6" 150 LB	ASME_B16.5	SA-181	-
9	2	OREJA DE IZAJE 95.48 mm x 100 mm x 4 mm	ASME_SECCION_VIII	SA-515-70	1220X1220X4
8	1	CABEZAL ELIPTICO ØINT 840 mm x 8 mm x 240 mm	ASME_SECCION_VIII	SA-515-70	1220X2440X8
7	4	TUBO ROSCADO Ø1" SCH.10S x 89.79 mm	ASME_B36	SA-53_G-B	L_3000
6	4	PLACA DE APOYO Ø 180 mm x 15 mm	ASME_SECCION_VIII	SA-515-70	1220X1220X15
5	4	TUBO Ø3" SCH.40 x 485 mm	ASME_B36	SA-515-70	L_3000
4	1	ENVOLVENTE ØINT 840 mm x 1280 mm x 6 mm	ASME_SECCION_VIII	SA-515-70	1500X6000X6
3	2	BRIDA SLIP-ON Ø2" 150 LB	ASME_B16.5	SA-181	-
2	2	TUBO Ø2" SCH.10S x 89.6 mm	ASME_B36	SA-53_G-B	L_3000
1	1	CABEZAL ELIPTICO ØINT 840 mm x 8 mm x 240 mm	ASME_SECCION_VIII	SA-515-70	1220X2440X8
POS.	CANT.	DENOMINACION	NORMA	MATERIAL	DIM. EN BRUTO

LISTA DE MATERIALES

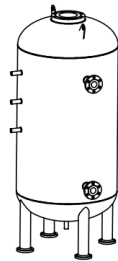
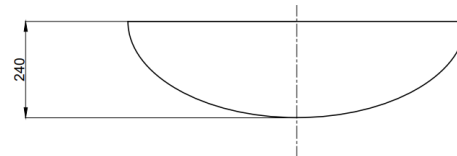
Escala		Dibujado:	Revisado:	Fecha
-		FABIAN_VIZÑAY	ING.PAUL_TORRES	28/05/2023
 UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA				Ciclo
				8VO
PROYECTO DE TITULACIÓN TANQUE DE PRESION PARA RED DE AIRE COMPRIMIDO PARA LA EMPRESA INMACOV				N° Hoja
				1
Ingeniería Mecánica				
Periodo 62: 2023				



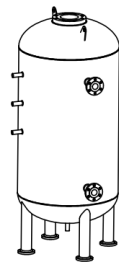
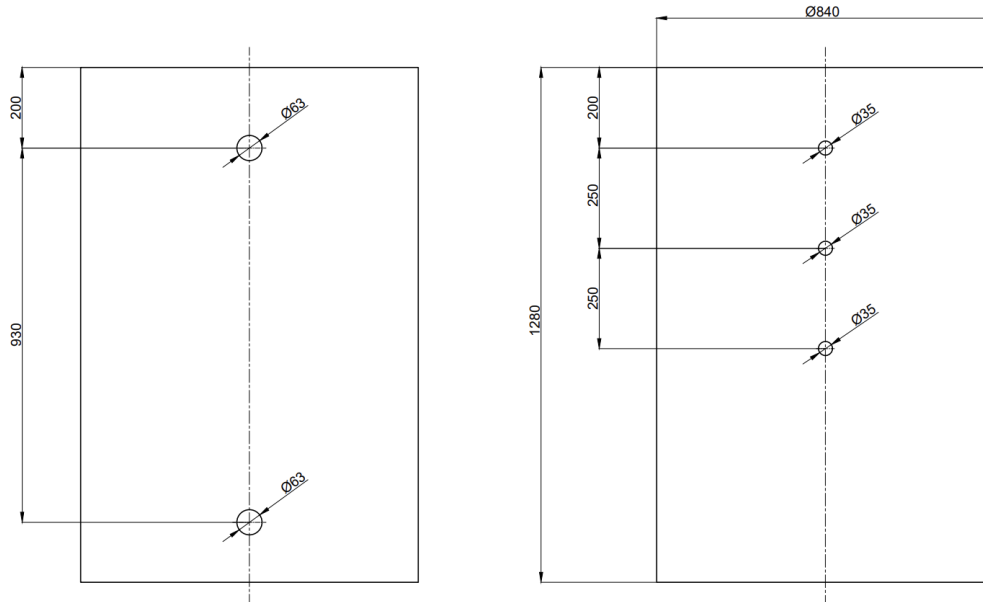
TAPA ELÍPTICA SUPERIOR
ESCALA 1:10



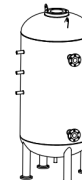
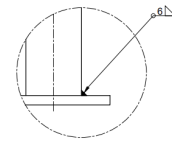
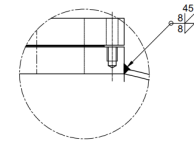
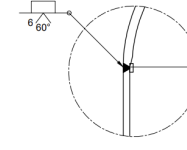
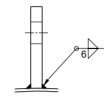
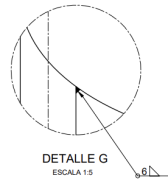
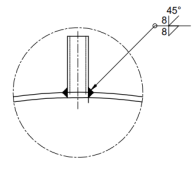
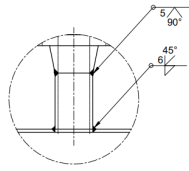
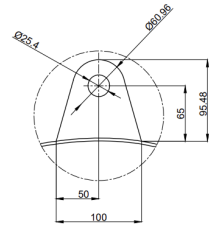
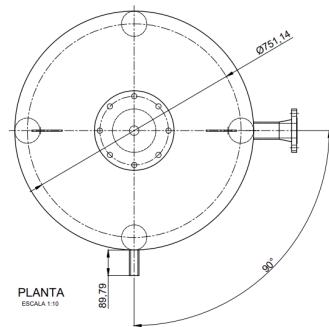
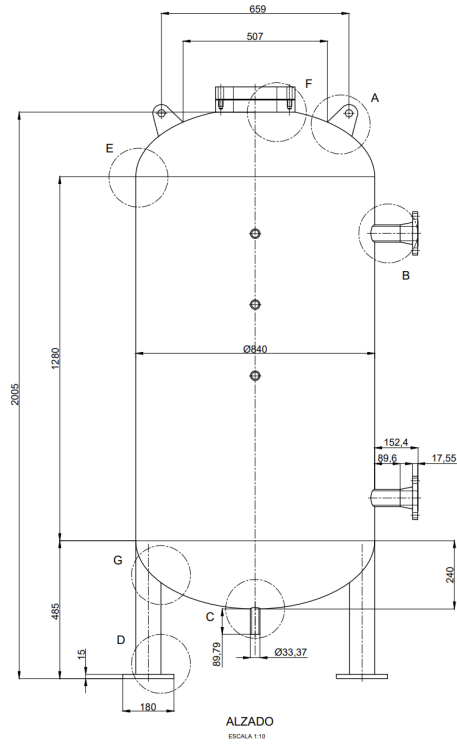
TAPA ELÍPTICA INFERIOR
ESCALA 1:10



POS.	CANT.	DENOMINACION	NORMA	MATERIAL	DIM. EN BRUTO
		Escala: 1:10 Dibujado: FABIAN_VIZÑAY Revisado: ING.PAUL_TORRES			Fecha: 28/05/2023 Ciclo: 8VO N° Hoja:
		PROYECTO DE TITULACIÓN UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA	TAPA ELÍPTICA SUPERIOR E INFERIOR Ingeniería Mecánica		2



POS.	CANT.	DENOMINACION	NORMA	MATERIAL	DIM. EN BRUTO	
		Escala	Dibujado:	Revisado:	Fecha	
		1:10	FABIAN_VIZÑAY	ING.PAUL_TORRES	28/05/2023	
PROYECTO DE TITULACIÓN					Ciclo	
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA					8VO	
INGENIERIA MECÁNICA					N° Hoja	
					3	



NOTAS:

La unión de la envolvente cilíndrica al cabezal inferior y superior es una junta a tope soldada a un solo lado con anillo de refuerzo.
La longitud de N1/N2 mínima a cumplir del cuello del registro bajo normativa 152.4 mm.
Espesor de la envolvente cilíndrica 6 mm.
Espesor de las tapas superior e inferior cilíndrica 8 mm.
Electrodo E7018 para cordón de soldadura según la especificación AWS A5.5

POS.	CANT.	DENOMINACIÓN		NORMA	MATERIAL	DIM. EN BRUTO	
		Escala	Dibujado:			Revisado:	Fecha
		-	FABIAN VIZÑAY		ING. PAUL TORRES		28/05/2023
PROYECTO DE TITULACIÓN		TANQUE DE PRESION PARA RED DE AIRE COMPRIMIDO PARA LA EMPRESA INMACOV				Ciclo	
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA		Ingeniería Mecánica				8VO	
Periodo 62: 2023						N° Hoja	4

Anexo E: Hojas de cálculo

MEMORIA DE CALCULO DEL TANQUE DE PRESIÓN PARA RED DE AIRE COMPRIMIDO DE LA EMPRESA INMACOV

REALIZADO POR: FABIAN ESTEBAN VIZÑAY JATIVA

- CONDICIONES INICIALES PARA EL DISEÑO, OBTENIDOS DEL ANÁLISIS DE LA RED NEUMÁTICA DE LA EMPRESA INMACOV

Condiciones para el diseño del tanque de presión		
Variable	Nomenclatura	Valor
Volumen del recipiente neumático	V	880 l
Presión de operación	P _o	110 psi
Presión de diseño	P	140 psi
Temperatura de operación	T	24.2 °C - 75.5 °F
Temperatura de diseño máxima	T _{max}	70 °C - 158 °F
Eficiencia de la soldadura de la envolvente	E	1
Eficiencia de la soldadura de la tapa	E	0.9

ESFUERZOS DE LOS MATERIALES SEGUN EL CODIGO ASME SECCION VIII

Partes	Material	Límite de fluencia (ksi)	Resistencia a la tracción (Ksi)	Esfuerzo máximo permisible (Ksi) -20 a 650 F
Envolvente	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Tapas o cabezales	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Tubería	SA-53 G-B	35	60	15
Placas de refuerzo	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Bridas	SA-181	36	70	17.5
Orejas de izaje	SA-515 G-70	38.4	70	17.5
Soportes o patas	SA-36	36	70	

Definición de las variables de entrada bajo normativa para el calculo de los componentes del tanque de presión

$P_o := 110\text{psi}$	Presión de operación
$P := 140\text{psi}$	Presión de diseño
$v := 880\text{l} = 31.077\text{-ft}^3$	Volumen del recipiente
$T_d := 158\text{-}^\circ\text{F}$	Temperatura de diseño
$E_e := 1$	Eficiencia de las juntas soldadas de la envolvente
$E_t := 0.9$	Eficiencia de las juntas soldadas de las tapas

Material SA-516-G-70 para el diseño de la envolvente y tapas del tanque de presión

$$S_w := 17.5 \text{ ksi}$$

Esfuerzo permisible del material de tapas y envolvente

$$C_c := \frac{1}{16} \cdot \text{in}$$

Factor de corrosión por cada 10 años de funcionamiento del equipo

1. DESCRIPCIÓN GEOMETRICA DEL TANQUE DE PRESIÓN

1.1 CALCULO DEL DIAMETRO Y LONGITUD DEL TANQUE DE PRESIÓN

$$r := 1 \text{ in}$$

$$F_w := \frac{P \cdot r}{C_c \cdot E_c \cdot S} = 0.128$$

Obtención del parametro F para determinar el diametro optimo del recipiente

$$D := 33.07 \text{ in} = 0.84 \text{ m}$$

Diametro óptimo del recipiente segun el plano volumen, F, vessel Diametro

$$L_w := \frac{4 \cdot v}{\pi \cdot D^2} = 62.521 \cdot \text{in}$$

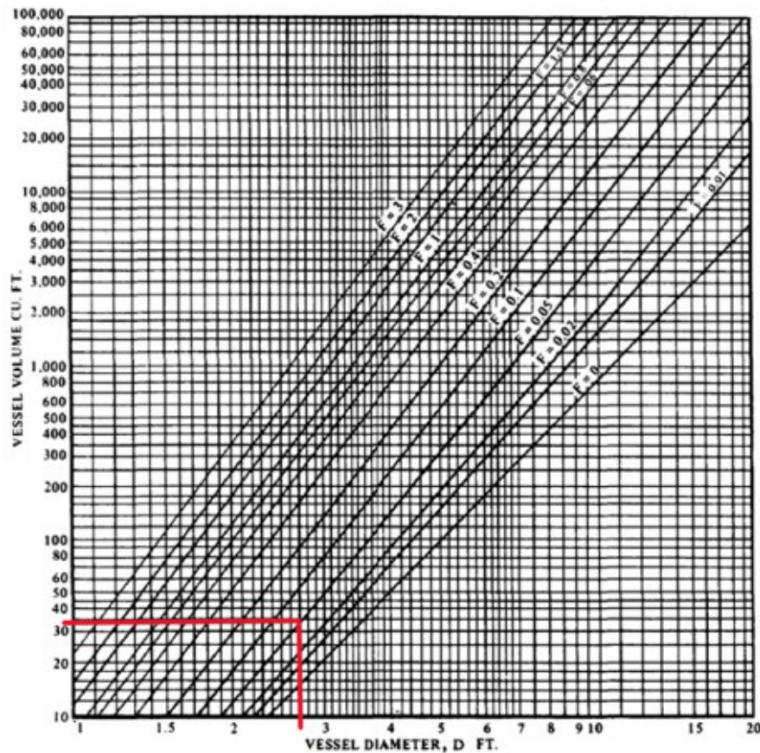
Longitud optima sugerida

$$L_w := 69.3 \text{ in} = 1.76 \text{ m}$$

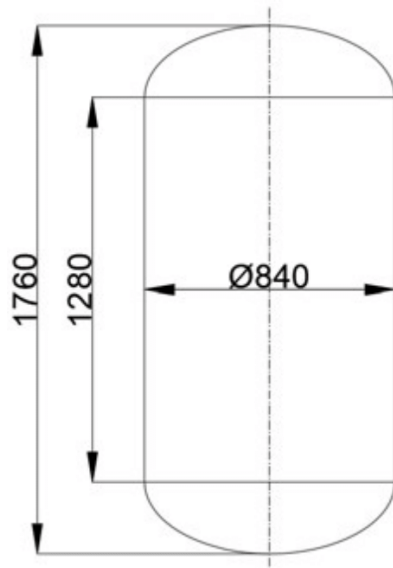
Longitud final del recipiente

$$R_w := \frac{D}{2} = 16.535 \cdot \text{in}$$

Radio interno del recipiente

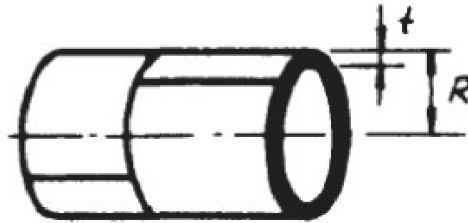


La figura presenta el diametro y longitud seleccionados para el diseño



2. CALCULO POR PRESIÓN INTERNA

2.1 CALCULO DEL ESPESOR DE LA ENVOLVENTE CILINDRICA



$$t_e := \frac{P \cdot R}{S \cdot E_c - 0.6 \cdot P} + C_c = 4.964 \text{ mm}$$

Espesor del cuerpo cilindrico con margen de corrosion

$$t_e = 0.195 \text{ in}$$

Espesor de la envolvente cilindrica

comercialmente el espesor de la plancha SA-515 G-70 es :

$$t_{\max} := 0.24 \text{ in} = 6.096 \text{ mm}$$

Espesor de la envolvente cilindrica en el mercado

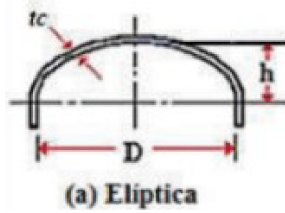
$$t_{\max} := 0.195 \text{ in}$$

Procedimiento para comparar el correcto uso de la ecuación del calculo del espesor de la envolvente cilindrica, donde:

$$P := \frac{S \cdot E_e \cdot t_e}{R + 0.6 \cdot t_e} = 204.93 \cdot \text{psi} \quad \text{prueba} := 0.385 \cdot S \cdot E_e = 6737.5 \cdot \text{psi}$$

"ecuación correcta" if $P < \text{prueba}$ = "ecuación correcta"
 "ecuación incorrecta" if $P > \text{prueba}$

2.2 CALCULO DEL ESPESOR DEL CABEZAL



$h := 9 \text{ in}$ altura de la formacion elíptica

$$t_t := \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E_t - 0.2 \cdot P} + C_c = 7.059 \cdot \text{mm}$$

$t_t = 0.278 \text{ in}$ Espesor de la tapa o cabezal

$t_{\text{comercial}} := 8 \text{ mm} = 0.315 \text{ in}$ Espesor comercial de la tapa o cabezal

Procedimiento para comparar el correcto uso de la ecuación para determinar el espesor de la tapa elíptica, donde:

$$\text{prueba}_t := \frac{D}{h} = 4$$

$$\text{prueba}_t := 4 \quad \text{condicion} := \frac{t_t}{L} = 0.004$$

"ecuación correcta" if $\frac{t_t}{L} \geq 0.002$ = "ecuación correcta"
 "ecuación incorrecta" if $\frac{t_t}{L} < 0.002$

"ecuación correcta" if prueba_t = 4 = "ecuación correcta"
 "ecuación incorrecta" if prueba_t ≠ 4

3. CALCULO POR PRESIÓN EXTERNA

Las variables para el calculo de los elementos por presión externa se presentan a continuación, donde:

- A = Factor determinado por medio de la gráfica mostrada en la Figura 5.11
- A_s = Área de la reacción transversal del anillo atiesador [in^2].
- B = Factor determinado por medio de las gráficas mostradas en las Figuras 5.12, 5.13 o 5.14 cuyo valor depende del material utilizado y de la temperatura de diseño.
- E = Módulo de elasticidad del material.
- P = Presión externa de diseño [lb/in^2]
- P_a = Presión máxima de trabajo permitida [lb/in^2]
- D_o = Diámetro exterior [in]
- L = La longitud de una sección del recipiente, como se muestra en la Figura 5.10. En la figura antes mencionada se puede observar las maneras para obtener el valor de L , entre ellas: 1. Distancia entre las tangentes de las cabezas más un tercio de la profundidad de las mismas si no se emplean anillos de atiesamiento. 2. La distancia más grande entre dos anillos de atiesamiento adyacentes cualesquiera. 3. Distancia del centro del primer anillo de atiesamiento a la tangente de la cabeza más un tercio de la profundidad de esta. 4. Distancia del primer anillo de atiesamiento que hay en el cilindro a la unión cilíndrica.
- t = Espesor de pared mínimo requerido [in]

3.1 CALCULO DEL ESPESOR DE LA ENVOLVENTE POR PRESION EXTERNA

DATOS PARA EL CÁLCULO POR PRESIÓN EXTERNA:

$$D_o := D + 2 \cdot t_e = 33.46 \cdot in$$

$$L := 1440mm = 56.693 \cdot in$$

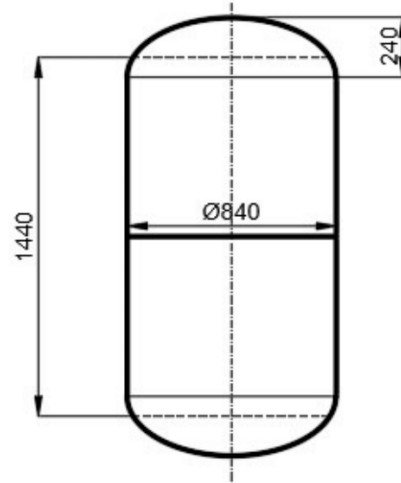
Para el cálculo del recipiente por presión externa se usa la siguiente figura para obtener los valores de L y h



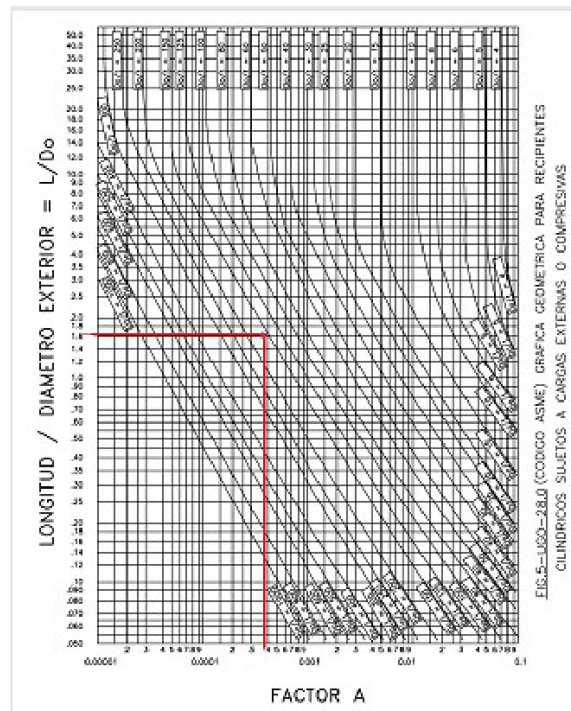
Con los valores obtenidos de L, Do, te,
Se obtiene el valor de F1 y F2

$$F_1 := \frac{L}{D_o} = 1.694$$

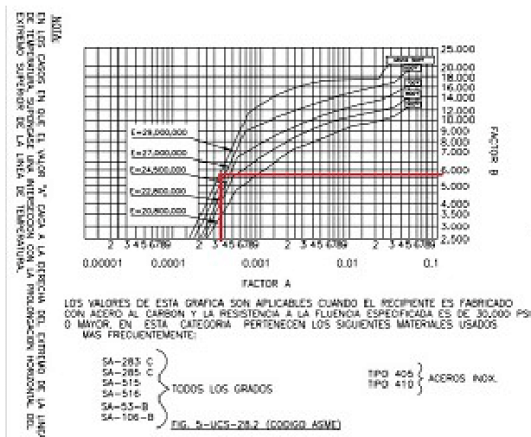
$$F_2 := \frac{D_o}{t_e} = 171.59$$



Obtención del factor A:



Obtención del factor B:



El valor A a la izquierda de la línea de temperatura entonces:

$$A := 0.00039$$

$$B := 5900$$

$$E := 199 \text{ MPa} = 2.886 \times 10^4 \cdot \text{psi}$$

Modulo de elasticidad del material SA-515 G-70

$$P_e := 15 \text{ psi}$$

presión externa de diseño

$$P_a := \frac{4 \cdot B}{3 \left(\frac{D_o}{t_e} \right)} = 45.846$$

Presión externa máxima de trabajo

$$P_{av} := P_a \text{ psi} = 45.846 \cdot \text{psi}$$

"Espesor válido sin anillo atiesador" if $P_a > P_e$ = "Espesor válido sin anillo atiesador"
 "Reforzar el espesor o implementar anillos" if $P_a < P_e$

El espesor de la envoltente a presión externa es valido sin hacer uso de anillos atiesadores de refuerzo.

3.1 CALCULO DEL ESPESOR DEL CABEZAL POR PRESION EXTERNA

$$R_o := \frac{D_o}{2}$$

Radio exterior del cabezal

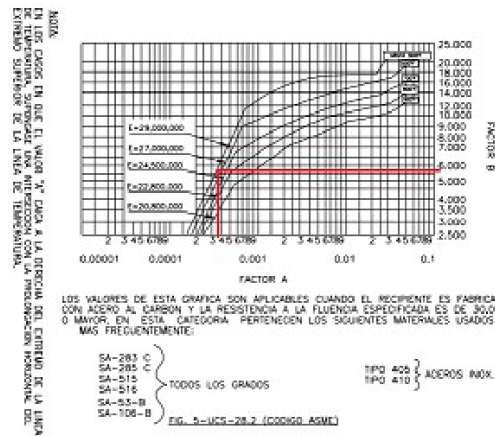
$$A := \frac{0.125}{\left(\frac{R_o}{t_t} \right)} = 0.002$$

Calculo del factor A

$$B := 5900$$

Factor B

Mediante la siguiente grafica se obtiene el factor B



El espesor calculado por la ecuación 5.6, usando como presión interna la presión exterior multiplicada por 1.67 y como eficiencia de las soldaduras $E = 1.0$

$$t_t = 0.278 \text{ in}$$

Espesor de la tapa o cabezal

$$P_e := 14.5 \cdot 1.67 \text{ psi} = 24.215 \text{ psi}$$

presión externa de diseño

$$E_s := 1$$

Eficiencia de la soldadura

$$t_{\text{tapas.ext}} := \frac{P_e \cdot D}{2 \cdot S \cdot E_t - 0.2 \cdot P} + C_c = 0.085 \text{ in}$$

El espesor usado en la ecuación 5.11, Donde $R_o = 0.9D$ y B será determinado por el procedimiento indicado en el cálculo del cabezal semiesférico sometido a presión externa.

$$P_m := \frac{B}{D \cdot 0.9} = 55.094$$

Presión externa máxima permisible

$$t_{\text{tapas.ext.2}} := P_a \cdot \frac{R_o}{B} = 0.156 \text{ in}$$

condición 1

$$\begin{cases} \text{"Espesor válido"} & \text{if } t_t > t_{\text{tapas.ext}} & = \text{"Espesor válido"} \\ \text{"Espesor no válido"} & \text{if } t_{\text{tapas.ext}} > t_t \end{cases}$$

condición 2

$$\left| \begin{array}{l} \text{"Espesor válido"} \quad \text{if } t_t > t_{\text{tapas.ext.2}} \\ \text{"Espesor no válido"} \quad \text{if } t_{\text{tapas.ext.2}} > t_t \end{array} \right. = \text{"Espesor válido"}$$

Por lo tanto no será necesario aumentar el espesor de los cabezales o tapas

4. CALCULO POR PESO PROPIO DEL TANQUE DE PRESIÓN

$$D = 33.07 \cdot \text{in}$$

Diametro interior

$$\rho_{\text{ace}} := 0.284 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3}$$

Densidad del material (aAcero A-36)

$$A_e := 1280 \cdot \text{mm} = 50.394 \cdot \text{in}$$

Altura de la envolvente cilíndrica

$$t_c = 0.195 \cdot \text{in}$$

Espesor del cilindro

$$\rho_a := 0.036 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3}$$

Densidad del agua

$$V_{\text{tanque}} := 15 \cdot \text{m}^3$$

Volumen del tanque

Peso de la envolvente (material)

$$P_{\text{en}} := \pi \cdot D = 103.892 \cdot \text{in}$$

Perimetro de la envolvente

$$V_e := P_{\text{en}} \cdot A_e \cdot t_c = 1.021 \times 10^3 \cdot \text{in}^3$$

Volumen de la envolvente

$$W_{\text{envolvente}} := V_e \cdot \rho_{\text{ace}} = 289.943 \cdot \text{lb}$$

Peso de las tapas (material)

$$D_t := D + 120 \text{mm} = 37.794 \cdot \text{in}$$

Diametro de la tapa antes de su conformación

$$V_t := \pi \cdot \frac{D_t^2}{4} \cdot t_t = 311.797 \cdot \text{in}^3$$

Volumen de la tapa

$$W_{\text{tapas}} := V_t \cdot \rho_{\text{ace}} \cdot 2 = 177.101 \cdot \text{lb}$$

peso de las tapas

Peso del agua debido a pruebas hidrostáticas

$$W_{\text{agua}} := v \cdot \rho_a = 1933.2322 \cdot \text{lbf}$$

Peso de los accesorios

$$W_{\text{acc}} := 45 \text{lb}$$

Peso del tanque de presión sin el 6%

$$W := W_{\text{envolvente}} + W_{\text{tapas}} + W_{\text{acc}} = 512.044 \cdot \text{lb} \quad \text{Peso total sin el 6\%}$$

Peso total del tanque de presión

$$W_{\text{total1}} := (W \cdot 0.06) + W = 542.767 \cdot \text{lb}$$

$$W_{\text{total}} := \frac{W_{\text{total1}}}{1 \text{lb}} \text{lbf} = 542.767 \cdot \text{lbf}$$

peso total del tanque de presión lleno de agua + 6%

$$W_{\text{hidraulico}} := W_{\text{total}} + W_{\text{agua}} = 2475.99903 \cdot \text{lbf}$$

Esfuerzo por compresión producido por el peso del mismo

$$C_{\text{en}} := \pi \cdot D = 103.892 \cdot \text{in} \quad \text{perímetro de la envolvente}$$

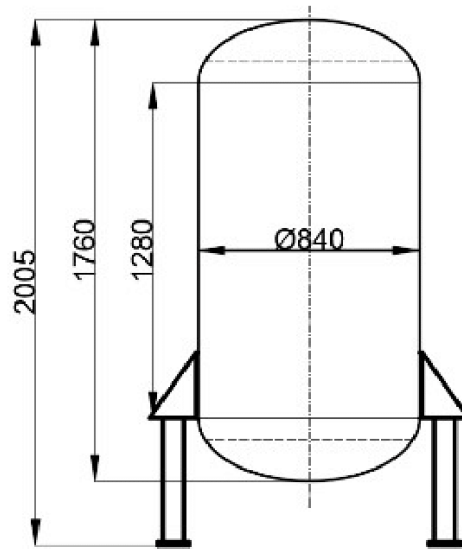
$$t_{\text{en}} := 0.24 \text{in} \quad \text{Espesor de la envolvente}$$

$$S_c := \frac{W_{\text{total}}}{C_{\text{en}} \cdot t_e} = 21.768 \cdot \text{psi}$$

$$S = 17500 \cdot \text{psi} \quad \text{Esfuerzo permisible del material de tapas y envolvente}$$

"El material utilizado es el correcto" if $S > S_c$ = "El material utilizado es el correcto"
"El material utilizado no es el correcto" if $S < S_c$

5. CALCULO POR VIBRACIÓN



Variables para el calculo por vibracion del tanque de presión

$$D = 33.07 \cdot \text{in}$$

$$D_e := D + 2 \cdot t_e = 2.796 \cdot \text{ft}$$

$$H := 2005 \text{ mm} = 6.578 \cdot \text{ft}$$

$$g = 32.174 \cdot \frac{\text{ft}}{\text{s}^2}$$

$$V := \blacksquare$$

$$W_{\text{total}} = 542.767 \cdot \text{lb}$$

$$w_p := \frac{W_{\text{total}}}{H} = 82.511 \cdot \frac{\text{lb}}{\text{ft}}$$

$$t_e = 0.24 \cdot \text{in}$$

Diámetro exterior del recipiente

Altura total del recipiente

Aceleración de la gravedad

Fuerza cortante real

Peso total del tanque

Peso del tanque por pie de altura

espesor de la envolvente en la base

Mediante la grafica, se establece el valor z que depende la zona sismica donde se instalara el tanque de presión

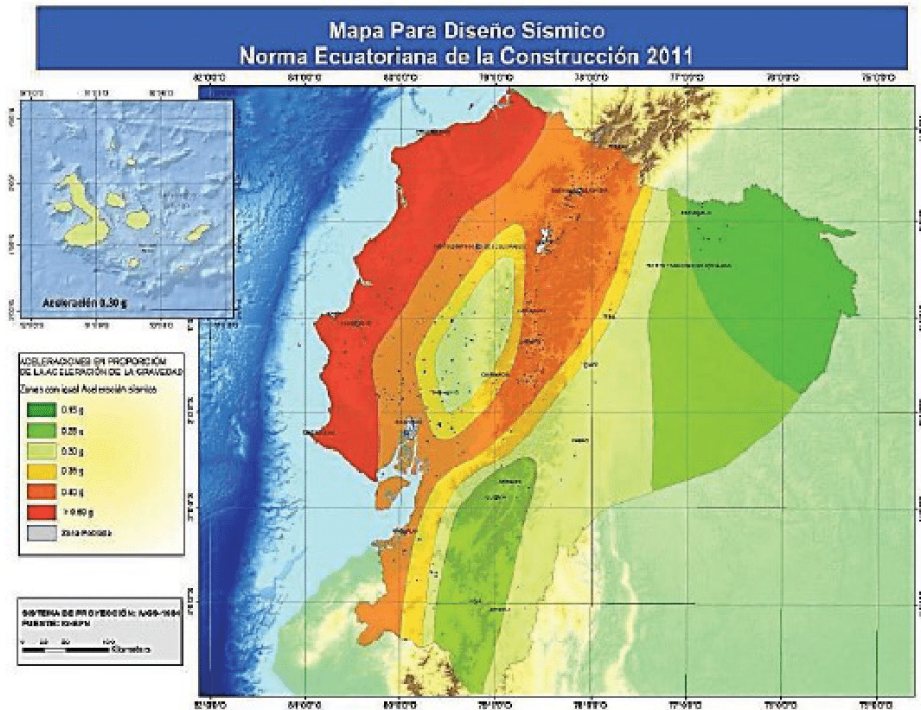


Figura 3.6: Zonas sísmicas en el Ecuador

Fuente: (Norma Ecuatoriana de la Construcción NEC, 2010)

Zona sísmica	I	II	III	IV	V	VI
Valor factor Z	0.15	0.25	0.30	0.35	0.40	≥ 0.50
Caracterización de la amenaza sísmica	Intermedia	Alta	Alta	Alta	Alta	Muy Alta

$$C_w = 0.25$$

Factor Z en zona sísmica

Cálculo de la cortante real

$$V_w = C_w \cdot W_{total} = 135.692 \cdot \text{lb}f$$

Periodo de vibración producido

$$T_w = 0.0000265 \cdot \left(\frac{H}{D}\right)^2 \cdot \sqrt{\frac{w_p \cdot D_e}{t_e}}$$

$$T_w = 0.022s$$

Periodo de vibración permitido

$$T_a := 0.80 \cdot \sqrt{\frac{W_{\text{total}} \cdot H}{V \cdot g}}$$

$$T_a = 0.723 \text{ s}$$

"Cumple con el periodo de vibración" if $T_a > T$ = "Cumple con el periodo de vibración"
"No cumple con el periodo de vibración" if $T_a < T$

6. CALCULO POR CARGA SÍSMICA

$$W_{\text{total}} = 542.767 \cdot \text{lbF}$$

Peso total del tanque de presión

$$S := 1.2$$

Coficiente para calcular la resonancia de la estructura del lugar

$$I := 1$$

Coficiente de importancia

$$H = 6.578 \cdot \text{ft}$$

Altura del tanque

$$R_w := 2.2$$

Coficiente numérico de forma

Periodo fundamental de vibración

$$T := 0.035 \cdot H^{\frac{3}{4}} \cdot \frac{1 \text{ s}}{\text{m}^{0.75}} = 0.059 \text{ s}$$

$$T = 0.059 \text{ s}$$

Coficiente numérico C

$$C := 1.25 \frac{S}{\frac{2}{T^3}} = 9.9 \frac{1}{0.667}$$

$$C := 9.897$$

Esfuerzo cortante sísmico total

$$Z := 0.25$$

Factor sísmico

$$V := \left(Z \cdot I \cdot \frac{C}{R_w} \right) \cdot W_{\text{total}} = 610.428 \cdot \text{lbF}$$

Cortante sísmica horizontal

$$0.5 \cdot V = 1.358 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_T := 0.07 \cdot T \cdot V \cdot \frac{1}{s} = 2.52 \cdot \text{lbf}$$

"cumple la condición" if $0.5 \cdot V > F_T$ = "cumple la condición"
"No cumple" if $0.5 \cdot V < F_T$

"cumple la condición" if $0.07 \cdot (0.001) \cdot V = 0$ = "No cumple"
"No cumple" if $0.07 \cdot (0.001) \neq 0$

Al no cumplir con las condiciones establecidas, se realiza un calculo alterno, planteado por la normativa para determinar el espesor requerido de la envolvente bajo carga sísmica.

Cálculo alterno sin cumplir las 2 condiciones planteadas:

$C := 0.25$ Coeficiente sísmico

Momento Máximo en la base

$$M := \frac{2 \cdot C \cdot W_{\text{total1}} \cdot H}{3} = 595.061 \cdot \text{ft} \cdot \text{lb}$$

$$M := M \cdot \text{lbf} \cdot \frac{1}{\text{lb}} = 7140.7314 \cdot \text{lbf} \cdot \text{in}$$

Esfuerzo requerido

$$t_e = 0.24 \cdot \text{in}$$

$$S_m := \frac{12 \cdot M}{\pi \cdot R^2 \cdot t_e} = 0.4157 \cdot \text{ksi}$$

6.1 CALCULO DEL ESPESOR DE LA ENVOLVENTE BAJO CARGA SISMICA

$$E_w := 1$$

Eficiencia de las juntas soldadas de la envolvente

$$S := 17.5 \text{ ksi}$$

Esfuerzo permisible del material de tapas y envolvente

$$R := \frac{D}{2} = 16.535 \cdot \text{in}$$

$$t_{\text{esismica}} := \frac{12 \cdot M}{\pi \cdot R^2 \cdot S \cdot E_e} = 0.0057 \cdot \text{in} \quad \text{Espesor requerido bajo carga sismica}$$

"Espesor correcto" if $t_{\text{esismica}} < t_e$ = "Espesor correcto"
 "Espesor incorrecto" if $t_{\text{esismica}} > t_e$

En el cálculo por carga sísmica, el esfuerzo requerido es inferior al esfuerzo permisible del material y el espesor calculado por carga sísmica necesario es inferior al espesor planteado por presión interna, por lo tanto el espesor cálculo por presión interna es correcta.

7. CALCULO DE LA DEFLEXIÓN MÁXIMA

Variables para el cálculo por deflexión máxima

$$D_{\text{exterior}} := D_e = 0.852 \text{ m}$$

Diametro exterior

$$D_{\text{interior}} := D$$

$$E := 193 \text{ GPa}$$

Modulo de elasticidad del material

$$H = 6.578 \cdot \text{ft}$$

Altura del recipiente

$$\rho := 1.25 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} = 4.516 \times 10^{-5} \cdot \frac{\text{lb}}{\text{in}^3}$$

Densidad del aire

$$C_f := 0.7$$

coeficiente para tanques de agua, chimeneas y otros de seccion eliptica o circular segun NEC

$$C_e := 0.9$$

Coficiente entorno altura

$$V := 21 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad del viento

$$V_b := (V \cdot C_e) = 18.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

velocidad corregida del viento en zona edificada

$$P_{\text{viento}} := \frac{1 \cdot \rho \cdot V_b^2 \cdot C_e \cdot C_f}{2} = 140.651 \cdot \text{Pa}$$

$$P_{\text{viento}} = 0.02 \cdot \text{psi}$$

$$I_t := \frac{\pi (D_{\text{exterior}}^4 - D_{\text{interior}}^4)}{64} = 0.168 \cdot \text{ft}^4$$

Momento de inercia

$$\Delta := \frac{P_{\text{viento}} \cdot D_{\text{exterior}} \cdot H(12 \cdot H)^3}{8 \cdot E \cdot I_t} = 1.495 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\Delta_m := 0.05538 \text{ in}$$

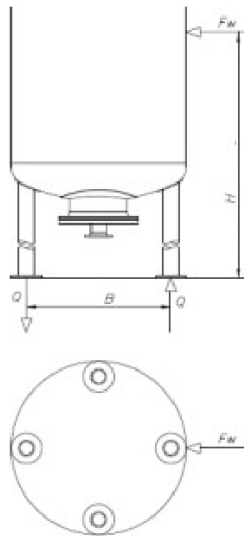
Por Norma ASME

$$\Delta_{\text{normativa}} := \frac{6 \cdot (H)}{100} = 4.73622 \cdot \text{in}$$

"Cumple" if $\Delta_{\text{normativa}} > \Delta_m$ = "Cumple"
 "No cumple" if $\Delta_{\text{normativa}} < \Delta_m$

Como la deflexión calculada Δ_m no sobrepasa el límite por normativa, entonces el espesor de la envoltura es el correcto.

8. CALCULO DE LAS COLUMNAS (PATAS)



Variables para el cálculo de los soportes del tanque de presión

tubo 3" cedula 40

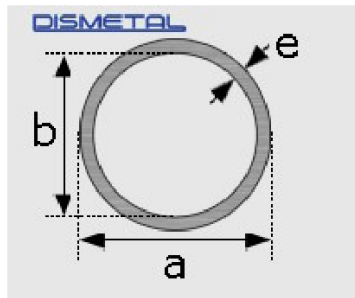
Tipo de pata

$$a := 3.50 \text{ in} = 88.9 \cdot \text{mm}$$

Dimensiones

$$b := 3.06 \text{ in} = 77.724 \cdot \text{mm}$$

$$e_{\text{espesor}} := 0.216 \text{ in} = 5.486 \cdot \text{mm}$$



$$S = \pi D^2 / 4 - \pi d^2 / 4$$

S - tubo de área de sección transversal
D - diámetro exterior de la tubería
d - diámetro interno de la tubería

$$n := 4$$

Numero de patas de apoyo

$$S_{\text{area}} := 1462.56 \text{ mm}^2 = 2.26697 \cdot \text{in}^2$$

Area de la seccion transversal

$$W_{\text{hidraulico}} = 2475.99903 \cdot \text{lbf}$$

peso total del tanque

$$B_{\text{ww}} := 29.57 \text{ in}$$

distancia entre columnas

$$l_c := 470 \text{ mm} = 18.504 \cdot \text{in}$$

longitud de la columna

$$I_{\text{ww}} := 0.0000013 \text{ m}^4 = 3.123 \cdot \text{in}^4$$

Inercia del tubo

$$r_{\text{ww}} := \sqrt{\frac{I}{S_{\text{area}}}} = 29.81363 \cdot \text{mm}$$

radio de giro

$$F_w := F_T = 2.52 \cdot \text{lbf}$$

Carga sísmica

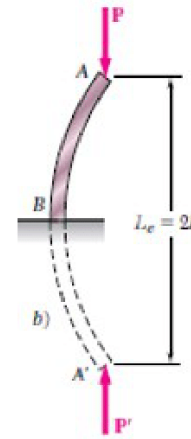
$$H = 6.578 \cdot \text{ft}$$

Altura del tanque

Longitud efectiva de la columna

$$L_e := 2 \cdot l_c$$

$$L_e = 37.008 \cdot \text{in}$$



$$\sigma_y := 36 \text{ksi}$$

esfuerzo del materia A-36

$$E := 29000 \cdot \text{ksi}$$

Modulo de elasticidad del material A-36

$$\left| \begin{array}{l} \text{"Columna larga"} \text{ if } \frac{L_e}{r} > 4.71 \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} \\ \text{"Columna corta"} \text{ if } \frac{L_e}{r} < 4.71 \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} \end{array} \right. = \text{"Columna corta"}$$

Modulo de esbeltez

$$\frac{L_e}{r} = 31.5292$$

esfuerzo de euler

$$\sigma_e := \frac{\pi^2 \cdot E}{\left(\frac{L_e}{r}\right)^2}$$

$$\sigma_e = 287.92 \cdot \text{ksi}$$

esfuerzo crítico para columna corta

$$\sigma_{cr} := \left[0.658 \left(\frac{S}{\sigma_e} \right) \right] \cdot S$$

$$\sigma_{cr} = 17060.418 \cdot \text{psi}$$

$$\sigma_{\text{permisible}} := \frac{\sigma_{cr}}{1.67} = 10.216 \cdot \text{ksi}$$

Carga que soporta el material, columna

$$P_{\text{carga}} := \sigma_{\text{permisible}} \cdot S_{\text{area}}$$

$$P_{\text{carga}} = 23158.98182 \cdot \text{lbf}$$

La carga en una columna por esfuerzos combinados sera:

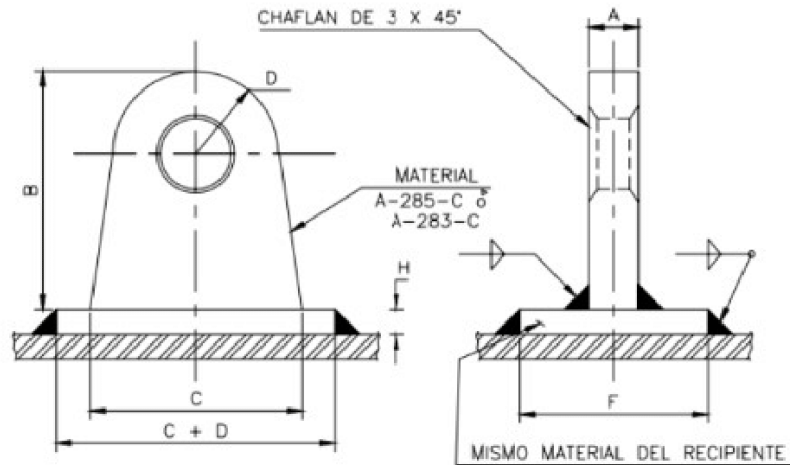
$$W_{\text{hidraulico}} = 2475.999032 \cdot \text{lbf}$$

$$F_{\text{ww}} := F_T = 2.52 \cdot \text{lbf} \quad \text{Carga sísmica}$$

$$Q_1 := \frac{W_{\text{hidraulico}}}{n} + 4 \cdot F_w \cdot \frac{H}{n \cdot B} = 625.727 \cdot \text{lbf}$$

"La columna soportara la carga" if $P_{\text{carga}} > Q_1$ = "La columna soportara la carga"
 "La columna no soportara la carga" if $P_{\text{carga}} < Q_1$

9. OREJAS DE IZÁJE



Variables para el cálculo del espesor de las orejas de izaje

Material SA-515-GR70

$$S := 17.5 \text{ ksi}$$

Esfuerzo a la tensión del material

$$W := W_{\text{hidraulico}} = 2476 \cdot \text{lbf}$$

peso del recipiente condicion desfavorable prueba hidraulica

$$D := 1.2 \text{ in}$$

Diametro exterior de la oreja

$$C := 100 \text{ mm} = 3.937 \cdot \text{in}$$

Ancho de la oreja

9.1 CALCULO DEL ESPESOR DE LAS OREJAS DE IZAJE

$$t_o := \frac{W}{S \cdot D} = 0.1179 \cdot \text{in}$$

$$t_o = 2.995 \cdot \text{mm}$$

Espesor de la oreja de izaje

El espesor comercial de las orejas de izaje es 1/8 in

9.2 CALCULO DEL ESPESOR MINIMO DEL CABEZAL PARA SOPORTAR LA CARGA DE LA OREJA DE IZAJE

$$t_c := \frac{W}{S \cdot (C + t_o) \cdot 2} = 0.443 \cdot \text{mm}$$

9.3 CALCULO DEL CORDON DE LA SOLDADURA PARA LA OREJA DE IZAJE

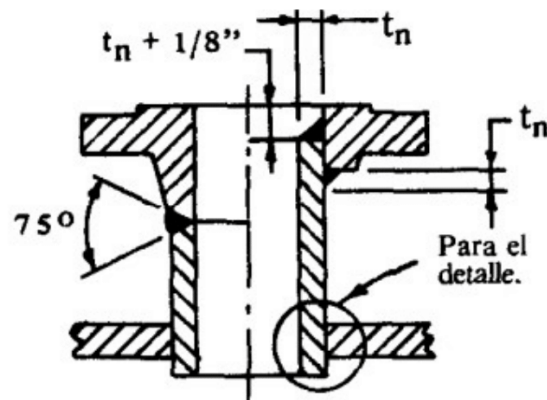
Para finalizar se debe verificar que la soldadura aplicada para fijar la oreja de izaje sea la suficiente mediante las siguientes ecuaciones:

$$A_s := 1.4142(t_o)(C) = 0.656 \cdot \text{in}^2 \quad (\text{área de la soldadura aplicada})$$

$$A_r := \frac{W}{S} = 0.141 \cdot \text{in}^2 \quad (\text{área mínima de soldadura requerida})$$

"Cumple" if $A_s \geq A_r$ = "Cumple"
"No cumple" if $A_s < A_r$

10. DISEÑO DE LAS BOQUILLAS DEL TANQUE DE PRESIÓN



La mínima extensión para los registros, en este caso para la boquilla de 2 in usando brida de cuello soldable 150 lb es 6 in como indica la siguiente figura. pagina 101

MINIMA EXTENSION SUGERIDA PARA LOS REGISTROS						
Las tablas dan el saliente mínimo aproximado de los registros. Cuando se use aislante o parche de refuerzo grueso puede ser necesario aumentar estas dimensiones.						
PARTE SALIENTE USANDO BRIDA DE CUELLO SOLDABLE						
DIMEN SIONES DEL TUBO	PRESION NOMINAL DE LA BRIDA, lb					
	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	

El tanque de presión diseñado cuenta con 2 boquillas de 2 in y 4 boquillas de 1 in de diámetro interior para lo cual se analizará el espesor requerido para una sola boquilla

$Y := 0.4$ Coeficiente según el tipo de material, acero al carbono

$E := 1$ Factor de calidad según el tipo de material

$C_A := \frac{1 \text{ in}}{16}$ Factor de corrosión

$S := 35 \text{ ksi}$ Esfuerzo máximo de fluencia del material

$D := 33 \text{ in}$ Diámetro interno del tanque

$D_{\text{ex}} := D + 2 \cdot t_c = 33.48 \text{ in}$ Diámetro externo del tanque

$P := 140 \text{ psi}$ Presión de diseño

10.1 CALCULO DEL ESPESOR REQUERIDO PARA LAS BOQUILLAS

$$t_t := \frac{P \cdot D}{2(S \cdot E + P \cdot Y)} = 1.674 \cdot \text{mm}$$

$t_t = 0.066 \text{ in}$ Espesor requerido para la tubería

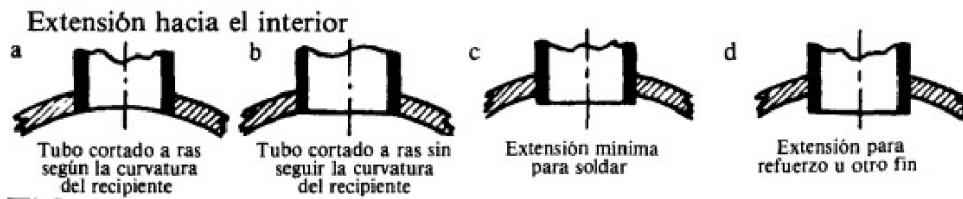
Como indica la tabla de la normativa ASME, la tubería de 2 in cedula 10s y 1 in cedula 10s, poseen un espesor de pared de 0.109 in, por lo que la tubería cumple con los requerimientos del diseño.

PROPIEDADES DE LOS TUBOS

Los números de cédula y las designaciones de peso están de acuerdo con la Norma ANSI B36.10 para tubos de acero al carbono y aceros aleados, y la Norma ANSI B36.19 para tubos de acero inoxidable.

Tam. nominal del tubo	No. de Cédula		Designación del peso	Diám. exterior, pulg.	Diám. interior, pulg.	Espesor de pared, pulg.	Peso por pie, lb.	Peso de agua por pie de tubo, lb.	Superficie exterior por pie, pies ² .	Superficie interior por pie, pies ² .	Area transversal, pulg ² .
	Aceros al carbono y aleados	Aceros inoxidables									
1/8	...	10S405	.307	.049	.186	.0320	.106	.0804	.0740
	40	40S	Est.	.405	.269	.068	.244	.0246	.106	.0705	.0568
	80	80S	Ref.	.405	.215	.095	.314	.0157	.106	.0563	.0364
1/4	...	10S540	.410	.065	.330	.0570	.141	.1073	.1320
	40	40S	Est.	.540	.364	.088	.424	.0451	.141	.0955	.1041
	80	80S	Ref.	.540	.302	.119	.535	.0310	.141	.0794	.0716
3/8	...	10S675	.545	.065	.423	.1010	.177	.1427	.2333
	40	40S	Est.	.675	.493	.091	.567	.0827	.177	.1295	.1910
	80	80S	Ref.	.675	.423	.126	.738	.0609	.177	.1106	.1405
1/2	...	10S840	.670	.083	.671	.1550	.220	.1764	.3568
	40	40S	Est.	.840	.622	.109	.850	.1316	.220	.1637	.3040
	80	80S	Ref.	.840	.546	.147	1.087	.1013	.220	.1433	.2340
	160840	.466	.187	1.310	.0740	.220	.1220	.1706
	Doble Ref.	.840	.252	.294	1.714	.0216	.220	.0660	.0499
3/4	...	10S	1.050	.824	.083	.857	.2660	.275	.2314	.6138
	40	40S	Est.	1.050	.824	.113	1.130	.2301	.275	.2168	.5330
	80	80S	Ref.	1.050	.742	.154	1.473	.1875	.275	.1948	.4330
	1.050	.675	.188	1.727	.1514	.275	.1759	.3570
	160	1.050	.614	.218	1.940	.1280	.275	.1607	.2961
1	...	10S	1.315	1.097	.109	1.404	.4090	.344	.2872	.9448
	40	40S	Est.	1.315	1.049	.133	1.678	.3740	.344	.2740	.8640
	80	80S	Ref.	1.315	.957	.179	2.171	.3112	.344	.2520	.7190
	1.315	.877	.219	2.561	.2614	.344	.2290	.6040
	160	1.315	.815	.250	2.850	.2261	.344	.2134	.5217
1 1/4	...	10S	1.660	1.442	.109	1.806	.7080	.434	.3775	1.633
	40	40S	Est.	1.660	1.380	.140	2.272	.6471	.434	.3620	1.495
	80	80S	Ref.	1.660	1.278	.191	2.996	.5553	.434	.3356	1.283
	160	1.660	1.160	.250	3.764	.4575	.434	.3029	1.057
	Doble Ref.	1.660	.896	.382	5.214	.2732	.434	.2331	.6305
1 1/2	...	10S	1.900	1.682	.109	2.085	.9630	.497	.4403	2.221
	40	40S	Est.	1.900	1.610	.145	2.717	.8820	.497	.4213	2.036
	80	80S	Ref.	1.900	1.500	.200	3.631	.7648	.497	.3927	1.767
	160	1.900	1.337	.281	4.862	.6082	.497	.3519	1.405
	Doble Ref.	1.900	1.100	.400	6.408	.4117	.497	.2903	.950
2	...	10S	2.375	2.157	.109	2.638	1.583	.622	.5647	3.654
	40	40S	Est.	2.375	2.067	.154	3.652	1.452	.622	.5401	3.355
	2.375	2.041	.167	3.938	1.420	.622	.5360	3.280

La selección de la extensión hacia el interior de la boquilla de 2 in de diámetro es la extensión mínima para soldar como indica la figura.



A continuación se realiza el análisis de la soldadura para las boquillas de 2 in de diámetro, donde la normativa plantea el siguiente procedimiento.

REGISTROS SIN PARCHES DE REFUERZO	
LAS FIGURAS QUE SIGUEN ILUSTRAN LOS TIPOS DE ACCESORIOS SOLDADOS DE USO MAS COMUN. OTROS TIPOS DE CONEXIONES PUEDEN VERSE EN LA NORMA, FIGURA UW-16.1.	
<p>A</p> <p>Boquilla con brida de cuello soldable</p> <p>Boquilla con brida deslizable</p> <p>Para el detalle, véanse de la figura B hasta la H</p>	<p>NOTACION:</p> <p>a = Tamaño mínimo de soldadura = t, t_n o 0.375 pulg., el valor que sea menor, en pulg.</p> <p>$a_1 + a_2 = 1/4 \times$ el menor entre t, t_n o 0.375 pulg.</p> <p>a_1 o a_2 = el valor menor entre t, t_n o 0.375 pulg.</p> <p>b = No hay requisito de tamaño mínimo</p> <p>α = El ángulo de biselado debe ser tal que permita la penetración y fusión completas en la junta. Depende del espesor de la placa y del procedimiento de soldadura.</p> <p>t = Espesor de pared del recipiente menos el margen por corrosión, pulg.</p> <p>t_n = Espesor nominal de pared de la tobera menos el margen por corrosión, pulg.</p>
<p>B</p> <p>Tira de refuerzo</p>	<p>NOTAS:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Cuando no pueda comprobarse la penetración completa en la junta por inspección visual u otro medio permitido por las normas, se usarán tiras de refuerzo con soldadura de penetración completa depositada desde un lado solamente. 2. La soldadura b tiene por objeto eliminar las irregularidades de la soldadura de ranura en la raíz y obtener penetración completa. Generalmente, es de un paso y puede omitirse si no se necesita para dicho objeto. 3. Los tamaños de soldadura definidos aquí, son los mínimos requeridos. Para el cálculo de la resistencia de soldaduras, ver la página 112.

DONDE:

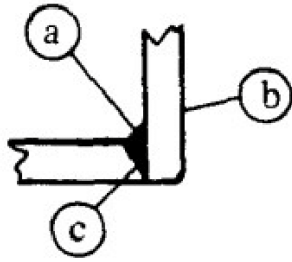
$$a := 6\text{mm} = 0.236\text{-in}$$

$$t := 0.236\text{in}$$

$$\alpha := 45^\circ$$

$$t_n := 0.109\text{in}$$

RESISTENCIA DE LOS ELEMENTOS QUE UNEN LAS ABERTURAS AL RECIPIENTE



Posibles puntos de falla

1. Por a y b
2. Por a y c

En los elementos que unen las aberturas al recipiente, puede ocurrir falla por las soldaduras o por el cuello de la boquilla en las combinaciones que se ilustran en las figuras A y B.

La resistencia de las soldaduras y del cuello de la boquilla en dichas combinaciones debe ser por lo menos igual al menor valor entre los siguientes:

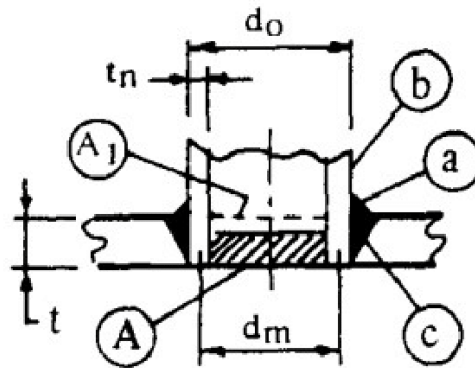
1. La resistencia a la tensión del área de sección transversal del elemento de refuerzo que se esté considerando, o
2. La resistencia a la tensión del área A ($A = d \times t_r$) menos la resistencia a la tensión del exceso de pared del recipiente (A_1).

El valor de esfuerzo permitido de las soldaduras es el valor de esfuerzo del material más débil unido por las soldaduras, multiplicado por los factores siguientes:

Soldadura de ranura a tensión	0.74
Soldadura de ranura a corte	0.60
Soldadura de filete a corte	0.49

El valor de esfuerzo cortante permitido para el cuello de la boquilla, es 0.70 por el valor de esfuerzo permitido del material de la boquilla. La resistencia de las juntas deberá considerarse para toda su longitud a cada lado del plano del área de refuerzo.

11.1 CALCULO DE LA RESISTENCIA DE LAS SOLDADURAS Y DEL CUELLO DE LA BOQUILLA



DONDE:

$$t_r := 0.195 \text{ in}$$

espesor de la pared de la envolvente requerida

$$t_w := 6 \text{ mm} = 0.236 \text{ in}$$

espesor de la pared de la envolvente

$$d := 2.157 \text{ in}$$

diametro interior de la boquilla

$$A_w := t_r \cdot d = 0.421 \cdot \text{in}^2$$

Area de la seccion transversal

$$A_1 := d \cdot (t - t_r) = 0.089 \cdot \text{in}^2$$

Area de la diferencia de la pared de la envolvente

$$d_o := 2.375 \text{ in}$$

diametro exterior de la boquilla

$$d_m := \frac{(d + d_o)}{2} = 2.266 \text{ in}$$

diametro medio

$$S_w := 17.5 \text{ ksi}$$

Esfuerzo permitido del material de la envolvente SA-515

$S_n := 15\text{ksi}$	Esfuerzo permitido del material de la boquilla SA-53
$t_n = 0.109\text{-in}$	Espesor de la pared de la boquilla
$c := 7.07\text{mm} = 0.278\text{-in}$	Cateto de la soldadura de filete

CARGA QUE DEBE SOPORTAR LA SOLDADURA

$$C := (A - A_1) \cdot S = 5804.79272 \cdot \text{lbf}$$

VALOR DE ESFUERZO DE LAS SOLDADURAS

Soldadura de filete a corte	$\sigma_c := 0.49 \cdot S = 8575 \cdot \text{psi}$
soldadura de filete a tensión	$\sigma_t := 0.74 \cdot S = 12950 \cdot \text{psi}$
Valor de esfuerzo de la pared de la boquilla a corte	$\sigma_{bc} := 0.70 S_n = 10500 \cdot \text{psi}$

RESISTENCIA DE LAS SOLDADURAS Y DEL CUELLO DE LA BOQUILLA

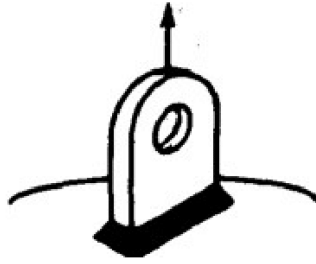
a) Soldadura de filete a corte	$C_a := \frac{\pi \cdot d_o}{2} \cdot c \cdot \sigma_c = 8904.37244 \cdot \text{lbf}$
b) pared de la boquilla a corte	$C_{pb} := \frac{\pi \cdot d_m}{2} \cdot t_n \cdot \sigma_{bc} = 4073.76131 \cdot \text{lbf}$
c) Soldadura de la ranura a tensión	$C_t := \frac{\pi \cdot d_o}{2} \cdot c \cdot \sigma_t = 13447.419606 \cdot \text{lbf}$

POSIBLES PUNTOS DE FALLA

1. Por a y b	$P_{ab} := C_a + C_{pb} = 12978.1338 \cdot \text{lbf}$
2. Por a y c	$P_{ac} := C_a + C_t = 22351.792 \cdot \text{lbf}$

Ambas trayectorias P_{ab} y P_{ac} tienen mayor resistencia que la requerida : 5804.79 lbf

11.2 SOLDAURA DE LAS OREJAS DE IZAJE



$P := W_{\text{hidraulico}} = 2475.999 \cdot \text{lbf}$ peso del recipiente condicion desfavorable prueba hidraulica

$A_w := 200 \text{mm} = 7.874 \cdot \text{in}$ Longitud de la soldadura

$f := 9.6 \text{ksi}$ Esfuerzo permitido en la soldadura bajo normativa

$P = 2475.999032 \cdot \text{lbf}$ Carga axial, concentrada y permitida

Carga sobre la soldadura de filete (kilolibra por pulgada lineal)

$$W := \frac{P}{A_w} = 314.452 \cdot \frac{\text{lbf}}{\text{in}}$$

Dimensión del patin de la soldadura de filete

$w := \frac{W}{f} = 0.033 \cdot \text{in}$ por lo tanto se usa soldadura de filete de 0.19 in

Tamaño mínimo de soldadura*

Esesor de la placa más gruesa, pulg.	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	Más de 1 1/2
Tamaño mínimo de la soldadura de filete, pulg	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8

* El tamaño de la soldadura no necesita ser mayor que el espesor de la parte más delgada que una.

Tabla 1 – Grupos de Metales de Aporte

Grupo	Especificación AWS	Electrodo	Fundente ^c
1	A5.1	E6010, E6011	
	A5.5	E7010, E7011	
2	A5.5	E8010, E8011 E9010	
3	A5.1 o A5.5	E7015, E7016, E7018	
	A5.5	E8015, E8016, E8018 E9018	
4 ^a	A5.17	EL8	P6XZ
		EL8K	F6X0
		EL12	F6X2
		EM5K	F7XZ
		EM12K	F7X0
		EM13K EM15K	F7X2
5 ^b	A5.18	ER70S-2	
	A5.18	ER70S-6	
	A5.28	ER80S-D2	
	A5.28	ER90S-G	
6	A5.2	RG60, RG65	
7	A5.20	E61T-GS ^d	
		E71T-GS ^d	
8	A5.29	E71T8-K6	
9	A5.29	E91T8-G	

Nota: Otros electrodos, Metales de aporte y Fundentes pueden ser usados pero requieren de procedimientos de calificación separados.

11.3 CALCULO DEL FACTOR DE UTILIZACION EN LA SOLDADURA DE LA UNION DEL CABEZAL ELIPTICO A LA ENVOLVENTE

Variables para el calculo del factor de utilizacion de la soldadura de la union del cabezal a la envolvente

$$P := 140 \text{ psi}$$

Presion interna de diseño

$$t := 6 \text{ mm} = 0.236 \text{ in}$$

Espesor minimo de la union del cabezal eliptico a la envolvente

$$D_e := 852 \text{ mm} = 33.543 \text{ in}$$

Diametro externo del tanque

$$D_m := D_e - t = 33.307 \text{ in}$$

Diametro medio

$$\frac{D_m}{t} = 141 \quad \frac{D_m}{t} \geq 20 \quad \text{condicion de pared delgada}$$

$$\sigma_l := \frac{P \cdot D_m}{4t} = 4.935 \cdot \text{ksi} \quad \text{Esfuerzo longitudinal}$$

$$\sigma_r := \frac{P \cdot D_m}{2t} = 9.87 \cdot \text{ksi} \quad \text{Esfuerzo radial}$$

$$\sigma_{\text{promedio}} := \frac{\sigma_l + \sigma_r}{2} = 7.402 \cdot \text{ksi} \quad \text{Esfuerzo promedio}$$

$$R := \sigma_{\text{promedio}} - \sigma_l = 2.467 \cdot \text{ksi}$$

$$\gamma_{\text{sol}} := R \cdot \sin(90) = 2.206 \cdot \text{ksi} \quad \text{Esfuerzo cortante de soldadura}$$

$$\sigma_{\text{sol}} := \gamma_{\text{sol}} = 2.206 \cdot \text{ksi} \quad \text{Esfuerzo normal de soldadura}$$

Tabla de esfuerzos permisibles del material de soldadura

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n*
Tensión	A tope	0.60S _y	1.67
Aplastamiento	A tope	0.90S _y	1.11
Flexión	A tope	0.60-0.66S _y	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	0.60S _y	1.67
Cortante	A tope o de filete	0.30S _{ut} [†]	

* El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

† El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de 0.40S_y del metal base.

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

* Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

$$S_y := 56 \text{ ksi}$$

Esfuerzo permisible del material

$$S_{ut} := 70 \text{ ksi}$$

Esfuerzo ultimo del material a tension

$$FU_{\text{normal}} := \frac{\sigma_{\text{sol}}}{0.6 \cdot S_y} = 6.565\%$$

Factor de utilizacion de la soldadura a esfuerzo normal

$$FU_{\text{cortante}} := \frac{\gamma_{\text{sol}}}{0.3 \cdot S_{ut}} = 10.504\%$$

Factor de utilizacion de la soldadura a esfuerzo cortante