



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS
PARA RECIPIENTES A PRESIÓN**

AUTORES: PACHECO HERRERA, KEVIN OMAR

ROJAS VELÁSTEGUI, JUAN SEBASTIÁN

DIRECTOR: MSC. ING. GUERRERO HINOJOSA, BYRON ANDRÉS

SANGOLQUÍ

2018



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, "*DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA RECIPIENTES A PRESIÓN*" fue realizado por los señores *Pacheco Herrera Kevin Omar y Rojas Velástegui Juan Sebastián* el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 12 de diciembre del 2018

Firma:

MSc. Ing. GUERRERO HINOJOSA BYRON ANDRÉS

CI: 1716659758



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, *Pacheco Herrera Kevin Omar* y *Rojas Velástegui Juan Sebastián*, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: ***“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA RECIPIENTES A PRESIÓN”*** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Sangolquí, 12 de diciembre del 2018

Firma

Pacheco Herrera Kevin Omar

C.I. 172674527-4

Firma

Rojas Velástegui Juan Sebastián

C.I. 171854328-1



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y LA MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, *Pacheco Herrera Kevin Omar* y *Rojas Velástegui Juan Sebastián*, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación ***“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA RECIPIENTES A PRESIÓN”*** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 12 de diciembre del 2018

Firma

Pacheco Herrera Kevin Omar

C.I. 172674527-4

Firma

Rojas Velástegui Juan Sebastián

C.I. 171854328-1

DEDICATORIA

A mis padres Mary I. Herrera G. y Wellington R. Pacheco P., mis hermanas Génesis D. Pacheco H. y Stefany A. Pacheco H., por brindarme su incondicional apoyo y motivación día a día.

Kevin Omar Pacheco Herrera

A mis padres, Fernando G. Rojas G. y Vicky L. Velástegui M, mi hermano Luis F. Rojas V., mi abuelita Carola Medrano M., símbolos del Amor, la Abnegación y el Sacrificio.

Juan Sebastián Rojas Velástegui

AGRADECIMIENTO

A Dios por haberme permitido llegar hasta este punto y por darme la sabiduría y fortaleza necesaria para cumplir con mi meta.

A mi familia por su apoyo incondicional y desinteresado el cual me ha permitido sobrellevar las dificultades del camino y aprender acerca del verdadero significado de perseverancia.

A todos los miembros que conforman el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas, en especial a mis profesores los cuales me han brindado los conocimientos y las herramientas necesarias para desarrollarme profesionalmente.

Kevin Omar Pacheco Herrera

La culminación de toda obra es el resultado de la acción mutua entre profesionales de vastos conocimientos y renombrada experiencia y de jóvenes decididos a obtener un paso positivo más en la vida personal y profesional.

En tal virtud, me es muy placentero hacer ostensible mi más sincero agradecimiento a todos y cada uno de los miembros que conforman la Universidad de las Fuerzas Armadas, por su acertada dirección, su amplia capacidad, su extensa experiencia y su ilimitada dedicación, cualidades que se verán reflejadas en el presente trabajo.

Juan Sebastián Rojas Velástegui

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN	I
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	II
AUTORIZACIÓN	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO.....	V
ÍNDICE DE CONTENIDO	VI
ÍNDICE DE TABLAS	X
ÍNDICE DE ANEXOS	XIII
RESUMEN.....	XIV
ABSTRACT	XV
CAPÍTULO I	1
GENERALIDADES	1
1.1. Introducción	1
1.2. Antecedentes	2
1.3. Justificación e importancia.....	3
1.4. Alcance.....	4
1.5. Objetivos	6

1.5.1. Objetivo general	6
1.5.2. Objetivos específicos.....	6
CAPÍTULO II.....	7
MARCO TEÓRICO.....	7
2.1. Cálculo de esfuerzos en recipientes a presión.....	7
2.1.1. Cascarones de pared delgada.....	7
2.1.2. Deducción de las ecuaciones de gobierno por la teoría de la membrana	8
2.1.3. Cilindro simple con fondos-presión interior uniforme.....	14
2.1.4. Esfera simple-presión interior uniforme	15
2.1.5. Toroide-presión interior uniforme.....	16
2.2. Relación de Poisson: Estados de deformación biaxial y triaxial.....	17
2.3. Transformación de deformación plana.....	18
2.4. Extensómetros metálicos.....	19
2.4.1. Factor de galga	23
2.4.2. Circuitos de extensómetros	24
CAPÍTULO III	27
DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN.....	27
2.1. Diseño del recipiente a presión	27
2.1.1. Selección del material	28
2.1.2. Limitaciones de conformado.....	30

2.1.3. Espacio dentro del laboratorio.....	30
2.2. Determinación de presión de operación	31
2.3. Construcción del recipiente a presión	33
2.3.1. Conformado cuerpo cilíndrico	34
2.3.2. Conformado cabeza toriesférica.....	35
2.3.3. Conformado cabeza semiesférica.....	35
2.4. Soldadura de los componentes	36
2.5. Selección de bomba hidráulica.....	38
2.6. Construcción de la estructura metálica.....	40
2.7. Instalación de galgas extensiométricas y de rosetas de deformación.....	42
CAPÍTULO IV	47
PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y SIMULACIÓN	47
2.8. Pruebas de funcionamiento	47
2.9. Simulación por elementos finitos.....	52
2.10. Análisis de convergencia.....	58
CAPÍTULO V	61
RESULTADOS Y COMPARACIÓN.....	61
5.1. Código ASME SEC VIII DIV 1.....	78
CAPÍTULO VI	81
ANÁLISIS ECONÓMICO	81

6.1. Costos directos	81
6.2. Costos indirectos	85
6.3. Costos totales.....	86
CAPÍTULO VII.....	87
CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO	87
7.1. Conclusiones	87
7.2. Recomendaciones.....	89
7.3. Trabajo futuro.....	90
BIBLIOGRAFÍA	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. <i>Materiales rejilla conductora</i>	20
Tabla 2. <i>Composición nominal aceros de la serie 300</i>	28
Tabla 3. <i>MAWP-Cuerpo cilíndrico</i>	31
Tabla 4. <i>MAWP-Cabeza semiesférica</i>	31
Tabla 5. <i>MAWP-Cabeza toriesférica</i>	32
Tabla 6. <i>Canales para la obtención de datos: Rosetas de deformación</i>	47
Tabla 7. <i>Canales para la obtención de datos: Galgas extensiométricas</i>	48
Tabla 8. <i>Deformaciones unitarias: Rosetas de deformación</i>	49
Tabla 9. <i>Deformaciones unitarias: Galgas extensiométricas</i>	49
Tabla 10. <i>Esfuerzos-galgas extensiométricas: Cuerpo cilíndrico</i>	50
Tabla 11. <i>Esfuerzos-rosetas de deformación: Cuerpo cilíndrico</i>	50
Tabla 12. <i>Esfuerzos: Cabeza semiesférica</i>	51
Tabla 13. <i>Esfuerzos: Cabeza toriesférica</i>	51
Tabla 14. <i>Análisis de convergencia</i>	59
Tabla 15. <i>Esfuerzos: Cuerpo cilíndrico</i>	65
Tabla 16. <i>Error porcentual, esfuerzos: Cuerpo cilíndrico</i>	67
Tabla 17. <i>Esfuerzos equivalentes: Cabeza semiesférica</i>	71
Tabla 18. <i>Error porcentual, esfuerzos: Cabeza semiesférica</i>	73
Tabla 19. <i>Esfuerzos: Cabeza toriesférica</i>	76
Tabla 20. <i>Error porcentual, esfuerzos: Cabeza toriesférica</i>	77
Tabla 21. <i>Costos directos: Materiales</i>	81
Tabla 22. <i>Costos directos: Mano de obra</i>	84
Tabla 23. <i>Costos directos totales</i>	84
Tabla 24. <i>Costos indirectos totales</i>	85
Tabla 25. <i>Costos indirectos totales</i>	86

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Banco de pruebas a presión	4
Figura 2. Ubicación de las rosetas y galgas de deformación	5
Figura 3. Elemento diferencial general del cascarón	9
Figura 4. Elemento diferencial simplificado del cascarón	10
Figura 5. Descomposición de las fuerzas longitudinal y circunferencial.....	10
Figura 6. Análisis de la sección A1 B1 C1	13
Figura 7. Cilindro simple con fondos-presión interior uniforme	14
Figura 8. Esfera simple-presión interior uniforme	15
Figura 9. Toroide-presión interior uniforme	16
Figura 10. Direcciones de los deformímetros presentes en la roseta de deformación	19
Figura 11. Partes, galga extensiométrica.....	19
Figura 12. Dimensión galga extensiométrica.....	21
Figura 13. Deformación presente en la longitud activa	22
Figura 14. Extensómetros: uniaxial, biaxial, triaxial	22
Figura 15. Puente de Wheatstone	24
Figura 16. Balance del puente de Wheatstone	26
Figura 17. Aspectos de diseño-Recipiente a presión	27
Figura 18. Valor del esfuerzo a la fluencia del acero inoxidable 304L-ASME.....	29
Figura 19. Elementos del recipiente a presión	30
Figura 20. Componentes del banco de pruebas para recipientes a presión	33
Figura 21. Sistema de válvulas del recipiente a presión	33
Figura 22. Válvulas del recipiente a presión	34
Figura 23. Conformado cuerpo cilíndrico	34
Figura 24. Conformado cabeza toriesférica	35
Figura 25. Conformado cabeza toriesférica	35
Figura 26. Selección de la junta soldada.....	36

Figura 27. Cordón cabeza semiesférica	37
Figura 28. Cordón cuerpo cilíndrico	37
Figura 29. Cordón cabeza toriesférica	37
Figura 30. Cordones aberturas	37
Figura 31. Gel decapante para acero inoxidable	38
Figura 32. Componentes bomba hidráulica manual.....	39
Figura 33. Componentes bomba hidráulica manual modificada.....	39
Figura 34. Componentes de la estructura de soporte del banco de pruebas.....	40
Figura 35. Construcción de estructura de soporte del banco de pruebas	41
Figura 36. Colocación de las cunas en la estructura de soporte.....	41
Figura 37. Rosetas de deformación y galgas extensiométricas utilizadas	42
Figura 38. Ubicación de las rosetas y galgas de deformación	43
Figura 39. Limpieza de superficies para instalación de medidores de deformación	43
Figura 40. Colocación de galgas y rosetas sobre cinta adhesiva.....	44
Figura 41. Roseta y galgas colocadas en el recipiente	45
Figura 42. Recubrimiento de los medidores de deformación con resina epóxica.....	46
Figura 43. Ángulos, rosetas de deformación.....	47
Figura 44. Ubicación, galgas extensiométricas.....	48
Figura 45. Modelamiento de la superficie para la solución axisimétrica.....	52
Figura 46. Asignación de materiales para el modelo axisimétrico	53
Figura 47. Mallado de la superficie para el modelamiento axisimétrico	54
Figura 48. Cargas aplicadas para el modelamiento axisimétrico	54
Figura 49. Orientación de los esfuerzos para el modelamiento axisimétrico	55
Figura 50. Resultados obtenidos en el modelamiento axisimétrico	55
Figura 51. Modelamiento de la superficie para la segunda aproximación.....	56
Figura 52. Mallado de la superficie para la segunda aproximación.....	56
Figura 53. Cargas aplicadas para la segunda aproximación.....	57
Figura 54. Resultados obtenidos segunda aproximación	58
Figura 55. Análisis de convergencia para simulación por elementos finitos	59

Figura 56. Esfuerzo circunferencial: Cuerpo cilíndrico	62
Figura 57. Esfuerzo longitudinal: Cuerpo cilíndrico.....	63
Figura 58. Ángulos, roseta de deformación	64
Figura 59. Esfuerzo circunferencial: Cuerpo cilíndrico	66
Figura 60. Esfuerzo longitudinal-galgas extensiométricas: Esfuerzo circunferencial	66
Figura 61. Comparación de errores porcentuales entre galgas y rosetas	68
Figura 62. Comparación de errores porcentuales entre galgas extensiométricas y rosetas	69
Figura 63. Esfuerzo equivalente: Cabeza semiesférica.....	70
Figura 64. Esfuerzo equivalente: Cabeza semiesférica.....	72
Figura 65. Esfuerzo equivalente: Cabeza toriesférica.....	75
Figura 66. Esfuerzo equivalente: Cabeza toriesférica.....	77

ÍNDICE DE ANEXOS

- **Anexo 1:** *Guía de práctica 1*
- **Anexo 2:** *Guía de práctica 2*

RESUMEN

El presente trabajo de titulación consiste en diseñar y construir un equipo que sirva como banco de pruebas para la realización de la prueba de presión en recipientes a presión y que a través del uso de rosetas de deformación se pueda medir los esfuerzos y deformaciones presentes en el cuerpo y en las cabezas del recipiente cilíndrico construido y sometido a prueba. Se diseñó y construyó el banco de pruebas de presión para el recipiente tomando en cuenta la presión que es capaz de soportar, así como también el volumen del mismo. Se colocaron rosetas de deformación en la cabeza semiesférica, cabeza toriesférica y en los puntos próximos a los cordones de soldadura de conformación del recipiente para medir los esfuerzos y deformaciones presentes. Se realizó la comparación entre los datos obtenidos a través de formulaciones matemáticas y los valores dados por las rosetas de deformación, así como también un análisis mediante elementos finitos de los esfuerzos y deformaciones en el recipiente y en las aberturas del mismo.

PALABRAS CLAVE:

- **ROSETAS DE DEFORMACIÓN**
- **RECIPIENTE A PRESIÓN**
- **PRUEBA DE PRESIÓN**

ABSTRACT

The degree investigation project comprises the design and construction of equipment that would work as a testing bench for "stress tests in pressurized containers". strain gauge rosettes to measure the stress and deformation that the body and heads of the constructed cylindrical containers presents after the test. The design and construction of the equipment for testing the pressure of the container was done taking into consideration the pressure that the container is capable of sustaining as well as its volume. The placement of the strain gauge rosettes to measure the strain and deformation on the container was as follows: placement on the hemispheric head, toriespherical head, and in the points near the weld seams that form the container. The data obtained was compared using mathematical formulas and the values given/obtained by the strain rosettes; as well as, the analysis through finite elements of the strain and deformation in the container and its openings.

KEYWORDS:

- **STRAIN GAUGE ROSETTES**
- **PRESSURIZED CONTAINER**
- **TESTING PRESSURE**

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1.Introducción

Los recipientes sujetos a presión son elementos que se encuentran presentes en la gran mayoría de las industrias: alimenticia, petrolera, automotriz, plantas químicas, plantas petroquímicas, centrales hidroeléctricas y nucleares, etc.

El diseño apropiado de recipientes a presión se ha acentuado debido a los problemas en la operación de dichos recipientes, desde los primeros días de las máquinas a vapor hasta el Apolo13. (Liechti, 2002). Debido a estos problemas existen normas que regulan las distintas fases de estos equipos: diseño, construcción, operación y mantenimiento.

Una de las pruebas realizadas para garantizar la seguridad y el correcto funcionamiento de recipientes a presión, es la prueba hidrostática. Esta prueba en comparación con otros métodos, presenta la ventaja de ser más económica y simple en su implementación.

Debido a la necesidad de comprender el comportamiento de los recipientes sujetos a presión, se diseñó y construyó un banco de prueba de presión, con el que se obtienen datos experimentales de los esfuerzos y deformaciones presentes en el recipiente construido. Esto permite realizar una comparación entre los datos experimentales y los obtenidos a través de formulaciones matemáticas, así como también la simulación por elementos finitos.

1.2. Antecedentes

Después de la invención de la máquina de vapor a finales del siglo XVIII, existieron miles de muertes producidas por las explosiones de calderas en Estados Unidos y Europa. El primer código de calderas y recipientes a presión se publicó en 1915, en la actualidad existen 32 libros que sirven de estándares o documentos de apoyo para la selección de materiales, exámenes no destructivos, calificaciones de soldaduras, etc. (Columbec Tecnidefensa, s.f.)

En Latinoamérica encontramos un proyecto de grado desarrollado en la Universidad Santo Tomás en Bucaramanga-Colombia (2015), que trató sobre el “Diseño de un Banco de Pruebas a Presión Hidrostática” desarrollado para beneficiar a la empresa MULTISERVICIOS INDUSTRIALES LTDA., con el objetivo de que dicha empresa proporcione el servicio de prueba hidrostática dentro de su localidad, este trabajo se relaciona con el proyecto planteado ya que muestra cómo se debería estructurar un banco de prueba para la realización de pruebas hidrostáticas y las consideraciones a tenerse en cuenta con respecto a diseño y construcción. (García Peñaloza & Sierra Castillo, 2015)

En la Universidad de las Fuerzas Armadas en el año 2009, con el fin de verificar la existencia de fisuras en las culatas de motores se realizó el diseño y construcción de un banco de ensayos mediante prueba hidrostática y neumática, dicho proyecto se relaciona con el que se desarrollará ya que tienen como objetivo la inspección de hermeticidad y defectos en componentes mecánicos suministrando pautas relacionadas con el diseño y la construcción de un banco de pruebas. (Muñoz Vinueza & Revelo Rosero, 2009)

1.3. Justificación e importancia

Una prueba hidrostática se la realiza con el fin de verificar la hermeticidad de un recipiente a presión, tanto en aberturas, como en los cordones de soldadura que permiten la conformación del recipiente, utilizando como elemento principal el agua o en su defecto un fluido no corrosivo.

Los esfuerzos y deformaciones presentes en los recipientes a presión cuando estos están en operación son estudiados en los códigos de diseño de los equipos y sistemas de tuberías (ASME, API, etc.), los cuales establecen claramente los procedimientos y las prácticas recomendadas para llevar a cabo un análisis de esfuerzos, dimensionamiento y cómo realizar la prueba de presión, con el fin de garantizar la integridad de los equipos y por consiguiente la seguridad de las personas.

La Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, en su constante contribución al aporte científico – tecnológico que brinda al país, tiene la necesidad de contar con un equipo que permita realizar un análisis de los esfuerzos y deformaciones existentes en las diferentes geometrías en un recipiente cilíndrico a presión con una cabeza semiesférica y otra toriesférica, mediante la ejecución de la prueba hidrostática a dicho recipiente con la finalidad de sustentar los conocimientos teóricos a través de la comparación de estos con métodos experimentales los cuales permitirán reconocer y comprender cómo actúan los esfuerzos y las deformaciones presentes en dichos recipientes.

1.4. Alcance

Este proyecto pretende realizar el diseño mecánico y construcción de un banco de pruebas para recipientes a presión haciendo uso la teoría de membranas y cascarones axisimétricos.

Los entregables del proyecto se detallan a continuación:

- Construcción de un recipiente a presión el cual contará con un cuerpo cilíndrico, una cabeza semiesférica en un extremo y otra toriesférica en el otro extremo (ver Figura 1), dicho recipiente será construido de acero inoxidable 304 con el fin de evitar la corrosión dentro del mismo, y contará con la instrumentación y las conexiones necesarias para la ejecución de la prueba de presión.
- Diseño y construcción del banco de pruebas para la ejecución de la prueba de presión, el cual tiene como objetivo elevar la presión al interior del recipiente previamente construido.

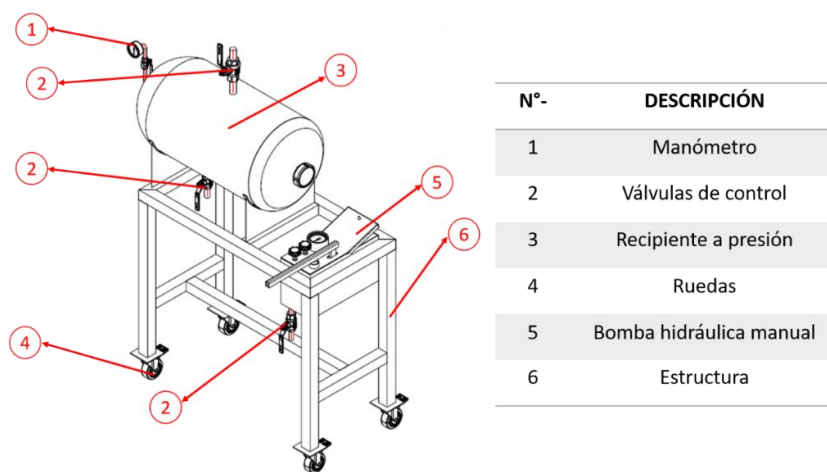


Figura 1. Banco de pruebas a presión

- Colocación de rosetas y galgas de deformación en el cuerpo y las cabezas del recipiente, para la determinación de deformaciones unitarias presentes en el recipiente al ejecutar la prueba de presión.

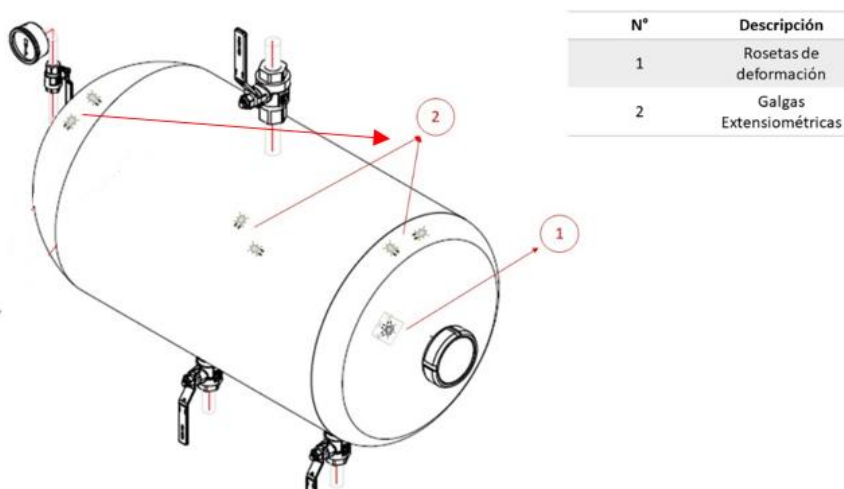


Figura 2. Ubicación de las rosetas y galgas de deformación

- Se realizará un análisis de los estados de esfuerzo y deformaciones presentes en el recipiente utilizando la teoría de membranas y cascarones axisimétricos, análisis mediante elementos finitos y una comparación con los datos experimentales obtenidos a través de las rosetas y galgas de deformación.

1.5.Objetivos

1.5.1. Objetivo general

Diseñar y construir un banco de pruebas para el análisis de esfuerzos y deformaciones en recipientes a presión mediante el método de prueba de presión

1.5.2. Objetivos específicos

- Construir un recipiente a presión cilíndrico con una cabeza semiesférica y otra toriesférica en cada extremo, el cual contará con la instrumentación y las conexiones necesarias para la ejecución de la prueba de presión.
- Diseñar y construir el banco de pruebas para la realización de la prueba de presión al recipiente antes mencionado.
- Mediante el uso de galgas extensiométricas, obtener los valores de deformaciones y esfuerzos presentes en el cilindro al ser sometido a una presión de prueba determinada.
- Analizar mediante elementos finitos los esfuerzos presentes en el recipiente a la presión de prueba, compararlos con los datos teóricos obtenidos y con los datos experimentales dados por las galgas extensiométricas.
- Desarrollar un procedimiento guía para la realización de prácticas de laboratorio, con el objetivo de medir esfuerzos y deformaciones en distintas geometrías de un recipiente a presión (cabeza semiesférica, toriesférica).

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1.Cálculo de esfuerzos en recipientes a presión

El esfuerzo se define como una función de las fuerzas internas que componen un cuerpo, las cuales son generadas por la acción de fuerzas externas como peso, temperatura, presión, vibración, fuerzas de desplazamiento, etc.

2.1.1. Cascarones de pared delgada

Una lámina curva de pared delgada se define como un sólido-elástico tridimensional determinado por dos superficies curvas, separadas entre sí por una distancia muy pequeña en comparación a sus otras dimensiones. La superficie media se define como el lugar geométrico de los puntos equidistantes de ambas superficies. (Canals & Guerin, 1976)

Se denomina de pared delgada, cuando la relación entre el diámetro y su espesor es mayor a 10.

$$\frac{D}{t} > 10$$

Se asumirá que el cascarón tiene la forma de una superficie de revolución, es decir aquella que se genera al girar una curva llamada generatriz alrededor de una recta que se conoce como eje de revolución.

2.1.2. Deducción de las ecuaciones de gobierno por la teoría de la membrana

Para la resolución matemática de superficies de revolución (cascarones) es necesario utilizar la teoría de membranas, esta teoría plantea los siguientes enunciados:

- Existe una relación lineal entre los esfuerzos y las deformaciones
- Los esfuerzos normales que actúan sobre superficies paralelas a la superficie media se anulan
- Las líneas perpendiculares a la superficie media no sufren extensión o contracción alguna. (Canals & Guerin, 1976)

Asumiendo las consideraciones antes expuestas, se afirma que la magnitud de los desplazamientos es muy pequeña en relación al espesor de la lámina; y que el estudio de las deformaciones en los elementos tipo cáscara, se puede reducir al estudio de la deformación en su superficie media.

Es necesario definir un sistema de ejes coordenados trirectangular en cada punto de la superficie media, para el análisis de los esfuerzos presentes en una cáscara. Este sistema de ejes coordenados, tiene como componentes la normal y las tangentes a las líneas de curvatura que pasan por cada punto tomado de la superficie media.

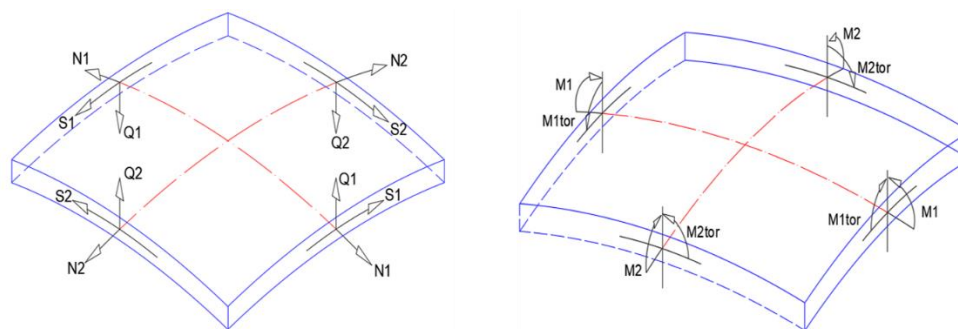


Figura 3. Elemento diferencial general del cascarón

Como se puede observar en la Figura 3, el elemento diferencial cuenta con esfuerzos normales N_1 y N_2 , esfuerzos tangenciales S_1 y S_2 , esfuerzos cortantes Q_1 y Q_2 , y los esfuerzos provocados por los momentos flectores M_1 y M_2 y los momentos torsionales M_{1tor} y M_{2tor} .

Debido a que el cascarón es un cuerpo de revolución y las cargas son simétricas respecto al eje del cascarón, supondremos que no existen esfuerzos cortantes, esfuerzos tangenciales, esfuerzos flexionantes y esfuerzos torsionales.

$$M_{1tor} = M_{2tor} = M_1 = M_2 = 0$$

$$S_1 = S_2 = 0$$

$$Q_1 = Q_2 = 0$$

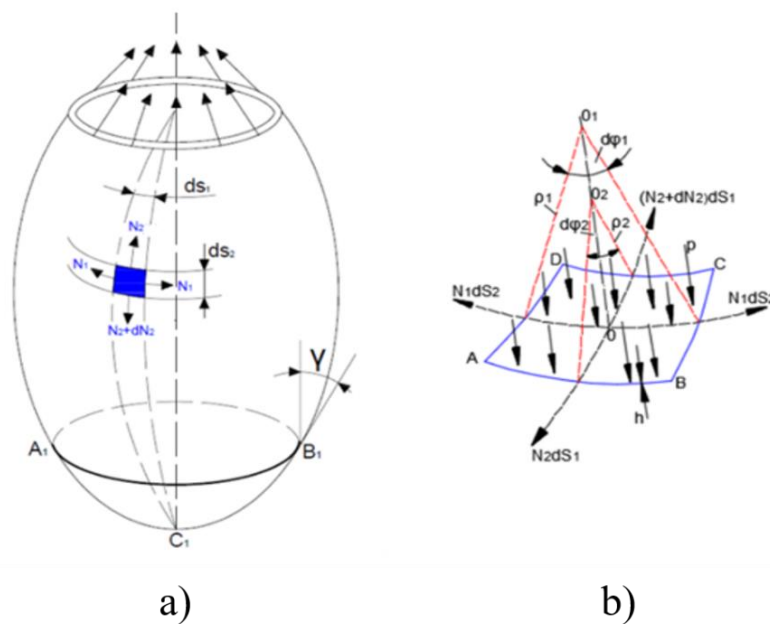


Figura 4. Elemento diferencial simplificado del cascarón

Tomando en consideración la Figura 4b, se realizó un análisis de equilibrio de fuerzas sobre la normal $0 - 0_1$, para esto se consideraron las fuerzas debidas a la presión en el interior del recipiente, y las proyecciones de las fuerzas circunferenciales y longitudinales en el eje $0 - 0_1$.

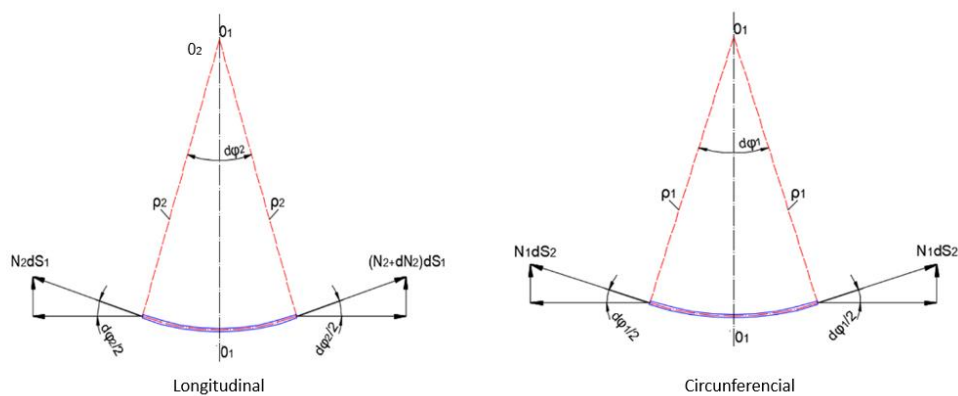


Figura 5. Descomposición de las fuerzas longitudinal y circunferencial

Como resultado del análisis de equilibrio se obtuvo la siguiente ecuación:

$$2N_1 ds_2 \sin \frac{d\varphi_1}{2} + N_2 ds_1 \sin \frac{d\varphi_2}{2} + (N_2 + dN_2) ds_1 \sin \frac{d\varphi_2}{2} - p ds_1 ds_2 = 0$$

Tomando en consideración que los ángulos $d\varphi_1$ y $d\varphi_2$ son muy pequeños, prescindiendo de los diferenciales de segundo orden y dividiendo cada uno de los elementos de la ecuación para $ds_1 ds_2$ se obtiene:

$$2N_1 ds_2 \sin \frac{d\varphi_1}{2} + N_2 ds_1 \sin \frac{d\varphi_2}{2} + N_2 ds_1 \sin \frac{d\varphi_2}{2} + dN_2 ds_1 \sin \frac{d\varphi_2}{2} - p ds_1 ds_2 = 0$$

$$2N_1 ds_2 \sin \frac{d\varphi_1}{2} + 2N_2 ds_1 \sin \frac{d\varphi_2}{2} - p ds_1 ds_2 = 0$$

$$2N_1 ds_2 \frac{d\varphi_1}{2} + 2N_2 ds_1 \frac{d\varphi_2}{2} - p ds_1 ds_2 = 0$$

$$N_1 ds_2 d\varphi_1 + N_2 ds_1 d\varphi_2 - p ds_1 ds_2 = 0$$

$$\frac{N_1 ds_2 d\varphi_1}{ds_1 \cdot ds_2} + \frac{N_2 ds_1 d\varphi_2}{ds_1 \cdot ds_2} - \frac{p ds_1 ds_2}{ds_1 \cdot ds_2} = 0$$

$$\frac{N_1 d\varphi_1}{ds_1} + \frac{N_2 d\varphi_2}{ds_2} - p = 0$$

Sabiendo que $ds = \rho d\varphi$ y sustituyendo en la ecuación anterior, obtenemos:

$$\frac{N_1 d\varphi_1}{\rho_1 \cdot d\varphi_1} + \frac{N_2 d\varphi_2}{ds_2 \cdot d\varphi_2} - p = 0$$

$$\frac{N_1}{\rho_1} + \frac{N_2}{\rho_2} - p = 0$$

Los esfuerzos normales N_1 y N_2 , toman el nombre de esfuerzo circunferencial y longitudinal respectivamente, estos esfuerzos expresados por unidad de longitud, se expresan de la siguiente manera:

$$N_1 = \sigma_h \cdot t \text{ sentido circunferencial}$$

$$N_2 = \sigma_l \cdot t \text{ sentido longitudinal}$$

$$\frac{\sigma_h \cdot t}{\rho_1} + \frac{\sigma_l \cdot t}{\rho_2} - p = 0$$

$$\frac{\sigma_h}{\rho_1} + \frac{\sigma_l}{\rho_2} = \frac{p}{t} \quad [1]$$

Siendo:

- $\sigma_h \rightarrow$ Esfuerzo circunferencial
- $\rho_1 \rightarrow$ Radio circunferencial
- $\sigma_l \rightarrow$ Esfuerzo longitudinal
- $\rho_2 \rightarrow$ Radio longitudinal

La ecuación [1], es insuficiente para determinar los esfuerzos presentes en los cascarones, ya que esta posee dos valores desconocidos σ_h, σ_l ; es por esta razón que se obtendrá una segunda ecuación tomando en consideración la sección $A_1B_1C_1$ como se observa en la figura 6.

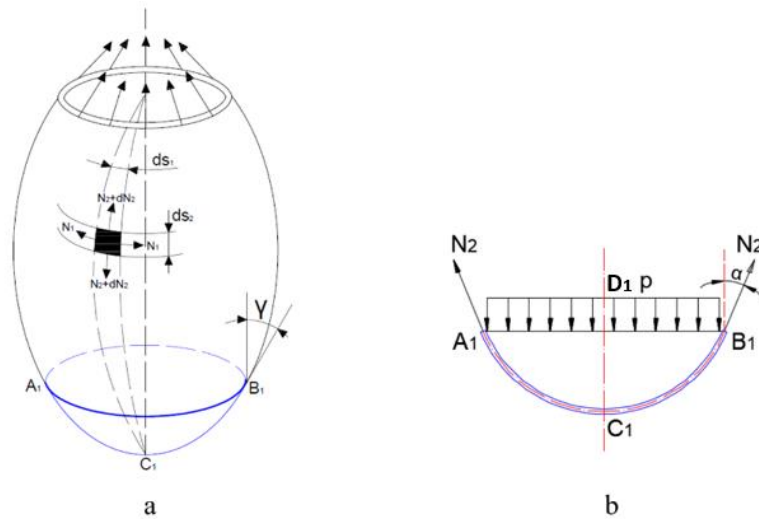


Figura 6. Análisis de la sección $A_1 B_1 C_1$

Tomando en consideración la Figura 6b, se realizó un análisis de equilibrio de fuerzas sobre el eje $C_1 - D_1$, siendo Q_l el peso del líquido y Q_p el peso propio de la parte considerada del tanque, obteniéndose la siguiente ecuación.

$$N_2 \cos \alpha \cdot 2\pi r - p\pi r^2 - Q_l - Q_p = 0$$

$$N_2 = \frac{p\pi r^2}{2\pi r \cdot \cos \alpha} + \frac{Q_l + Q_p}{2\pi r \cdot \cos \alpha}$$

$$N_2 = \frac{pr}{2 \cos \alpha} + \frac{Q_l + Q_p}{2\pi r \cos \alpha}$$

$$N_2 = \sigma_l \cdot t$$

$$\sigma_l = \frac{pr}{2t \cos \alpha} + \frac{Q_l + Q_p}{2\pi r t \cos \alpha} \quad [2]$$

Haciendo uso de las ecuaciones de gobierno [1] y [2], y considerando las condiciones de frontera correspondientes a las geometrías presentes en el recipiente a presión fabricado tenemos:

2.1.3. Cilindro simple con fondos-presión interior uniforme

Condiciones de frontera

- Radio longitudinal $\rho_2 = \infty$ y $\alpha = 0$
- Radio circunferencial $\rho_1 = r = R$

Sustituyendo las condiciones de frontera en la ecuación [1], se obtiene:

$$\sigma_h = \frac{p \cdot R}{t} \quad \text{Esfuerzo circunferencial}$$

Sustituyendo las condiciones de frontera en la ecuación [2], se obtiene

$$\sigma_l = \frac{pR}{2t} + \frac{Q_l + Q_p}{2\pi R t \cos \alpha} \quad \text{Esfuerzo longitudinal}$$

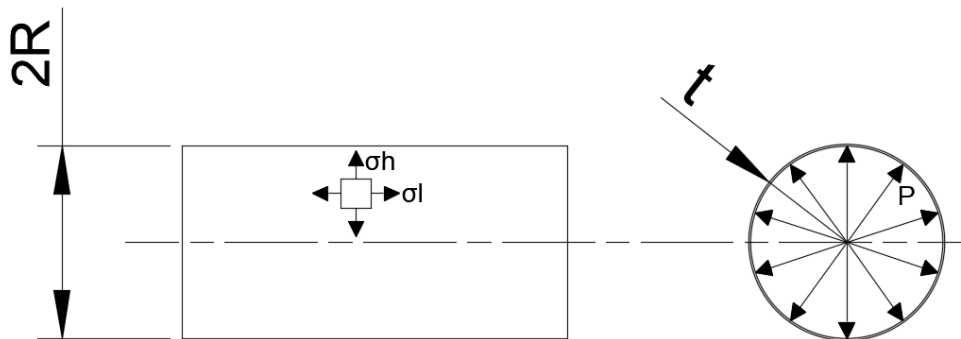


Figura 7. Cilindro simple con fondos-presión interior uniforme

Fuente: (Pisarenko, Yákovlev, & Matvéev, 1989)

2.1.4. Esfera simple-presión interior uniforme

Condiciones de frontera

- $\rho_1 = \rho_2 = R$
- $r = R \cdot \cos \alpha$

Sustituyendo las condiciones de frontera en la ecuación [2], se obtiene:

$$\sigma_l = \frac{pR}{2t} + \frac{Q_l + Q_p}{2\pi R t \cos^2 \alpha} \quad \text{Esfuerzo longitudinal}$$

Sustituyendo las condiciones de frontera en la ecuación [1], se obtiene:

$$\sigma_h = \frac{pR}{2t} \quad \text{Esfuerzo circunferencial}$$

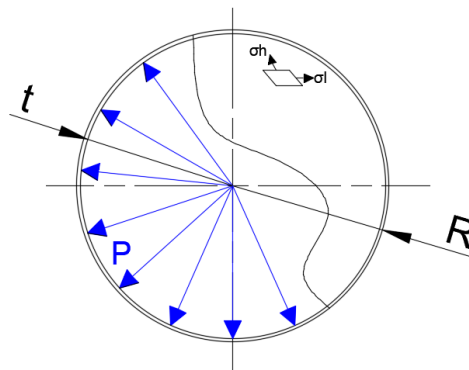


Figura 8. Esfera simple-presión interior uniforme
Fuente: (Pisarenko, Yákovlev, & Matvéev, 1989)

2.1.5. Toroide-presión interior uniforme

Condiciones de frontera

- $\rho_2 = a$
- $r = b + a \cdot \cos \theta_l$
- $\rho_1 = \frac{r}{\cos \theta_l} = a + \frac{b}{\cos \theta_l}$

Sustituyendo las condiciones de frontera en la ecuación [2], se obtiene:

$$\sigma_l = \frac{p \cdot r}{2 \cdot t \cdot \cos \theta_l} + \frac{Q_l + Q_p}{2\pi r t \cos \alpha} \quad \text{Esfuerzo longitudinal}$$

Sustituyendo las condiciones de frontera en la ecuación [1], se obtiene:

$$\sigma_h = \frac{p \cdot a}{2 \cdot t} \cdot \left(1 - \left(\frac{b}{a \cdot \cos \theta_l} \right)^2 \right) \quad \text{Esfuerzo circunferencial}$$

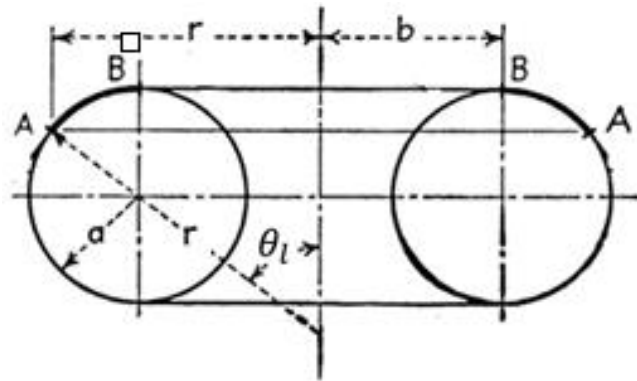


Figura 9. Toroide-presión interior uniforme

Fuente: (Pisarenko, Yákovlev, & Matvéev, 1989)

2.2.Relación de Poisson: Estados de deformación biaxial y triaxial

Cuando exista una tensión o compresión axial esta vendrá acompañada de una variación de las dimensiones transversales, esto se puede comprobar por medio de una barra a la cual se le somete a una tensión axial, esta sufrirá una reducción de sus dimensiones transversales. Poisson comprobó que la relación entre las deformaciones unitarias es constante, siendo esta relación nombrada con la letra griega ν (nu), definida por:

$$\nu = -\frac{\epsilon_y}{\epsilon_x} = -\frac{\epsilon_z}{\epsilon_x}$$

La relación de Poisson permite generalizar la aplicación de la ley de Hooke al caso de esfuerzos biaxiales. Por ejemplo, si un elemento está sometido simultáneamente a esfuerzos de tensión en los ejes X y Y, la deformación en la dirección X debida a σ_x es $\frac{\sigma_x}{E}$ pero, al mismo tiempo, el esfuerzo σ_y producirá una contracción lateral en la dirección X de valor $\frac{\nu\sigma_y}{E}$, por lo que la deformación resultante en la dirección X y para el eje Y estará dada por: (Singer & Pytel, 1982)

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu\sigma_y}{E}$$

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu\sigma_x}{E}$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones se obtienen los esfuerzos en función de las deformaciones:

$$\sigma_x = \frac{(\epsilon_x + \nu\epsilon_y) \cdot E}{1 - \nu^2}$$

$$\sigma_y = \frac{(\epsilon_y + \nu\epsilon_x) \cdot E}{1 - \nu^2}$$

Estas expresiones se pueden generalizar para el caso de deformaciones triaxiales.

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)]$$

$$\epsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_z + \sigma_x)]$$

$$\epsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)]$$

Para definir esfuerzos de tensión se debe aplicar signos positivos a las deformaciones, así como signos negativos para esfuerzos de compresión.

2.3. Transformación de deformación plana

Una roseta de deformación consiste en tres deformímetros superpuestos, que miden la deformación en tres direcciones, para transformar estas deformaciones triaxiales a un sistema biaxial principal (longitudinal y circunferencial), se introduce un sistema de coordenadas y las direcciones de los deformímetros se denotan como $\theta_a, \theta_b, \theta_c$.

$$\epsilon_a = \epsilon_x \cos^2 \theta_a + \epsilon_y \sin^2 \theta_a + \gamma_{xy} \sin \theta_a \cos \theta_a$$

$$\epsilon_b = \epsilon_x \cos^2 \theta_b + \epsilon_y \sin^2 \theta_b + \gamma_{xy} \sin \theta_b \cos \theta_b$$

$$\epsilon_c = \epsilon_x \cos^2 \theta_c + \epsilon_y \sin^2 \theta_c + \gamma_{xy} \sin \theta_c \cos \theta_c$$

Estas ecuaciones se utilizan para obtener las deformaciones principales en los ejes longitudinal y circunferencial, tomando en cuenta los valores de los ángulos $\theta_a, \theta_b, \theta_c$ y permitiéndonos de esta manera encontrar los valores de esfuerzos posteriormente.

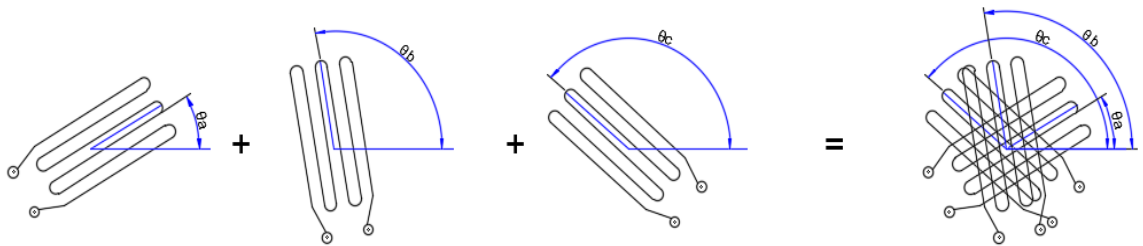


Figura 10. Direcciones de los deformímetros presentes en la roseta de deformación

2.4.Extensómetros metálicos

La deformación de un cuerpo se da cuando este presenta cambios de longitud, ya sea una elongación o una contracción. Existen varios métodos para la medición de deformaciones como, por ejemplo: capa de deformación, la fotoelasticidad, holografía y extensómetros. (Soisson, 1994)

Un extensómetro se compone de dos partes principales un elemento de soporte y una rejilla conductora, principal componente que determina las características de funcionamiento de un extensómetro metálico.

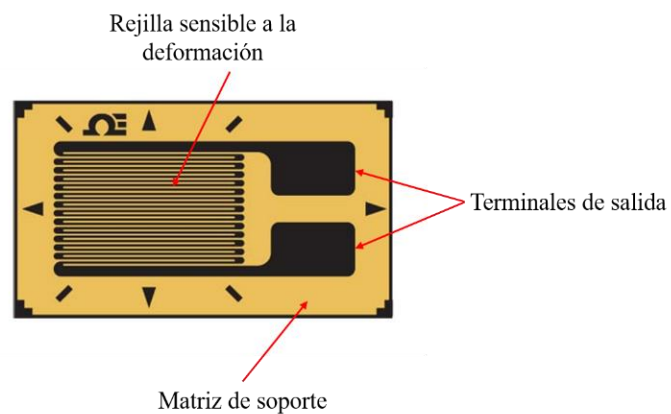


Figura 11. Partes, galga extensiométrica

Su funcionamiento se basa en que cuando se produce una deformación, la rejilla conductora presenta un cambio en su resistencia. El esfuerzo aplicado viene determinado por:

$$\text{Deformación Unitaria} = \frac{\text{Cambio de Longitud}}{\text{Longitud Original}} \rightarrow \epsilon = \frac{\Delta L}{L_0}$$

Los extensómetros determinan la unidad de deformación ϵ , en micropulgadas por pulgada, los materiales más utilizados para la fabricación de la rejilla conductora son Constantan, Aleaciones de isoeástico, Karma.

Tabla 1.
Materiales rejilla conductora

Constantan	Aleación Isoeástico	Aleación Karma
Aleación de Cobre y Níquel	Aleación de Hierro 36% Níquel, 8% Aluminio 4% Manganeso- Silicio-Vanadio 0,5% Molibdeno.	Aleación de Níquel 20% Cromo 3% Aluminio 3% Hierro
Alta sensibilidad a la deformación	Medidas puramente dinámicas	Alta resistencia a la fatiga
Baja sensibilidad a la temperatura	Alta resistencia a la fatiga	Alta estabilidad a la medida
Alto coeficiente de expansión térmica	Alto factor de galga	Medidas en periodos largos de tiempo a temperatura ambiente.
	Resistencia a campos magnéticos	Medidas a periodos cortos a altas temperaturas.

Fuente: (Forero Casallas, s.f.)

El extensómetro metálico se fija entre dos láminas de soporte las cuales permiten la manipulación de la galga durante su instalación, brindan una superficie para que la galga se puede adherir al elemento que será puesto a prueba y permite que exista una barrera aislante

entre la rejilla metálica de la galga y el elemento de prueba. Los fabricantes suministran galgas o extensómetros metálicos con soportes que pueden ser hechos de papel, poliamida y resina epoxi-fenólica.

Las condiciones que debe cumplir el pegante para que se transfieran adecuadamente los esfuerzos desde el elemento sometido a prueba hacia la galga son: elevada resistencia mecánica, elevada resistencia al creep, buena adherencia, mínima absorción a la humedad y fácil aplicación.

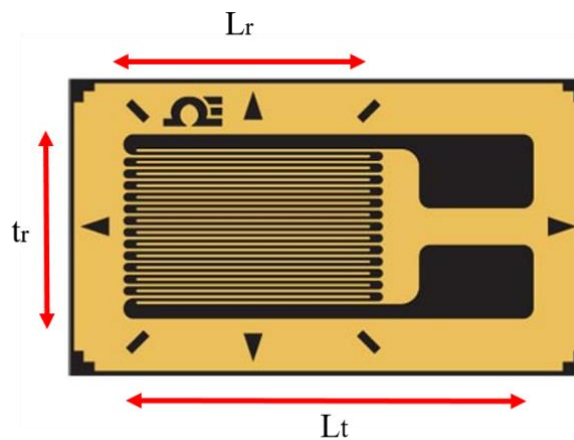


Figura 12. Dimensión galga extensiométrica

La longitud L_r se denomina longitud activa ya que es la parte del extensómetro sensible a la deformación, la zona media de la longitud activa presenta mayor sensibilidad a la deformación y es donde se concentra la medición (deformación pico), por tanto se puede decir que la deformación que capta el extensómetro corresponde al punto medio de la galga.

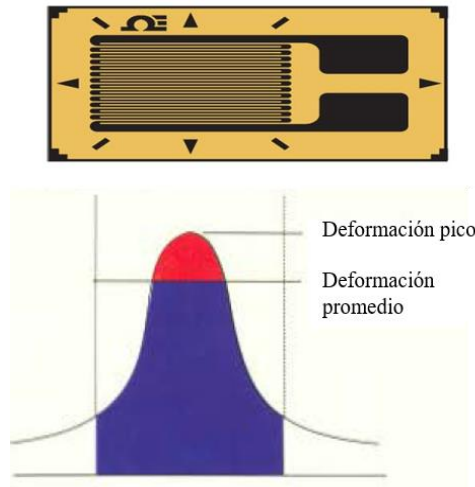


Figura 13. Deformación presente en la longitud activa

En la medición de las deformaciones uniaxiales por medio de un extensómetro existe el efecto transversal de deformación, que ocurre cuando un segundo campo de deformación no paralelo al eje de medición modifica la resistencia de la rejilla, esto sucede cuando existen patrones complejos de esfuerzo, con el fin de evitar mediciones incorrectas y para detectar las deformaciones presentes en otras direcciones se pueden utilizar extensómetros biaxiales y triaxiales (rosetas de deformación).

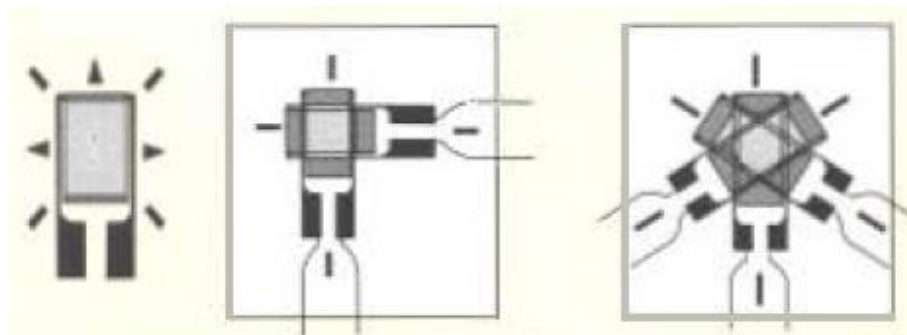


Figura 14. Extensómetros: uniaxial, biaxial, triaxial

Fuente: (Forero Casallas, s.f.)

Existen dos tipos de construcción de las rosetas de deformación, estas pueden ser: construcción plana y construcción superpuesta.

Las ventajas de la configuración plana sobre la superpuesta son: mayor flexibilidad, se puede adherir a superficies curvas, mayor facilidad de instalación, mayor estabilidad de medida y disipan mejor el calor. (Forero Casallas, s.f.)

Las ventajas de la configuración superpuesta son: menor área superficial, toma de deformaciones en un punto específico. (Forero Casallas, s.f.)

Para la selección adecuada de un extensómetro se debe tener en cuenta los siguientes aspectos: longitud activa, modelo, serie y resistencia.

Entre las razones para seleccionar una longitud activa determinada, se encuentra el espacio disponible de instalación y la capacidad de disipación de calor, de acuerdo a la naturaleza del campo de deformaciones se seleccionará el modelo más adecuado de galga.

2.4.1. Factor de galga

El factor de galga o factor de celda es un valor designado como GF que indica la sensibilidad que presenta el extensómetro, es decir es la relación de transferencia de un extensómetro que relaciona la entrada de deformación mecánica con la salida unitaria de cambio de resistencia.

$$GF = \frac{\Delta R/R}{\Delta L/L}$$

Este valor está íntimamente relacionado con el material de la galga, y se ve afectado por la temperatura la cual si no es considerada produce inexactitudes en las mediciones de deformación.

2.4.2. Circuitos de extensómetros

Las mediciones de deformaciones con una galga extensiométrica, requiere una determinación muy precisa de un cambio de resistencia extremadamente pequeño, el circuito eléctrico que se usa más a menudo es el puente de Wheatstone, ya que este puede ajustarse a cero para cero deformaciones y elimina fácilmente efectos relacionados con la temperatura.

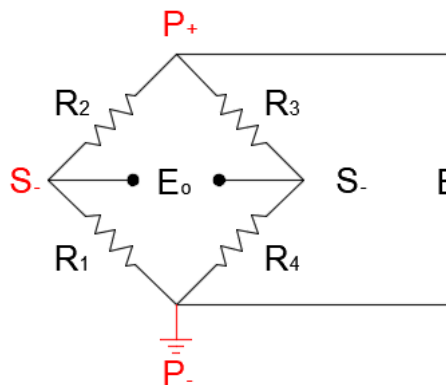


Figura 15. Puente de Wheatstone
Fuente: (Forero Casallas, s.f.)

En el circuito mostrado en la Figura 15, E es el voltaje suministrado por la fuente de excitación, E_o es la diferencia de potencial entre S^- y S^+ , analizando las mallas del circuito se obtienen las siguientes ecuaciones:

$$E = i_1(R_1 + R_2) \quad i_1 = \frac{E}{(R_1 + R_2)}$$

$$E = i_2(R_3 + R_4) \quad i_2 = \frac{E}{(R_3 + R_4)}$$

$$E_1 = i_1 R_1 \quad E_1 = \frac{E}{(R_1 + R_2)} R_1$$

$$E_2 = i_2 R_4 \quad E_2 = \frac{E}{(R_3 + R_4)} R_4$$

La diferencia de potencial entre S- y S+ es igual:

$$E_o = E_1 - E_2 = \frac{E}{(R_1 + R_2)} R_1 - \frac{E}{(R_3 + R_4)} R_4$$

$$E_o = E \frac{R_1}{(R_1 + R_2)} - \frac{R_4}{(R_3 + R_4)} [3]$$

Se tiene equilibrado el puente cuando en un galvanómetro colocado entre S+ y S-, no registra paso de corriente.

$$E \frac{R_1}{(R_1 + R_2)} - \frac{R_4}{(R_3 + R_4)} = 0$$

Para el caso en que las resistencias sean iguales, se cumple que el puente está equilibrado cuando:

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4$$

En el caso real, los deformímetros presentan variaciones entre cada uno, cuando se produce una deformación las resistencias varían.

$$R_1 = R + dR_1$$

$$R_2 = R + dR_2$$

$$R_3 = R + dR_3$$

$$R_4 = R + dR_4$$

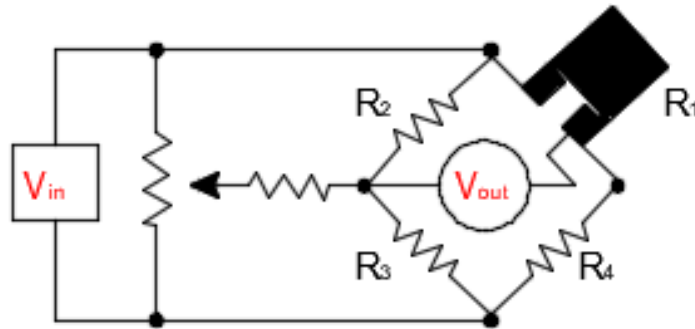


Figura 16. Balance del puente de Wheatstone
Fuente: (Forero Casallas, s.f.)

Remplazando los valores de las resistencias en la ecuación [3], se obtiene:

$$\frac{E_o}{E} = \frac{R_1}{(R_1 + R_2)} - \frac{R_4}{(R_3 + R_4)}$$

$$\frac{E_o}{E} = \frac{R + dR_1}{(2R + dR_1 + dR_2)} - \frac{R + dR_4}{(2R + dR_3 + dR_4)}$$

A la fórmula anterior se suma los efectos de los deformímetros enfrentados y se anulan los efectos de los deformímetros adyacentes, dividiendo dicha ecuación por R en el numerador y denominador y remplazando dR/R por $F\varepsilon$, siendo F el factor de galga y ε las deformaciones, se obtiene:

$$\frac{E_o}{E} = \frac{F(\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4)}{4}$$

CAPÍTULO III

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

2.1. Diseño del recipiente a presión

Para el diseño del recipiente a presión que forma parte del banco de pruebas, se tomó como consideraciones de diseño los aspectos que se detallan a continuación:

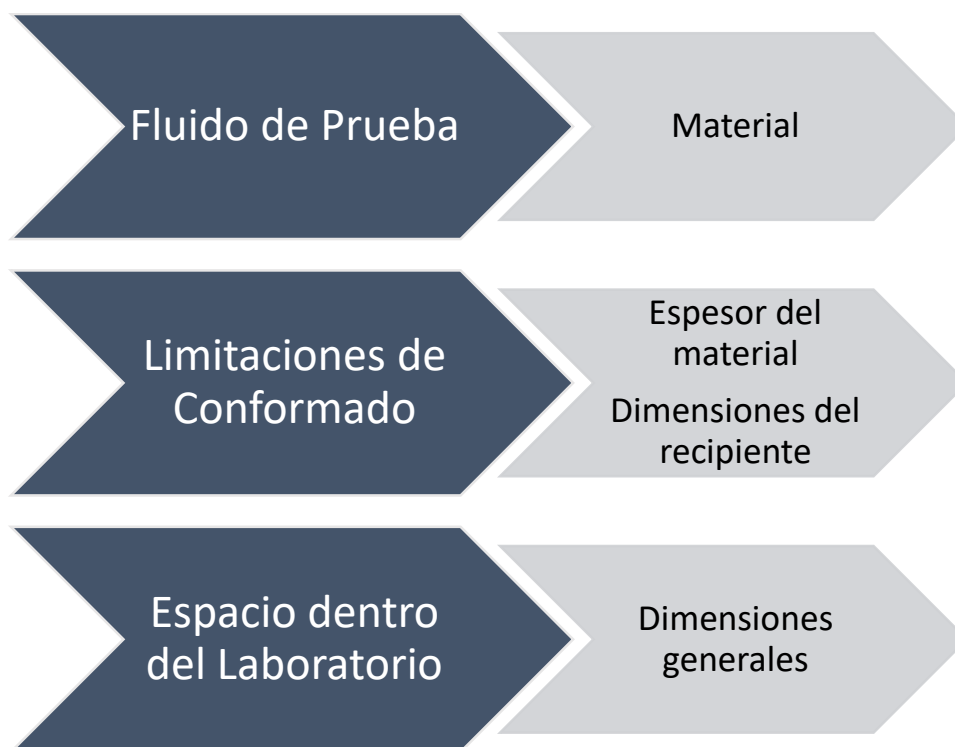


Figura 17. Aspectos de diseño-Recipiente a presión

2.1.1. Selección del material

En la prueba de presión hidrostática se puede utilizar como fluido de trabajo cualquier fluido no corrosivo o en su defecto agua, la misma que presenta la ventaja frente a aceites hidráulicos por su disponibilidad, manejo y costo, es por esta razón que el material elegido para la construcción del recipiente a presión fue el acero inoxidable, por su resistencia a la corrosión.

El número de serie del acero inoxidable utilizado es el 304 (Cromo-Níquel; Austenítico, no magnético), la principal razón para la selección de esta serie de acero inoxidable fue la disponibilidad del mismo en el mercado.

Tabla 2.

Composición nominal aceros de la serie 300

ACERO INOXIDABLE	%C (max)	%Mn (max)	%Si (max)	%Cr	%Ni
AISI-301	0,15	2	1	16-18	6-8
AISI-304	0,08	2	1	18-20	8-10,5
AISI-304L	0,03	2	1	18-20	8-12
AISI-316	0,08	2	1	16-18	10-14

Fuente: (Páez Pérez, 2004)

Las aplicaciones de acero inoxidable 304, debido a su buena resistencia a la corrosión, conformado en frío y soldabilidad se detallan a continuación:

- Construcción de estructuras y contenedores para las industrias procesadoras de alimentos
- Industria química, alimenticia y médica

TABLE 2A (CONT'D)
SECTION III, DIVISION 1, CLASS 1 AND SECTION III, DIVISION 3, CLASSES TC AND SC
DESIGN STRESS INTENSITY VALUES S_m FOR FERROUS MATERIALS

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec No.	Type/Grade	Alloy Designation/ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/Thickness, mm	P-No.	Group No.
1	18Cr-8Ni	Bar	SA-479	304L	S30403	8	1
2	18Cr-8Ni	Wld. tube	SA-688	TP304L	S30403	8	1
3	18Cr-8Ni	Wld. pipe	SA-813	TP304L	S30403	8	1
4	18Cr-8Ni	Wld. pipe	SA-814	TP304L	S30403	8	1
5	18Cr-8Ni	Castings	SA-351	CF3	J92500	8	1
6	18Cr-8Ni	Cast pipe	SA-451	CPF3	J92500	8	1
7	18Cr-8Ni	Castings	SA-351	CF8	J92600	8	1
8	18Cr-8Ni	Cast pipe	SA-451	CPF8	J92600	8	1
9	18Cr-8Ni	Forgings	SA-182	F304	S30400	...	>125	8	1
10	18Cr-8Ni	Smls. pipe	SA-376	TP304	S30400	8	1
11	18Cr-8Ni	Forgings	SA-965	F304	S30400	8	1
12	18Cr-8Ni	Forgings	SA-182	F304H	S30409	...	>125	8	1
13	18Cr-8Ni	Forgings	SA-965	F304H	S30409	8	1
14	18Cr-8Ni	Bar	SA-479	302	S30200	8	1
15	18Cr-8Ni	Forgings	SA-182	F304	S30400	...	≤125	8	1
16	18Cr-8Ni	Smls. tube	SA-213	TP304	S30400	8	1
17	18Cr-8Ni	Plate	SA-240	304	S30400	8	1

TABLE 2A (CONT'D)
SECTION III, DIVISION 1, CLASS 1 AND SECTION III, DIVISION 3, CLASSES TC AND SC
DESIGN STRESS INTENSITY VALUES S_m FOR FERROUS MATERIALS

Line No.	Min. Tensile Strength, MPa	Min. Yield Strength, MPa	Max. Temp. Limit (SPT = Supports Only)	External Pressure Chart No.	Notes
1	485	170	427	HA-3	G7
2	485	170	427	HA-3	G7
3	485	170	427	HA-3	G7
4	485	170	427	HA-3	G7
5	485	205	427	HA-3	G7, G13
6	485	205	427	HA-3	G7, G13
7	485	205	427	HA-1	G7, G9, G10, G13
8	485	205	427	HA-1	G7, G13
9	485	205	427	HA-1	G7, G9, G10
10	485	205	427	HA-1	G7, G9, G10, S2
11	485	205	427	HA-1	G7, G9, G10
12	485	205	427	HA-1	G7
13	485	205	427	HA-1	G7
14	515	205	427	HA-1	G7
15	515	205	427	HA-1	G7, G9, G10
16	515	205	427	HA-1	G7, G9
17	515	205	427	HA-1	G7, G9, G10

Figura 18. Esfuerzo a la fluencia del acero inoxidable 304L-ASME
Fuente: (ASME, 2010)

2.1.2. Limitaciones de conformado

Para el conformado tanto del cuerpo cilíndrico como de las cabezas semiesférica y toriesférica, los dos parámetros limitantes para la construcción del recipiente fueron el espesor y el diámetro. Con el objetivo de reducir costos en los materiales usados para el banco de pruebas de presión y visitando varios talleres metal mecánicos se definió un espesor y diámetro mínimo de 3mm y 420mm respectivamente, los cuales son los mínimos disponibles en el mercado.

El recipiente a presión se compone de un cuerpo cilíndrico, una cabeza semiesférica en un extremo y una cabeza toriesférica en otro extremo.

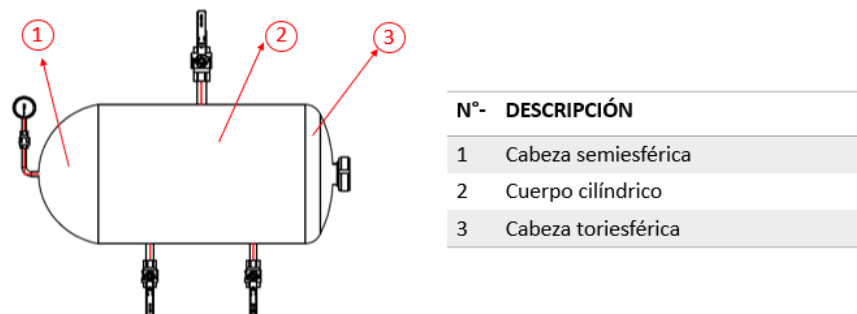


Figura 19. Elementos del recipiente a presión

2.1.3. Espacio dentro del laboratorio

Tomando en cuenta que el banco de pruebas para recipientes a presión fue pensado con el fin de utilizarlo en el laboratorio de Mecánica de Materiales y considerando el espacio disponible existente en este, se definieron dimensiones máximas de 1000mm x 500mm, razón por la cual se definió una longitud del cuerpo cilíndrico de 600mm.

2.2.Determinación de presión de operación

Para la realización de las pruebas al recipiente a presión, el primer paso fue definir la presión de prueba para lo cual se hizo uso de las ecuaciones de la teoría de cascarones, así como también el límite a la fluencia del material sometido a prueba.

Se define 205 MPa, como límite a la fluencia del material acero inoxidable 304, como se puede observar en la figura 18. En las ecuaciones de la teoría de cascarones, tanto el esfuerzo circunferencial, como el esfuerzo longitudinal asumirán este valor para garantizar la integridad del equipo, así como de las personas que harán uso del mismo.

Tabla 3.

MAWP-Cuerpo cilíndrico

R	210 [mm]
t	2,91 [mm]
σ_l	205 [MPa]
σ_h	205 [MPa]
P₁	2,84 [MPa]
P₂	5,68 [MPa]

Tabla 4.

MAWP-Cabeza semiesférica

R	210 [mm]
t	2,81 [mm]
σ_l	205 [MPa]
σ_h	205 [MPa]
P₁	5,49 [MPa]
P₂	5,49 [MPa]

Tabla 5.*MAWP-Cabeza toriesférica*

$\sigma_l = \frac{p \cdot r}{2 \cdot t \cdot \cos \theta_l} \rightarrow p_1 = \frac{\sigma_l \cdot 2t \cdot \cos \theta_l}{r}$	
$\sigma_h = \frac{p \cdot a}{2 \cdot t} \left(1 - \left(\frac{b}{a \cdot \cos \theta_l} \right)^2 \right) \rightarrow p_2 = \frac{\sigma_h \cdot 2t}{a \cdot \left(1 - \left(\frac{b}{a \cdot \cos \theta_l} \right)^2 \right)}$	
r	222,57 [mm]
t	2,5 [mm]
a	75 [mm]
b	160 [mm]
θ_l	32 [grados]
σ_h, σ_l	205 [MPa]
P₁	3,84 [MPa]
P₂	1,94 [MPa]

Una vez determinadas las presiones máximas admisibles de todas las geometrías presentes en el recipiente a presión, se define como presión de prueba 1,94 MPa-280,95 PSI, ya que es la presión menor y con esta se garantiza la integridad del recipiente y su comportamiento dentro del rango elástico.

Con el fin de no llegar al límite elástico dado por el material con que fue hecho el recipiente, se definió una presión de operación de 1,38 MPa-200 PSI para la ejecución de las pruebas de presión realizadas en el equipo, obteniendo un factor de seguridad aproximado de 1.40 en la ejecución de la prueba.

El banco de pruebas para recipientes a presión se compone de tres partes principales: recipiente a presión, bomba hidráulica manual y estructura metálica como se aprecia en la figura

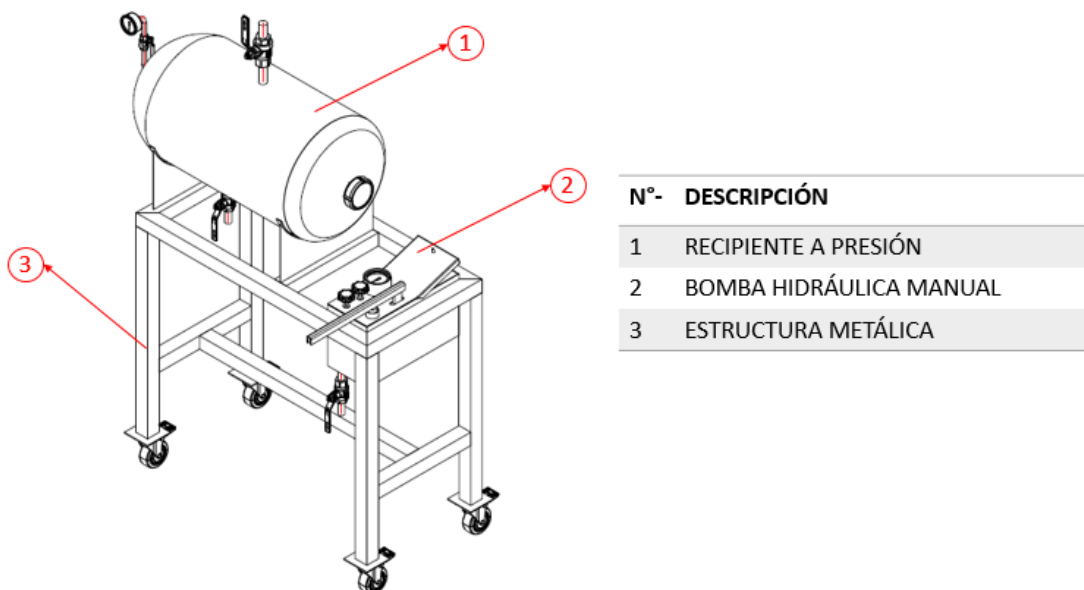


Figura 20. Componentes del banco de pruebas para recipientes a presión

2.3. Construcción del recipiente a presión

El recipiente utilizado en el banco de pruebas a presión consta de un sistema de válvulas que permitirán el llenado, descarga y control de presión dentro del mismo.

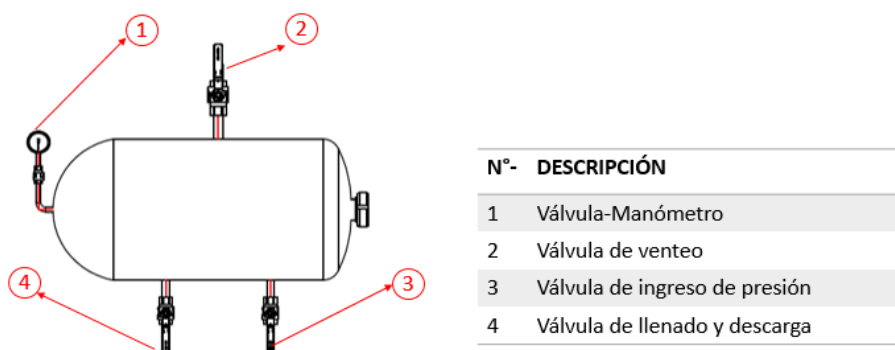


Figura 21. Sistema de válvulas del recipiente a presión

Para el sistema de válvulas del recipiente a presión se utilizaron accesorios roscados NPT, de acero inoxidable 304/1000 WOG, estos fueron seleccionados tomando en consideración el fluido que se utilizara para la prueba que en este caso es agua.

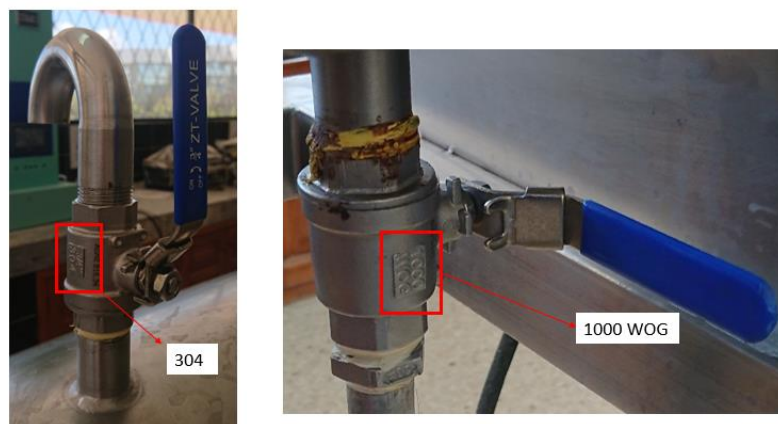


Figura 22. Válvulas del recipiente a presión

2.3.1. Conformado cuerpo cilíndrico

Para el conformado del cuerpo cilíndrico del recipiente a presión se hizo uso de una baroladora, la misma que permitió dar la forma cilíndrica a la plancha de acero inoxidable 304 de dimensiones (1320x600x3) mm.



Figura 23. Conformado cuerpo cilíndrico

2.3.2. Conformado cabeza toriesférica

Para el conformado de la cabeza toriesférica del recipiente a presión se hizo uso molde, el cual permitió que la plancha de acero inoxidable adquiriera la forma deseada.



Figura 24. Conformado cabeza toriesférica

2.3.3. Conformado cabeza semiesférica

Para el conformado de la cabeza semiesférica del recipiente a presión, fue necesario construir una esfera completa, a partir de un polígono de aristas vivas, el cual por medio de presión adquiere la forma de una esfera.



Figura 25. Conformado cabeza toriesférica

2.4.Soldadura de los componentes

Para seleccionar la junta soldada a utilizarse se utilizó las consideraciones del Código para Recipientes a Presión de la ASME, sección VIII, división 1. Este código establece que para uniones circunferenciales con no más de 5/8 [pulg]-16 [mm]de espesor y no más de 24 [pulg] - 610 [mm] de diámetro exterior es recomendable utilizar una junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo, este tipo de junta no requiere de un examen radiográfico.

DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS (CONT.)				
CONDICION DE DISEÑO	TIPO DE SOLDADURA	EXAMEN RADIOGRAFICO	EFICIENCIA DE JUNTA	TRATAMIENTO TERMICO DESPUES DE LA SOLDADURA
3. El recipiente se diseña para presión externa únicamente o el diseño está basado en UW-12(c) (ver tabla).	Cualquier junta soldada UW-11(c).	No se requiere examen radiográfico.	0.70 Tipo (1) 0.65 Tipo (2) 0.60 Tipo (3) 0.55 Tipo (4) 0.50 Tipo (5) 0.45 Tipo (6) En todos los demás cálculos de diseño se usará el 80% del valor de esfuerzo del material.	Por la norma UCS-56.

Figura 26. Selección de la junta soldada
Fuente: (ASME, 2010)

Una soldadura de ranura de penetración completa a tope y cargada estáticamente a tensión es tan fuerte como la más delgada de los dos materiales unidos, si la unión se hace correctamente y con el metal de aporte adecuado será más resistente que el metal original, así, no se necesita un análisis especial de la unión si se ha determinado previamente que los elementos mismos que se unen son seguros.

El proceso de soldadura utilizado para la unión de los tres componentes del recipiente a presión fue el proceso GTAW, que se produce entre un electrodo de tungsteno y la pieza a soldar,

bajo la protección de un gas inerte. El tungsteno utilizado en el proceso de soldadura fue un tungsteno con 2% de torio y el gas inerte de protección utilizado fue el argón.



Figura 27. Cordón cabeza semiesférica



Figura 28. Cordón cuerpo cilíndrico



Figura 29. Cordón cabeza toriesférica



Figura 30. Cordones aberturas

Una vez soldados los componentes del recipiente a presión, así como las conexiones del mismo el siguiente proceso fue el decapado el cual produce una eliminación de una fina capa de metal de la superficie del acero inoxidable, por medio de una mezcla de ácido nítrico y fluorhídrico.



Figura 31. Gel decapante para acero inoxidable

Una vez terminado el proceso de decapado, se procedió al pasivado del acero inoxidable para maximizar la resistencia a la corrosión de las partes utilizando un ácido oxidante.

2.5. Selección de bomba hidráulica

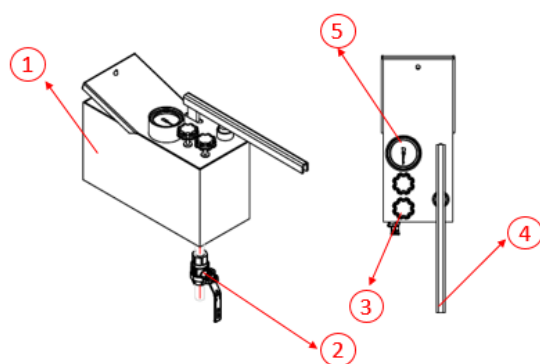
La bomba seleccionada para el banco de pruebas de presión es una bomba hidráulica manual que ofrece una presión máxima de 726 PSI, las razones de su selección fueron disponibilidad y precio.



Nº-	DESCRIPCIÓN
1	Manómetro [0-800]PSI
2	Sistema Twin valve
3	Contenedor [14.5]L.
4	Palanca de presión
5	Manguera de conexión

Figura 32. Componentes bomba hidráulica manual

En la figura 32 se pueden observar las partes de fábrica de la bomba hidráulica manual seleccionada, se realizaron dos modificaciones a la bomba hidráulica manual, el cambio a acero inoxidable 304 del contenedor, así como la instalación de una válvula en acero inoxidable 304/1000WOG, para el drenaje de la bomba.



Nº-	DESCRIPCIÓN
1	Contenedor en acero inoxidable [14.5]L
2	Válvula de drenaje de la bomba
3	Sistema Twin Valve
4	Palanca de presión
5	Manómetro [0-800]PSI

Figura 33. Componentes bomba hidráulica manual modificada

Esta bomba hidráulica manual cuenta con un sistema de dos válvulas (Twin valve), que permiten el llenado y la descarga del recipiente sometido a prueba.

2.6. Construcción de la estructura metálica

La estructura metálica fue construida en acero inoxidable 304, en perfil estructural de (50x50x3) mm, el dimensionamiento de la estructura se lo realizó en base al tamaño tanto del recipiente a presión como el de la bomba.

La altura de la estructura metálica del banco de pruebas fue establecida para garantizar una utilización cómoda del equipo en general y principalmente la manipulación de la bomba hidráulica manual.

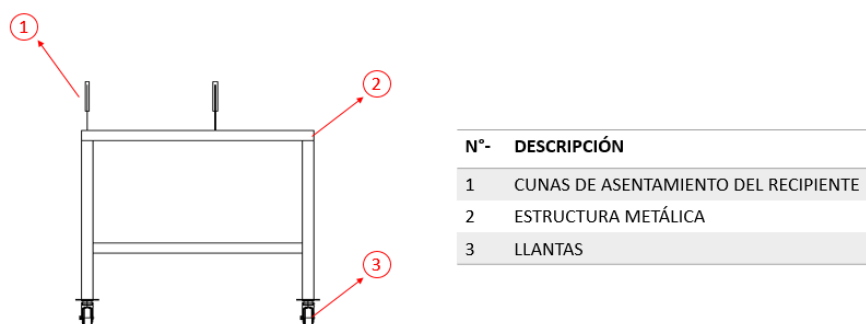


Figura 34. Componentes de la estructura de soporte del banco de pruebas

En la figura 34 se pueden observar los elementos principales de la estructura que dará soporte al equipo de pruebas de presión, los cuales son la estructura como tal, cunas de asentamiento del recipiente y llantas las cuales permiten un fácil traslado del equipo dentro del laboratorio donde se realizarán las pruebas.

El proceso de soldadura para la construcción de la estructura metálica, fue el proceso GTAW, similar a lo descrito anteriormente para el recipiente a presión.



Figura 35. Construcción de estructura de soporte del banco de pruebas



Figura 36. Colocación de las cunas en la estructura de soporte

2.7. Instalación de galgas extensiométricas y de rosetas de deformación

Con el propósito de comprobar los resultados de esfuerzo obtenidos a través de la simulación por elementos finitos del recipiente, así como también con el uso de las ecuaciones desarrolladas por la teoría de cascarones axisimétricos; se colocaron en las diferentes geometrías presentes en el recipiente que será sometido a prueba medidores de deformación.

A través de valores de deformación unitaria dados por estos se puede determinar los esfuerzos presentes durante la ejecución de la prueba de presión en el recipiente.

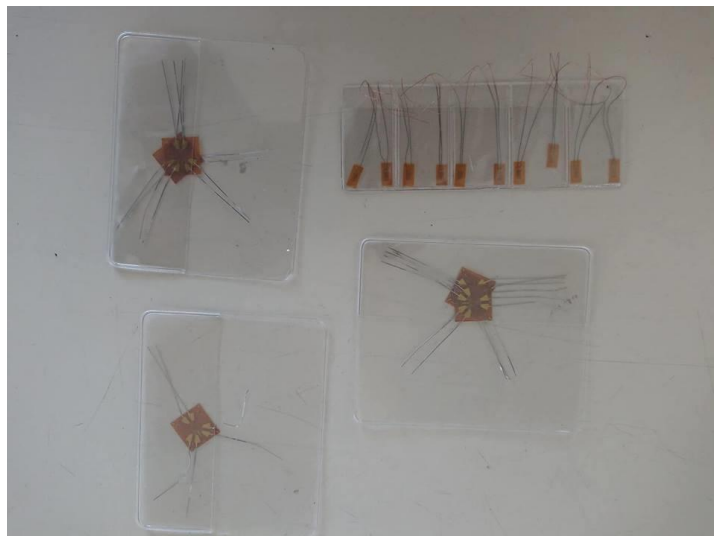


Figura 37. Rosetas de deformación y galgas extensiométricas utilizadas

Se hizo uso de una roseta de deformación, así como también, de seis galgas extensiométricas las cuales fueron proporcionadas por el Laboratorio de Mecánica de Materiales de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, estas fueron colocadas como se aprecia en la figura 38.

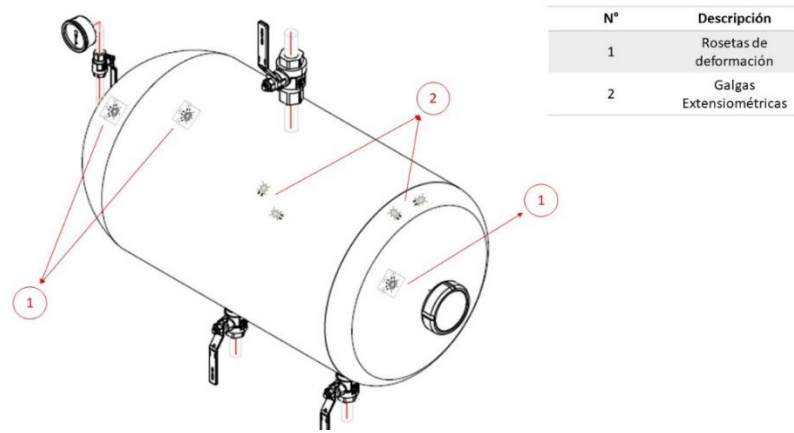


Figura 38. Ubicación de las rosetas y galgas de deformación

El procedimiento realizado para la colocación de los medidores de deformación mencionados fue el siguiente.

- Como primer paso se procedió a lijar las superficies en donde iban a ser colocados los medidores de deformación, y posteriormente se limpió dichas superficies previamente lijadas con alcohol antiséptico.



Figura 39. Limpieza de superficies para instalación de medidores de deformación

- Se colocaron tanto las galgas extensiométricas, así como también las rosetas de deformación, sobre cinta adhesiva teniendo en cuenta que la parte más sensible a deformación quede del lado no adhesivo.



Figura 40. Colocación de galgas y rosetas sobre cinta adhesiva

- Sobre las superficies lijadas y limpias del recipiente se colocaron las galgas extensiométricas y las rosetas de deformación, y para asegurar la adherencia de estas a la superficie se colocó Loctite Super Bonder el cual es un adhesivo instantáneo recomendado para el uso sobre superficies metálicas.

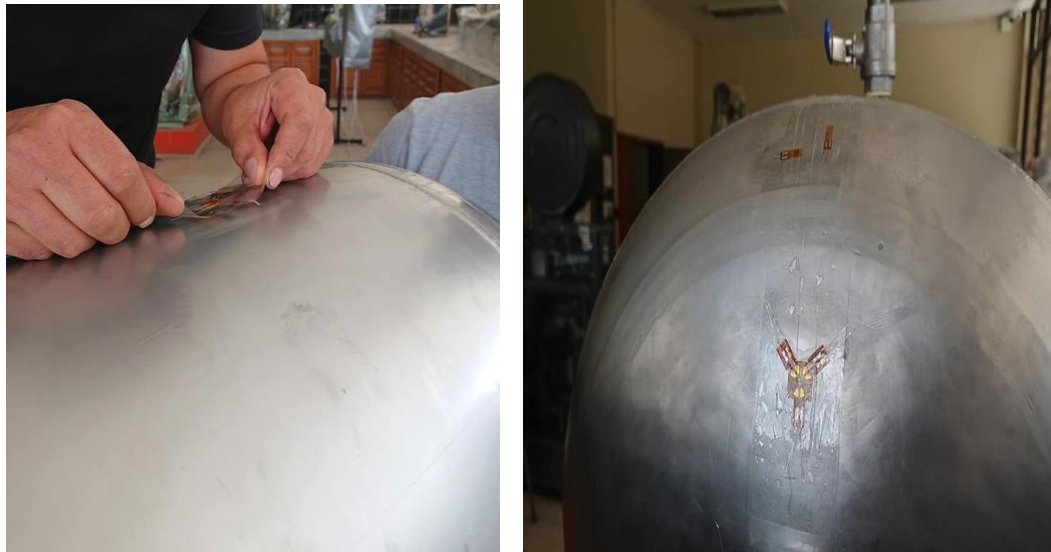


Figura 41. Roseta y galgas colocadas en el recipiente

- Una vez que el adhesivo se encontraba completamente seco se retiró la cinta adhesiva y se limpió nuevamente con alcohol antiséptico, se soldaron alambres multipar a las terminaciones de las galgas para la posterior conexión de estas al equipo que transforma las señales eléctricas de cada sensor en valores de deformación unitaria.
- Para asegurar la integridad de las galgas extensiométricas y de las rosetas de deformación, y evitar que las terminales de estas se rompan inhabilitándolas de esta manera para su uso, se colocó resina epóxica sobre cada una.



Figura 42. Recubrimiento de los medidores de deformación con resina epóxica

- La precisión de los valores obtenidos por medio de las rosetas de deformación y galgas extensiométricas colocadas en el recipiente a presión, durante la ejecución de la prueba de presión, se comprueban de dos maneras: Con la repetibilidad de los sensores utilizados y a través de la comparación de estos con los valores obtenidos por las formulaciones matemáticas, así como los de la simulación por elementos finitos.

CAPÍTULO IV

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y SIMULACIÓN

2.8.Pruebas de funcionamiento

Una vez determinada la presión de 200 PSI-1,38 MPa como la presión de operación, se procedió a realizar las pruebas de funcionamiento del banco de presión. A continuación, se detallan los canales de obtención de datos (deformaciones unitarias) para cada galga extensiométrica y roseta de deformación.

Tabla 6.

Canales para la obtención de datos: Rosetas de deformación

DEFORMACIONES UNITARIAS ROSETAS DE DEFORMACIÓN	
CANAL	UBICACIÓN
1	Cuerpo cilíndrico
2	
3	

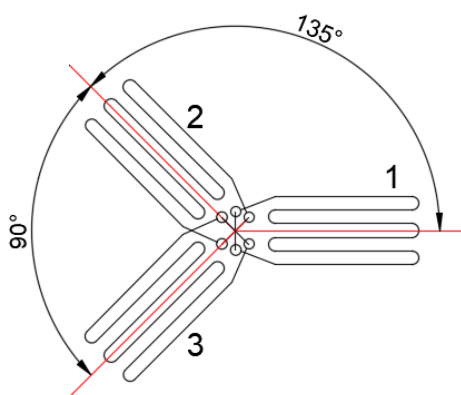
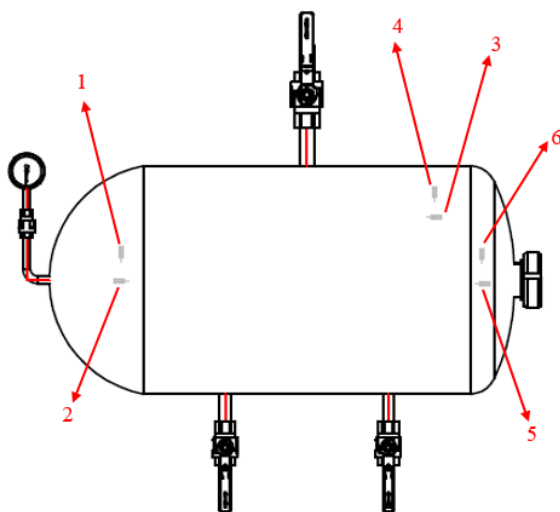


Figura 43. Ángulos, rosetas de deformación

Tabla 7.*Canales para la obtención de datos: Galgas extensiométricas*

DEFORMACIONES UNITARIAS GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS	
CANAL	UBICACIÓN
1	Cabeza semiesférica – Dirección circunferencial
2	Cabeza semiesférica – Dirección longitudinal
3	Cuerpo cilíndrico- Dirección longitudinal
4	Cuerpo cilíndrico- Dirección circunferencial
5	Cabeza toriesférica-Dirección circunferencial
6	Cabeza toriesférica-Dirección longitudinal

**Figura 44.** Ubicación, galgas extensiométricas

Las pruebas se realizaron a una presión máxima de 200 PSI-1,38 MPa, realizando dos muestras por cada presión y canal, obteniendo los siguientes datos de deformaciones unitarias promedio.

Tabla 8.*Deformaciones unitarias: Rosetas de deformación*

DEFORMACIONES UNITARIAS ROSETAS DE DEFORMACIÓN			
PRESIÓN [PSI]	CANALES		
	1	2	3
50	26	72	70
100	53	144	140
150	82	216	210
200	109	288	280

Los valores de deformaciones unitarias se multiplicaran por 10^{-6}

Tabla 9.*Deformaciones unitarias: Galgas extensiométricas*

DEFORMACIONES UNITARIAS GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS						
PRESIÓN [PSI]	CANALES					
	1	2	3	4	5	6
50	59	63	24	110	- 190	157
100	120	126	50	225	- 385	302
150	184	187	78	338	- 567	472
200	245	250	105	425	- 600	468

Los valores de deformaciones unitarias se multiplicaran por 10^{-6}

Una vez tomados los datos de las deformaciones para cada canal y para la presión establecida, se procedió a calcular los esfuerzos presentes en el recipiente.

Haciendo uso de la ley generalizada de Hooke para deformaciones biaxiales, se determinaron los esfuerzos circunferencial y longitudinal para las distintas geometrías del recipiente:

Cuerpo cilíndrico

Tabla 10.
Esfuerzos-galgas extensiométricas: Cuerpo cilíndrico

CUERPO CILÍNDRICO						
CANAL	PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 0,34			PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 0,69		
	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa
3	110	σ_h	26,67	225	σ_h	53,18
4	24	σ_l	13,1	50	σ_l	26,34
CANAL	PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 1,03			PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 1,38		
	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa
3	338	σ_h	79,39	425	σ_h	105,9
4	78	σ_l	39,89	105	σ_l	53,14

Tabla 11.
Esfuerzos-rosetas de deformación: Cuerpo cilíndrico

DEFORMACIONES UNITARIAS ROSETAS DE DEFORMACIÓN					
PRESIÓN [PSI]	CANALES			ESFUERZOS	
	1	2	3	σ_h	σ_l
50	26	72	70	26,67	13,1
100	53	144	140	53,18	26,34
150	82	216	210	79,39	39,89
200	109	288	280	105,9	53,14

Los valores de deformaciones unitarias se multiplicaran por 10^{-6}

Cabeza semiesférica

Tabla 12.
Esfuerzos: Cabeza semiesférica

CABEZA SEMIESFÉRICA						
CANAL	PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 0,34			PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 0,69		
	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa
1	61	σ_h	17,08	123	σ_h	34,44
2		σ_l	17,08		σ_l	34,44
CANAL	PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 1,03			PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 1,38		
	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa
1	185,5	σ_h	51,94	247,5	σ_h	69,3
2		σ_l	51,94		σ_l	69,3

Cabeza toriesférica

Tabla 13.
Esfuerzos: Cabeza toriesférica

CABEZA TORIESFÉRICA						
CANAL	PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 0,34			PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 0,69		
	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa
5	-600	σ_h	-30,78	-567	σ_h	-63,41
6	468	σ_l	21,54	472	σ_l	40,17
CANAL	PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 1,03			PRESIÓN DE PRUEBA [MPa] 1,38		
	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa	Deformación Unitaria		Esfuerzo MPa
5	-385	σ_h	-91,62	-190	σ_h	-99
6	302	σ_l	65,02	157	σ_l	62,03

2.9.Simulación por elementos finitos

Se realizó la simulación por elementos finitos de la prueba de presión tomado en consideración un modelo estático lineal, de esta manera se evaluará la integridad estructural del recipiente y de las distintas geometrías presentes en el tomando en consideración las condiciones de operación de este al momento de realizar la prueba de presión en el laboratorio.

Se utilizaron dos aproximaciones para llegar a la solución del sistema, la primera aproximación fue tomando en consideración un modelo axisimétrico en el que se extrajo la superficie correspondiente al espesor de la cuarta parte del recipiente.

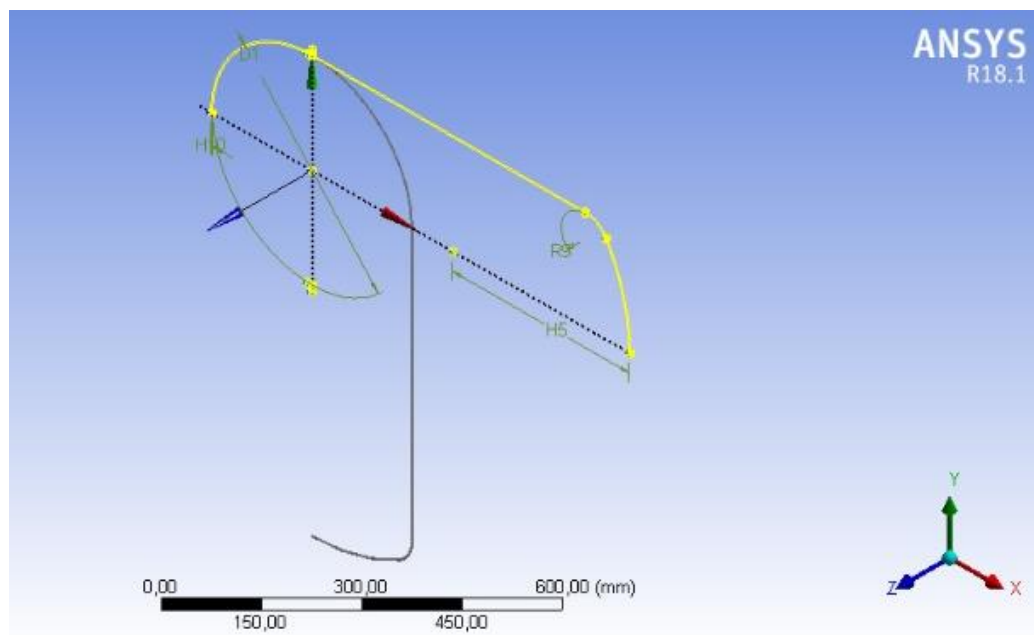


Figura 45. Modelamiento de la superficie para la solución axisimétrica

Esta superficie debe estar en el plano XY y debe ser axisimétrica con respecto al eje Y, una vez que se ha extraído la superficie axisimétrica asignamos el material al modelo tomando como valores de módulo de elasticidad, coeficiente de Poisson, resistencia a la fluencia y resistencia

ultima los valores dados en la tabla 3 los cuales fueron cargados previamente en el software utilizado para el análisis.

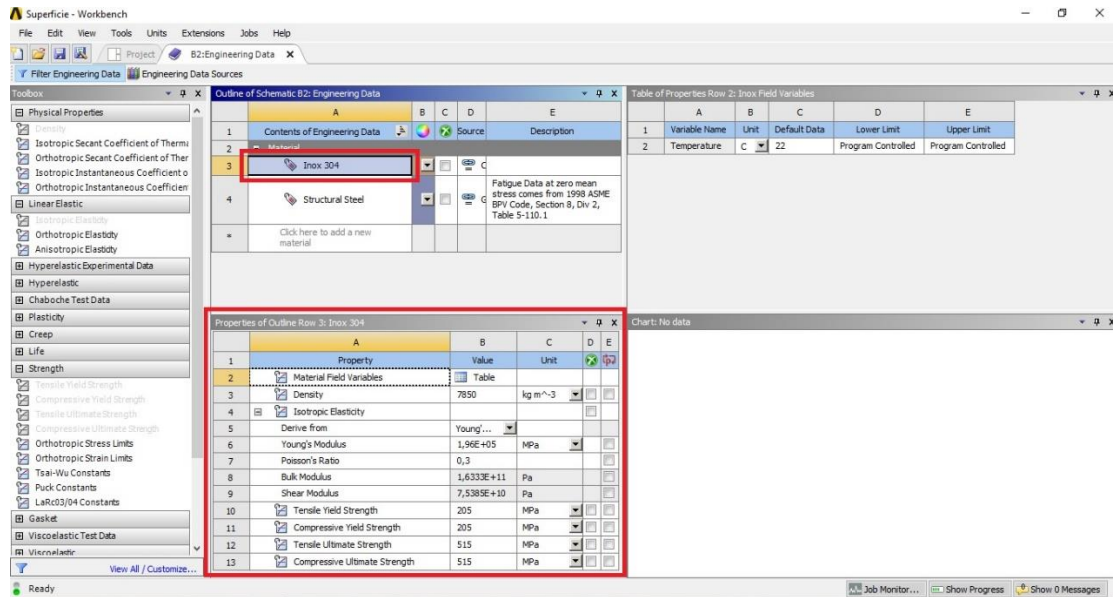


Figura 46. Asignación de materiales para el modelo axisimétrico

Como siguiente paso se define el tipo de mallado que se implementará en la superficie axisimétrica, debido a que el espesor de la pared del recipiente es de 3mm, se definió que el tamaño del elemento para el análisis será de 1mm y el tipo de elemento es un elemento cuadrado, debido a que el recipiente se considera de pared delgada y no existe una variación muy grande de los resultados a lo largo del espesor.

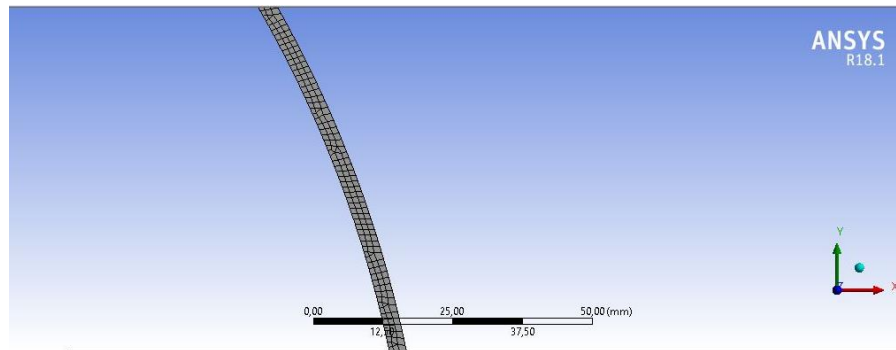


Figura 47. Mallado de la superficie para el modelamiento axisimétrico

En cuanto a las cargas se aplicó una presión sobre la línea interna de la superficie proyectada del recipiente, se utilizaron presiones para la simulación de (50-100-150-200) PSI; (0,34-0,69-1,03-1,38) MPa, valores utilizados en la prueba de presión desarrollada en el laboratorio. Ya que la presión esta aplicada en todas las direcciones a lo largo de las paredes internas del recipiente, se cumple la condición de equilibrio por lo que no es necesario definir soportes a la superficie modelada.

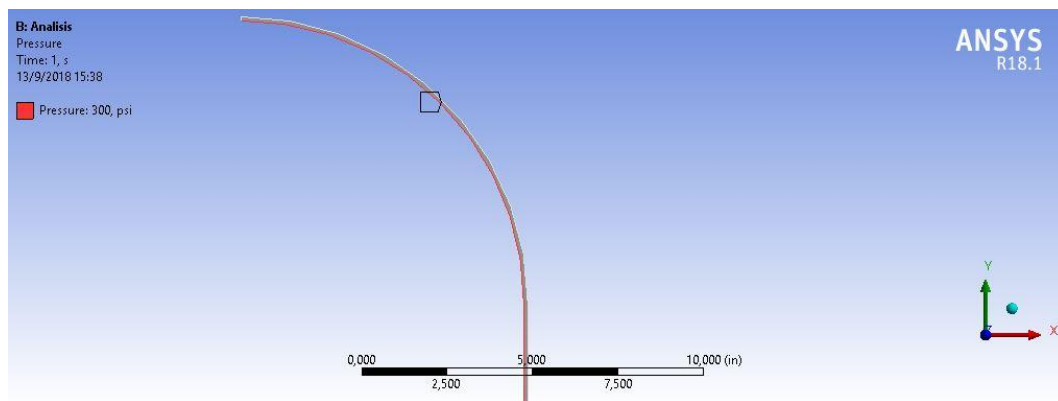


Figura 48. Cargas aplicadas para el modelamiento axisimétrico

En la simulación se evaluará el esfuerzo longitudinal, así como también el esfuerzo circunferencial presentes en el recipiente a las presiones de prueba, para esto debido a que se

considera una modelación axisimétrica se evaluará el esfuerzo longitudinal como un esfuerzo en la dirección del eje Y, y el esfuerzo circunferencial es evaluado como un esfuerzo en la dirección del eje Z.

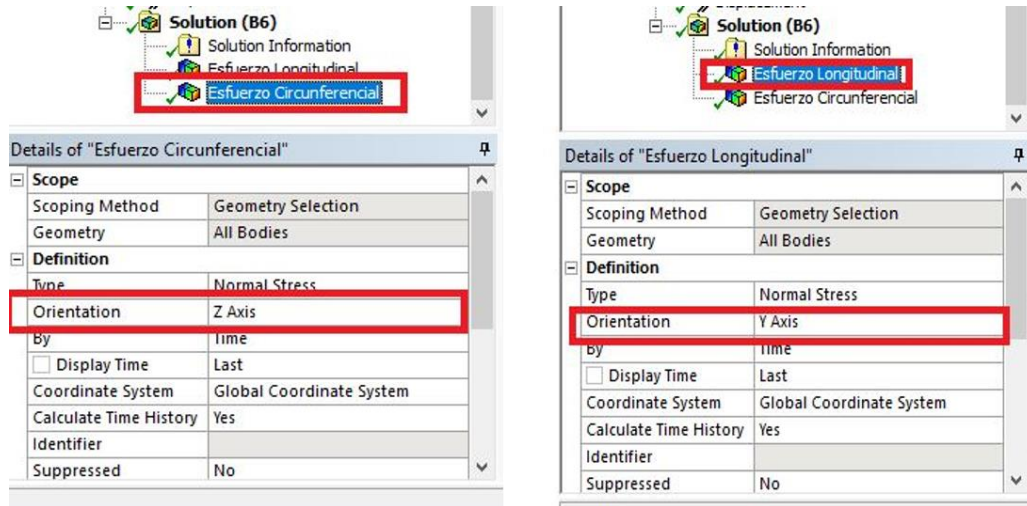


Figura 49. Orientación de los esfuerzos para el modelamiento axisimétrico

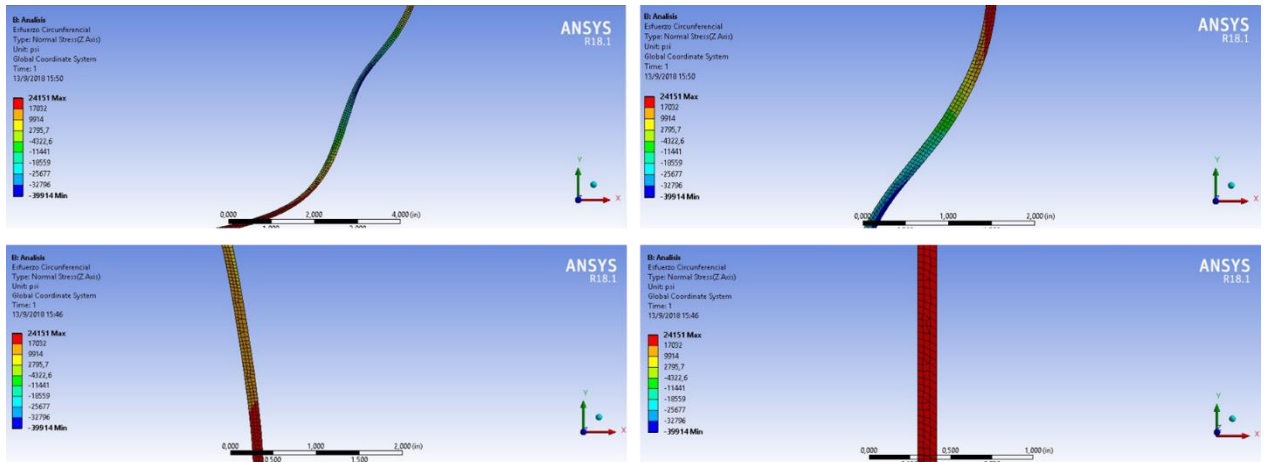


Figura 50. Resultados obtenidos en el modelamiento axisimétrico

La segunda aproximación difiere de la primera, ya que el análisis no se lo realizará en una superficie proyectada del recipiente sino en la pared propia del recipiente, se toma en consideración para la facilidad del análisis la cuarta parte del recipiente.

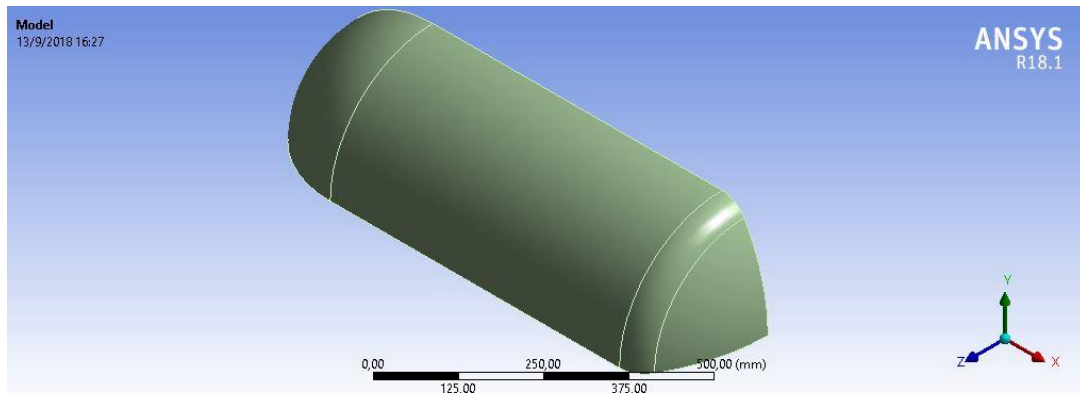


Figura 51. Modelamiento de la superficie para la segunda aproximación

Se utilizó los datos cargados del material de la primera aproximación, se cargó la geometría y se realizó el mallado de esta, el tamaño del elemento para el mallado fue de 10mm, debido a que se consideran las dimensiones totales del recipiente.

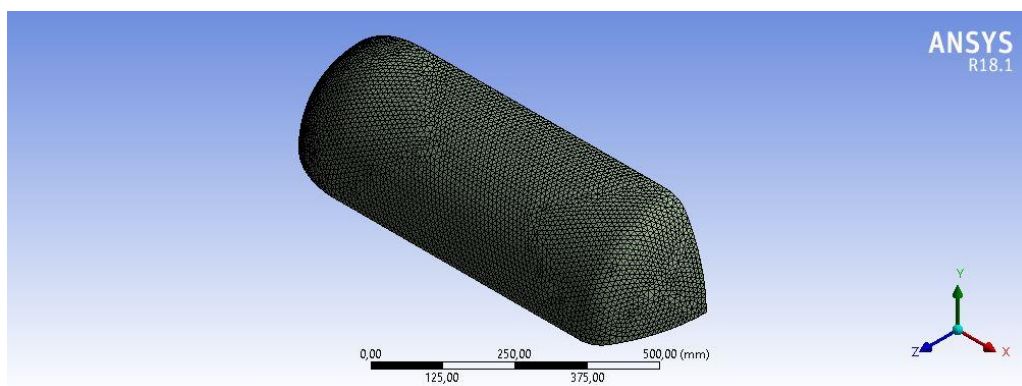


Figura 52. Mallado de la superficie para la segunda aproximación

Se aplica la carga de presión en las paredes internas del recipiente de manera similar a la aproximación anterior, para evaluar el esfuerzo longitudinal al igual que en la aproximación anterior se evaluará dicho esfuerzo en la dirección del eje X, a diferencia de lo hecho anteriormente en esta ocasión se generó un sistema de coordenadas cilíndrico con el propósito de generar un eje de coordenadas que esté orientado en la dirección circunferencial y obtener dicho esfuerzo.

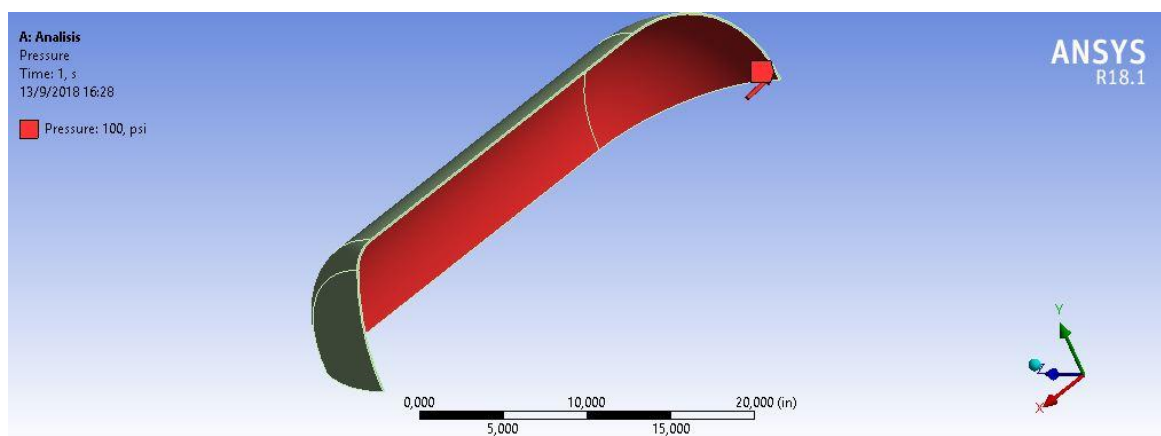


Figura 53. Cargas aplicadas para la segunda aproximación

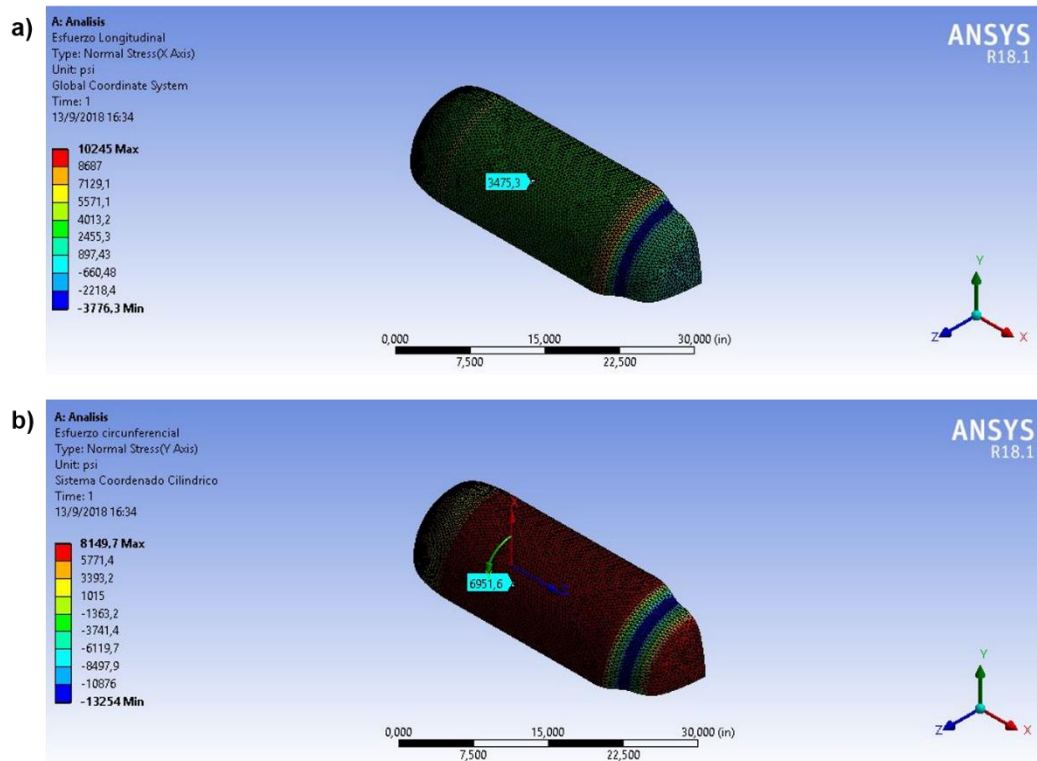


Figura 54. Resultados obtenidos segunda aproximación:
 a) Longitudinal, b) Circunferencial

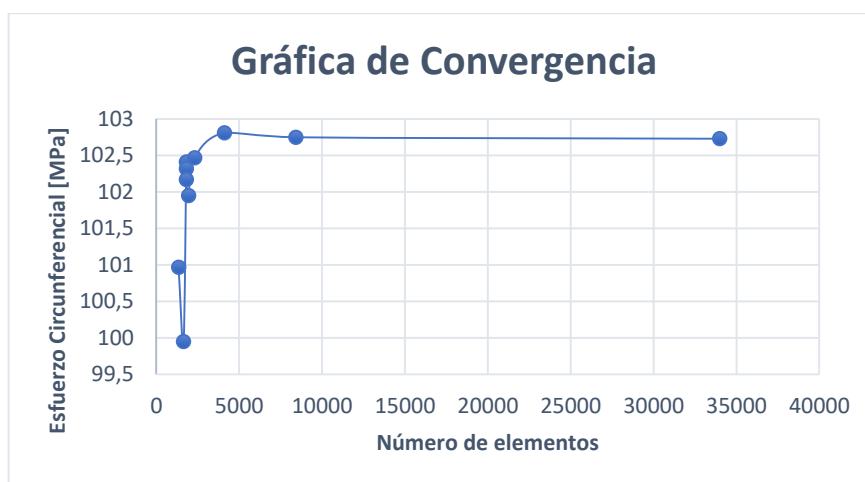
2.10. Análisis de convergencia

Con el propósito de seleccionar el tamaño del elemento que se utilizará para desarrollar la simulación, se realizó un análisis de convergencia variando el tamaño del elemento finito para generar la malla. Este análisis se lo realizo en el cuerpo cilíndrico debido a que es más sencillo seleccionar un mismo punto para la comparación, se tomó en cuenta el esfuerzo circunferencial obteniendo de esta manera los siguientes datos.

Tabla 14.*Análisis de convergencia*

ANÁLISIS DE CONVERGENCIA	
NÚMERO DE ELEMENTOS	ESFUERZO A 200PSI
1338	100.97
1641	99.95
1802	102.41
1802	102.32
1806	102.17
1938	101,95
2306	102,47
4106	102,81
8422	102,75
33992	102,73

Utilizando los datos de la tabla graficamos y obtuvimos como resultado la siguiente grafica de convergencia.

**Figura 55.** Análisis de convergencia para simulación por elementos finitos

Como se observa en la figura el número de elementos con el cual converge a la solución deseada del esfuerzo circunferencial en el cilindro es aproximadamente a los 8000 elementos, este valor corresponde a un tamaño de elemento finito de 10 [mm] el cual se utilizó al generar la malla en el software utilizado para la simulación.

CAPÍTULO V

RESULTADOS Y COMPARACIÓN

Los resultados que se detallan a continuación fueron obtenidos por tres métodos de cálculo para las siguientes presiones de prueba (50/100/150/200) PSI – (0,34/0,69/1,03/1,38) MPa: simulación por elementos finitos, teoría de los cascarones y prueba de presión.

Haciendo uso de las ecuaciones desarrolladas por medio de la teoría de cascarones axisimétricos se comprueba que el esfuerzo generado por el peso de líquido y el peso propio del tanque es despreciable en comparación con el esfuerzo generado por la presión interior del recipiente, por lo cual no se considera este término en las fórmulas utilizadas a continuación.

$$\sigma_h = \frac{p \cdot R}{t} + \frac{Q_l + Q_p}{2\pi r t \cos \alpha}$$

$$\sigma_h = \frac{1,38 \text{ Mpa} \cdot 0,21\text{m}}{0,00291\text{m}} + \left[\frac{815,47 \text{ N} + 182,89 \text{ N}}{2 \cdot \pi \cdot 0,21\text{m} \cdot 0,00291\text{m}} \cdot 10^{-6} \right]$$

$$\sigma_h = 99,6 \text{ MPa} + 0,26 \text{ MPa}$$

CUERPO CILÍNDRICO

Teoría de los cascarones

- Esfuerzo circunferencial

$$\sigma_h = \frac{p \cdot R}{t}$$

$$\sigma_h = \frac{1,38 \text{ MPa} \cdot 210\text{mm}}{2,91\text{mm}}$$

$$\sigma_h = 99,59 \text{ MPa}$$

- Esfuerzo longitudinal

$$\sigma_l = \frac{p \cdot R}{2 \cdot t}$$

$$\sigma_l = \frac{1,38 \text{ MPa} \cdot 210 \text{ mm}}{2 \cdot 2,91 \text{ mm}}$$

$$\sigma_l = 49,79 \text{ MPa}$$

Simulación por elementos finitos

- Esfuerzo circunferencial

$$\sigma_h = 102,73 \text{ MPa}$$

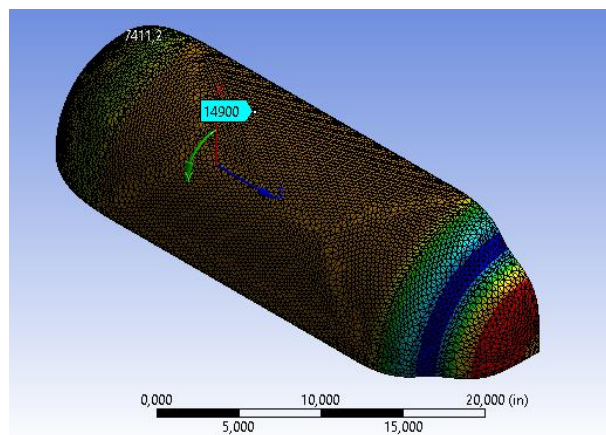


Figura 56. Esfuerzo circunferencial: Cuerpo cilíndrico

- Esfuerzo longitudinal

$$\sigma_l = 48,02 \text{ MPa}$$

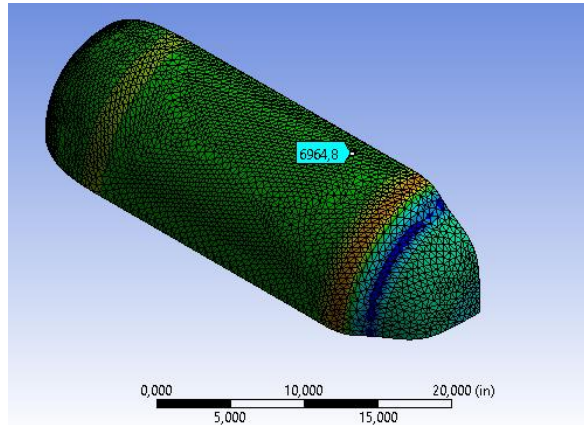


Figura 57. Esfuerzo longitudinal: Cuerpo cilíndrico

Prueba de presión

$\epsilon_h = 425 \times 10^{-6} \rightarrow$ Deformación unitaria circunferencial

$\epsilon_l = 105 \times 10^{-6} \rightarrow$ Deformación unitaria longitudinal

$E = 196 \times 10^9 \text{ Pa} \rightarrow$ Modulo de elasticidad

$\mu = 0,3 \rightarrow$ Coeficiente de Poisson

$$\sigma_h = \frac{E}{(1 - \mu^2)} (\epsilon_1 + \mu \epsilon_2)$$

$$\sigma_h = \frac{196 \times 10^9}{(1 - 0,3^2)} (425 \times 10^{-6} + 0,3 \cdot 105 \times 10^{-6})$$

$$\sigma_h = \mathbf{98,32 \text{ MPa}}$$

$$\sigma_l = \frac{E}{(1 - \mu^2)} (\epsilon_2 + \mu \epsilon_1)$$

$$\sigma_l = \frac{196 \times 10^9}{(1 - 0,3^2)} (105 \times 10^{-6} + 0,3 \cdot 425 \times 10^{-6})$$

$$\sigma_l = \mathbf{50,07 \text{ MPa}}$$

Roseta de deformación

De la prueba de presión hecha en el laboratorio, para el caso del cilindro, también se obtuvieron datos de deformación a través de una roseta de deformación.

Mediante el uso de las ecuaciones de transformación de deformaciones, se determinó las deformaciones principales en el cilindro y se calculó los esfuerzos circunferencial y longitudinal, para compararlos con los valores obtenidos con la fórmula matemática y la simulación por elementos finitos.

$$\epsilon_a = 109 \times 10^{-6} \quad \theta_a = 0^\circ$$

$$\epsilon_b = 288 \times 10^{-6} \quad \theta_b = 135^\circ$$

$$\epsilon_c = 280 \times 10^{-6} \quad \theta_c = 225^\circ$$

$$\epsilon_a = \epsilon_x \cos^2 \theta_a + \epsilon_y \sin^2 \theta_a + \gamma_{xy} \sin \theta_a \cos \theta_a$$

$$\epsilon_b = \epsilon_x \cos^2 \theta_b + \epsilon_y \sin^2 \theta_b + \gamma_{xy} \sin \theta_b \cos \theta_b$$

$$\epsilon_c = \epsilon_x \cos^2 \theta_c + \epsilon_y \sin^2 \theta_c + \gamma_{xy} \sin \theta_c \cos \theta_c$$

$$\epsilon_x = \epsilon_l = 109$$

$$\epsilon_y = \epsilon_h = 459$$

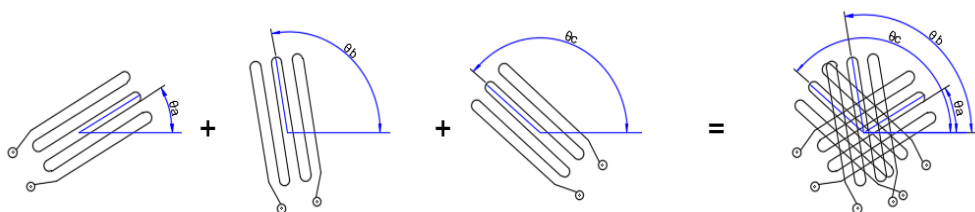


Figura 58. Ángulos, roseta de deformación

$$E = 196 \times 10^9 \text{ Pa} \rightarrow \text{Modulo de elasticidad}$$

$$\mu = 0,3 \rightarrow \text{Coeficiente de Poisson}$$

$$\sigma_h = \frac{E}{(1 - \mu^2)} (\epsilon_1 + \mu\epsilon_2)$$

$$\sigma_h = \frac{196 \times 10^9}{(1 - 0,3^2)} (459 \times 10^{-6} + 0,3 \cdot 109 \times 10^{-6})$$

$$\sigma_h = 105,90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_l = \frac{E}{(1 - \mu^2)} (\epsilon_2 + \mu\epsilon_1)$$

$$\sigma_l = \frac{196 \times 10^9}{(1 - 0,3^2)} (109 \times 10^{-6} + 0,3 \cdot 459 \times 10^{-6})$$

$$\sigma_l = 53,13 \text{ MPa}$$

Tabla 15.*Esfuerzos: Cuerpo cilíndrico*

CUERPO CILÍNDRICO				
P_{PRUEBA} = 0,34 MPa				
ESFUERZOS [MPa]	CÁSCAROS	SIMULACIÓN	PRUEBA GALGAS	PRUEBA ROSETA
σ_h	24,88	25,68	25,24	26,66
σ_l	12,44	12,84	12,28	13,10
PPRUEBA = 0,69 MPa				
σ_h	49,76	51,37	51,69	53,18
σ_l	24,88	25,68	25,31	26,34
PPRUEBA = 1,03 MPa				
σ_h	74,63	77,06	77,84	79,39
σ_l	37,32	38,52	38,64	39,89
PPRUEBA = 1,38 MPa				
σ_h	99,79	102,73	98,32	105,9
σ_l	49,79	48,02	50,07	53,13

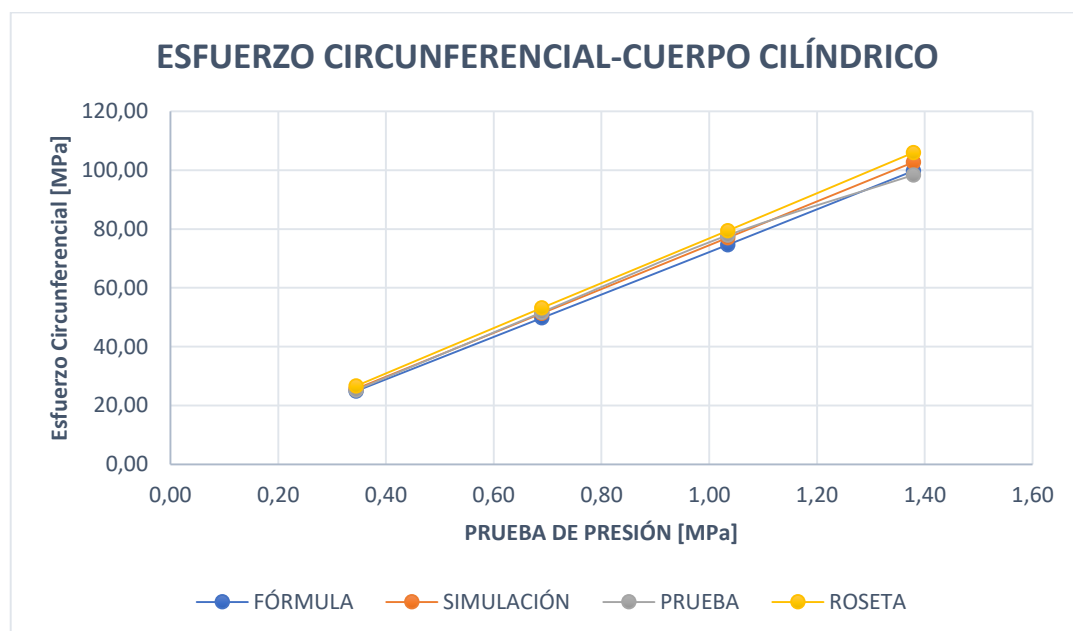


Figura 59. Esfuerzo circunferencial: Cuerpo cilíndrico

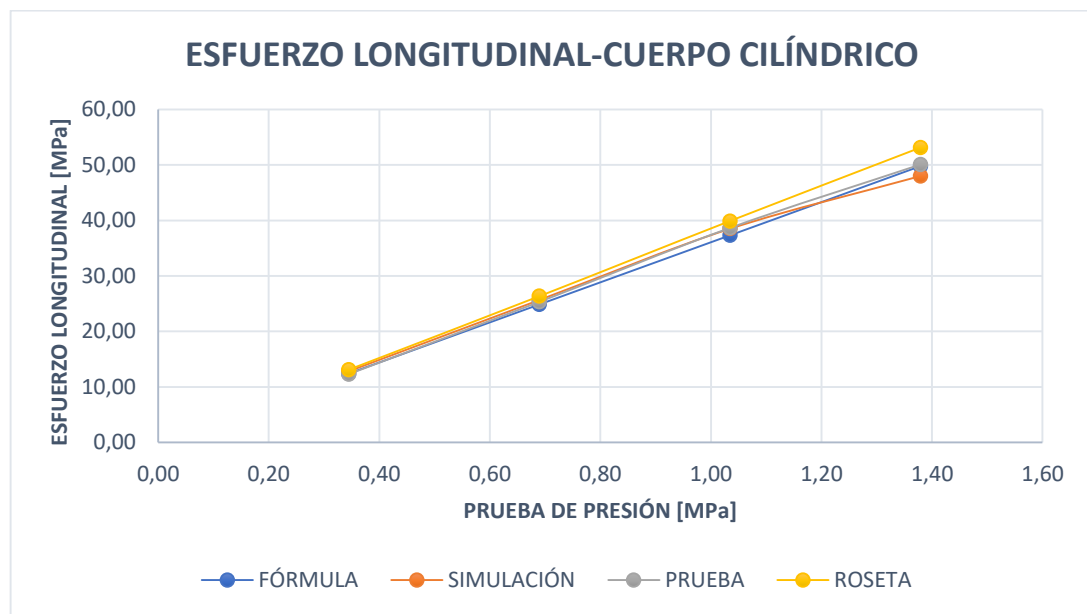


Figura 60. Esfuerzo longitudinal-galgas extensiométricas: Esfuerzo circunferencial

Como se puede observar en la figura 58 y 59, los valores de los esfuerzos circunferencial y longitudinal obtenidos mediante la teoría de cascarones, simulación por elementos finitos, prueba de presión y roseta de deformación no presentan una variación significativa.

En la Tabla 16 se muestran los errores porcentuales obtenidos por la comparación de los cuatro métodos utilizados para la medición de los esfuerzos.

Tabla 16.
Error porcentual, esfuerzos: Cuerpo cilíndrico

ESFUERZOS [PSI]	CUERPO CILÍNDRICO			
	GALGAS EXTENSIOMÉTRICAS		ROSETAS DE DEFORMACIÓN	
	CÁSCARONES PRUEBA	SIMULACIÓN PRUEBA	CÁSCARONES PRUEBA	SIMULACIÓN PRUEBA
		P_{PRUEBA}=0,34 MPa		
σ_h	1,45%	1,71%	7,15%	3,82%
σ_l	1,29%	4,36%	5,31%	2,02%
		P_{PRUEBA}=0,69 MPa		
σ_h	3,88%	0,62%	6,87%	3,52%
σ_l	1,73%	1,44%	5,87%	2,57%
		P_{PRUEBA}=1,03 MPa		
σ_h	4,30%	1,01%	6,38%	3,02%
σ_l	3,54%	0,31%	6,89%	3,56%
		P_{PRUEBA}=1,38 MPa		
σ_h	1,47%	4,29%	6,12%	3,09%
σ_l	0,56%	4,27%	6,71%	10,64%

Para el caso de los valores obtenidos por las galgas extensiométricas, se observa que:

- Los errores porcentuales máximos presentes entre la teoría-prueba y simulación-prueba son 4,30% y 4,29% respectivamente para el esfuerzo circunferencial.
- Los errores porcentuales máximos presentes entre la teoría-prueba y simulación-prueba son 3,54% y 4,36% respectivamente para el esfuerzo longitudinal.

De igual manera para las rosetas de deformación, se obtiene lo siguiente:

- Los errores porcentuales máximos presentes entre la teoría-prueba y simulación-prueba son 7,15% y 3,82% respectivamente para el esfuerzo circunferencial.
- Los errores porcentuales máximos presentes entre la teoría-prueba y simulación-prueba son 6,89% y 10,64% respectivamente para el esfuerzo longitudinal.

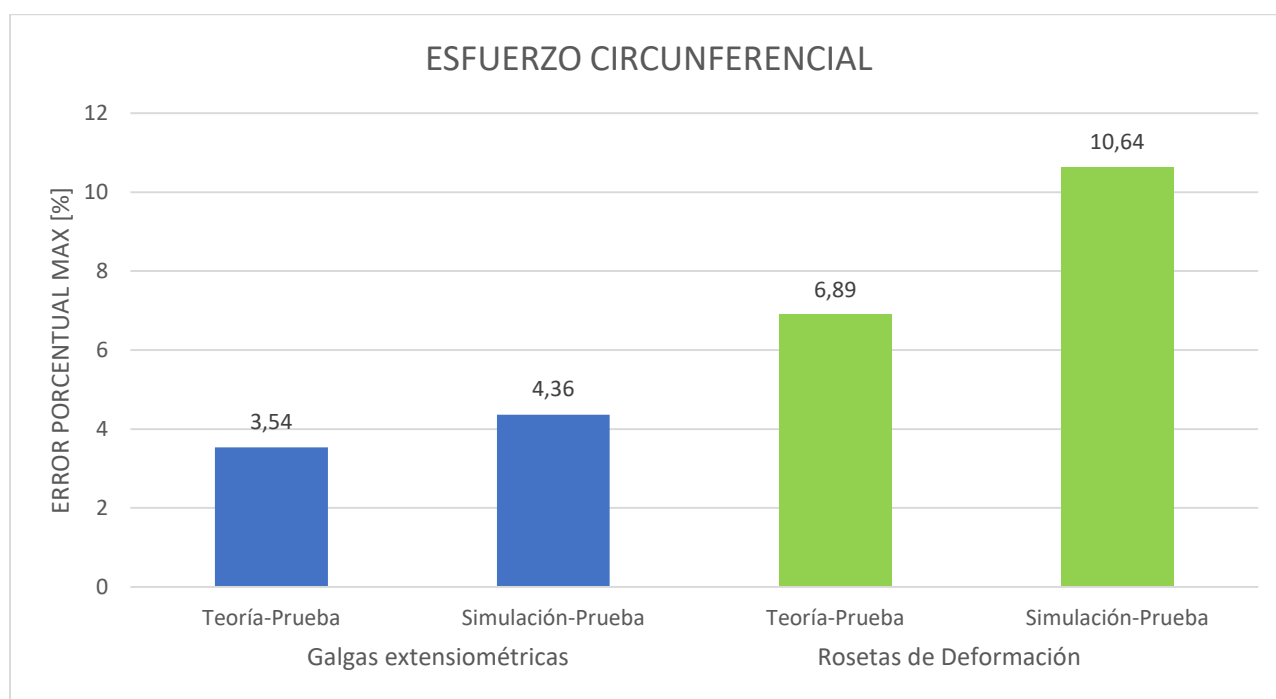


Figura 61. Comparación de errores porcentuales entre galgas y rosetas

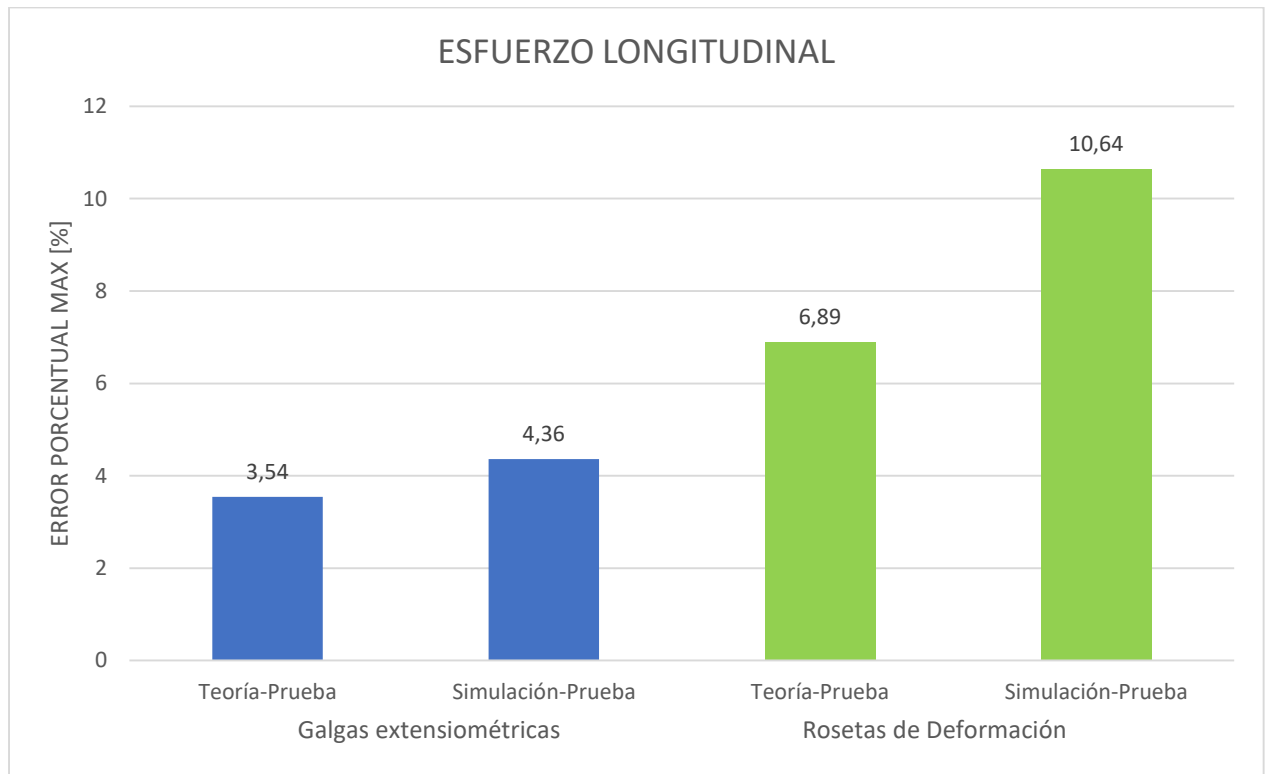


Figura 62. Comparación de errores porcentuales entre galgas rosetas de deformación

CABEZA SEMIESFÉRICA

Teoría de los cascarones

- Esfuerzo circunferencial y longitudinal

$$\sigma_h = \sigma_l = \frac{p \cdot R}{2 \cdot t}$$

$$\sigma_h = \sigma_l = \frac{1,38 \text{ MPa} \cdot 210 \text{ mm}}{2 * 2,91 \text{ mm}}$$

$$\sigma_h = \sigma_l = \mathbf{49,79 \text{ MPa}}$$

Remplazando los esfuerzos circunferencial y longitudinal obtenidos anteriormente para la cabeza semiesférica en la ecuación del esfuerzo equivalente (Von Mises) se obtuvo un valor teórico, el cual se comparó con el valor obtenido en la simulación.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_h^2 + \sigma_l^2 - \sigma_h \cdot \sigma_l}$$

$$\sigma_h = \sigma_l = 49,79 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{49,79^2 + 49,79^2 - 49,79 \cdot 49,79}$$

$$\sigma_{eq} = 49,79 \text{ MPa}$$

Simulación por elementos finitos

- Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} = 51,35 \text{ MPa}$$

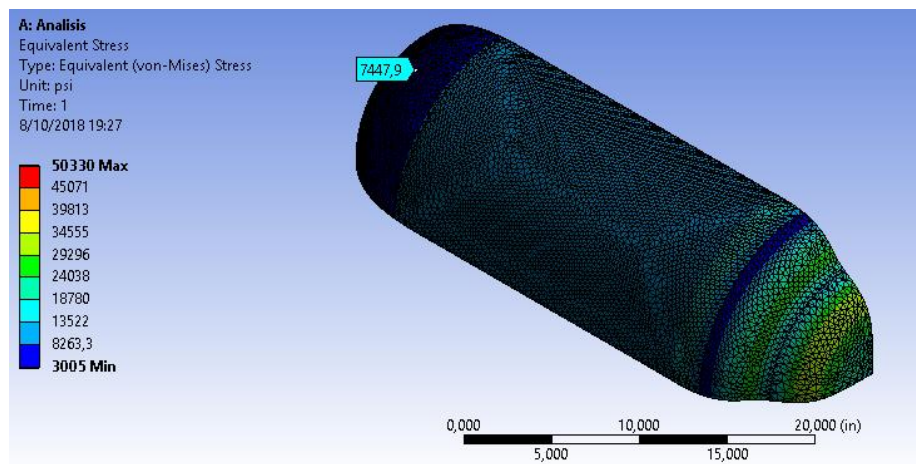


Figura 63. Esfuerzo equivalente: Cabeza semiesférica

Prueba de presión

$$\epsilon_h = 250 \times 10^{-6} \rightarrow \text{Deformación unitaria circunferencial}$$

$$\epsilon_l = 250 \times 10^{-6} \rightarrow \text{Deformación unitaria longitudinal}$$

$E = 196 \times 10^9 \text{ Pa} \rightarrow \text{Modulo de elasticidad}$

$\mu = 0,3 \rightarrow \text{Coeficiente de Poisson}$

$$\sigma_h = \frac{E}{(1 - \mu^2)} (\epsilon_1 + \mu \epsilon_2)$$

$$\sigma_h = \frac{196 \times 10^9}{(1 - 0,3^2)} (250 \times 10^{-6} + 0,3 \cdot 250 \times 10^{-6})$$

$$\sigma_h = \sigma_l = 70 \text{ MPa}$$

Tabla 17.

Esfuerzos equivalentes: Cabeza semiesférica

CABEZA SEMIESFÉRICA			
ESFUERZOS [PSI]	CÁSCARONES	SIMULACIÓN	PRUEBA
	PPRUEBA=0,34 MPa		
σ_{eq}	12,88	12,64	17,08
	PPRUEBA=0,69 MPa		
σ_{eq}	25,76	26	34,44
	PPRUEBA=1,03 MPa		
σ_{eq}	38,64	37,32	51,94
	PPRUEBA=1,38 MPa		
σ_{eq}	49,79	51,35	70

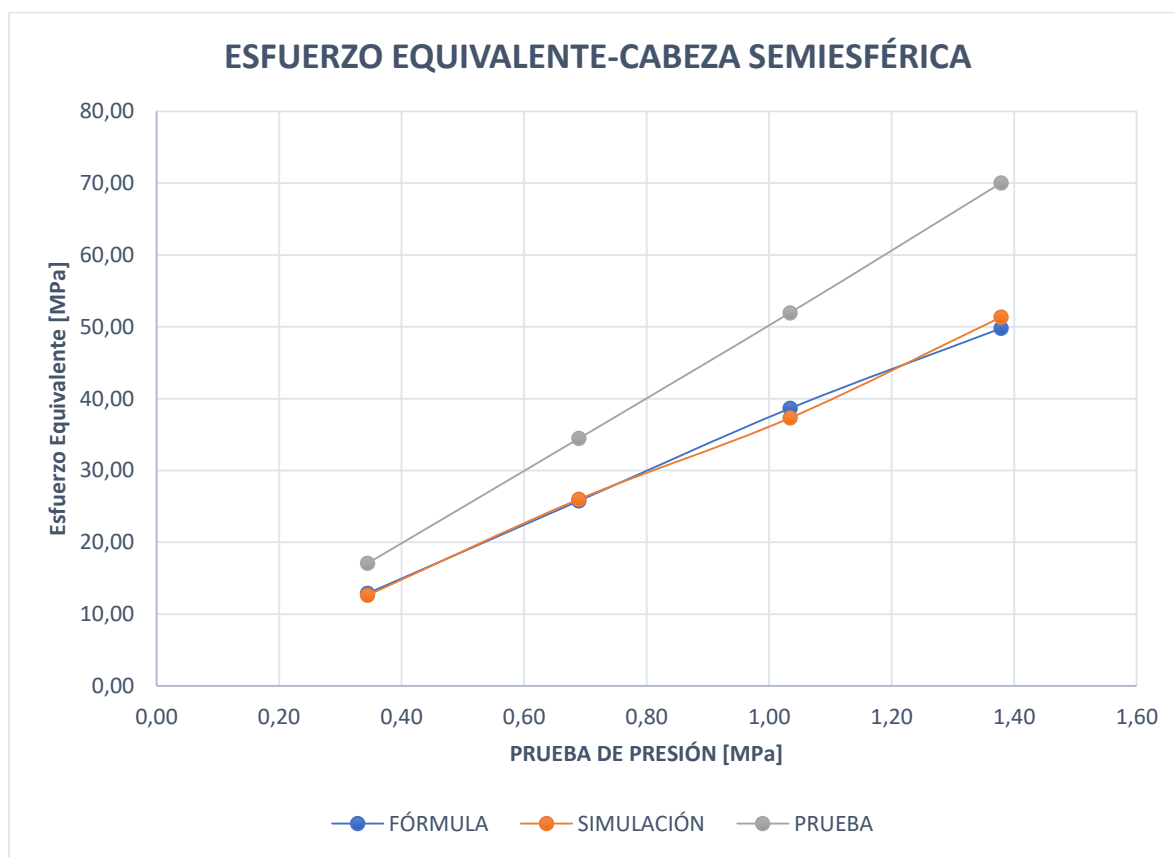


Figura 64. Esfuerzo equivalente: Cabeza semiesférica

En la figura 64, el valor del esfuerzo equivalente obtenido mediante la teoría de cascarones y la simulación por elementos finitos no presenta una variación significativa, por el contrario, se puede observar que los valores obtenidos durante la ejecución de la prueba se alejan de los obtenidos mediante la fórmula y simulación.

En la Tabla 18 se muestran los errores porcentuales obtenidos por la comparación de los tres métodos utilizados para la medición de los esfuerzos.

Tabla 18.
Error porcentual, esfuerzos: Cabeza semiesférica

CABEZA SEMIESFÉRICA		
ESFUERZOS [PSI]	ERROR PORCENTUAL	
	CÁSCARONES PRUEBA	SIMULACIÓN PRUEBA
	P_{PRUEBA} = 0,34 MPa	
σ_{eq}	24,59%	26%
	P_{PRUEBA} = 0,69 MPa	
σ_{eq}	25,20%	24,51%
	P_{PRUEBA} = 1,03 MPa	
σ_{eq}	25,61%	28,15%
	P_{PRUEBA} = 1,38 MPa	
σ_{eq}	28,87%	26,64%

- Los errores porcentuales máximos presentes entre la teoría-prueba y simulación-prueba son 28,87% y 28,15% respectivamente.

CABEZA TORIESFÉRICA

Teoría de los cascarones

- Esfuerzo circunferencial y longitudinal

$$\sigma_h = \frac{p \cdot a}{2 \cdot t} \cdot \left(1 - \left(\frac{b}{a \cdot \cos \theta l} \right)^2 \right)$$

$$\sigma_h = \frac{200 \text{ PSI} \cdot 75 \text{ mm}}{2 \cdot 2,5 \text{ mm}} \cdot \left(1 - \left(\frac{160 \text{ mm}}{75 \text{ mm} \cdot \cos 32} \right)^2 \right)$$

$$\sigma_h = -110,29 \text{ MPa}$$

$$\sigma_l = \frac{p \cdot r}{2 \cdot t \cdot \cos \theta l}$$

$$\sigma_l = \frac{200PSI \cdot 223,60mm}{2 \cdot 2,5mm \cdot \cos 32}$$

$$\sigma_l = 72,77 MPa$$

Remplazando los esfuerzos circunferencial y longitudinal obtenidos anteriormente para la cabeza semiesférica en la ecuación del esfuerzo equivalente (Von Mises) se obtuvo un valor teórico, el cual se comparó con el valor obtenido en la simulación.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_h^2 + \sigma_l^2 - \sigma_h \cdot \sigma_l}$$

$$\sigma_h = -110,29 MPa$$

$$\sigma_l = 72,77 MPa$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(-110,29)^2 + 72,77^2 - (-110,29 \cdot 72,77)}$$

$$\sigma_{eq} = 159,64 MPa$$

Simulación por elementos finitos

- Esfuerzo equivalente

$$\sigma_{eq} = 144,33 \text{ MPa}$$

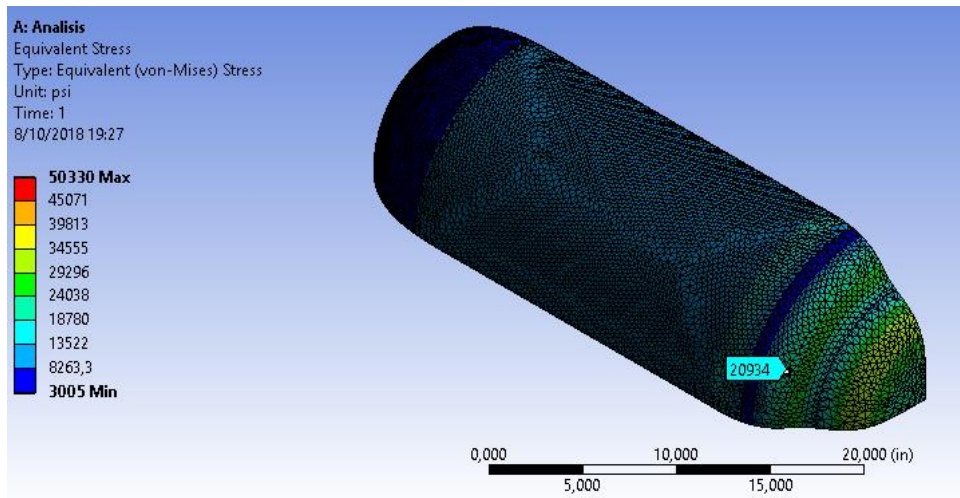


Figura 65. Esfuerzo equivalente: Cabeza toriesférica

Prueba de presión

$$\epsilon_h = -591 \times 10^{-6} \rightarrow \text{Deformación unitaria circunferencial}$$

$$\epsilon_l = 465 \times 10^{-6} \rightarrow \text{Deformación unitaria longitudinal}$$

$$E = 196 \times 10^9 \text{ Pa} \rightarrow \text{Modulo de elasticidad}$$

$$\mu = 0,3 \rightarrow \text{Coeficiente de Poisson}$$

$$\sigma_h = \frac{E}{(1 - \mu^2)} (\epsilon_1 + \mu \epsilon_2)$$

$$\sigma_h = \frac{196 \times 10^9}{(1 - 0,3^2)} (-591 \times 10^{-6} + 0,3 \cdot 465 \times 10^{-6})$$

$$\sigma_h = -97,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_l = \frac{E}{(1 - \mu^2)} (\epsilon_2 + \mu \epsilon_1)$$

$$\sigma_l = \frac{196 \times 10^9}{(1 - 0,3^2)} (465 \times 10^{-6} + 0,3 \cdot (-591 \times 10^{-6}))$$

$$\sigma_l = \mathbf{61,96 MPa}$$

Remplazando los esfuerzos circunferencial y longitudinal obtenidos anteriormente para la cabeza toriesférica en la ecuación del esfuerzo equivalente (Von Mises) se obtuvo un valor teórico, el cual se comparó con el valor obtenido en la simulación.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_h^2 + \sigma_l^2 - \sigma_h \cdot \sigma_l}$$

$$\sigma_h = -97,2 MPa$$

$$\sigma_l = 61,96 MPa$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(-97,2)^2 + 61,96^2 - (-97,2) \cdot (61,96)}$$

$$\sigma_{eq} = \mathbf{138,95 MPa}$$

Tabla 19.

Esfuerzos: Cabeza toriesférica

CABEZA TORIESFÉRICA			
ESFUERZOS [PSI]	CÁSCARONES	SIMULACIÓN	PRUEBA
	PPRUEBA=0,34 MPa		
σ_{eq}	39,89	42,83	45,54
	PPRUEBA=0,69 MPa		
σ_{eq}	79,76	85,56	90,45
	PPRUEBA=1,03 MPa		
σ_{eq}	119,64	128,15	136,31
	PPRUEBA=1,38 MPa		
σ_{eq}	159,64	144,33	138,95

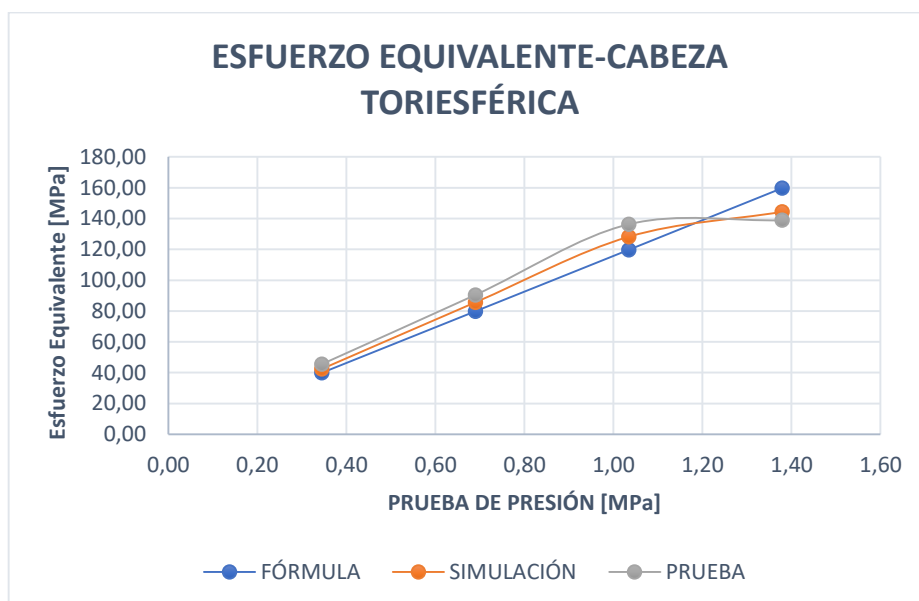


Figura 66. Esfuerzo equivalente: Cabeza toriesférica

Tabla 20.

Error porcentual, esfuerzos: Cabeza toriesférica

ESFUERZOS [PSI]	ERROR PORCENTUAL	
	CÁSCARONES PRUEBA	SIMULACIÓN PRUEBA
	PPRUEBA= 0,34 MPa	
σ_{eq}	12,41%	6,94%
	PPRUEBA= 0,69 MPa	
σ_{eq}	11,82%	5,41%
	PPRUEBA= 1,03 MPa	
σ_{eq}	12,23%	6%
	PPRUEBA= 1,38 MPa	
σ_{eq}	14,89%	3,87%

Como se puede observar en la figura 66, el valor del esfuerzo equivalente obtenido mediante la teoría de cascarones, simulación por elementos finitos y prueba de presión no presentan una variación significativa.

- Los errores porcentuales máximos presentes entre la teoría-prueba y simulación-prueba son 14,89% y 6,94% respectivamente.

5.1.Código ASME SEC VIII DIV 1

Haciendo uso de las ecuaciones del código ASME SEC VIII DIV 1, se realizó una comparación entre las ecuaciones propuestas por este código y las formulaciones matemáticas correspondientes a la teoría de cascarones axisimétricos.

CUERPO CILÍNDRICO

Código ASME

$$P = \frac{S \cdot E \cdot t}{R + 0,6t}$$

$$P = \frac{205MPa \cdot 0,6 \cdot 3mm}{210mm + 0,6 \cdot 3mm}$$

$$P = 1,74 MPa$$

Teoría de los cascarones axisimétricos

$$P = \frac{\sigma_h \cdot t}{R}$$

$$P = \frac{205MPa \cdot 3mm}{210mm}$$

$$P = 2,92 MPa$$

$$P = \frac{\sigma_l \cdot 2t}{R}$$

$$P = \frac{205MPa \cdot 2 \cdot 3mm}{210mm}$$

$$P = 5,86 MPa$$

Comparando el valor de presión obtenido por medio del código ASME y por la teoría de cascarones, para el esfuerzo circunferencial y longitudinal, se aprecia una variación significativa de 40% y 70%

CABEZA SEMIESFÉRICA

Código ASME

$$P = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{R + 0,2t}$$

$$P = \frac{2 \cdot 205MPa \cdot 0,6 \cdot 3mm}{210mm + 0,2 \cdot 3mm}$$

$$P = 3,5 MPa$$

Teoría de los cascarones axisimétricos

$$P = \frac{\sigma_l \cdot 2t}{R}$$

$$P = \frac{205MPa \cdot 2 \cdot 3mm}{210mm}$$

$$P = 5,8 MPa$$

Comparando el valor de presión obtenido por medio del código ASME y por la teoría de cascarones, se aprecia una variación significativa de 40%.

CABEZA TORIESFÉRICA

Código ASME

$$P = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{L \cdot M + 0,2t}$$

$$P = \frac{2 \cdot 205MPa \cdot 0,6 \cdot 3mm}{420mm \cdot 1,34 + 0,2 \cdot 3mm}$$

$$P = 1,3 MPa$$

Teoría de los cascarones axisimétricos

$$P = \frac{\sigma_l \cdot 2t \cdot \cos \theta_l}{r}$$

$$P = 3,84 MPa$$

$$P = \frac{\sigma_h \cdot 2t}{a \cdot \left(1 - \frac{b}{a \cdot \cos \theta_l}\right)^2}$$

$$P = 1,94 MPa$$

Comparando el valor de presión obtenido por medio del código ASME y por la teoría de cascarones, para el esfuerzo circunferencial y longitudinal, se aprecia una variación significativa de 66% y 33%

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS ECONÓMICO

6.1. Costos directos

Tabla 21.

Costos directos: Materiales

N°	Elementos	Cantidad	Precio Unitario	Subtotal	Precio Total + 12% IVA
1	Plancha en acero inoxidable 304L (2440x1220x3)	2	\$ 480,00	\$ 960,00	\$ 1.075,20
2	Tubo cuadrado en acero inoxidable 304L (50x50x2)mm	2	\$ 80,00	\$ 160,00	\$ 179,20
3	Neplo en acero inoxidable (3/4 x 4)	5	\$ 4,31	\$ 21,55	\$ 24,14
4	Ruedas de caucho 4"	4	\$ 3,75	\$ 15,00	\$ 16,80
5	Bomba manual de prueba hidráulica 800PSI	1	\$ 135,00	\$ 135,00	\$ 151,20

CONTINÚA

6	Válvula de bola en acero inoxidable-NPT 3/4"	3	\$ 8,50	\$ 25,50	\$ 28,56
7	Codo 90° en acero inoxidable sanitario 1"	2	\$ 7,60	\$ 15,20	\$ 17,02
8	Codo 90° en acero inoxidable-NPT 1/4"	2	\$ 0,93	\$ 1,86	\$ 2,08
9	Neplo en acero inoxidable (1/4"x 2")	2	\$ 0,72	\$ 1,44	\$ 1,61
10	Manómetro 0-1000 PSI	1	\$ 31,45	\$ 31,45	\$ 35,22
11	Neplo en acero inoxidable (1/2"x 4")	5	\$ 1,55	\$ 7,75	\$ 8,68
12	Unión bushing en acero inoxidable (1/2"x 1/4")	1	\$ 0,80	\$ 0,80	\$ 0,90
13	Unión en acero inoxidable 1/2"	1	\$ 1,04	\$ 1,04	\$ 1,16
14	Unión de bronce manguera	1	\$ 2,03	\$ 2,03	\$ 2,27
15	Maguera multipropósito	1	\$ 14,22	\$ 14,22	\$ 15,93

CONTINÚA

16	Espiga megafit hembra NPS	1	\$ 4,52	\$ 4,52	\$ 5,06
17	Ferrula prensable 1/2"	1	\$ 2,15	\$ 2,15	\$ 2,41
18	Ferrula prensable 1/2" B.P	1	\$ 1,30	\$ 1,30	\$ 1,46
19	Unión bushing en acero inoxidable (3/4" x 1/2")	2	\$ 1,31	\$ 2,62	\$ 2,93
20	Cola de chancho de 1/4" NPT	1	\$ 12,24	\$ 12,24	\$ 13,71
21	Válvula de bola en acero inoxidable-NPT 1/4"	1	\$ 4,64	\$ 4,64	\$ 5,20
TOTAL					\$ 1.590,75

Tabla 22.*Costos directos: Mano de obra*

N°	Elementos	Cantidad	Precio Unitario	Subtotal	Precio Total + 12% IVA
1	Conformación de la cabeza toriesférica y cuerpo cilíndrico	1	\$ 110,00	\$ 110,00	\$ 123,20
2	Conformación de la cabeza semiesférica	1	\$ 650,00	\$ 650,00	\$ 728,00
3	Soldadura de la estructura	1	\$ 200,00	\$ 200,00	\$ 224,00
4	Soldadura del recipiente a presión	1	\$ 300,00	\$ 300,00	\$ 336,00
TOTAL					\$ 1.411,20

Tabla 23.*Costos directos totales*

N°	Elementos	Precio Total + 12% IVA
1	MATERIALES	\$ 1.590,75
2	MANO DE OBRA	\$ 1.411,20
TOTAL		\$ 3.001,95

6.2.Costos indirectos

Tabla 24.

Costos indirectos totales

N°	Elementos	Cantidad	Precio Unitario	Subtotal	Precio Total + 12% IVA
1	Caja de discos de corte	1	\$ 70,00	\$ 70,00	\$ 78,40
2	Caja de discos polifan	1	\$ 55,00	\$ 55,00	\$ 61,60
3	Caja de viledas	1	\$ 45,00	\$ 45,00	\$ 50,40
4	2kg varilla de aporte 309 3/32"	1	\$ 30,00	\$ 30,00	\$ 33,60
5	2kg varilla de aporte 309 1/16"	1	\$ 20,00	\$ 20,00	\$ 22,40
6	Ácido decapante	1	\$ 65,00	\$ 65,00	\$ 72,80
7	Ácido pasivante	1	\$ 65,00	\$ 65,00	\$ 72,80
TOTAL					\$ 392,00

6.3.Costos totales

Tabla 25.

Costos indirectos totales

N°	Elementos	Precio Total + 12% IVA
1	COSTOS DIRECTOS	\$ 3.001,95
2	COSTOS INDIRECTOS	\$ 392,00
COSTOS TOTALES		\$ 3.393,95

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

7.1. Conclusiones

- Haciendo uso de un equipo de medición de espesores por ultrasonido, el espesor obtenido para la cabeza semiesférica y el cuerpo cilíndrico es de 2,91mm y el espesor para la cabeza toriesférica es de 2,5mm; la reducción del espesor en la cabeza toriesférica se debe a que esta fue conformada a través del rebordeado de la plancha por medio de un molde, razón por la cual se produjo dicha reducción la cual debe ser tomada en cuenta para el desarrollo de las formulaciones matemáticas y la simulación.
- En el cuerpo cilíndrico se utilizaron galgas extensiométricas y rosetas de deformación para la medición de las deformaciones presentes durante la ejecución de la prueba de presión. Existe una variación entre los errores porcentuales calculados para cada una de ellas, como se observa en la figura 61 y 62, esto es debido a que la roseta que fue proporcionada por el laboratorio de Mecánica de Materiales fue adquirida hace veinte años por este, en comparación con las galgas utilizadas que tienen una fabricación más reciente.
- En la cabeza semiesférica el error porcentual máximo obtenido comparando los resultados de la simulación y la prueba de presión es 28,87% correspondiente al esfuerzo equivalente. Comparando los resultados de la formulación matemática y la prueba de presión el error es 28,15% para el esfuerzo equivalente. Estos errores

superan el 10%, esto se debe a que el conformado de la cabeza fue hecho a partir de un polígono de aristas vivas el cual obtuvo la forma aproximada de una esfera por medio de presión, se utilizó este proceso debido a que el diámetro de la cabeza era demasiado pequeño como para realizar una conformación en un molde, por lo que la forma obtenida no es completamente semiesférica y eso causa que los datos arrojados por las galgas extensiométricas colocadas en la cabeza difieran en comparación con la simulación y las formulaciones matemáticas.

- En la cabeza toriesférica los errores entre la formulación matemática y la prueba superan el 10%, esto es debido a la variación del espesor del perfil del toroide producto del proceso de conformado antes mencionado.
- Mediante el análisis de convergencia realizado, se determinó que para tener una confiabilidad en los resultados en la simulación el mallado del recipiente, tendrá un número mínimo de 8000 elementos. Se utilizaron dos aproximaciones para llegar a la solución del sistema, la primera aproximación fue tomando en consideración un modelo axisimétrico en el que se extrajo la superficie correspondiente al espesor de la cuarta parte del recipiente, la segunda aproximación difiere de la primera, ya que el análisis no se lo realizará en una superficie proyectada del recipiente sino en la pared propia del recipiente, se toma en consideración para la facilidad del análisis la cuarta parte del recipiente.
- Los resultados de las presiones obtenidas para un mismo valor de esfuerzo con las ecuaciones del código ASME SEC VIII DIV 1 y con las formulaciones dadas por la

teoría de los cascarones axisimétricos difieren considerablemente, esto se debe a que el código ASME toma en cuenta dos factores adicionales para el diseño, los cuales son la eficiencia de la junta de soldadura y un factor de seguridad asignado al espesor, siendo el código ASME un punto de vista más conservador en comparación con la teoría de cascarones axisimétricos, la cual considera solo los esfuerzos debido a la presión y no los inducidos por el proceso de soldadura.

7.2.Recomendaciones

- Para el conformado de un recipiente es necesario tener en consideración, las dimensiones mínimas y los procesos de manufactura con los que cuentan los fabricantes nacionales, evitando de esta manera costos adicionales y problemas constructivos.
- Es recomendable el asesoramiento en la colocación de los sensores de deformación, debido a su sensibilidad al momento de manipular garantizando de esta manera resultados confiables de las deformaciones presentes en el recipiente.
- Antes de la ejecución de la práctica, se debe tener especial cuidado en el funcionamiento del equipo de prueba y las presiones máximas que puede soportar el recipiente con el propósito de no fatigarlo y evitar de esta manera daños al equipo, pero sobre todo daños a las personas que se encuentren operando el mismo.
- Debido a que el banco de pruebas de presión se utilizará en un laboratorio y además este cuenta con un recipiente sometido a presión, es necesario que las juntas soldadas

del mismo sean realizadas por personal calificado garantizando la calidad y seguridad de las uniones soldadas.

- Se recomienda que la calibración del equipo de medición de deformaciones sea realizada posterior al llenado del recipiente, ya que los sensores de deformación son extremadamente sensibles y darán valores de deformación alejados de la realidad.

7.3.Trabajo futuro

- Implementación de un sistema de toma de datos automático de los valores de deformaciones y esfuerzos presentes en el recipiente.
- Análisis de esfuerzos y deformaciones existentes en las proximidades a las uniones soldadas y a las aberturas presentes en el recipiente.
- Sistema automático de llenado y elevación de presión para el banco de pruebas.

BIBLIOGRAFÍA

- ASME. (2010). *ASME Boiler & Pressure Vessel Code*. New York: ASME.
- AVNER. (1988). *Introducción a la metalurgia física*. México: McGrawHill.
- Buthod, P. (2001). *Pressure Vessel Handbook*. Tulsa, Oklahoma: Eugene F. Megyesy.
- Canals, I., & Guerin, R. (1976). *Cascarones Parabólico Hiperbólicos*. Mexico: Limusa.
- Columbec Tecniddefensa*. (n.d.). Retrieved from <http://www.columbec.com/norma-asme-calderas-recipientes>
- Fitzgerald, R. W. (1990). *Mecánica de Materiales*. Mexico, D.F: Alfaomega.
- Forero Casallas, J. A. (n.d.). *Strain Gages. Fundamentos y Aplicaciones en Resistencia de Materiales*. Retrieved from Unilibre: http://www.unilibre.edu.co/revistaavances/avances-4/r4_art4.pdf
- García Peñaloza, I. S., & Sierra Castillo, L. E. (2015). *Diseño de un banco de pruebas a presión hidrostática*. Universidad Santo Tomás: Bucaramanga.
- Hibbeler, R. C. (2005). *Mecánica de materiales*. México: Prentice Hall.
- Liechti, B. (2002). *Mecánica de materiales*. Colombia: Pearson education.
- Massa, J., Giro, J., & Giudici, A. (2015). *Compendio de cálculo estructural*. Retrieved from http://www.cat.calc_est_2_im.efn.uncor.edu/wp-content/uploads/2013/10/Cap-04_PLACAS_65-a-86_v9.pdf
- Megyesy, E. F. (1992). *Manual de recipientes a presión Diseño y Cálculo*. México: Limusa.
- Mexinox. (n.d.). *SCRIBD*. Retrieved from Ficha técnica 304-acero inoxidable: <https://es.scribd.com/document/242525484/FICHA-TECNICA-304-304L-ACERO-INOX-2-pdf>
- Muñoz Vinueza, A. G., & Revelo Rosero, H. R. (2009). *Diseño, construcción e implementación de un banco de ensayos verificador de fisuras de culatas de motores de combustion interna, mediante prueba hidrostática y neumática*. Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE: Sangolquí.
- Norma Técnica Colombiana. (2013). *Métodos para la prueba de cilindros de gas comprimido*. Bogotá: INCONTEC.

Ortiz Berrocal, L. (2007). *Resistencia de materiales*. España: McGraw-Hill.

Páez Pérez, D. A. (2004). *Propiedades mecánicas de un acero inoxidable austenítico AISI 304 laminado en caliente*. Sartenejas: Universidad Simon Bolivar.

Pisarenko, G. S., Yákovlev, A. P., & Matvéev, V. V. (1989). *Manual de resistencia de materiales*. Moscú: Mir.

Singer, F. L., & Pytel, A. (1982). *Resistencia de materiales*. México: Harla.

Soisson, H. E. (1994). *Instrumentación industrial*. Mexico : Limusa.

Timoshenko, S. (1959). *Theory of plates and shells*. Usa: McGraw-Hill.