

Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro
División de Ingeniería



**Diseño y construcción de un acumulador de presión
acoplable a una cámara de cavitación**

Por:

Fernando Ascari Quijas Martínez

TESIS

**Presentada como Requisito Parcial para Obtener el
Título de:**

INGENIERO MECÁNICO AGRÍCOLA

Buenavista, Saltillo, Coahuila, México

Mayo de 2008

Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro

División de Ingeniería

**Diseño y construcción de un acumulador de presión
acoplable a una cámara cavitación**

Por:

Fernando Ascari Quijas Martínez

TESIS

**Que se somete a Consideración del H. Jurado Examinador, como Requisito
Parcial Para Obtener Título de:**

Ingeniero Mecánico Agrícola

Aprobada por el Comité de Tesis

Asesor Principal

M.C. Tomás Gaytán Muñiz

Asesor

Asesor

Dr. Eladio Heriberto Cornejo Oviedo

M.C. Héctor Uriel Serna Fernández

Coordinador de la División de Ingeniería

Dr. Raúl Rodríguez García

Buenavista, Saltillo, Coahuila, México

Mayo de 2008

Agradecimientos

***A mi Diosito.** Por tu obra y gracia de darme la dicha de vivir y crecer junto a mi familia, por escuchar mis oraciones, por iluminar el sendero por el cual camino y porque has sido, eres y serás mi guía.*

***A mi Alma Mater.** Por brindarme la oportunidad de superarme profesionalmente, otorgándome las armas para defenderme en el mundo real. Por que aquí viví grandes momentos con grandes personas y amigos.*

***Al M.C. Héctor Uriel Serna Fernández.** Por su confianza y apoyo incondicional, por brindarme sus conocimientos y experiencias como profesor y más que nada como amigo. Por ser un gran profesor y excelente ser humano, por ser un ejemplo a seguir moral y profesionalmente.*

***Al M.C. Tomás Gaytán Muñiz.** Por brindarme su amistad y su valioso apoyo y dedicación para llevar a cabo este proyecto, además de recibir de usted parte del conocimiento de mi formación profesional.*

***Al Dr. Eladio H. Cornejo Oviedo.** Por las facilidades otorgadas para la realización de este proyecto, por su gran disponibilidad y apoyo que proporciono al mismo, por sus valiosos conocimientos.*

***Al Ing. Juan Arredondo Valdés** Por su amistad y gran disponibilidad de enseñanza, por que gracias a sus materias me di cuenta que puedo lograr varias metas si en realidad me esfuerzo.*

***Al M.C. Juan Antonio Guerrero Hernández.** Por su amistad y apoyo brindado a lo largo de la carrera.*

A maestros de la carrera I.M.A. (Dr. Martin Cadena Zapata, MC. Elizabeth de la Peña Casas, MC. J, Rodolfo Valenzuela, MC. René Félix Domínguez López). Por compartir conmigo su valioso tiempo, por retroalimentar mis conocimientos y sembrar en mi el deseo de aprender. Gracias por su ayuda y dirección.

A mis Amigos (Gaby, Magda, Nina, Nibardo, Hugo, Pancho, Rica, Flavio, Eugenio "sapito", Arturo "Chelo", Cando, Ramón, Frank, Marroquín, Vera, Mario, Hugo "Yefes", Ulises, Adán, Gumeta, Gabriel "Jalisco", Augusto, Rafa, Villatoro, Paco, Carlos, Álvaro, Pablo, Alberdi, Jorge "Yorch", Daniel, Lupillo). Me siento profundamente agradecido por todos aquellos amigos que me han acompañado a lo largo de mi carrera profesional y no solamente en ella si no en toda mi vida. Gracias por estar en los mejores momentos y por que no, también en los peores momentos de mi vida, con ustedes compartí bastante buenos momentos en esta universidad.

Durante el proceso de mi formación profesional muchos familiares y amigos contribuyeron con un granito de arena brindando en el momento oportuno las palabras de aliento y de confianza que uno requiere. Narrar todas las anécdotas o listar sus nombres sería obviamente imposible, pero cada uno de ellos sabrá que aunque no aparezca aquí su nombre, pensé en él o en ella cuando redactaba estas líneas y con ellas queda mi más sincero agradecimiento.

Dedicatoria

Con todo mi cariño para las personas que mas quiero en la vida

A mis Padres:

Sr. Abraham Quijas González

Sra. San Juana Martínez Venegas

Por su amor, comprensión, confianza, apoyo incondicional, por su ejemplo de superación incansable, por que me han enseñado a depender de Dios en todo momento, por infundir en mí la responsabilidad, por sus consejos que un día ojalá diosito no sea muy lejano he de comprender y de algo si estoy seguro, no los defraudare. Por esto y mas les viviré eternamente agradecido.

A mis Hermanos:

Sandy

May

Nuestras vidas año con año van tomando rumbos diferentes, cada uno busca su propio bienestar, pero saben que cuentan conmigo siempre, mi apoyo es incondicional, nuestros lazos de hermandad deben ser siempre y en cada momento sinceros, sin que nada interfiera en ellos. Siempre tendrán mi respeto, cariño y admiración.

A mi futura esposa:

Alma

Gracias por el apoyo y comprensión que me has brindado en todos los momentos difíciles, me siento orgulloso de ti por que estas luchando por tus metas, te deseo éxito en tu vida profesional. Solo le pido a diosito que nos siga ayudando a sobrellevar con éxito nuestra relación, para lograr la gran felicidad que toda pareja anhela. Y aun mas te agradezco el regalo más grande que me has dado, mi bebe.

A mí Bebe:

Aarón

Por que tu presencia ha sido y será el motivo más grande que me impulsa a lograr mis metas, que los logros míos también son logros tuyos, que mis esfuerzos son inspirados en ti por que mi único ideal eres tú.

ÍNDICE GENERAL

	Página
Agradecimientos	i
Dedicatorias	iii
Índice de figuras.....	viii
Índice de tablas.....	ix
Resumen	x
I. INTRODUCCIÓN.....	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Objetivos	2
1.2.1. Objetivo general.....	2
1.2.2. Objetivos específicos.....	2
1.3. Hipótesis	2
II. REVISIÓN DE LITERATURA	3
2.1. Recipientes bajo presión.....	3
2.1.1. Tipos de recipientes.....	3
2.1.2. Tipos de tapas usadas en recipientes bajo presión interna	6
2.1.3. Propiedades de un recipiente bajo presión.....	7
2.2. Acumuladores de presión	8
2.2.1. Clasificación.....	9
2.2.2. Propósitos.....	11
2.2.3. Precauciones.....	11
2.3. Uso práctico de los acumuladores de presión	11
2.3.1. Boya para limpieza de inyectores	11
2.4. Recipientes cilíndricos a presión.....	14
2.4.1. Comentarios generales.....	17
2.5. Conexiones soldadas y remachadas	17
2.5.1. Tensión en juntas atornilladas	18
2.5.1.1. Compresión en miembros atornillados	19

2.5.1.2. Precarga de pernos; carga de fatiga	22
2.5.2. Fabricación con soldadura.....	25
2.5.3. Soldadura de fusión.....	25
2.5.4. Resistencia de las soldaduras de fusión.....	26
2.6. Acero inoxidable	27
2.6.1. Usos	28
2.6.2. Selección de los aceros inoxidables	29
2.6.3. Clasificación de los aceros inoxidables	29
III. MATERIALES Y MÉTODOS	30
3.1. Metodología	30
3.1.1. Identificación de la necesidad.....	30
3.1.2. Definición del problema	30
3.1.3. Planteamiento de alternativa	31
3.1.4. Planteamiento de propuesta.....	31
3.1.5. Evaluación y selección de la propuesta.....	31
3.1.6. Revisión de literatura	31
3.1.7. Elaboración del anteproyecto	32
3.1.8. Presentación y Aprobación del anteproyecto.....	32
3.1.9. Síntesis, análisis y optimización	32
3.1.10. Construcción.....	32
3.1.10.1. Diseño	32
3.1.10.1.1. Cálculo de esfuerzos en cilindros bajo presión	33
3.1.10.1.2. Cálculo en la junta soldada	36
3.1.10.1.3. Cálculos de la junta remachada.....	37
3.1.10.2. Construcción	40
3.1.10.3. Ensamble	40
3.1.11. Evaluación	41
3.1.11.1. Evaluación par comprobar la presencia de fugas.....	41
3.1.11.2. Evaluación para determinar las curvas de vulnerabilidad a la cavitación.....	42
3.1.12. Presentación.....	44
3.2. Criterios de diseño	45

3.3.Materiales y Componentes	45
3.4.Costo de materiales y componentes	46
3.5.Maquinas y Herramientas utilizadas	47
IV. RESULTADOS	48
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	51
VI. BIBLIOGRAFÍA	52
6.1. Paginas web consultadas	54
VII. ANEXOS	55

ÍNDICE DE FIGURAS

	Página
Figura 2.1 Esfuerzos en recipiente cilíndrico a presión.....	15
Figura 2.2 Unión de un perno	19
Figura 2.3 Compresión de los elementos de una junta	21
Figura 2.4 Soldadura de arco con electrodo recubierto	27
Figura 2.5 Varios tipos de soldadura y cargas	27
Figura 3.1 Análisis de esfuerzos (circunferencial y tangencial).....	34
Figura 3.2 Características de la tapa remachada	39
Figura 4.1 Acumulador de presión (Diseño en AutoCad).....	49
Figura 4.2 Acumulador de presión	49

ÍNDICE DE TABLAS

	Página
Tabla 2.1 Clasificación de los aceros inoxidable.....	30
Tabla 3.1 Materiales y componentes	46
Tabla 3.2 Costos de Materiales y componentes	47
Tabla 7.1 Resistencia para la tubería PIPE de acero inoxidable	57
Tabla 7.2 Propiedades mecánicas de materiales de ingeniería.....	59
Tabla 7.3 Módulo de elasticidad para materiales de empaquetadura.....	50
Tabla 7.4 Características de roscas unificadas UNC y UNF	61
Tabla 7.5 Especificaciones ASTM para pernos de acero.....	62
Tabla 7.6 Propiedades mecánicas de tubería PIPE de acero inoxidable	63
Tabla 7.7 Esfuerzo permisible de tubería PIPE de acero inoxidable	63
Tabla 7.8 Dimensiones de tuercas hexagonales	64

Diseño y construcción de un acumulador de presión acoplable a una cámara cavitación

RESUMEN

En nuestro medio el uso de equipos a presión es muy común y cada vez es mayor la cantidad de empresas que desean no solo comercializar la venta de esta clase de equipos sino también competir buscando ofrecer una solución que se ajuste a las necesidades de sus clientes. Es entonces que se presenta la necesidad de construir recipientes a presión en nuestro medio con características particulares en su diseño o instalación.

Por lo anterior, el presente trabajo estuvo orientado a presentar los aspectos relacionados al diseño de un acumulador de presión, siendo necesario evaluar este diseño para determinar si era apto para el uso al que esta destinado el diseño.

El acumulador de presión es necesario para complementar el método de inyección de aire que se utiliza para determinar las curvas de vulnerabilidad a la cavitación hidráulica. El método requiere que las muestras a evaluar se estandaricen de embolias preexistentes en ramas de arboles en condiciones ambientales naturales, por lo tanto, el diseño y la construcción de este equipo tiene el objetivo de inyectar una solución a presión a través de las muestras para eliminar las embolias, este procedimiento es necesario antes de someter las muestras a los procesos del método de inyección de aire.

I. INTRODUCCIÓN

Los recipientes a presión utilizados en la industria son usualmente estructuras con geometría compleja que contienen discontinuidades geométricas y están sujetas a condiciones de carga diversas (presión interna, fuerzas externas, cargas térmicas). El diseño y fabricación de estos productos están gobernados por códigos o normas que aseguran una alta confiabilidad en su desempeño (Ciancio *et al.*, 2002).

Si bien es cierto que la calidad de un equipo a presión la debe garantizar el fabricante y que además esta tremendamente influenciada por los procesos constructivos que emplea, también lo es que el punto de partida para que estos equipos trabajen adecuadamente bajo todas las condiciones de carga que se esperan que ocurran durante su funcionamiento radica en los profesionales a cargo del diseño (Quispe, 2006).

La predicción del comportamiento de recipientes bajo presión interior es una tarea relativamente sencilla. Es en las zonas de cabezales, válvulas, intersecciones con conductos, registros, etc., donde es necesario brindar aportes mediante modelos numéricos que contribuyan al diseño y verificación de equipos (Godoy y Arrien, 2006).

1.1. Antecedentes

Actualmente no existe algún equipo en el mercado con el fin y características necesarias que busca nuestro diseño.

Hay una gran variedad de equipos que funcionan como acumuladores de presión entre los cuales están:

Acumuladores oleohidráulicos. Los sistemas hidráulicos son almacenados y sometidos a presiones y picos de presión. A diferencia de los gases, que son compresibles y pueden almacenarse durante un periodo de tiempo, los fluidos hidráulicos son normalmente incompresibles pudiendo generar golpes de presión y daños. Los acumuladores solventan estos problemas, suministran un medio para almacenar estos fluidos bajo presión. Con el objetivo de mantener el sistema a presión, almacenar energía para emergencias y para proporcionar flujo adicional a la bomba.

Equipo para limpieza de inyectores. Comúnmente llamada boya, utilizada en los talleres mecánicos para darle mantenimiento a los inyectores y aumentar su eficiencia.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

- Con el uso del acumulador de presión, inyectar una solución a presión a la muestra para eliminar el embolismo preexistente y posteriormente someter la muestra a las evaluaciones correspondientes al método de inyección de aire y comprobar si las curvas de vulnerabilidad resultantes son lógicas.

1.2.2. Objetivos específicos

- Obtener el diseño y construcción de un acumulador de presión acoplable a la cámara de cavitación.
- Determinar mediante cálculos la capacidad a la que puede ser sometido el diseño.

1.3. Hipótesis

El acumulador de presión nos ayuda a estandarizar (eliminar embolias preexistentes) de las muestras (ramas de arboles bajo estudio), utilizadas en el método de inyección de aire, siendo esto totalmente útil para obtener curvas de vulnerabilidad a la cavitación.

II. REVISIÓN DE LITERATURA

2.1. Recipientes bajo presión

Los recipientes contenedores de presión son equipos integrantes de una planta industrial cumpliendo una función específica dentro del proceso. En las zonas de transición y discontinuidad del recipiente se desarrollan mayores deformaciones y tensiones dado que aparecen efectos de flexión. Estas tensiones son comparadas con las tensiones admisibles dadas por los códigos (Mansilla y Sanzi, 1998).

Podemos distinguir dos tipos de equipos a presión: aquellos equipos de capacidades y geometría estándares que son empleados dentro de condiciones totalmente conocidas, como los usados dentro del mercado del gas licuado de petróleo para fines de distribución, y aquellos cuyas dimensiones o condiciones de operación son muy particulares, como los usados en las plantas industriales. Es necesario tomar en cuenta que para el diseño no es posible evaluar el comportamiento del equipo antes de la puesta en marcha, sin poder realizar la prueba del equipo una vez instalado, interactuando con el medio que lo rodea, con el contenido y con el resto de componentes de la planta y del propio equipo (Quispe, 2006).

2.1.1. Tipos de recipientes

Existen numerosos tipos de recipientes que se utilizan en las plantas industriales o de procesos. Algunos de estos tienen la finalidad de almacenar sustancias que se dirigen o convergen de algún proceso, este tipo de recipientes son llamados en general tanques. Hernández (1995), clasifica los diferentes tipos de recipientes que existen de la siguiente manera:

- **Por su uso.** Los podemos dividir en recipientes de almacenamiento y en recipientes de procesos. Los primeros sirven únicamente para almacenar fluidos a presión y de acuerdo con sus servicios son conocidos como tanques de almacenamiento, tanques de día, tanques acumuladores, etc.
- **Por su forma.** Los recipientes a presión pueden ser cilíndricos o esféricos.
 - ✓ **Cilíndricos.** Son horizontales o verticales y pueden tener en algunos casos, chaquetas para incrementar o decrecer la temperatura de los fluidos según sea el caso.
 - ✓ **Esféricos.** Se utilizan generalmente como tanques de almacenamiento, y se recomiendan para almacenar grandes volúmenes esféricos a altas presiones. Puesto que la forma esférica es la forma natural que toman los cuerpos al ser sometidos a presión interna esta sería la forma más económica para almacenar fluidos a presión, sin embargo, en la fabricación de estos es mucho más cara a comparación de los recipientes cilíndricos.

Hernández (1995), clasifica los tipos más comunes de recipientes de acuerdo a su geometría, como:

- **Recipientes abiertos.** Los recipientes abiertos son comúnmente utilizados como tanque igualador o de oscilación como tinajas para dosificar operaciones donde los materiales pueden ser decantados como: desecadores, reactores químicos, depósitos, etc., obviamente este tipo de recipiente es más que el recipiente cerrado de una misma capacidad y construcción. La decisión de que un recipiente abierto o cerrado es usado dependerá del fluido a ser manejado y de la operación. Estos recipientes son fabricados de acero, cartón, concreto, etc., sin embargo en los procesos industriales son construidos de acero por su bajo costo inicial y fácil fabricación.
- **Recipientes cerrados.** Fluidos combustibles o tóxicos o gases finos deben ser almacenados en recipientes cerrados. Sustancias químicas peligrosas, tales como ácidos o sosa cáustica son menos peligrosas si son almacenadas en recipientes cerrados.

- ✓ **Tanques cilíndricos de fondo plano.** El diseño en el tanque cilíndrico vertical esta operando a la presión atmosférica, es el tanque cilíndrico con un techo cónico y un fondo plano descansando directamente en una cimentación compuesta de arena, grava o piedra triturada. En los casos donde se desea usar una alimentación de gravedad, el tanque es levantado arriba del terreno y el fondo plano debe ser incorporado por columnas y vigas de acero.
- ✓ **Recipientes cilíndricos horizontales y verticales con cabezas formadas** Son usados cuando la presión de vapor del líquido manejado puede determinar un diseño más resistente. Varios códigos han sido desarrollados o por medio de los esfuerzos del API y el ASME para gobernar el diseño de tales recipientes. Una gran variedad de cabezas formadas son usadas para cerrar los extremos de los recipientes cilíndricos. Las cabezas formadas incluyen la semiesférica, elíptica, toriesférica, cabeza estándar común y toricoidal. Para propósitos especiales de placas planas son usadas para cerrar un recipiente abierto. Sin embargo, las cabezas planas son raramente usadas en recipientes grandes.
- ✓ **Recipientes esféricos.** Para el almacenamiento de grandes volúmenes de fluidos a altas presiones, se utilizan normalmente de los recipientes esféricos. Las capacidades y presiones utilizadas varían grandemente. Para los recipientes mayores el rango de capacidad es de 1000 hasta 25000 psi (70.31 - 1757.75 kg cm⁻²). En general cuando para una masa dada, el recipiente esférico es más económico para grandes volúmenes y bajas presiones de operación. A presiones altas de operación de almacenamiento, el volumen de gas es reducido, por lo tanto, en tipo de recipientes cilíndricos es más económico.

2.1.2. Tipos de tapas usadas en recipientes bajo presión interna

Los recipientes sometidos a presión pueden estar contruidos por diferentes tipos de tapas o cabezas. Sambucaro y Sanzi (1999), describen algunas de la siguiente manera:

- **Tapas planas.** Se utilizan para recipientes sujetos a presión atmosférica, generalmente, aunque en algunos casos se usan también en recipientes a presión. Su costo entre las tapas es el más bajo. Se utilizan también como fondos de tanques de almacenamiento de grandes dimensiones.
- **Tapas toriesférica.** Son las de mayor aceptación en la industria, debido a su bajo costo y a que soportan grandes presiones manométricas, su característica principal es que el radio del abombado es aproximadamente igual al diámetro. Se pueden fabricar en diámetros desde 0.3 hasta 6 m.
- **Tapas semielípticas.** Son empleadas cuando el espesor calculado de una tapa toriesférica es relativamente alto, ya que las tapas semielípticas soportan mayores presiones que las toriesférica. El proceso de fabricación de estas tapas es troquelado, su silueta describe una elipse relación 2:1, su costo es alto y en México se fabrican hasta un diámetro máximo de 3 m.
- **Tapas semiesféricas.** Utilizadas exclusivamente para soportar presiones críticas, como su nombre lo indica, su silueta describe una media circunferencia perfecta, su costo es alto y no hay límite dimensional para su fabricación.
- **Tapas cónicas.** Se utilizan generalmente en fondos donde pudiese haber acumulación de sólidos y como transiciones en cambios de diámetro de recipientes cilíndricos. Su uso es muy común en torres fraccionadoras o de destilación, no hay límites en cuanto a dimensiones

para su fabricación y su única limitación consiste en que el ángulo de vértice no deberá de ser calculado como tapa plana.

- **Tapas toricónicas.** A diferencia de las tapas cónicas, este tipo de tapas tienen en su diámetro, mayor radio de transición que no deberá ser menor al 6% del diámetro mayor ó 3 veces el espesor.
- **Tapas planas con ceja.** Estas tapas se utilizan generalmente para presión atmosférica, su costo es relativamente bajo, y tienen un límite dimensional de 6 m de diámetro máximo.
- **Tapas únicamente abombadas.** Son empleadas en recipientes a presión manométrica relativamente baja, su costo puede considerarse bajo, sin embargo, si se usan para soportar presiones relativamente altas, será necesario analizar la concentración de esfuerzos generada, al efectuar un cambio brusco de dirección.

2.1.3. Propiedades de un recipiente bajo presión

Hernández (1995), menciona algunas de las propiedades para satisfacer las condiciones de servicio de un recipiente bajo presión:

- **Propiedades mecánicas.** Al considerar las propiedades mecánicas del material es deseable que tenga buena resistencia a la tensión, alto nivel de cedencia, por ciento de alargamiento alto y mínima reducción de área. Con estas propiedades principales se establecen los esfuerzos de diseño para el material en cuestión.
- **Propiedades físicas.** En este tipo de propiedades se buscará que el material deseado tenga coeficiente de dilatación térmica.
- **Propiedades químicas.** La principal propiedad química que debemos considerar en el material que utilizaremos en la fabricación de recipientes a presión es su resistencia a la corrosión. Este factor es de muchísima importancia, ya que un material mal seleccionado nos causará muchos problemas, las consecuencias que se derivan de ello son:

- ✓ Reposición del equipo corroído. Un material que no sea resistente al ataque corrosivo puede deteriorarse en poco tiempo de servicio.
 - ✓ Sobre diseño en las dimensiones. Para materiales poco resistentes al ataque corrosivo puede ser necesario dejar un excedente en los espesores dejando margen para la corrosión, esto trae como consecuencia que los equipos resulten más pegados, de tal forma que encarecen el diseño además de no ser siempre la mejor solución.
 - ✓ Mantenimiento preventivo. Para proteger los equipos del medio corrosivo es necesario usar pinturas protectoras.
 - ✓ Paros debido a la corrosión de equipos. Un recipiente a presión que ha sido atacado por la corrosión necesariamente debe ser retirado de operación, lo cual implica las pérdidas en la producción.
 - ✓ Contaminación o pérdida del producto. Cuando los componentes de los recipientes a presión se han llegado a producir perforaciones en las paredes metálicas, los productos de la corrosión contaminan el producto, el cual en algunos casos es corrosivo.
- **Soldabilidad.** Los materiales usados para fabricar recipientes a presión deben tener buenas propiedades de soldabilidad, dado que la mayoría de los componentes son de construcción soldada. Para el caso en que se tengan que soldar materiales diferentes entre ellos, estos deberán ser compatibles en lo que a soldabilidad se refiere. Un material, cuando más elementos contenga, mayores precauciones deberán tomarse durante los procedimientos de soldadura, de tal manera que se conserven las características que proporcionan los elementos de aleación.

2.2. Acumuladores de presión

Consiste en un depósito destinado a almacenar una cantidad de fluido incompresible y conservarlo a una cierta presión mediante una fuerza externa. A diferencia de los gases, que son comprensibles y pueden almacenarse durante un periodo de tiempo, los fluidos hidráulicos son normalmente incompresibles pudiendo generar golpes de presión y daños.

Los acumuladores solventan estos problemas, suministran un medio para almacenar estos fluidos bajo presión (Groote, 1980).

2.2.1. Clasificación

Rexroth (1981), hace la siguiente clasificación para acumuladores de presión:

- **Acumulador de contrapeso.** Estos acumuladores son el antiguo conocido. Se utiliza un pistón vertical, con facilidad para añadir o remover pesos, para hacer variar la presión, que es siempre igual al peso utilizado dividido por el área del pistón que recibe el fluido hidráulico. Este es el único tipo de acumuladores en que la presión se mantiene constante, hasta que la cámara del acumulador quede prácticamente vacía. No obstante, los acumuladores de contrapeso son pesados, ocupan mucho espacio y su uso es limitado. Se utilizan en algunas prensas de gran tamaño en las que se requiere una presión constante o en aquellas pocas aplicaciones en que sean necesarios grandes volúmenes.
- **Acumulador cargado por muelle.** En un acumulador de muelle la presión es aplicada al fluido mediante la compresión de un muelle espiral colocado detrás del pistón del acumulador. La presión no es constante, puesto que la fuerza del muelle aumenta a medida que el fluido entra en la cámara y disminuye cuando éste sale. Los acumuladores de muelle se pueden montar en cualquier posición. La fuerza del muelle, es decir, los límites de presión no son fácilmente ajustable con estos acumuladores. Además, cuando se requiere grandes cantidades de fluido, las fuerzas involucradas hacen muy difícil poder obtener muelles suficientemente grandes.
- **Acumulador de Pistón.** Otro método para separar el gas del fluido hidráulico es mediante un pistón libre, similar en construcción a un cilindro hidráulico, el pistón bajo la presión del gas en uno de sus lados tiende a enviar afuera el aceite contenido en la cámara opuesta. Aquí,

también, la presión depende de la compresión y varía con el volumen de aceite que hay en la cámara.

- **Acumuladores de gas.** El acumulador más utilizado es el de la cámara cargada con un gas inerte, generalmente nitrógeno seco. Nunca debe utilizarse oxígeno, debido a su tendencia a quemarse o a explotar al comprimirlo con aceite. A veces se utiliza aire, pero no es recomendable por el mismo motivo. Este tipo de acumuladores a su vez se subdividen de la siguiente manera:
 - ✓ **Acumulador de gas no separado.** Los acumuladores de gas no separado consisten en un depósito en el que se coloca un volumen de fluido y a continuación se le da la presión al gas. Normalmente se instalan en circuitos donde el volumen de aceite tiene un máximo y un mínimo dentro del acumulador. Este acumulador es sencillo de construcción, económico y se puede realizar para caudales medianos. Tiene el inconveniente de que existe el peligro de que el gas se mezcle con el aceite.
 - ✓ **Acumulador de Diafragma.** El acumulador de tipo diafragma se compone de dos hemisferios metálicos atornillados juntos, pero cuyo volumen interior se halla separado por un diafragma de hule sintético, el gas ocupa el hemisferio superior. Cuando el fluido entra en el espacio inferior, el gas se comprime. Al descargar todo el líquido, el diafragma desciende hasta la salida y mantiene el gas dentro del acumulador. Este tipo de acumuladores son para caudales relativamente pequeños y presiones medias.
 - ✓ **Acumulador de vejiga.** El acumulador de tipo vejiga se compone de un casco de metal en cuyo interior se encuentra una vejiga de hule sintético que contiene al gas. Cuando el fluido entra al interior del casco, el gas en la vejiga se comprime. La presión disminuye conforme el fluido sale del casco, una vez que todo el líquido ha sido descargado, la presión del gas intenta empujar la vejiga a través de la

salida del acumulador. Sin embargo, una válvula colocada encima del puerto de salida, interrumpe automáticamente el flujo cuando la vejiga presiona el tapón de la misma.

2.2.2. Propósitos

Técnica oleohidráulica® enuncia algunos de los propósitos que tienen los acumuladores en hidráulica:

- Acumulador de energía
- Anti-golpe de ariete
- Anti-pulsaciones
- Compensador de fugas
- Fuerza auxiliar de emergencias
- Amortiguador de vibraciones
- Transmisor de energía de un fluido a otro
- Detener la expansión de la temperatura

2.2.3. Precauciones

Serrano (2002), menciona las precauciones que se deben tener antes de hacer funcionar un acumulador de presión:

- No cargar nunca un acumulador con oxígeno o con aire.
- El acumulador tiene que aislarse completamente del circuito y se debe descargar la presión hidráulica antes de quitar el acumulador.
- Antes de despiezar el acumulador quitar presión hidráulica y presión de gas.

2.3. Uso práctico de los acumuladores de presión

2.3.1. Boya para limpieza de inyectores

Antecedentes: Surgió como una necesidad para darle mantenimiento de calidad a los inyectores de los motores automotrices y a la vez para que éstos sean más eficientes (Bustillo, 2000).

Definición: La boya es un cilindro (con inyección y descarga) de acero inoxidable para evitar la corrosión, cuenta con una tapa superior removible para introducir líquidos fácilmente la cual debe estar cerrada herméticamente para evitar fugas, cuenta con una válvula de paso y conexiones para poder inyectarle aire mediante un equipo presurizado, cuenta con una válvula mas en su parte inferior para dejar pasar el liquido una vez regulada la presión (Editha, 2008).

Usos. (Salinas, 2008), este equipo es principalmente utilizado en los talleres mecánicos (Diesel, Gasolina y Full Injection).

- Es uno de los métodos utilizados para limpiar profundamente inyectores sucios u obstruidos.
- Hace funcionar autos que tengan dañada la bomba de gasolina.
- Limpia múltiples de admisión de sistemas de inyección de gasolina.
- Sirve para diagnosticar la presión de trabajo y el consumo real de la bomba de combustible.

ECOM^{MR} (1999), menciona que al adquirir este equipo por lo regular trae consigo los aditamentos necesarios para poder realizar estos tipos de mantenimiento. Los elementos que contiene un equipo de boya la limpieza de inyectores son:

- Una boya de tapa removible.
- Manómetro para medir la presión de la bomba de gasolina
- Válvula de descarga
- Desconectores para mangueras de distintas marcas de automóviles
- Ahorcadores para mangueras
- Adaptadores tee para medir presión de bombas de gasolinas de distintas marcas de automóviles.

Instrucciones de operación y uso de la Boya para limpieza de inyectoros. Zenitron^R menciona que es necesario que este equipo sea operado por una persona capacitada y siguiendo estrictamente los siguientes pasos:

1. Caliente el motor a la temperatura de operación.
2. Apague el motor.
3. Desconecte y bloquee la bomba de gasolina o haga puente entre la bomba de gasolina y el retorno al tanque.
4. La boya debe tener conectada la boquilla adecuada (variara de acuerdo a la marca del automóvil) cargada con 500 ml de líquido especial (Compuesto químico a base de hidrocarburos derivados del petróleo) para limpieza de inyectores.
5. Conecte la boya al riel.
6. Cierre la boya con la perilla del regulador, girándola al contrario de las manecillas del reloj.
7. Conecte una línea de aire comprimido a la boya con presión no mayor a 100 lbs.
8. Proporcione a la boya la presión de trabajo marcada en el manual del automóvil, con la perilla del regulador girándola en sentido contrario a las manecillas del reloj, observe en todo momento el manómetro.
9. Abra la válvula de salida de la boya y espere cinco segundos para que se llene el riel.
10. Arranque el motor entre 1000 y 1500 R.P.M. y déjelo funcionar de 5 a 10 minutos o hasta agotar el líquido limpiador.
11. Apague el motor.
12. Desconecte la línea de alimentación de aire de la boya y cierre la llave de la manguera del mismo.
13. Desconecte la boya del riel.
14. Reinstale todas las conexiones removidas.
15. Arranque el motor y revise fugas

2.4. Recipientes cilíndricos a presión

Los recipientes cilíndricos a presión con sección circular se encuentran en instalaciones industriales (tanques de aire comprimido y motores de cohetes), en casas habitación (extinguidores de fuego y latas de rociadores) y en granjas (tanques de propano y silos para granos). Las tuberías forzadas para el suministro de agua también se clasifican como recipientes cilíndricos a presión.

Comenzaremos el análisis de los recipientes cilíndricos determinando los esfuerzos normales en un tanque *ab* circular de pared delgada sometido a presión interna (Fig. 2.1a). Sobre la pared del tanque se presenta un elemento de esfuerzo con sus caras paralelas y perpendiculares al eje del mismo. Los esfuerzos normales σ_1 y σ_2 que actúan sobre las caras laterales de este elemento son los esfuerzos de membrana en la pared. Ningún esfuerzo cortante actúa sobre dichas caras debido a la asimetría del recipiente y sus cargas; por lo tanto, los esfuerzos σ_1 y σ_2 son esfuerzos principales. Debido a sus direcciones el σ_1 se llama esfuerzo circunferencial o esfuerzo de aro y el esfuerzo σ_2 se llama esfuerzo longitudinal o esfuerzo axial; cada uno se puede calcular por equilibrio usando los diagramas de cuerpo libre apropiado.

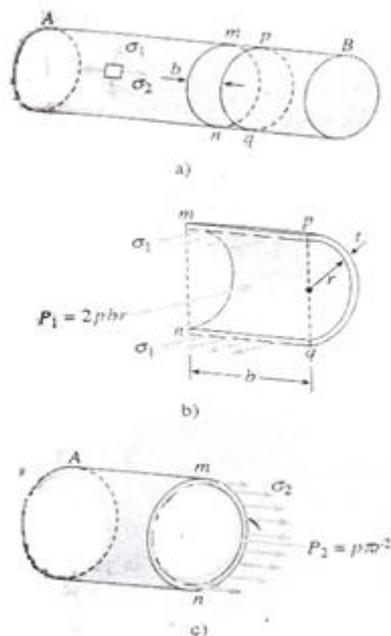


Figura 2.1 Esfuerzos en un recipiente cilíndrico a presión

Para determinar el esfuerzo circunferencial σ_1 , practicamos dos cortes (mn y pq) perpendiculares al eje longitudinal y separados una distancia b (Fig. 2.1a). Luego efectuamos un tercero en un plano vertical a través del eje longitudinal del tanque, con lo cual resulta el diagrama de cuerpo libre expuesto en la figura 2.1b. Este cuerpo libre consiste no solo en la pieza semicircular del tanque, si no también en el fluido contenido dentro de los cortes. Los esfuerzos circunferenciales σ_1 y la presión interna p actúan sobre el corte longitudinal (plano $mpqn$). Si bien los esfuerzos y las presiones también actúan sobre las caras izquierdas y derechas del cuerpo libre, no los ilustramos por que no entran en la ecuación de equilibrio que usaremos. Al igual que en un recipiente esférico, despreciaremos el peso del tanque y su contenido.

Los esfuerzos circunferenciales σ_1 que actúan en la pared del recipiente tienen una resultante igual a $\sigma_1 (2bt)$, donde t es el espesor de la pared. La fuerza resultante P_1 de la presión interna es igual $2pbr$ donde r es el radio interior del cilindro. Tenemos entonces la siguiente ecuación de equilibrio.

$$\sigma_1(2bt) - 2pbr = 0$$

De esta ecuación obtendremos la siguiente formula para el esfuerzo circunferencial del cilindro:

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t}$$

Este esfuerzo se distribuye de manera uniforme sobre el espesor de la pared, siempre que el espesor sea pequeño respecto al radio.

El esfuerzo longitudinal σ_2 se obtiene del equilibrio de un cuerpo libre de la parte del recipiente a la izquierda de la sección transversal mn (Fig. 2.1c). De nuevo, el cuerpo libre no incluye solo parte del tanque, si no también su contenido. Los esfuerzos σ_2 actúan en sentido longitudinal y tienen una

fuerza resultante igual a $\sigma_2 (2\pi r t)$. Nótese que estamos usando el radio interno del cascaron en vez del radio medio.

La fuerza resultante P_2 de la presión interna es una fuerza igual a $\pi r^2 p$ la ecuación de equilibrio para el cuerpo libre es

$$\sigma_2(2\pi r t) - p\pi r^2 = 0$$

Despejamos σ_2 de esta ecuación y obtenemos la siguiente formula para el esfuerzo longitudinal en un recipiente a presión cilíndrico:

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t}$$

Este esfuerzo es igual al esfuerzo de membrana en un recipiente esférico. Al comparar las ecuaciones del esfuerzo circunferencial y el esfuerzo longitudinal vemos que el esfuerzo circunferencial en un recipiente cilíndrico es igual al doble del esfuerzo longitudinal:

$$\sigma_1 = 2\sigma_2$$

En este resultado notamos que un cordón de soldadura longitudinal en un tanque de presión debe ser dos veces tan fuerte como un cordón circunferencial (Gere y Timoshenko, 1997).

El esfuerzo circunferencial (σ_1), el esfuerzo longitudinal (σ_2) y el esfuerzo cortante (τ) deben ser considerados en el cálculo del esfuerzo equivalente (σ_{eq}), estos serán determinados como sigue y éste no deberá exceder el 90% del esfuerzo de fluencia mínimo del material de la tubería (Zazueta, 1998)

$$\sigma_{eq} = (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_3^2)^{1/2}$$

Para determinar el factor de seguridad de la tubería lo haremos con la siguiente formula:

$$F_S = \frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{permisible}}$$

2.4.1. Comentarios generales

Gere y Timoshenko (1997) hacen mención de algunas características que deba tener un equipo bajo presión para que sea considerado como un cilindro de pared delgada, entre las cuales están:

Los recipientes a presión suelen tener aberturas en la pared (que sirven de entradas y salidas de fluidos) así como accesorios y soportes que ejercen fuerzas sobre el cascaron. Estos dispositivos originan una falta de uniformidad en la distribución de los esfuerzos, o concentraciones de esfuerzos. Otros factores que afectan al diseño de los recipientes a presión, son corrosión, impactos accidentales y cambios de temperaturas.

Algunas de las limitaciones de la teoría de los cascarones delgados aplicados a los recipientes a presión son:

- El espesor de la pared deber ser pequeño en comparación con las otras dimensiones (la razón r/t tiene que ser 10 o mayor).
- La presión interna debe exceder la presión externa (para evitar el pandeo hacia adentro).
- El análisis en esta sección no ha considerado los efectos de reacciones y el peso de la estructura.
- Las formulas obtenidas en esta sección son validas en toda la pared del recipiente, excepto cerca de puntos de concentraciones de esfuerzos.

2.5. Conexiones soldadas y remachadas

Una soldadura es una unión entre superficies metálicas obtenida por la aplicación localizada de calor. La soldadura ha tenido un lugar importante en la tarea de acelerar la manufactura de partes componentes y el ensamble de esas partes en estructuras industriales. El forjado o la soldadura por presión del hierro ha sido practicado durante siglos; lo métodos de soldadura por

soplete, arco o resistencia han aparecido en años recientes. El campo de la aplicación de estos últimos métodos se está ampliando rápidamente.

También pueden usarse remaches para formar las juntas y conexiones entre las partes de una estructura. Aunque la soldadura ha reemplazado los remaches casi por completo, los remaches se siguen empleando para cierto tipo de juntas. Una larga experiencia con este método de sujeción ha dado confianza en la continuidad de servicio de las juntas remachadas (Spott y Shoup, 1998).

2.5.1. Tensión en juntas atornilladas

Cuando se desea que una conexión pueda desensamblarse sin destruirla y que sea lo suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión y cortante, o una combinación de ambas, entonces la junta de perno sencilla con rondana o arandelas templadas es buena solución, sin embargo, cuando las cargas principales son de tipo cortante se recomienda el uso de remaches ya que estos llenan por completo sus agujeros, y por consiguiente, ayudan a lograr una distribución uniforme de carga entre los sujetadores de una junta remachada. En las juntas atornilladas se tiene un espacio libre entre el tornillo y su agujero. Las tolerancias de la fabricación permitirán que ciertos tornillos lleven una compartición impredecible de la carga.

En la figura 2.2 se muestra una parte de una junta atornillada, obsérvese el espacio libre entre el perno y su agujero de alojamiento.

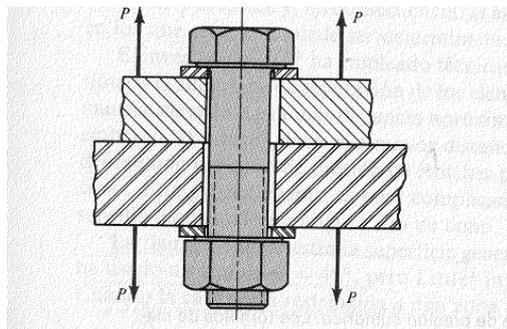


Figura 2.2 Unión de un perno

La constante de resorte o constante de rigidez de un elemento elástico como de un perno, es la relación de la fuerza aplicada al elemento a la deformación total producida por dicha fuerza. La deformación total de una barra en tensión o compresión simple es:

$$\delta = \frac{Fl}{AE}$$

Donde:

δ = Deformación total

F = Fuerza

A = Área transversal

E = Modulo de elasticidad

Por consiguiente, la constante de rigidez vale

$$k_b = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l}$$

Al hallar la rigidez de un perno, A es el area transversal basada en el diametro mayor o nominal por que el efecto de la rosca se desprecia. El agarre l es el espesor total de las piezas que han de sujetarse (Shigley y Mischke, 1990).

2.5.1.1. Compresión en miembros atornillados

Ahora estudiaremos la rigidez en dicha zona de los elementos unidos. Ambas rigideces deben ser conocidas para captar lo que sucede cuando el dispositivo de conexión ensamblado se somete a una carga de tensión externa.

Puede haber más de dos elementos abarcados por el agarre del sujetador, todos ellos actúan como resortes de compresión en serie, y en consecuencia, el modulo total del resorte de los miembros de la junta es:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_n}$$

Si una de las piezas es de empaquetadura suave, su rigidez en relación con las otras generalmente será tan pequeña, para todos los fines de la práctica, el efecto de estas últimas se pueda despreciar y utilizar solo la del empaque. Si no se tiene dicha empaquetadura, la rigidez de los miembros de la junta será difícil de obtener, excepto por experimentación, debido a que la compresión se extiende progresivamente entre la tuerca y la cabeza del tornillo, por lo tanto, el area no es uniforme. En muchos de los casos la configuración geométrica es tal que dicha area puede ser determinada. Cuando el area en compresión no se puede determinar. Osman (1980), sugiere utilizar un cilindro hueco de altura igual a la longitud del agarre y de area transversal (anular) igual a $1.25A$, donde A es el area transversal nominal del perno. Este método no toma en cuenta la dispersión de la presión cuando avanza dentro del material. El investigador Ito ha empleado técnicas ultrasónicas para determinar la distribución de presión en la superficie de separación de los elementos. Los resultados muestran que la presión permanece elevada hasta una distancia aproximadamente igual a 1.5 veces el radio del perno, lo cual corresponde al area anular de $1.25A$ que indica Osman. Sin embargo la distancia decae a mayor distancia del perno. Por consiguiente, Ito sugiere el uso del método del cono de Rotsher para cálculos de rigidez, con un ángulo variable de cono. Este método es muy complicado, y por tanto, Mischke ha desarrollado un procedimiento más sencillo empleando un ángulo fijo de cono.

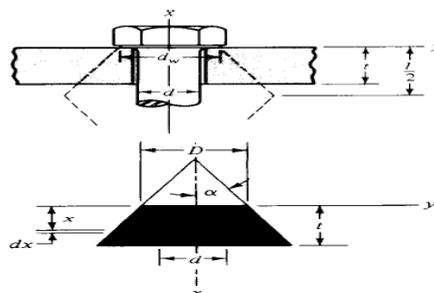


Figura 2.3 Compresión de los elementos de una junta, suponiendo que están confinados al tronco de un cono hueco.

La figura 2.3 ilustra el esquema cónico. La superficie superior tiene un diámetro d_w igual a la cara de arandela del perno como se indica en la figura (2.3b), la superficie del cono forma un ángulo fijo de 45° con respecto a la línea central del perno. Un duplicado invertido de este cono hace contacto con la cara de la arandela de la tuerca. Por tanto, la altura de cada cono es la mitad del agarre, o sea, $L/2$, como se muestra.

Se usa el método del cono de presión de Rotsher para cálculos de rigidez con un ángulo variable del cono. Este procedimiento es muy complicado y, por lo tanto, conviene usar un enfoque más sencillo empleando un ángulo fijo de cono. La deformación total de un elemento de cono de espesor dx sujeto a la fuerza de tensión P es, la ecuación

$$d\delta = \frac{P dx}{EA}$$

El area del elemento es

$$A = \pi (r_o^2 - r_i^2) = \pi \left[\left(x + \frac{dw}{2} \right)^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right]$$

$$A = \pi \left[\left(x + \frac{dw + d}{2} \right) \left(x + \frac{dw - d}{2} \right) \right]$$

Sustituyendo el valor del area del elemento A en la ecuación de deformación total, e integrando el primer miembro se obtiene el alargamiento de la siguiente manera:

$$\delta = \frac{P}{\pi E} \int_0^{L/2} \frac{dx}{\left(x + \frac{dw + d}{2} \right) \left(x + \frac{dw - d}{2} \right)}$$

Evaluando la integral, en la ecuación (d) queda

$$\delta = \frac{P}{\pi E d} \ln \left[\frac{(l + dw - d)(dw + d)}{(l + dw + d)(dw - d)} \right]$$

El diametro de la cara de arandela es aproximadamente igual al ancho entre caras planas de la parte hexagonal, que generalmente es 50% mayor que el diametro del perno. Sustituyendo $d_w = 1.5 d$, la ecuación (d) se simplifica a la forma

$$\delta = \frac{P}{\pi E d} \ln \left[5 \left(\frac{(l + 0.5 d)}{(l + 2.5 d)} \right) \right]$$

Por consiguiente, el modulo de resorte de la porción truncada es:

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d}{\ln \left[5 \left(\frac{(l + 0.5 d)}{(l + 2.5 d)} \right) \right]}$$

Pero los dos conos actúan como resortes en serie y, por lo tanto, de la ecuación (a) resulta $k_m = k / 2$, por lo que el modulo de resorte o rigidez de los miembros de la junta atornillada es:

$$k_m = \frac{\pi E d}{2 \ln \left[5 \left(\frac{(l + 0.5 d)}{(l + 2.5 d)} \right) \right]}$$

Entonces, la constante de rigidez del perno y la constante de los elementos definirán una constante de unión (Shigley y Mischke, 1990), la cual es:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

2.5.1.2. Precarga de pernos; carga de fatiga

La mayor parte de las veces el tipo de carga de fatiga encontrado en el análisis de uniones de perno es tal que la carga aplicada exteriormente fluctúa entre cero y un valor mínimo de P . Esta seria la situación en un tanque o cilindro de presión. Para determinar los esfuerzos de perno medio y alternamente en tal caso, se notara la notación usada en la sección de tensión en juntas atornilladas.

Por lo tanto $F_{\max} = F_b$ y $F_{\min} = F_i$. Por consiguiente, la componente alternante del esfuerzo en un perno,

$$\sigma_b = \frac{F_b - F_i}{2A_t} = \frac{k_b}{k_b + k_m} \frac{P}{2A_t} = \frac{CP}{2A_t}$$

Luego, puesto que el esfuerzo medio es igual a la componente alternante más el esfuerzo mínimo, se tiene

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{F_i}{A_t} = \frac{CP}{2A_t} + \frac{F_i}{A_t}$$

La formula para el criterio de falla de Goodman modificada es

$$1 = \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}$$

Se puede sustituir las ecuaciones de σ_b y de σ_m en la ecuación anterior y determinar F_i

$$F_i = A_t S_{ut} - \frac{CP}{2N} \left(\frac{S_{ut}}{S_e} + 1 \right)$$

Que es el valor limite F_i . Un valor de seguridad puede obtenerse multiplicándola carga exterior P por un factor n . Por consiguiente, la precarga apropiada cuando se tiene carga de fatiga esta dada por

$$F_i = A_t S_{ut} - \frac{CnP}{2N} \left(\frac{S_{ut}}{S_m} + 1 \right)$$

Obsérvese que S_{ut} y S_e en esta ecuación se pueden reemplazar por la resistencia mínima a la tensión (S_p), y así

$$F_i = A_t S_p - CnP$$

Si sabemos que p es la carga total, la carga por tornillo sería

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

Donde:

N = Cantidad de tornillos en la junta

Sustituyendo valores tenemos que,

$$F_i = A_t S_p - \frac{CnF}{N}$$

A fin de evitar la falla estática, así como la falla por fatiga, se utilizara el valor F_i , o sea, el menor de estas ecuaciones.

Cuando no se tiene la experiencia necesaria para determinar un factor de seguridad n en este caso de problemas, existe otra manera de determinar la precarga apropiada F_i . tomando en cuenta la formula de carga limite

$$F_p = A_t S_p$$

El producto del valor de la carga limite y el coeficiente de conexión determinara la precarga o fuerza de sujeción F_i

$$F_i = 0.75 F_p \quad \text{Para conexiones reutilizables}$$

$$F_i = 0.75 F_p \quad \text{Para conexiones permanentes}$$

Entonces podemos sustituir este valor en la formula de criterio de falla de Goodman para despejar el factor de seguridad n (Shigley y Mischke, 1990).

$$n = \frac{A_t S_p - F_i}{C \left(\frac{P}{N} \right)}$$

2.5.2. Fabricación con soldadura

Debido al menor costo inicial, muchas partes estructurales de maquinas antes hechas por fundición, ahora se fabrican soldadas. Los componentes pueden cortarse mecánicamente o con soplete a partir de placas de acero laminadas y luego soldarse entre si. En ocasiones la porción intrincada del cuerpo puede fundirse o estamparse. Las áreas planas, hechas de placas, pueden entonces unirse mediante soldadura.

Los ensambles soldados proporcionan usualmente mayor resistencia con una reducción en el peso; esto representa una importante ventaja en las partes móviles de maquinas y equipo de transporte. En un diseño soldado, es usualmente necesario efectuar una menor cantidad de maquinado que en una fundición equivalente. El diseño debe proporcionar accesibilidad a las soldaduras de manera que aquellas puedan fabricarse e inspeccionarse apropiadamente (Spott y Shoup, 1998).

2.5.3. Soldadura de fusión

En el proceso de fusión, el calor se obtiene de una flama de oxiacetileno o de un arco eléctrico que se forma entre un electrodo y la pieza de trabajo. Los bordes de las partes son calentadas a la temperatura de fusión y se unen entre sí con la adición de material fundido de aportación proveniente de un electrodo. En la soldadura por arco metálico, el electrodo esta compuesto de material de aportación apropiado que se funde y se vierte en la junta conforme el proceso de soldadura avanza. La soldadura por arco protegido usa un electrodo con fuerte recubrimiento de materiales fundentes. Estos se consumen al fundirse el electrodo y llevan a cabo las funciones usuales de un fundente.

Cuando se usa la antorcha de oxiacetileno, el metal fundido es protegido de la atmósfera por la envolvente exterior de la flama. La flama se ajusta generalmente hasta que es neutra o ligeramente reductora. En la soldadura por gas de algunos metales se usa un fundente para llevar a la superficie

cualquier impureza que puede estar presente y ayudar así a formar una soldadura sana. Con el proceso de arco metálico puede usarse corriente eléctrica o corriente alterna. Cuando la soldadura es mayor de aproximadamente 3/8 de plg de espesor, es usual hacerla por depósito de capas sucesivas. El metal de soldadura depositado tiene con frecuencia la estructura burda característica de los metales fundidos (Spott y Shoup, 1998).

2.5.4. Resistencia de las soldaduras de fusión

En la figura 2.5 se muestran varios tipos diferentes de soldaduras con las ecuaciones para los esfuerzos que generan las cargas dadas. La altura h para una soldadura a tope no incluye el abombamiento o refuerzo a las placas que son de 1/4 plg de espesor y mayores, deben biselarse antes de soldarlas como se muestra en la figura 2.4.

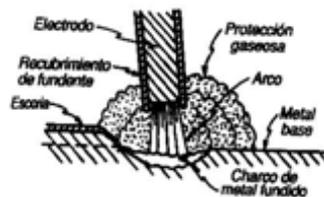


Figura 2.4 Soldadura de arco con electrodo recubierto.

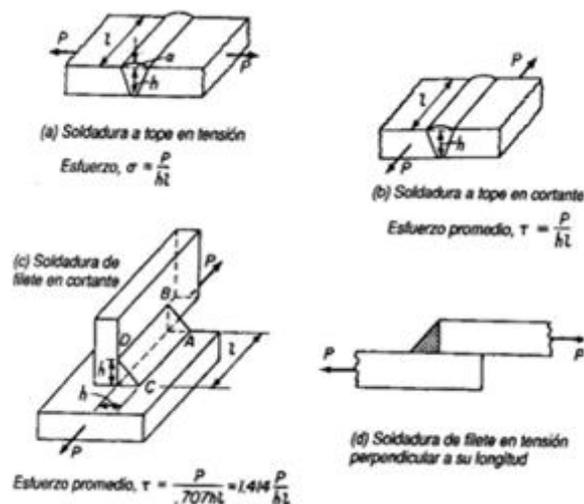


Figura 2.5 Varios tipos de soldadura y cargas.

Un filete de soldadura cargado paralelamente a su longitud se muestra en la Figura 2.5c. Los esfuerzos se calculan en la garganta o sección transversal mínima localizada a 45° respecto a los cordones. El área de la garganta es $0.707 hl$, donde h es la longitud del cordón.

El esfuerzo cortante sobre el área se calcula con la siguiente ecuación

$$\tau = \frac{F}{0.707 hl} = 1.414 \frac{F}{hl}$$

Puede emplearse la ecuación usual para el factor de seguridad (Spott y Shoup, 1998).

$$F_s = \frac{\tau_{yp}}{t} = 0.5 \frac{\sigma_{CMA}}{t}$$

2.6. Acero inoxidable

A principios del siglo XX algunos metalurgistas descubrieron que adicionando poco más de 10% de cromo (Cr) al acero, éste no presentaba "herrumbre" bajo condiciones normales; la razón de ello es que el cromo suele unirse primeramente con el oxígeno para formar una delgada película transparente de óxido de cromo sobre la superficie del acero y excluye la oxidación adicional del acero inoxidable. El acero inoxidable es esencialmente un acero de bajo carbono, el cual contiene un mínimo de aproximadamente 10% de cromo en peso (Torres, 2000).

Muchas aleaciones inoxidables contienen además níquel para reforzar aun más su resistencia a la corrosión. Estas aleaciones son añadidas al acero en estado de fusión para hacerlo "inoxidable en toda su masa". Por este motivo, los aceros inoxidables no necesitan ser ni chapeados, ni pintados, ni de ningún otro tratamiento superficial para mejorar su resistencia a la corrosión. En el acero inoxidable no hay nada que se pueda pelar, ni desgastar, ni saltar y desprenderse (Di Caprio, 1990).

2.6.1. Usos

Los aceros inoxidable se utilizan principalmente en cuatro tipos de mercados:

- Electrodomésticos: grandes electrodomésticos y pequeños aparatos para el hogar.
- Automoción: especialmente tubos de escape.
- Construcción: edificios y mobiliario urbano (fachadas y material).
- Industria: alimentación, productos químicos y petróleo.

Su resistencia a la corrosión, sus propiedades higiénicas y sus propiedades estéticas hacen del acero inoxidable un material muy atractivo para satisfacer diversos tipos de demandas, como lo es la industria médica (Di Caprio, 1990).

Sin embargo, justo después de su descubrimiento se apreció que el material tenía otras muchas valiosas propiedades que lo hacen idóneo para una amplia gama de usos diversos. Las posibles aplicaciones del acero inoxidable son casi ilimitadas, hecho que puede comprobarse con tan solo unos ejemplos (Reed, 1989):

- En el hogar: cubertería y menaje, fregaderos, sartenes y baterías de cocina, hornos y barbacoas, equipamiento de jardín y mobiliario.
- En la ciudad: paradas de autobús, cabinas telefónicas y resto de mobiliario urbano, fachadas de edificios, ascensores y escaleras, vagones de metro e infraestructuras de las estaciones.
- En la industria: equipamiento para la fabricación de productos alimentarios y farmacéuticos, plantas para el tratamiento de aguas potables y residuales, plantas químicas y petroquímicas, componentes para la automoción y aeronáutica, depósitos de combustible y productos químicos.

2.6.2. Selección de los aceros inoxidable

Puede realizarse de acuerdo con sus características:

- Resistencia a la corrosión y a la oxidación a temperaturas elevadas.
- Propiedades mecánicas del acero
- Características de los procesos de transformación a que será sometido
- Costo total (reposición y mantenimiento)
- Disponibilidad del acero

2.6.3. Clasificación de los aceros inoxidable

El acero inoxidable puede ser clasificado en cinco diferentes familias; cuatro de éstas corresponden a las particulares estructuras cristalinas formadas en la aleación: austenita, ferrita, martensita, y dúplex (austenita más ferrita); mientras que la quinta familia son las aleaciones endurecidas por precipitación, que están basadas más en el tipo de tratamiento térmico usado que en la estructura cristalina (Torres, 2000).

Tabla 2-1 Clasificación de los aceros inoxidable

Clase	Clasificación AISI	Ejemplos de especificaciones
Martensíticos	Serie 400	410, 420, 431
Ferríticos		409, 430, 434
Austeníticos	Serie 200 y 300	304, 304L, 321, 316
Dúplex	Se usa el nombre comercial	329, 2205
Endurecibles por precipitación		17-4 PH, 15-5 PH, 17-7 PH, 15-7 MO

III MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 Metodología

La metodología utilizada fue la de diseño en ingeniería Mecánica por Joshep Edward Shigley y Charles R. Mischke.

Metodología de diseño

3.1.1 Identificación de la necesidad

El departamento forestal de la Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro, el cual esta realizando recientes investigaciones sobre la medición de conductividad hidráulica en árboles para posteriormente crear respectivas curvas de vulnerabilidad a la cavitación, para esto se esta enfrentando a un vital problema que es la cavitación o embolismo que se forma en la estructura hidráulica de todo tipo de plantas y árboles, para ello se propone al departamento de maquinaria agrícola de la universidad trabajar en conjunto para diseñar y construir un equipo que complemente a la cámara de cavitación (método de inyección de aire) con que actualmente cuenta el departamento forestal para elaborar curvas de vulnerabilidad a la cavitación.

3.1.2 Definición del problema

El principal problema que se presento fue que al elaborar las curvas de vulnerabilidad por el método de inyección de aire fueron totalmente erróneas al compararlas con otras curvas de vulnerabilidad de otros autores ya que no se estaban tomando en cuenta la formación de embolias en la estructura hidráulica las cuales están presentes en todo tipo de plantas y árboles en condiciones naturales a la intemperie.

3.1.3 Planteamiento de la alternativa

Se planteo una alternativa de solución, la cual era diseñar y construir un equipo con un principio similar al utilizado para limpieza de inyectores de automóviles (boya a presión), la única diferencia seria que se construyera con un material de plástico debido a que se iba a trabajar con presiones bajas.

3.1.4 Planteamiento de la propuesta

Realizando el análisis de la alternativa que se tenía, se consideró como una propuesta factible, el construir el equipo de metal (acero inoxidable) debido a que el equipo trabajaría con sustancias corrosivas.

3.1.5 Evaluación y selección de la propuesta

Se evaluó y se seleccionó la propuesta de acuerdo a lo imprescindible que era un equipo complementario para la cámara de cavitación (método de inyección de aire), para elaborar curvas de vulnerabilidad de gran diversidad de especies de árboles existentes en la región, posteriormente observar la posible propagación de estos. Este equipo contó con conjuntos de entrada y salida de presión, y un desahogo de presión. Dichos conjuntos estarán formados por niples, válvulas y adaptadores.

3.1.6 Revisión de literatura

En esta etapa se procedió a recopilar información con que se trabajaría, considerando los antecedentes y los métodos utilizados para determinar curvas de vulnerabilidad a la cavitación, así como su importancia y trascendencia que han tenido, es decir, se realizó una investigación bibliográfica completa, considerando aspectos importantes de esta investigación.

Se investigo todo acerca de los cálculos necesarios para determinar el diseño y su posterior construcción de equipos de acumuladores de presión, ya que el principio que se pretendía para nuestro equipo era el mismo. Se consideró las distintas aplicaciones que tienen estos equipos en el mercado.

3.1.7 Elaboración del anteproyecto

Tomando en cuenta los puntos anteriores se realizó un anteproyecto siguiendo una metodología y un formato de investigación sugerido por el departamento de maquinaria agrícola. En dicho anteproyecto se plasmó todo el procedimiento de lo que se hizo y como se hizo la investigación.

3.1.8 Presentación y Aprobación del anteproyecto

Esta etapa se realizó presentando el anteproyecto ante la Academia del Departamento de Maquinaria Agrícola, que se encargó de evaluar y dar su aprobación de realización de este proyecto. Este proyecto fue aprobado por la Academia de manera satisfactoria y fue apoyado por la importancia que tiene para el desarrollo de la investigación.

3.1.9 Síntesis, análisis y optimización

De acuerdo al análisis realizado y con la revisión del diseño, de los componentes y las especificaciones mencionadas, el acumulador de presión se diseñó y construyó en el tiempo necesario, optimizando los recursos. El proyecto se realizó por alumnos interesados en el posterior desarrollo de la investigación que este equipo ayudaría a complementar. Debido al desarrollo de estas investigaciones el equipo no quedará obsoleto, sino que estará en constante desarrollo de acuerdo a las posteriores necesidades.

3.1.10 Construcción

En esta etapa se procedió a realizar el diseño y la construcción de la boya complementaria para la cámara de cavitación.

3.1.10.1 Diseño

Para el diseño del acumulador de presión se seleccionó el siguiente material:

- Cilindro de acero inoxidable de un diámetro exterior de 114.3 mm (4.5 plg) y un espesor de 3.175 mm (0.125 plg)
- Tapa inferior de un diámetro de 114.3 mm (4.5 plg) y un espesor de 6.35 mm (0.250 plg)

- Tapa superior de un diámetro de 165.1 mm (6.5 plg) y un espesor de 6.35 mm (0.250 plg)
- Brida de un diámetro exterior de 165.1 mm (6.5 plg), diámetro interior de 114.3 mm (4.5 plg) y un espesor de 6.35 mm (0.250 plg) con 6 perforaciones para tornillos de 0.25 plg.
- Conexiones como niples, coples, válvulas globo y válvulas de aguja. Todas estas de 0.250 plg para facilitar el acople a la cámara de presión usada en el método de inyección de aire. Estas conexiones van a ir montadas en la tapa superior y en el cilindro

Otra razón por la cual se propuso que todo el material por el cual estuviera formado el equipo fuera de acero inoxidable fue que iba a almacenar una solución corrosiva (Ácido Clorhídrico).

3.1.10.1 Cálculo de esfuerzos en cilindros de pared delgada bajo presión

El acumulador de presión esta formado por un recipiente cilíndrico con un diámetro exterior (d_o) de 4.5 plg siendo el espesor de pared (t) de 0.120 plg. El material con que esta hecho es de acero inoxidable con un módulo de elasticidad $E = 28 \times 10^6$ psi y con una razón de Poisson (ν) de 0.27, y se encuentra sometido a una presión de 5 Bar (72.519 psi).

Para el análisis de esfuerzos se realiza un corte tal y como se muestra en la Figura 3.1.

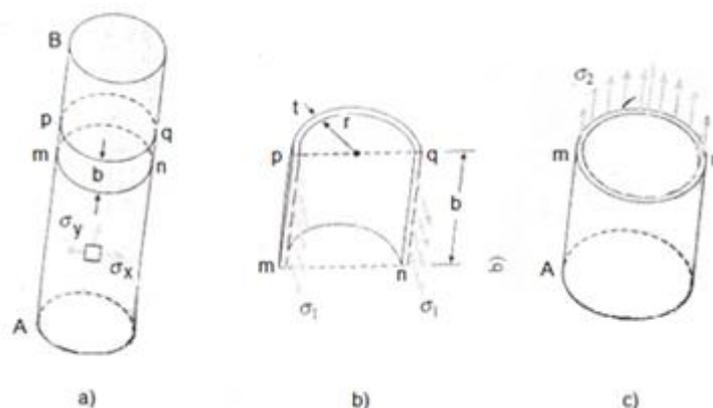


Figura 3.1 Análisis de esfuerzos (circunferencial y longitudinal).

Si el diámetro exterior (d_0) es de 4.5 plg, entonces:

$$d_i = 4.5 - 2(0.120 \text{ plg})$$

$$d_i = 4.26 \text{ plg}$$

$$r_i = \frac{4.26 \text{ plg}}{2}$$

$$r_i = 2.13 \text{ plg}$$

$$r_0 = \frac{4.25 \text{ plg}}{2}$$

$$r_0 = 2.125 \text{ plg}$$

Cualquier cilindro con la relación $r_i/t > 10$ se considera como un cilindro de pared delgada (Timoshenko, 1989).

$$\frac{r_i}{t} = \frac{2.13 \text{ plg}}{0.120 \text{ plg}} = 17.75$$

El resultado de esta relación quiere decir que este es un caso de recipientes de pared delgada. Primeramente se determinó el esfuerzo circunferencial,

$$\sigma_x = \frac{pd}{2t}$$
$$\sigma_x = \frac{(72.519 \text{ psi})(4.26 \text{ plg})}{2(0.120 \text{ plg})}$$
$$\sigma_x = 1287.212 \text{ psi}$$

Posteriormente, el esfuerzo longitudinal se calculó de la siguiente manera:

$$\sigma_y = \frac{pd}{4t}$$
$$\sigma_y = \frac{(72.519 \text{ psi})(4.26 \text{ plg})}{4(0.120 \text{ plg})}$$
$$\sigma_y = 643.606 \text{ psi}$$

El eje x esta dirigido en la dirección circunferencial del cilindro y el eje y en la dirección longitudinal. Como no hay esfuerzos en la dirección z, el elemento esta en estado biaxial. Nótese que la razón de la presión interna de trabajo al menor esfuerzo principal en el plano es de:

$$\frac{p_t}{\sigma_y} = \frac{72.519 \text{ psi}}{643.606 \text{ psi}} = 0.11$$

Con este resultado se justifica que se puede despreciar cualquier esfuerzo en la dirección z y considerar todos los elementos en el cascaron cilíndrico, como en estado de esfuerzo biaxial.

Ahora se determinará el esfuerzo equivalente (σ_{eq}) de la siguiente manera:

$$\sigma_{eq} = (\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_x^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{eq} = ((1287.212 \text{ psi})^2 + (643.606 \text{ psi})^2 - (1287.212 \text{ psi})(643.606 \text{ psi}) + (0)^2)^{1/2}$$

$$\sigma_{eq} = 1114.758 \text{ psi}$$

Para se determinó el factor de seguridad será necesario el esfuerzo permisible para tubería PIPE de acero inoxidable 304 que es de 16 000 psi, según el anexo 7b.

$$F_S = \frac{\sigma_{permisible}}{\sigma_{eq}}$$

$$F_S = \frac{16\,000 \text{ psi}}{1114.758 \text{ psi}}$$

$$F_S = 14.36$$

El eje x esta en la posición circunferencial del cilindro y el eje y en la posición longitudinal. Como no hay esfuerzos en la dirección z, el elemento esta en estado biaxial de esfuerzos.

3.1.10.1.2 Cálculo en la junta soldada

El acumulador de presión esta formado por un cilindro y en su base esta soldada una placa de acero inoxidable, el acumulador esta sometida a una presión de 5 bar (72.519 psi). La placa tiene un diámetro de 4 ½ plg y un 1/4 plg de espesor. El material de aportación es un ARC WELD 880 CLASE E 312-16 a un cilindro, según Anexo 2 dicho material de aportación tiene una resistencia a la fluencia de 120 000 psi.

El esfuerzo cortante sobre el área de la garganta se calculó de la siguiente manera:

$$\tau = \frac{P}{0.707hl} = 1.414 \frac{P}{hl}$$

Para determinar la carga a lo largo de la placa tenemos,

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

Despejando F queda;

$$F = PA$$

$$A = \text{Area de la placa} = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(4.5 \text{ plg})^2}{4}$$

$$A = 15.9043 \text{ plg}^2$$

Sustituyendo valores,

$$F = (72.519 \text{ psi}) (15,90435 \text{ plg})^2$$

$$F = 1\ 153.3675 \text{ lbf}$$

Para calcular los esfuerzos en la garganta de la soldadura tenemos:

$$l = \text{Longitud de soldadura} = \text{Perímetro de la placa} = 2\pi r$$

$$l = 2\pi(2.25 \text{ plg})$$

$$l = 14.1372 \text{ plg}$$

Tomando en cuenta que el tamaño del cordón (h) es = 1/4 pulg., esto para determinar la esfuerzo cortante en el área de la soldadura (τ_{AS}). Entonces:

$$\tau_{AS} = 1.414 \frac{F}{hl}$$

$$\tau_{AS} = \frac{1.414(1\ 153.3675 \text{ lb})}{(14.1372 \text{ plg})(0.25 \text{ pulg})}$$

$$\tau_{AS} = 461.4383 \text{ psi}$$

Empleando el esfuerzo de cedencia del material de aportación (σ_{CMA}), para determinar el factor de seguridad con la siguiente ecuación

$$F_S = \frac{\tau_{yp}}{\tau} = 0.5 \frac{\sigma_{CMA}}{\tau_{AS}}$$

$$F_S = 0.5 \frac{120\ 000 \text{ psi}}{461.4383 \text{ psi.}}$$

$$F_S = 130.0282$$

3.1.10.1.3 Cálculos de la junta remachada

El acumulador de presión esta sellado con un empaque de Neopreno con las dimensiones que se muestran en la Figura 3.2. La tapa esta sujeta con 6 pernos ASTM A307 grado A de cabeza hexagonal de 1/4 plg- 20 UNC x plg. Este acumulador de presión estará sometido a una presión de operación (P) de 5 bares (72.519 psi).

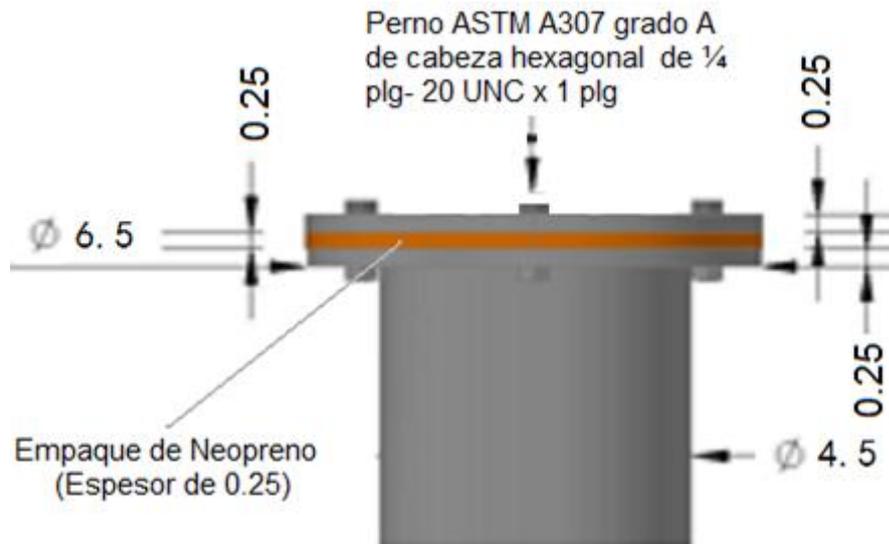


Figura 3.2 Características de la tapa remachada (medidas en plg).

El agarre efectivo del perno es:

$$l = \frac{1}{4} + \frac{1}{4} + \frac{1}{4} = \frac{3}{4} \text{ plg}$$

Para determinar la rigidez de los tornillos es necesario considerar el modulo de elasticidad E para el material del perno (29 000 000 psi), el cual viene especificado en el Anexo 3

$$k_b = \frac{F}{\delta} = \frac{AE}{l} = \frac{\pi d^2 E}{4l}$$

$$k_b = \frac{\pi \left(\frac{1}{4} \text{ plg}\right)^2 (29\,000\,000 \text{ psi})}{4 \left(\frac{3}{4} \text{ plg}\right)}$$

$$k_b = \frac{\pi \left(\frac{1}{4} \text{ plg}\right)^2 (29\,000\,000 \text{ psi})}{4 \left(\frac{3}{4} \text{ plg}\right)}$$

$$k_b = 1\,898\,050 \text{ lb/plg}$$

Para obtener el módulo de resorte del empaque $l = \frac{1}{4} \text{ plg}$ y el módulo de elasticidad (E) del neopreno = 10 000 psi este lo obtendremos del Anexo 4. Utilizando la siguiente ecuación se tiene

$$k_m = \frac{\pi(10\,000\text{ psi})(1/4\text{ plg})}{2 \ln \left[5 \left(\frac{(1/4\text{ plg} + 0.5\ 1/4\text{ plg})}{(1/4\text{ plg} + 2.5\ 1/4\text{ plg})} \right) \right]}$$

$$k_m = 5.1526\text{ lb/plg}$$

Considérese que en una junta empaquetada muchas veces el tornillo es más rígido que el empaque. La relación de rigidez, esta dada por la ecuación

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

$$C = \frac{1\,898\,050\text{ lb/plg}}{1\,898\,050\text{ lb/plg} + 5.1526\text{ lb/plg}}$$

$$C = 0.9999$$

Para determinar la precarga o fuerza de sujeción tomaremos en cuenta la fórmula de carga límite

$$F_p = A_t S_p$$

Debido a que las conexiones van a ser reutilizables, vamos a determinar la precarga o fuerza de sujeción F_i de la siguiente manera (esto es recomendable para cargas estáticas como para cargas de fatiga utilizaremos la siguiente formula)

$$F_i = 0.75 F_p$$

$$F_i = 0.75 A_t S_p$$

Se obtuvo de tablas el área de esfuerzo de tensión $A_t = 0.0318\text{ plg}^2$ y Resistencia mínima a la tensión del perno $S_p = 30,000\text{ psi}$ (Anexo 5 y 6 respectivamente). Se determinó la precarga recomendada:

$$F_i = 0.75 (0.0318\text{ plg}^2)(30\,000\text{ psi})$$

$$F_i = 787.05\text{ lb}$$

Determinó el factor de seguridad F_s , con la siguiente formula;

$$F_s = \frac{A_t S_p - F_i}{C \left(\frac{P}{N} \right)}$$
$$F_s = \frac{(0.0318 \text{ plg}^2)(33\ 000 \text{ psi}) - 787.05 \text{ lb}}{0.9999 \left(\frac{72.519 \text{ psi}}{6} \right)}$$
$$F_s = 21.75$$

3.1.10.2 Construcción

- Se obtuvo un cilindro de acero inoxidable con el diámetro y espesor especificado en el diseño, el cual se corto a la medida de 203.2 mm (8 plg)
- Se obtuvo la placa 7741.92 mm² (1 pie²) para maquinar la tapa inferior y superior y la brida.
- A la brida y a la tapa superior se maquinaron seis perforaciones para tornillos de un diámetro de 6.35 mm (0.25 plg) para el posterior montaje,
- Se maquinaron tres perforaciones de 13.97 mm (0.55 plg) a la placa superior para montar dos nipples NPT de 6.35 mm (0.25 plg) y 50.8 mm (2 plg) de longitud y un cople NPT de 25.4 mm (1 plg)
- Se perforó la parte inferior del cilindro de modo que fuera colocado un nipple NPT de 6.35 mm (0.25 plg)
- Se maquinó un adaptador para mangueras con rosca NPT de 6.35 mm (0.25 plg), para que fuera roscado a la salida de la válvula de aguja NPT de 6.35 mm (0.25 plg). Esto sirvió para poder conectar mangueras de distintos diámetros debidos a que las muestras (tallos de arboles) varían en cuanto al diámetro.
- Se procedió a soldar la tapa inferior y la brida al cilindro.

3.1.10.3 Ensamble

En esta etapa se colocó un empaque de poliuretano de un diámetro exterior de 165.1 mm (6.5 plg), diámetro interior de 114.3 mm (4.5 plg) y un espesor de 6.35 mm (0.250 plg) con seis perforaciones para tornillos de 0.25 plg entre

la brida y la tapa superior, esto para asegurar que al ser apretados los tornillos quedara sellado herméticamente para evitar que hubiera fugas.

Es importante mencionar que es necesario colocar previamente teflón en todas las roscas macho para evitar fugas en estas partes debido a que todas las roscas con las que trabajamos son NPT, y para estas roscas el teflón es indispensable.

Se procedió a roscar las válvulas globo sobre los niples soldados en la tapa superior y se roscó el tapón sobre el cople. De igual manera se roscó la válvula de aguja sobre el niple soldado en la parte inferior del cilindro, tomando en cuenta antes la dirección de flujo de la válvula de aguja. Sobre cada una de las válvulas globo se colocó un niple NPT de 6.35 mm (0.25 plg) y 50.8 mm (1 plg) de longitud, sobre un niple de esos se colocó una conexión rápida (hembra) y sobre el otro niple se adaptó una manguera la cual al abrir la válvula globo tendrá la función de desahogo. Sobre la válvula de aguja se roscó al adaptador para las mangueras.

3.1.11 Evaluación

3.1.1.1 Evaluación par comprobar la presencia de fugas en el acumulador de presión

Primeramente, se hicieron evaluaciones sin solución (ácido clorhídrico al 2% y agua destilada) y sin conectar las ramas al adaptador. Se conectó el tanque de N₂, la cámara de cavitación y el acumulador de presión, estas conexiones son mediante mangueras con conexiones rápidas. El equipo fue sometido a 150 lb de presión (La presión en el sistema es regulada en la cámara de cavitación), esto para corroborar que no hubiera fugas. En esta primer etapa de evaluación se logró el objetivo (el equipo no presentó fugas), entonces se procedió a seguir con la evaluación completa.

3.1.11.1 Evaluación para determinar las curvas de vulnerabilidad a la cavitación

Se le dió seguimiento al ensayo de progenie de *P. greggii* Engelm, establecido en el CAESA, Los Lirios, Arteaga, Coahuila. Este ensayo esta constituido por 22 familias de árboles de las cuales se consideraron muestras de la familia 19, por ser una de las mejores familias dentro del ensayo y la familia 21 como una de las familias inferiores dentro del ensayo. De cada familia se seleccionaron 7 árboles al azar, recolectando muestras de ramas.

Determinación de la conductividad hidráulica máxima. Los tallos utilizados sin corteza eran de 2-4 mm, con una media de 3 mm, se saturaron en agua destilada por 1 h para permitir el levantamiento de la corteza y el cambium, un segmento de 15 a 25 cm de las ramas fue cortado y se hicieron tres cortes superficiales en la parte central de cada segmento, para facilitar la entrada de aire a la traqueidas. Ambos extremos de cada tallo fueron cortados de aproximadamente 10 mm de los extremos, con una hoja afilada antes de conectar el extremo próximo al sistema de tubería.

Se hicieron las conexiones correspondientes de la cámara de presión PMS modelo 1000 al acumulador de presión y a la tubería de este equipo se conecto la muestra (rama) para inyectar agua a 0.22 μm acidificada a aproximadamente un pH de 2 con HCl (ácido clorhídrico) a una concentración de 3%, la cual se uso inicialmente para limpiar el posible embolismo pre-existente, filtrándola a través de los tallos por 1 h a 1 Bar. El agua acidificada fue para inhibir el crecimiento de microbios sobre las paredes interiores de la tubería, el cual pudiera ser la causa de la obstrucción del xilema (Sperry *et al.*, 1988).

Se utilizó una cámara de presión PMS modelo 1000 (Corvallis, Oregon, USA), donde la solución acidificada se aplicó a través de los segmentos del tallo a una presión alcanzada de 9.8 kPa (a un altura de 1 m) por 15 minutos.

El agua que fluía a través del extremo del segmento era reunida en frascos pre-pesados llenados de algodón de acuerdo a Sperry *et al.* (1988). La conductividad hidráulica (kh , en $\text{kg}^{-1} \text{MPa}^{-1} \text{s}^{-1}$) se calculó de la tasa de flujo volumétrico a través del segmento ($F = \Delta V/\Delta t$), la longitud del segmento (Δl), y la diferencia de presión que se aplicó (ΔP), de acuerdo a:

$$F = \frac{\Delta V}{\Delta t} = K_h \left(\frac{\Delta P}{\Delta l} \right)$$

Vulnerabilidad para la cavitación de xilema. Las curvas de vulnerabilidad fueron obtenidas siguiendo el método de inyección de aire (Cochard *et al.* 1992 y Sperry y Saliendra, 1994). Se determinó la conductividad hidráulica máxima antes de la inducción de la cavitación. Las curvas de vulnerabilidad se obtuvieron inyectando aire con la cámara presión PMS a una presión de 1 MPa durante 10 min para inducir el embolismo en los tallos. Durante la inyección de aire se creó una salida de aire en el extremo próximo de cada tallo para evitar llenar el sistema de la tubería de aire. La presión se liberó 10 min después, manteniendo una presión residual de 10 kPa dentro de la cámara para evitar cualquier posible cambio en el embolismo del xilema; y el aire atrapado en el sistema de la tubería fue eliminado para restablecer el flujo de agua a través de los tallos. Quince minutos después de restablecer el flujo, la conductividad hidráulica era de nuevo medida. El porcentaje de la pérdida de conductividad (PPC) fue calculado seguido de cada presurización de la cámara con la fórmula:

$$PLC = 100[(K_{max} - K_h)/K_{max}]$$

Donde Kh es la conductividad hidráulica del segmento medido después de cada presurización de la cámara. Este procedimiento se repitió a 2, 3, 4, 5, 6 y 7 MPa.

Parámetro de eficiencia hidráulica. La conductividad hidráulica específica (ks , en $\text{kg}^{-1} \text{MPa}^{-1} \text{s}^{-1}$), es una medición directa de la eficiencia hidráulica es la conductividad específica (ks), definida como la conductividad hidráulica (kh) dividida por el área funcional del segmento o área de conducción. La ks fue calculada por la división de la máxima kh de cada rama por el área

seccional de toda la rama. El area seccional fue calculado midiendo el diámetro medio de la rama.

Análisis estadístico. La presión media de la cavitación que causa un 50% la pérdida de conductividad hidráulica, fue estimado ajustando las curvas de vulnerabilidad a la función (Pammenter y Vander Willigen, 1998):

$$PLC = \frac{100}{1 + e^{[a(P-b)]}}$$

Donde PCL es el porcentaje de la pérdida de la conductividad, P es el potencial hídrico, a y b son la pendiente de la curva y el potencial hídrico al 50% de la pérdida de conductividad (PPC50), respectivamente. Los coeficientes a y b se determinaron de una forma de lineal de la siguiente ecuación:

$$\ln\left(\frac{100}{PPC - 1}\right) = a\psi - ab$$

Una grafica de $\ln(100/(PPC - 1))$ contra ψ , produjo una línea recta de pendiente a con un intercepto de la ordenada $-ab$, dicha recta fue ajustada con el software SigmaPlot versión 10.0. La curva de vulnerabilidad de cada rama se trató como una repetición que produjo un solo valor de a y b. Los valores de las repeticiones de a y b de las siete ramas de cada familia fueron comparados entre familias por un análisis de comparación de medias. Para llevar a cabo la comparación estadística de las familias con respecto al potencial hídrico al 50% de la pérdida de conductividad y la eficiencia hidráulica, se realizó una comparación de medias con el Statistical Analysis System (SAS) versión 9.1, utilizando el procedimiento PROC TTEST.

3.1.12 Presentación

Se presentó el proyecto de tesis designado por el departamento el cual se encargó de evaluar y calificar el desarrollo conceptual, emitiendo su veredicto de aprobación o desacuerdo con el proceso de diseño y construcción del acumulador de presión.

3.2 Criterios de diseño

Seguridad. Los componentes de este equipo trabajan relativamente a presiones bajas en comparación con la capacidad a la que están diseñados.

Peso. 7.5 kg.

Duración. Si el equipo se opera de acuerdo a su manual y mantenimiento, este equipo tendrá elementos de duración de por vida, exceptuando las válvulas, debido a que en su interior cuenta con elementos que se deterioran con el tiempo.

Ruido. Si el equipo esta trabajando al 100% de efectividad no debe presentarse ningún tipo de ruido.

Mantenimiento. Este viene especificado en el manual de operación y mantenimiento que viene adjunto a este trabajo.

Flexibilidad. El diseño facilita el manejo y transporte de este equipo a cualquier lugar.

Tamaño. Por su tamaño (13 plg aproximadamente) es de fácil transporte y movimiento.

Control. Este viene especificado en el manual de operación y mantenimiento que viene adjunto a este trabajo (Anexo 8).

3.3 Materiales y Componentes

Tabla 3.1 Materiales y componentes

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN DEL ARTÍCULO
2	Niple inoxidable 304L CED-40 RO SC. ¼ X R.C.
3	Niple inoxidable 304L CED-40 RO SC. ¼ X 2 plg
2	Válvula bola inoxidable RO SC. 1010 WAR ¼ plg
1	Válvula aguja inoxidable 2000 RO SC HH ¼ plg
1	Cople inoxidable 304 150 RO SC. 1plg
1	Tapón macho SS 316 150 lb 1 plg
0.86 m	Manguera termoplástica 5000 psi
2	Terminal macho NPT

2	Espiga hembra serie ST
1	Cople serie ST
6	Tornillos de ¼ plg de diametro X 1 plg de longitud
6	Arandela de ¼
6	Arandela de presión de ¼
6	Tuercas de ¼
1	Teflón
0.250 lt	Shellac
1	Empaque de Neopreno de 7 plg ²
2	Placa de acero inoxidable 304 con un diametro de 6 ½ plg X 1/4 plg de espesor
1	Placa de acero inoxidable 304 con un diametro de 4 ½ plg X 1/4 plg de espesor
1	Cilindro inoxidable con un diametro de 4 ½ plg X 0.120 plg de espesor X 8 plg de longitud

3.4 Costo de materiales y componentes

Tabla 3.2 Costos de Materiales y componentes

CANT.	DESCRIPCIÓN DEL ARTÍCULO	COSTO UNITARIO (\$)	COSTO TOTAL (\$)
2	Niple inoxidable 304L CED-40 ROSC. ¼ X R.C.	9.40	18.80
3	Niple inoxidable 304L CED-40 ROSC. ¼ X 2 plg	14.10	42.30
2	Válvula bola inoxidable ROSC. 1010 WAR ¼ plg	145.00	290.00
1	Válvula aguja inoxidable 2000 ROSC HH ¼ plg	346.00	346.00
1	Cople inoxidable 304 150 ROSC. 1plg	34.99	34.99
1	Tapón macho SS 316 150 lb 1 plg	33.00	33.00
0.86	Manguera termoplástica 5000 psi	215.37	185.22
2	Terminal macho NPT	67.86	135.72

2	Espiga hembra serie ST	44.88	89.76
1	Cople serie ST	121.72	121.72
6	Tornillos de ¼ plg de diametro X 1 plg de longitud	0.50	3.00
6	Arandela de ¼	0.20	1.20
6	Arandela de presión de ¼	0.30	1.80
6	Tuercas de ¼	0.40	2.40
1	Teflón	4.00	4.00
.250 lt.	shellac	120.00	30.00
2	Empaque de Neopreno de 7 plg ²	20.00	40.00
2	Placa inoxidable con un diametro de 6 ½ plg X 1/4 plg de espesor	120.00	240.00
1	Placa de acero inoxidable 304 con un diametro de 4 ½ plg X 1/4 plg de espesor	100.00	100.00
1	Cilindro acero inoxidable 304 con un diametro de 4 ½ plg X 0.120 plg de	250.00	250.00
TOTAL			1969.91

3.5 Máquinas y Herramientas utilizadas

- Torno
- Fresadora
- Taladro
- Equipo de soldadura
- Prensa de banco
- Arco y segueta
- Lijas
- Tijeras industriales
- Pulidor
- Broca (1/4)
- Llaves españolas (7/16)
- Llaves pericas

IV. RESULTADOS

1. Se obtuvo el diseño en AutoCad del acumulador de presión con todas las conexiones necesarios montadas para acoplarse a la cámara de presión PMS modelo 1000 (Corvallis, Oregon, USA), utilizada en el método de inyección de aire para determinar curvas de vulnerabilidad.



Figura 4.1 Acumulador de presión (diseño en Auto Cad)

2. De acuerdo al diseño, obtuvimos como producto final la construcción y el montaje del equipo tal y como fue descrito en la metodología de este trabajo.



Figura 4.2 Acumulador de presión

3. Después de hacerle pequeños ajustes al equipo, resultó no haber presencia de fugas, entonces el equipo es apto para realizar la función de un acumulador de presión.
4. Tomando como referencia la presión de operación y el material que se utilizaría en la fabricación del equipo, obtuvimos mediante cálculos el esfuerzo al que están sometidos los materiales por los que esta fabricado el acumulador de presión y los comparamos con el esfuerzo permisible de los materiales propuesto por el fabricante, con esto determinamos un factor de seguridad para cada material diferente.

- Para el cilindro resultó un factor de seguridad;

$$F_s = \frac{\sigma_{permisible}}{\sigma_{eq}}$$

$$F_s = \frac{16\ 000\ psi}{1114.758\ psi}$$

$$F_s = 14.36$$

- Para la tapa soldada resultó un factor de seguridad;

$$F_s = 0.5 \frac{\sigma_{CMA}}{\tau_{AS}}$$

$$F_s = 0.5 \frac{120\ 000\ psi}{461.4383\ psi}$$

$$F_s = 130.0282$$

- Para la tapa remachada resultó un factor de seguridad;

$$F_s = \frac{A_t S_p - F_i}{C \left(\frac{P}{N} \right)}$$

$$F_s = \frac{(0.0318\ plg^2)(33\ 000\ psi) - 787.05\ lb}{0.9999 \left(\frac{72.519\ psi}{6} \right)}$$

$$F_s = 21.75$$

5. El resultado de la investigación vulnerabilidad de *Pinus Greggii* Engelm. var. *greggii* a la cavitación del xilema, fueron curvas de vulnerabilidad lógicas a diferencia del ensayo practicado anteriormente sin el uso del acumulador de presión. Entonces ahora se pudieron comparar los resultados de vulnerabilidad obtenidos de esta familia de Árboles con la vulnerabilidad de otras familias antes estudiadas por diferentes autores esto es necesario para comparar la resistencia a la sequía de los árboles.

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El proyecto se concluyo satisfactoriamente, cumpliendo con los objetivos planteados en el anteproyecto, los cuales consistían en el diseño y construcción del acumulador de presión el cual pudiera ser acoplado perfectamente a la cámara de presión PMS modelo 1000 (Corvallis, Oregon, USA), para eliminar las embolias preexistentes de las muestras antes de someterlas al método de inyección de aire para determinar las curvas de vulnerabilidad a la cavitación.

Los resultados de los factores de seguridad obtenidos para el material utilizado en el equipo, resultaron bastante altos, pero esto no quiere decir que sean absurdos. Es cierto que el material por el que esta fabricado el equipo, es de mayor resistencia en comparación con la presión de trabajo al que seria sometido el equipo. Este material fue escogido de estas características principalmente por que algunas de las conexiones iban a ser soldadas, lo cual iba a presentar problemas de pandeo en las placas y el cilindro debido al calor en el proceso de soldadura.

De acuerdo a la hipótesis planteada en este proyecto, efectivamente, el acumulador de presión acoplado a la cámara de presión PMS modelo 1000 (Corvallis, Oregon, USA) es una manera mas fácil de estandarizar (eliminar embolias preexistentes) las muestras utilizadas en el método de inyección de aire, siendo esto totalmente útil para obtener curvas de vulnerabilidad correctas. Se recomienda que el acumulador de presión sea operado por una persona previamente capacitada, además de tomar en cuenta manual de mantenimiento y operación seguros para el acumulador de presión acoplable a la cámara de cavitación adjunto en este proyecto (Anexo 8).

VI. BIBLIOGRAFÍA

- Ciancio P., Arrien L y Godoy L., 2002, Análisis el comportamiento de cabezales con distintas geometrías en recipientes a presión, Mecánica computacional, Volumen XXIV.
- Cochard H, P Cruiziat, M T Tyree 1992, Use of positive pressures to establish vulnerability curves. Plant Physiology 100, 205–209.
- De Groote P., 1980, Tecnología de los circuitos hidráulicos. Ed. CEAC.
- Di Caprio G., 1999, Los aceros inoxidables, Ed. Grupinox, Milano
- Gere y Timoshenko, 1997, Mecánica de Materiales. Cuarta Edición, Ed. ITE.
- Godoy M y Arrién L, 2006, Influencia de discontinuidades en el estado tensional de recipientes sometidos a presión, Mecánica Computacional Vol XXV, Argentina. Pag. 641-649
- Hibbeler, 1999, Mecánica de materiales, 3^{ra} Edición
- Mannesmann Rexroth, 1981, Fundamentos y componentes de la Oleohidráulica.
- Mansilla, F y Sanzi, H., 1998, Análisis mediante el método de elementos finitos del estado tensional en la intersección de un recipiente cilíndrico y una conexión bajo presión interior, Universidad Tecnológica Nacional.

Manual de Electrodo INFR. pp. 12 y 13

Megyesy E. F., 1998, Manual de recipientes a presión, Diseño y cálculo, Noriega Editores.

Quispe Salcedo J., 2006, Diseño de un recipiente vertical bajo Código ASME, II Congreso de Ingeniería Mecánica ASME, Perú.

Reed R. P., 1989, Nitrogen in austenitic stainless steels, Pag. 16.

Sambucaro y Sanzi, 1999, Integridad Estructural de Cabezales Bajo Presión Interior, Desarrollados por Teoría de la Elasticidad y el Método de los Elementos Finitos, Congreso Mecon.

Serrano N., 2002, Oleohidráulica, Quinta edición, Ed. McGraw-Hill.

Shigley J. y Mischke C., 1990, Diseño de Ingeniería Mecánica, Quinta Edición, Ed. Mc Graw Hill.

Sperry J S, N Z Saliendra (1994) Intra- and inter-plant variation in xylem cavitation in *Betula occidentalis*. *Plant, Cell and Environment* 17, 1233–1241.

Spott y Shoup, 1998, Elementos de Maquinas. Séptima Edición, Ed. Prentice Hall.

Torres García A., 2000, Fabricación de los aceros inoxidables, Segundo Seminario de Tecnología Metalúrgica, Ed. Por Salan M. N., Barcelona, Pag. 5 y 6

Zazueta Tiburcio, 1998, Requisitos mínimos de seguridad para el diseño, construcción, operación, mantenimiento e inspección de ductos de transporte, Grupo de Normatividad del CID de PEMEX.

6.1 Páginas web consultadas

Bustillo J. M., 2000, Los inyectores y su aplicación, Cise Electronics Corp.,
www.cise.com/OutTraining/Notas%20tecnicas/Limpieza%20de%20Inyectores.pdf

ECOM^{MR}, 1999, Equipo de boya para limpieza de inyectores,
www.e.com.mx/equipos.asp

Edita, 2008, ¿Como se usa una boya para limpiar inyectores?, Yahoo
Respuestas,mx.answers.yahoo.com/question/index?qid=20071215170153AA13Z5F

Hernández I., 1995, Recipientes a presión, Monografía No. C. 95070432
para obtener el título de Ing. Mecánico, Instituto Tecnológico De
Ciudad Madero, www.monografias.com/trabajos3/recip/recip.shtm

Salinas D., 2008, Limpiador de inyectores para boya,
articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-19209799-limpiadores-de-inyectores-para-boya-caja-con-12-pzas-_JMEste

Técnica Oleohidráulica®, Acumuladores oleohidráulicos,
tecnicaoleohidraulica.com/acumuladores.htm

Zenitron^R, Equipo para diagnostico y reparación de automóviles,
www.zenitrom.com.mx/modules/catalog/instructivos/65.pdf

VII. Anexos

Anexo 1. Tabla 7.1 Resistencia para la tubería PIPE de acero inoxidable

DIAMETRO NOMINAL		CED	DIAMETRO EXTERIOR		ESPESOR DE PARED		PRESIÓN DE RUPTURA	PRESION DE TRABAJO INTERIOR	PRESION DE TRABAJO EXTERIOR	PESO APROX.
mm	plg		mm	plg	mm	plg	psi	Psi	psi	Kg/m
3.2	1/8	10	10.287	.405	1.244	0.049	17070	4270	1280	0.227
		40			1.727	0.068	24700	6170	10180	0.364
6.4	¼	10	13.716	.540	1.651	0.065	16980	4240	7200	0.490
		40			2.235	0.068	23900	5970	9800	0.632
9.5	3/8	10	17.145	.675	1.651	0.065	1330	3320	5640	0.630
		40			2.311	0.091	19260	4810	6160	0.644
12.7	½	5	21.336	.840	1.651	0.065	10510	2630	4320	0.800
		10			2.108	0.083	13670	3420	5800	0.998
		40			2.768	0.100	18470	4610	7800	1.266
19	¾	5	26.670	1.050	1.651	0.065	8300	2070	3250	1.062
		10			2.108	0.083	10750	2690	4440	1.275
		40			2.87	0.113	15010	3750	6360	1.862
26.4	1	5	33.401	1.316	1.651	0.065	6550	1640	3250	1.291
		10			2.708	0.109	11320	2830	4720	2.080
		40			3.370	0.133	14040	3510	6000	2.498
31.8	1 ¼	5	42.164	1.660	1.651	0.065	5150	1290	1690	1.646
		10			2.708	0.109	8830	2210	3520	2.686
		40			3.556	0.140	1153	2880	4800	3.382
		80			4.851	0.191	16170	4010	6880	4.500
38.1	1 ½	5	48.260	1.900	1.651	0.065	4480	1120	1375	1.895
		10			2.768	0.100	7650	1920	2960	3.102
		40			3.683	0.145	10370	2590	4280	4.044
		80			5.080	0.200	14680	3660	6200	5.454
50.6	2	5	60.325		1.651	0.065	3560	890	936	2.386
		10			2.768	0.109	6060	1520	2150	3.924
		40			3.911	0.154	8720	2180	3440	5.434
		80			5.537	0.218	12610	3160	5320	7.541
63.5	2 ½	5	73.025	2.875	2.108	0.083	3760	940	1030	3.682
		10			3.048	0.120	5500	1390	1670	5.253
		40			5.156	0.203	8550	2390	3860	8.818
		80			7.010	0.276	13250	3314	5714	11.510
76.2	3	5	88.000	3.500	2.108	0.083	3060	770	712	4.500
		10			3.048	0.120	4490	1126	1390	6.445
		40			5.156	0.216	8270	2070	3250	11.271
		80			7.010	0.300	11733	2933	4992	15.400
101.6	4	5	114.30	4.500	2.108	0.083	2390	596	362	5.824
		10			3.048	0.120	3470	867	891	8.361
		40			6.019	0.237	7000	1750	2600	16.053
		80			8.560	0.337	10156	2530	4232	22.500
152.4	6	5	168.27	6.625	2.769	0.109	2130	531	270	11.530
		10			3.403	0.134	2620	656	504	14.110
		40			7.112	0.260	5580	1395	1016	28.270
203.2	8	5	219.07	8.625	2.769	0.109	1630	407	122	15.070
		10			3.759	0.148	2220	555	310	20.340
		40			8.179	0.322	4907	1227	1526	42.540

Fuente: La Paloma S.A de C.V., Tabla de resistencia para tuberías de Acero Inoxidable.

Anexo 2. Metal de aportación

ARC WELD 880 Tipo E 312-16

Descripción. Electrodo especial de tipo inoxidable austenítico-ferrítico, con bajo coeficiente de dilatación y depósitos totalmente maquinables, esta aleación trabaja con amperajes mínimos con lo que se evita quemar la zona de unión obteniéndose soldaduras de altos valores mecánicos. Utiliza CA y CD PI.

Características sobresalientes. Esta aleación está diseñada para resolver parte de los problemas que se presentan en la soldadura de aceros de alta y baja aleación, aceros fundidos e inoxidables de análisis químicos desconocidos, garantiza uniones de gran resistencia y altos valores mecánicos. Se puede pulir al espejo, razón por la que se le puede usar como revestimiento antifriccional en piezas sometidas a este tipo de desgaste, ideal como cojín elástico en revestimientos gruesos.

Usos y aplicaciones generales. Se usa para reconstruir flechas, engranes, piñones, coronas para uniones críticas entre aceros disímiles, es un buen revestimiento antifriccional, en la fabricación o reparación de troqueles o cuchillas de corte en frío o en caliente, da buenos resultados como cojín elástico de revestimiento contra impacto.

Procedimiento para soldar. Proceda a la preparación de las piezas por unir haciendo biseles en "V" o doble "V" según el espesor del material base, elimine del área por soldar todos los óxidos grasas y escamas que pueden contaminar la junta.

Propiedades mecánicas. Resistencia a la tensión 816 MPa (118 325 psi) y Elongación 23%

Composición química típica del metal depositado. C (0.11%), Mn (0.9%), Cr (29.3%), Ni (10%), Si (107%), Mo (0.16%), Cu (0.13%) y P (0.02%)

Fuente: Electrodo INFR, Manual de electrodos para Acero Inoxidable

Anexo 3. Tabla 7.2 Propiedades mecánicas promedio de materiales de ingeniería

MATERIALES METÁLICOS		MÓDULO DE ELASTICIDAD E (10^3) ksi	Resistencia a la fluencia σ_Y (ksi)			Resistencia ultima σ_U (ksi)			Relación Poisson (ν)
			Tensión	Compresión	Cortante	Tensión	Compresión	Cortante	
Aleaciones de hierro fundido	Gris ASTM 20	10.0	-	-	-	26	97	-	6.70
	Maleable ASTM A-197	25.0	-	-	-	40	83	-	6.60
Aleaciones de magnesio	Am 1004-T61	6.48	22	22	-	40	40	22	14.3
Aleaciones de acero	Estructural A-36	29.0	36	36	-	58	58	-	6.60
	Inoxidable 304	28.0	30	30	-	75	75	-	9.60
	Para herramientas	29.0	102	102	-	116	116	-	6.50

Fuente: Hibbeler, Mecánica de materiales 3^{ra} Edición

Anexo 4. Tabla 7.3 Módulo de elasticidad para materiales de empaquetadura

Material	Modulo de elasticidad E	
	kpsi	MPa
Corcho	12.5	86
Asbesto comprimido	70	480
Cobre-asbesto	$13.5 (10)^3$	$93(10)^3$
Cauchos (Neopreno)	10	69
Rollo en espiral	41	280
Teflón	35	240
Fibra vegetal	17	120

Fuente: Shigley y Mischke. Diseño de Ingeniería Mecánica. Mc Graw Hill. Quinta Ed. 1990 pp. 411

Anexo 5. Tabla 7.4 Características de roscas unificadas UNC y UNF

DESIGNACIÓN DE TAMAÑO	DIÁMETRO MAYOR NOMINAL (IN)	SERIE BASTA UNC			SERIE FINA UNF		
		HILOS POR PULGADA N	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN A_t (in ²)	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR A_t (in ²)	HILOS POR PULGADA N	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN A_t (in ²)	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR A_t (in ²)
0	0.0600				80	0.00180	0.0151
1	0.0730	64	0.00263	0.00218	72	0.00278	0.00237
2	0.0860	56	.00370	0.00310	64	0.00394	0.00339
3	0.0990	48	0.00487	0.00406	56	0.00523	0.00451
4	0.1120	40	0.00604	0.00496	48	0.00661	0.00566
5	0.1250	40	0.00796	0.00672	44	0.00880	0.00716
6	0.1380	32	0.00909	0.00745	40	0.01015	0.00874
8	0.1640	32	0.0140	0.01196	36	0.01474	0.01285
10	0.1900	24	0.0175	0.01450	32	0.0200	0.0175
12	0.2160	24	0.0242	0.0206	28	0.0258	0.0226
¼	0.2500	20	0.0318	0.0269	28	0.0364	0.0326
5/16	0.3125	18	0.0524	0.0454	24	0.0580	0.0524
3/8	0.3750	16	0.0775	0.0678	24	0.0878	0.0809
7/16	0.4375	14	0.1063	0.0933	20	0.1187	0.1090
½	0.5000	13	0.1419	0.1257	20	0.1599	0.1486
9/16	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
5/8	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
¾	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
7/8	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
1¼	1.25	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
1 1/2	1.500	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

Fuente: Shigley y Mischke. Diseño de Ingeniería Mecánica. Mc Graw Hill. Quinta Ed. 1990, pp. 380

Anexo 6. Tabla 7.5 Especificaciones ASTM para pernos de acero

DESIGNACIÓN ASTM Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS (in)	RESISTENCIA LIMITE MÍNIMA A LA A TENSIÓN (kpsi)	RESISTENCIA ULTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN (kpsi)	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA	MATERIAL
A307	¼ - 1 ½	33	60	36	Acero de bajo carbono
A325, Tipo 1	½ - 1	85	120	92	Acero de mediano carbono. T y R
	1 1/8 - 1 ½	74	105	81	
A325, Tipo 2	½ - 1	85	120	92	Acero martensíticos de bajo carbono. T y R
	1 1/8 - 1 ½	74	105	81	
A325, Tipo 3	½ - 1	85	120	92	Acero intemperizado. T y R.
	1 1/8- 1 ½	74	105	81	
A354, Grado BC	¼ - 1 ½				Acero de aleación. T y R.
A354, Grado BD	¼ - 4	120	150	130	Acero de aleación. T y R.

Fuente: Shigley y Mischke. Diseño de Ingeniería Mecánica. Mc Graw Hill. Quinta Ed. 1990. pp387

Anexo 7a. Tabla 7.6 Propiedades mecánicas de tubería PIPE de acero inoxidable

	Esfuerzos Mínimos para los Aceros Inoxidables (kpsi)			
	304	304L	316	316L
Esfuerzo a la Tensión	75.0	70.0	75.0	70.0
Esfuerzo a la Cadencia	30.0	25.0	30.0	25.0

Anexo 7b. Tabla 7.7 Esfuerzo permisible de tubería PIPE de acero inoxidable

°F	°C	Esfuerzos Permisibles (kpsi)			
		304	304L	316	316L
100	37.8	16.0	16.7	18.8	16.7
200	93.3	15.1	16.5	17.7	16.7
300	148.9	14.1	15.3	15.6	16.0
400	204.4	13.8	14.7	14.3	15.6
500	260.0	13.5	14.4	13.5	14.8
600	315.6	13.5	14.0	12.8	14.0

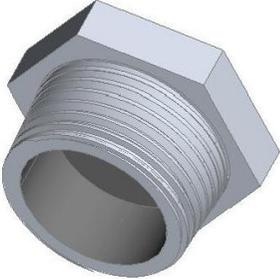
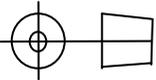
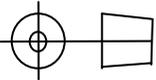
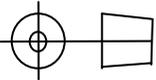
Tomando en cuenta los valores de esfuerzos permisibles para los aceros inoxidables de las tablas anteriores, y considerando el código ASME B31.3 "Process Piping", Chapter II Design, Part I, Sección 304, Párrafos 304.1.1 y 304.1.2, y los siguientes valores del mismo código: Factor de Junta E = 0.8 (ASME B31.3 tabla A-1B), Coeficiente de temperatura a 20°C Y = 0.4 (ASME B31.3 tabla 301.1.1), Margen de corrosión = -0.020" (ASME B31.3 párrafo304.1.1)

Fuente: Grupo OGMAN-Pierre Harry, S.A. de C.V.

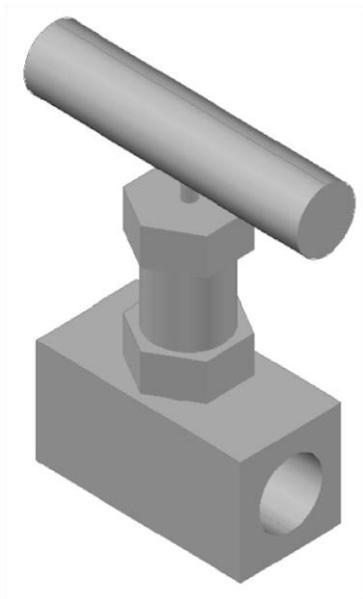
Anexo 8. Tabla 7.8 Dimensiones de tuercas hexagonales

TAMAÑO NOMINAL (IN)	ANCHO (W)	ALTURA (H)		
		HEXAGONAL REGULAR	GRUESA O RANURADA	CONTRA TUERCA
¼	7/16	7/32	9/32	5/32
5/16	½	17/64	21/64	3/16
3/8	9/16	21/64	13/32	7/32
7/16	11/16	3/8	29/64	¼
½	¾	7/16	9/16	5/16
9/16	7/8	31/64	39/64	5/16
5/8	15/16	35/64	23/32	3/8
¾	1 1/8	41/64	13/16	27/64
7/8	1 5/16	¾	29/32	31/64
1	1 ½	55/64	1	35/64
1 1/8	1 11/16	31/32	1 5/32	39/64
1 ¼	1 7/8	1 1/16	1 1/4	23/32
1 3/8	2 1/16	1 11/64	1 3/8	25/32
1 ½	2 1/4	1 9/32	1 ½	27/32

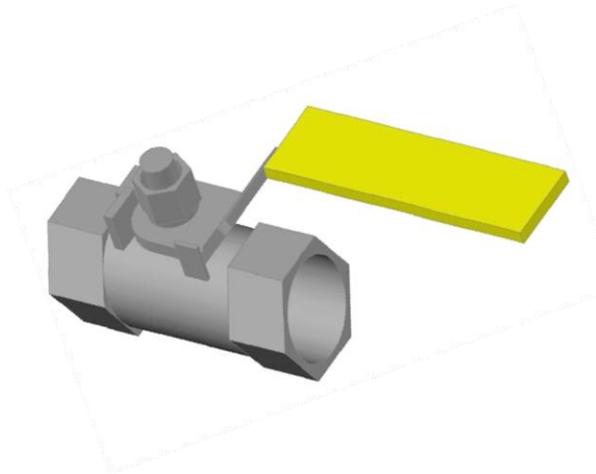
Fuente: Shigley y Mischke. Diseño de Ingeniería Mecánica. Mc Graw Hill. Quinta Ed. 1990 pp. 868

<p style="text-align: center;">1</p> 	<p style="text-align: center;">2</p> 	<p style="text-align: center;">3</p> 	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 2px;">1. - Cople NPT 1 plg</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">2.- Tapón NPT 1 plg</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">3.- Niple NPT ¼ x 1 plg</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">4.- Niple NPT ¼ x 2 plg</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">5.- Conexión rápida (Hembra) ¼ plg</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">6.- Conexión rápida (Macho) ¼ plg</td> </tr> </table>	1. - Cople NPT 1 plg	2.- Tapón NPT 1 plg	3.- Niple NPT ¼ x 1 plg	4.- Niple NPT ¼ x 2 plg	5.- Conexión rápida (Hembra) ¼ plg	6.- Conexión rápida (Macho) ¼ plg				
1. - Cople NPT 1 plg													
2.- Tapón NPT 1 plg													
3.- Niple NPT ¼ x 1 plg													
4.- Niple NPT ¼ x 2 plg													
5.- Conexión rápida (Hembra) ¼ plg													
6.- Conexión rápida (Macho) ¼ plg													
<p style="text-align: center;">4</p> 	<p style="text-align: center;">5</p> 	<p style="text-align: center;">6</p> 	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">  <p style="margin: 0;">Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro División de Ingeniería Dpto. de Maquinaria Agrícola</p> </td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;"> <p style="margin: 0;">Conexiones del acumulador de presión</p> </td> </tr> <tr> <td style="width: 30%; text-align: center;">  </td> <td style="width: 70%;"> <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 2px;">Diseñado por: Fernando A. Quijas M.</td> <td style="padding: 2px;">Fecha: Abril 2008</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Revisado por: M.C. Héctor U. Serna F.</td> <td style="padding: 2px;">Numero: 1</td> </tr> </table> </td> </tr> </table>	 <p style="margin: 0;">Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro División de Ingeniería Dpto. de Maquinaria Agrícola</p>		<p style="margin: 0;">Conexiones del acumulador de presión</p>			<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 2px;">Diseñado por: Fernando A. Quijas M.</td> <td style="padding: 2px;">Fecha: Abril 2008</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Revisado por: M.C. Héctor U. Serna F.</td> <td style="padding: 2px;">Numero: 1</td> </tr> </table>	Diseñado por: Fernando A. Quijas M.	Fecha: Abril 2008	Revisado por: M.C. Héctor U. Serna F.	Numero: 1
 <p style="margin: 0;">Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro División de Ingeniería Dpto. de Maquinaria Agrícola</p>													
<p style="margin: 0;">Conexiones del acumulador de presión</p>													
	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 2px;">Diseñado por: Fernando A. Quijas M.</td> <td style="padding: 2px;">Fecha: Abril 2008</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">Revisado por: M.C. Héctor U. Serna F.</td> <td style="padding: 2px;">Numero: 1</td> </tr> </table>	Diseñado por: Fernando A. Quijas M.	Fecha: Abril 2008	Revisado por: M.C. Héctor U. Serna F.	Numero: 1								
Diseñado por: Fernando A. Quijas M.	Fecha: Abril 2008												
Revisado por: M.C. Héctor U. Serna F.	Numero: 1												

1



2

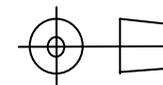


- | |
|---------------------------------|
| 1. - Válvula de aguja NPT ¼ plg |
| 2.- Válvula globo NPT ¼ plg |



Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro
División de Ingeniería
Dpto. de Maquinaria Agrícola

Válvulas del acumulador de presión

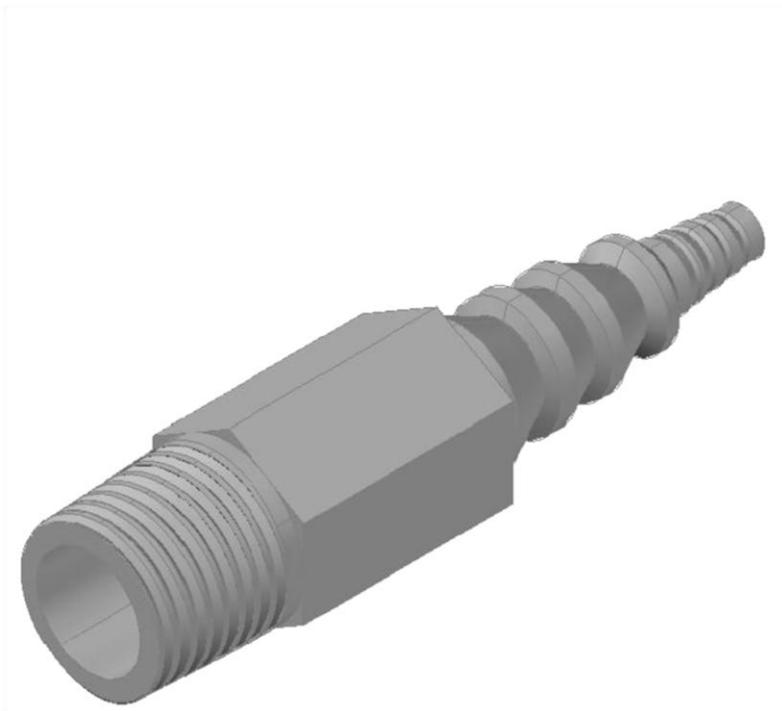


Diseñado por:
Fernando A. Quijas M.

Fecha:
Abril 2008

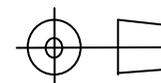
Revisado por:
M.C. Héctor U. Serna F.

Numero:
2



Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro
División de Ingeniería
Dpto. de Maquinaria Agrícola

Adaptador para tubería del acumulador de presión

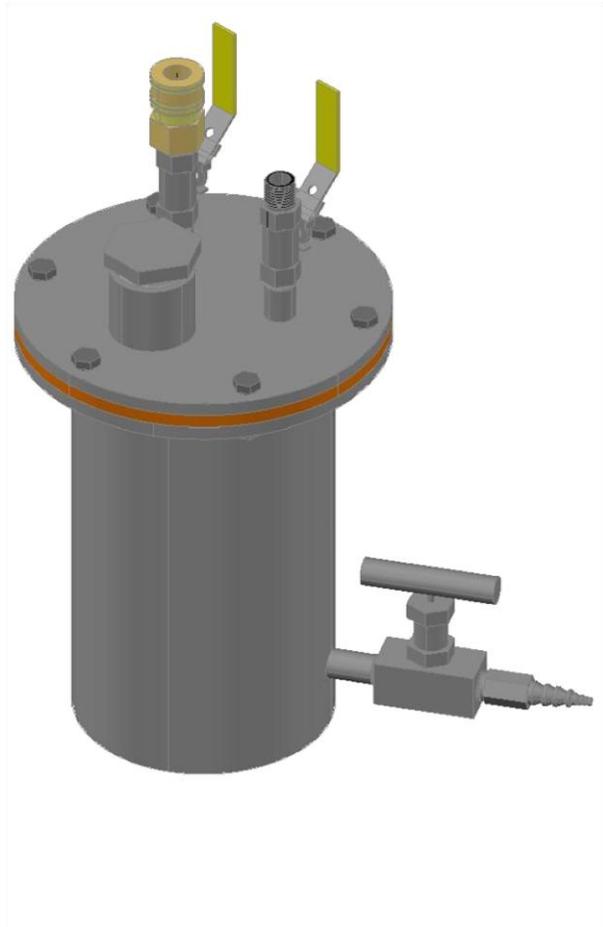


Diseñado por:
Fernando A. Quijas M.

Fecha:
Abril 2008

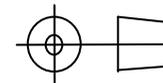
Revisado por:
M.C. Héctor U. Serna F.

Numero:
3



Universidad Autónoma Agraria Antonio Narro
División de Ingeniería
Dpto. de Maquinaria Agrícola

Acumulador de presión



Diseñado por:
Fernando A. Quijas M.

Fecha:
Abril 2008

Revisado por:
M.C. Héctor U. Serna F.

Numero:
4

Anexo 8. Manual de Mantenimiento y Operación seguros para el acumulador de presión acoplable a la cámara de cavitación

Los ingenieros y el personal de mantenimiento no solo deben conocer las precauciones para el mantenimiento y operación de la Boya, si no también las indicaciones acerca de la seguridad del mismo, desde el punto de vista de diseño y, de la fabricación, que incluye el fabricante:

En concreto, se deben contestar las siguientes preguntas:

- ¿Qué características de diseño y fabricación que contribuyen a la operación segura y confiable de la Boya debe conocer en especial el personal de operación y mantenimiento?
- ¿Qué deben conocer los supervisores para lograr un funcionamiento eficiente y seguro de la Boya?
- ¿Qué tipo de programa de reparación ayudara en la operación segura y eficiente de la Boya?

En este artículo se describen un programa y procedimiento de reparación para el arranque y operación seguros. Incluye la preparación del reacondicionamiento, el procedimiento de inspección, el calendario de trabajo, detección y evaluación de contaminantes, procedimiento para el montaje y el arranque y funcionamiento para el compresor.

Diseño de seguridad

La Boya se diferencia por que tiene las siguientes características principales: 1) Componentes y accesorios sin lubricación, 2) Válvulas especial para regular el flujo de salida, 3) Válvula de entrada de presión, 4) Válvula descargadora, 5) Todo el material y conexiones son de acero inoxidable. La boya esta diseñada para trabajar con soluciones corrosivas, ya que gracias al material con que esta fabricada, impide la herrumbre (inmune a la oxidación)

Instalación para seguridad

Durante la instalación del acumulador de presión se requiere estricta limpieza. A los componentes se les debe quitar con jabón incrustaciones y

otras sustancias perjudiciales (Aceites, grasas, etc.) para posteriormente enjuagarlas con agua y secarlas perfectamente.

NOTA: Procurar que el secado sea con trozos de telas y no con estopas para evitar las posibles deshiladuras que pudieran obstruir los conductos de la válvula de aguja o el adaptador de mangueras.

Preparativos sin pasar por alto procedimientos

Hay que aplicar procedimientos al montar o desmontar el acumulador de presión. Antes de empezar a montar o desmontar las conexiones, debe tener preparado y a la mano lo siguiente:

- Los bancos de trabajo deben estar limpios.
- Tener a disposición un tornillo de sujeción (de banco) para tener completa seguridad en el apretado de las conexiones.
- Tener a la mano la herramienta necesaria para el montaje de la Boya.
- El encargado del mantenimiento debe usar herramientas libres de grasa o aceite.

Inspección durante el montaje

La inspección sistemática es obligatoria antes del montaje del acumulador de presión y sus elementos.

- Tener el estricto cuidado que el cilindro no contenga rebabas causadas por el proceso de maquinado del mismo.
- Observar que no haya posibles deshiladuras ocasionadas por el secado de los componentes del acumulador de presión.

Procedimiento para el montaje

1. Colocar el empaque sobre la brida y sobre este la tapa superior teniendo el cuidado que los orificios coincidan para posteriormente colocar los tornillos
2. Colocar en el banco de sujeción trozos de tela entre las mordazas, esto para evitar que el acumulador de presión se marque con estas.
3. Colocar una arandela simple y una arandela de presión en cada uno de los tornillos junto a la tuerca y ahora si apretarlos, para esto utilizaremos la llave española de 7/16 plg
4. Retirar el acumulador de presión del banco de sujeción, y colocar teflón todas las roscas de los niples y también en la rosca del tapón esto para evitar posibles fugas, además de que este es indispensable ya que las roscas son NPT.
5. Colocar nuevamente el acumulador de presión en el banco de sujeción.
6. Colocar y apretar el tapón en el cople que se encuentra en la tapa superior, para esto utilizar la llave española de 1 ½ pulg. el tapón es de suma importancia ya que por ese orificio se colocara la solución (agua destilada y ácido clorhídrico al %), con la que trabajara el acumulador de presión.
7. Roscar y apretar las dos válvulas globo en los niples soldados a la tapa superior, el lugar de cada una de ellas es indistinto, para este paso utilizar la llave perica 7.
8. Sobre cada una de las válvulas globo se enroscara y apretara un Niple de al cual previamente se le colocara teflón.
9. Indistintamente sobre un Niple roscado como se menciona en el punto anterior, se roscara y apretara una conexión rápida hembra, para este paso utilizar la llave perica 7. A este conjunto en particular se le denominara conjunto de entrada de presión.
10. Sobre el Niple restante en la tapa superior se colocara una manguera la cual tendrá como destino un pequeño depósito, la cual tendrá la función de desahogo. A este conjunto en particular se le llamara conjunto de descarga o desahogo de presión.

11. Sobre el Niple soldado en la parte inferior del cilindro del acumulador de presión se roscara la válvula de aguja tomando en cuenta la dirección del flujo, para este paso utilizar la llave perica 7.

12. Sobre la válvula de aguja se colocará el adaptador para las mangueras, para este paso utilizar la llave perica 7, y dependiendo del diámetro de la muestra (rama de tallo) se conectara a presión la manguera del diámetro deseado. A este conjunto formado por la válvula de aguja y el adaptador y la manguera se le denominará conjunto de salida de presión.

13. Retirar el acumulador de presión del banco de sujeción.

Se recomienda seguir esta serie de pasos para que el equipo funcione en condiciones óptimas de trabajo.

Procedimiento para el acoplamiento del acumulador de presión a la cámara de cavitación

Este acoplamiento es realmente sencillo:

1. Quitar el tapón y colocar la cantidad de solución necesaria para las evaluaciones y volver a apretar.
2. Se tomara la manguera que cuenta con una conexión rápida hembra y con rosca para el tanque de N₂ presurizado, y se tomara este ultimo extremo de la manguera y se colocara y apretara en el tanque de N₂ presurizado, el torque necesario aquí es suficiente con el que podemos realizar con el brazo.
3. El otro extremo de la manguera que cuenta con una conexión rápida hembra irá conectado a la conexión rápida macho que se encuentra en la cámara de cavitación el cual es la entrada de N₂ presurizado para que posteriormente sea regulado por esta.
4. Se tomara la manguera que cuenta con dos conexiones rápidas machos y un extremo de esta irá colocada en la conexión rápida hembra de la cámara de cavitación por donde la presión del N₂ ya saldrá regulada, y el otro extremo de la manguera ira a la conexión rápida hembra que se encuentra en el conjunto de entrada de presión del acumulador de presión.
5. Se colocara una manguera en el adaptador que se encuentra en el conjunto de salida de presión ajustable, está debe ser del diametro según el diametro de las muestras (tallos).

Procedimiento para el funcionamiento del acumulador de presión

Antes de esto tomar en cuenta lo siguiente:

- Asegurarse que la palanca selectora de la cámara de cavitación se encuentre en la posición de OFF.
- Asegurarse que la válvula de regulación de presión (rate valve) que se encuentra en la cámara de cavitación se encuentre cerrada.
- Asegurarse que las válvulas tanto del conjunto de entrada de presión como del conjunto de descarga de presión se encuentren en OFF.

Después de haber tomado en cuenta estas indicaciones, proseguir con:

1. Abrir la válvula del tanque de N₂ presurizado.
2. Colocar la palanca selectora de la cámara de cavitación en la posición de cámara (Chamber).
3. Abrir lentamente la válvula de regulación de presión (rate valve) de la cámara de cavitación y ajustar a la presión deseada.
4. Abrir la válvula del conjunto de entrada de presión.
5. Abrir la lentamente la válvula del conjunto de salida de presión ajustable.

Después de seguir estos pasos, se pueden realizar las mediciones correspondientes de conductividad hidráulica, variando la presión sin variar el tiempo y así conformar las curvas de vulnerabilidad.