



**ESPE**  
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

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

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

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

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PRUEBAS DE  
PRESIÓN DE 7500 PSI. DE ACUERDO CON LA NORMA API 6A PARA  
VÁLVULAS DE COMPUERTA DISTRIBUIDAS POR LA EMPRESA  
VÁLVULAS DEL PACÍFICO S.A.**

**AUTOR: MOLINA ERAZO, BYRON FERNANDO**

**DIRECTOR: *ING:* MARIÑO ABARCA, OSWALDO HERIBERTO**

**SANGOLQUÍ**

**2019**



## DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

### CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

#### CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PRUEBAS DE PRESIÓN DE 7500 PSI. DE ACUERDO CON LA NORMA API 6A PARA VÁLVULAS DE COMPUERTA DISTRIBUIDAS POR LA EMPRESA VÁLVULAS DEL PACÍFICO S.A.**” fue realizado por el señor ***Molina Erazo, Byron Fernando*** el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente.

Sangolquí, 12 de septiembre de 2018

Firma:

Ing. Mariño Abarca Oswaldo Heriberto

C.C. 1802160174



## DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

### CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

#### AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Yo, **Molina Erazo, Byron Fernando**, declaro que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PRUEBAS DE PRESIÓN DE 7500 PSI. DE ACUERDO CON LA NORMA API 6A PARA VÁLVULAS DE COMPUERTA DISTRIBUIDAS POR LA EMPRESA VÁLVULAS DEL PACÍFICO S.A.”** es de mi autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Sangolquí, 12 de septiembre de 2018

Firma:

Molina Erazo Byron Fernando

C.C. 1719180315



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**AUTORIZACIÓN**

Yo, ***Molina Erazo, Byron Fernando*** autorizo a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: ***“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE PRUEBAS DE PRESIÓN DE 7500 PSI. DE ACUERDO CON LA NORMA API 6A PARA VÁLVULAS DE COMPUERTA DISTRIBUIDAS POR LA EMPRESA VÁLVULAS DEL PACÍFICO S.A.”*** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi responsabilidad.

Sangolquí, 12 de septiembre de 2018

Firma:

A handwritten signature in blue ink, which appears to read 'Byron Fernando Molina Erazo', is written over a horizontal dotted line.

Molina Erazo Byron Fernando

C.C. 1719180315

## DEDICATORIA

A mi esposa por ser mi apoyo, quien con su mirada me hace sentir su amor y admiración por todo lo que hago cada día, gracias por ser quien me motiva a ser más para que nunca nos falte nada, eres la mujer con la que quiero envejecer y compartir cada momento de nuestras vidas.

A mi hija que con su dulzura llena de felicidad cada día de mi vida, quiero verte crecer feliz y que nunca te falte nada, este paso en mi vida es por ti mi princesa y espero seguir escalando profesionalmente para que siempre te sientas orgulloso de tu padre.

A mis Padres que me hicieron la persona que soy, con defectos y virtudes pero siempre positivo y agradecido por cómo me criaron, gracias a los maravillosos padres que son es que estoy aquí este día, quiero que esta no sea la última razón de enorgullecerse, seguiré esforzándome para ser cada día mejor y sentir que soy por lo menos un poco de lo grandes que ustedes son, los adoro como ningún hijo puede adorarlos, quiero que sigan siendo mi guía hoy y siempre.

## **AGRADECIMIENTO**

A mis padres, por siempre por demostrarme su orgullo en cada paso de mi vida y por su amor incondicional en mi

A mi tutor, Ing. Oswaldo Mariño, por su colaboración, paciencia y por compartir su experiencia y conocimientos para el desarrollo del proyecto.

Al Ing. Henry Esteban Mora, por su apoyo y apertura al realizar este proyecto y por su gran amistad.

A Dios por iluminarme y mantenerme siempre por el buen sendero, sobre todo por haber puesto en mi camino a todas las buenas personas que forman parte de mi vida.

## **RESUMEN**

El presente proyecto se elabora debido a la necesidad de realizar pruebas hidrostáticas a válvulas de compuerta a elevadas presiones de trabajo bajo normativa API 6A, que son las utilizadas en los cabezales de pozos petroleros alrededor del mundo, y son los elementos más representativos que comercializa la empresa Válvulas del Pacífico S.A., para esto se propusieron tres alternativas de diseño y una vez realizado un análisis ponderativo y escogido la mejor opción, se realizaron los cálculos de las partes más críticas, para obtener dimensiones mínimas y materiales adecuados. Posteriormente se realizó el modelado y el diseño 3D utilizando el software Autodesk Inventor 2016, se desarrollaron los planos de fabricación finales detallando materiales, tolerancias, números de parte y se procedió a fabricar el equipo, luego de la fabricación se realizaron controles dimensionales, se ensambló totalmente el equipo, y se realizaron las respectivas pruebas de funcionamiento para verificar y validar el diseño. Una vez completo el desarrollo de equipo bajo procedimientos elaborados para cumplimiento con la norma API 6A se realizó un análisis económico considerando las horas hombre, materiales, tiempos, etc. para comparar el beneficio de realizar las pruebas hidrostáticas de forma tradicional versus las realizadas con el banco de pruebas propuesto.

### **PALABRAS CLAVE:**

- **BANCO DE PRUEBAS HIDROSTÁTICAS**
- **API 6A**
- **VÁLVULAS DE COMPUERTA**

## **ABSTRACT**

This project is developed due to the need to perform hydrostatic tests on gate valves at high working pressures under API 6A regulations, which are those used in the heads of oil wells around the world, and are the most representative elements sold by the Válvulas del Pacífico S.A. company, for this, three design alternatives were proposed and once a weighted analysis was made and the best option was chosen, the most critical parts calculations were made, to obtain minimum dimensions and adequate materials. Subsequently, modeling and 3D design was carried out using Autodesk Inventor 2016 software, final manufacturing plans were developed detailing materials, tolerances, part numbers and the equipment was manufactured, after manufacturing dimensional controls were made, the equipment was assembled totally, and the respective functioning tests were carried out to verify and validate the design. Once the development of equipment was completed under procedures developed to comply with API 6A, an economic analysis was carried out considering man hours, materials, times, etc. to compare the benefit of performing hydrostatic tests in a traditional way versus those performed with the proposed test bench.

### **KEYWORDS:**

- **HYDROSTATIC TESTING BENCH**
- **API 6A**
- **GATE VALVES**

## INDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN .....	i
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD .....	ii
AUTORIZACIÓN .....	iii
DEDICATORIA .....	iv
AGRADECIMIENTO .....	v
RESUMEN .....	vi
ABSTRACT .....	vii
INDICE DE CONTENIDO .....	viii
INDICE DE FIGURAS .....	xi
INDICE DE TABLAS .....	xii
CAPITULO 1 .....	1
DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO .....	1
1.1 Antecedentes .....	1
1.2. Definición del Problema .....	3
1.3. Objetivos .....	4
1.3.1. General .....	4
1.3.2. Específicos .....	4
1.4. Alcance .....	4
1.5. Justificación e Importancia .....	5
CAPITULO 2 .....	7
MARCO TEORICO .....	7
2.1. Norma Internacional API 6A .....	7
2.2. Válvulas de compuerta .....	7
2.3. Tipos de Cabezales de Pozo .....	8
2.4. Válvulas sometidas a presión .....	11
2.5. Requerimientos de diseño según norma API 6A .....	15
2.6. Requerimientos de pruebas de presión de las válvulas de compuerta .....	19
2.7. Tipos de bridas y Ring Grooves según norma API 6A .....	19
2.8. Sellos elastómeros de alta presión .....	22
CAPITULO 3 .....	26
ANALISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS .....	26

3.1. Parámetros de Selección.....	26
3.2. Descripción de los subsistemas .....	27
3.2.1. Prototipo 1: Sistema tipo prensa hidráulica individual para cada válvula .....	27
3.2.2. Prototipo 2: Sistema tipo prensa hidráulica lineal y sellos metálicos. ....	31
3.2.3. Prototipo 3: Sistema tipo prensa manual y sellos no metálicos de.....	33
3.3. Selección de Alternativas .....	36
3.3.1 Evaluación del peso específico de cada Aspecto técnico.....	36
3.3.2 Evaluación del peso específico de Operación .....	37
3.3.3 Evaluación del peso específico de Diseño .....	37
3.3.4 Evaluación del peso específico de Mantenimiento .....	38
3.3.5 Evaluación del peso específico de Fabricación .....	38
3.3.6 Evaluación del peso específico de Manejo y Movilidad.....	38
3.3.7 Evaluación del peso específico de Ensamblaje .....	39
3.3.8 Evaluación del peso específico de Tamaño.....	39
CAPITULO 4 .....	40
DISEÑO DEL SISTEMA DE PRUEBAS DE PRESION HIDROSTATICA .....	40
4.1. Diseño Mecánico.....	40
4.2. Validación del diseño .....	40
4.2.1. Cálculo del Factor de seguridad en las Guías Tensoras: .....	42
4.2.2. Cálculo del Factor de seguridad de los pasadores.....	47
4.2.3. Cálculo del Factor de seguridad en el Disco Hembra ACME.....	50
CAPITULO 5 .....	53
PRUEBAS DEL SISTEMA .....	53
5.1. Pruebas dimensionales .....	53
5.2. Pruebas Hidrostáticas .....	54
CAPITULO 6 .....	57
ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO .....	57
6.1. Costos directos .....	57
6.2. Costos indirectos .....	58
6.3. Costos totales.....	59
6.4. Análisis Financiero.....	60
CAPITULO 7 .....	63
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	63
7.1. Conclusiones .....	63

7.2. Recomendaciones.....	x
Bibliografía.....	64
	65

## INDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Ubicación Válvulas del Pacifico S.A.....	1
<b>Figura 2.</b> Realización de pruebas de presión en la actualidad.....	6
<b>Figura 3.</b> Cabezal Multibowl para Bombeo Electro sumergible.....	9
<b>Figura 4.</b> Cabezal Multibowl para Inyección.....	10
<b>Figura 5.</b> Cabezal Multibowl Dual Concéntrico.....	11
<b>Figura 6.</b> Clasificación de Recipientes Sometidos a Presión.....	13
<b>Figura 7.</b> Planos de esfuerzos analizados en recipientes.....	14
<b>Figura 8.</b> Tasas de Presión para roscas internas o conexiones de salida.....	16
<b>Figura 9.</b> Clasificación de temperatura de operación.....	17
<b>Figura 10.</b> Dimensiones de Ring Grooves.....	22
<b>Figura 11.</b> Prototipo 1 de Banco de Pruebas de Presión.....	28
<b>Figura 12.</b> Bomba hidráulica eléctrica Enerpac 0-20000 psi.....	29
<b>Figura 13.</b> Bomba Hidrostática 0-20000 psi.....	29
<b>Figura 14.</b> Dimensiones Prototipo 1.....	30
<b>Figura 15.</b> Prototipo 2 de Banco de Pruebas Hidrostáticas.....	32
<b>Figura 16.</b> Prototipo 3 de Banco de Pruebas de Presión.....	35
<b>Figura 17.</b> Ring gasket de Poliuretano.....	35
<b>Figura 18.</b> Valores de Presión para pruebas hidrostáticas de cuerpo.....	40
<b>Figura 19.</b> Área de Esfuerzo A1 en Guía Tensora.....	43
<b>Figura 20.</b> Área de Esfuerzo A2 en los orificios de la Guía Tensora.....	44
<b>Figura 21.</b> Dimensiones de las roscas UN.....	45
<b>Figura 22.</b> Área de esfuerzo cortante en el pasador.....	47
<b>Figura 23.</b> Área de esfuerzo de aplastamiento sobre el pasador.....	48
<b>Figura 24.</b> Área de esfuerzo cortante sobre el Disco Hembra ACME.....	50
<b>Figura 25.</b> Área de esfuerzo cortante sobre roscas ACME.....	51
<b>Figura 26.</b> Pruebas Hidrostáticas en válvulas 2-1/16" 5000 psi.....	56
<b>Figura 27.</b> Pruebas Hidrostáticas en válvulas 3-1/8" 5000 psi - 1.....	56
<b>Figura 28.</b> Pruebas Hidrostáticas en válvulas 3-1/8" 5000 psi - 2.....	56

## INDICE DE TABLAS

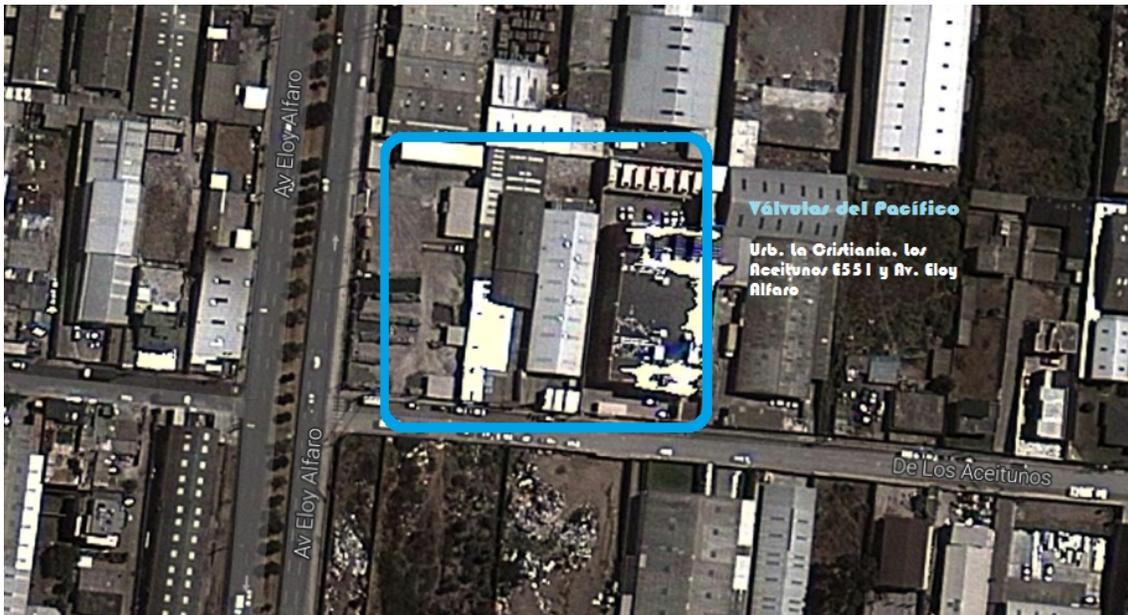
<b>Tabla 1.</b> <i>Composición Química de Aceros Inoxidables</i> .....	21
<b>Tabla 2.</b> <i>Rango de operación de Elastómeros</i> .....	23
<b>Tabla 3.</b> <i>Sellos resistentes a altas presiones</i> .....	24
<b>Tabla 4.</b> <i>Aspecto y ponderación</i> .....	36
<b>Tabla 5.</b> <i>Peso Específico aspecto técnico</i> .....	37
<b>Tabla 6.</b> <i>Peso Específico Operación</i> .....	37
<b>Tabla 7.</b> <i>Peso Específico Diseño</i> .....	37
<b>Tabla 8.</b> <i>Peso Específico Mantenimiento</i> .....	38
<b>Tabla 9.</b> <i>Peso Específico Fabricación</i> .....	38
<b>Tabla 10.</b> <i>Peso Específico Manejo y Movilidad</i> .....	38
<b>Tabla 11.</b> <i>Peso Específico Ensamblaje</i> .....	39
<b>Tabla 12.</b> <i>Peso Específico Tamaño</i> .....	39
<b>Tabla 13.</b> <i>Resultados de los controles dimensionales y dureza del Banco de Pruebas</i> .....	53
<b>Tabla 14.</b> <i>Costos directos de materia prima</i> .....	57
<b>Tabla 15.</b> <i>Costos directos de mano de obra de mecanizado y ensamble</i> .....	58
<b>Tabla 16.</b> <i>Costos directos de elementos normalizados</i> .....	58
<b>Tabla 17.</b> <i>Costos indirectos varios</i> .....	59
<b>Tabla 18.</b> <i>Costos indirectos de fabricación</i> .....	59
<b>Tabla 19.</b> <i>Costo total de fabricación del proyecto</i> .....	59
<b>Tabla 20.</b> <i>Tiempos de Prueba de Válvulas con y sin Banco de Pruebas</i> .....	60
<b>Tabla 21.</b> <i>Tiempo de ahorro en Pruebas Hidrostáticas de válvulas por año</i> .....	60
<b>Tabla 22.</b> <i>Ingresos por año en pruebas hidrostáticas</i> .....	61
<b>Tabla 23.</b> <i>Costos aproximados de mantenimiento anual del equipo</i> .....	61
<b>Tabla 24.</b> <i>Flujo de caja por años</i> .....	62
<b>Tabla 25.</b> <i>Cálculos del Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR)</i> .....	62

## CAPITULO 1

### DESCRIPCIÓN GENERAL DEL PROYECTO

#### 1.1 Antecedentes

La empresa Válvulas del Pacífico S.A. ubicada en la capital y en el oriente ecuatoriano se dedica a la fabricación de cabezales de pozo y servicios petroleros en general siendo uno de los principales productores en el país de estos elementos mecánicos.



**Figura 1.** Ubicación Válvulas del Pacífico S.A.

Las empresas dedicadas a la producción de crudo pesado en el país tiempo atrás compraban Cabezales de pozo a empresas internacionales con FMC (E.E.U.U.), VETCO GRAY (E.E.U.U. & Venezuela), MMA (Argentina), FEPCO (Colombia), etc. debido a que eran los únicos proveedores de estos elementos, el problema surgía porque estas fábricas ofrecían tiempos de entrega que a veces superaban los 6 meses,

por lo tanto las empresas nacionales debían programar con mucha anterioridad sus pedidos acorde a las perforaciones que se iban a realizar.

El inconveniente con hacer esto es que el Cliente nunca veía el elemento, debía pedirlo solo de una manera descriptiva y muchas veces el tipo de perforación en pozos se debía cambiar, pero para ese entonces el pedido ya estaba realizado, esto causaba que los elementos nuevos llegados sean abandonados en las bodegas y estén allí durante muchos años porque no tenían utilidad alguna, lo que significaba pérdidas económicas muy significativas para el país.

Válvulas del Pacífico S.A. empezó con la fabricación de cabezales en el año 2011 y poco a poco se ha ido apoderando del mercado nacional debido a que ofrece tiempos de entrega muy cortos a precios acordes a las necesidades del cliente, por ello la empresa se ha visto obligada a crecer en muy poco tiempo y a buscar soluciones y certificaciones para poder cumplir los requerimientos de calidad y demanda de las Empresas Nacionales e Internacionales.

La empresa actualmente está acreditada con las Normas internacionales API 6A, API Q1, ISO 9001, ISO 14001 e ISO 18001, las cuales garantizan compatibilidad y calidad internacional en todos los productos que fabrica. (Las certificaciones se muestran en el Anexo A).

Por todo lo mencionado anteriormente este proyecto tiene como objetivo disminuir los tiempos de Pruebas Hidrostáticas ya que por la norma los productos deben ser sometidos a varias de éstas, las cuales conllevan tiempo, y a medida que crece la demanda es prioritario disminuir.

## 1.2. Definición del Problema

Hoy en día la manera de realizar las pruebas es mediante los trabajadores y debido a que son elementos bridados que poseen un numero amplio de espárragos y tuercas se debe ajustar con llaves de golpe y combo hasta obtener el torque establecido por la norma.

Este método conlleva a veces varias horas ya que hay estancias que los elementos no sellan la presión como deberían debido a falta de torque en los pernos o a un ajuste desbalanceado (no simétrico) entre ellos por lo que toca muchas veces ajustar de nuevo lo que hace perder mucho tiempo.

De igual manera en el aspecto de seguridad del personal se debe buscar una manera de tender a cero el riesgo que estas pruebas producen, ya que en estos elementos cuando se eleva la presión y esta no se mantiene lo que se debe hacer es liberar la presión y ajustar nuevamente los pernos de las bridas, el riesgo surge aquí porque hay veces que queda presión atrapada y para un elemento que trabaja a 5000 psi cualquier elemento mal ajustado o defectuoso se convierte en un potencial proyectil.

Lo óptimo es mantener al personal lo más alejado posible del área de prueba y evitar el tener que ajustar manualmente los pernos, la forma más acertada de hacer esto es buscar un diseño que permita obviar los pernos ya que esto es lo que más tiempo consume y esto se lograra con un sistema de prensa mecánica, el cual con la adición de un sello de poliuretano reemplazará la necesidad de torque en cada uno de los pernos.

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. General**

Diseñar y construir el banco de pruebas hidrostáticas con capacidad de 7500 psi para realizar pruebas de presión acordes a la normativa API 6A de cabezales de pozo, para disminuir significativamente el tiempo de realización de dichas pruebas y la exposición a riesgos físicos de los técnicos de ensamble.

#### **1.3.2. Específicos**

- Realizar un análisis de selección de alternativas que determinen el diseño más viable para el cumplimiento de los requerimientos de este proyecto.
- Diseñar los elementos mecánicos del sistema de pruebas de presión hidrostática.
- Construir los elementos que componen el sistema de pruebas de presión hidrostática.
- Validar el equipo mediante la realización de controles dimensionales, pruebas de ensamble y pruebas de presión para garantizar el éxito del funcionamiento del equipo.
- Realizar el análisis económico financiero del proyecto.

#### **1.4. Alcance**

Diseñar, construir y validar el sistema de accionamiento mecánico del banco de pruebas de presión hidrostática para probar simultáneamente tres válvulas de compuerta bridadas de 2-1/16" 5000 psi o 3-1/8" 5000 psi en cumplimiento con el

procedimiento interno de la empresa Válvulas del Pacífico CC-P11-06 el cual está elaborado con todos los requerimientos de pruebas hidrostáticas detallados en la Norma Internacional API 6A, 20va edición. (El procedimiento se puede encontrar en el Anexo B). Logrando reducir los tiempos de ensamble y pruebas, y garantizar también la seguridad del personal al evitar el uso de llaves de golpe y combos necesarios para ajustar los espárragos y tuercas de las juntas bridadas de las válvulas de compuerta.

### **1.5. Justificación e Importancia**

Debido a la creciente demanda de válvulas y cabezales la empresa Válvulas del Pacífico se ve obligada a implementar procedimientos y sistemas que permitan optimizar los recursos y el tiempo que todo el proceso de pruebas hidrostáticas conlleva.

El equipo por fabricar tiene la capacidad de probar tres válvulas simultáneamente sin la necesidad de ajustar las uniones bridadas una por una, logrando un ahorro de tiempo en mano obra y ahorro de tiempo de pruebas hidrostáticas, pero manteniendo el cumplimiento de todos los requerimientos de pruebas definidos en la Norma API 6A, 20va Edición.

El equipo hará más segura la tarea de ensamble para pruebas, evitando que los operarios usen fuerzas excesivas, prevendrá malas posturas, eliminará el uso de llaves de golpe y combos, y disminuirá el desperdicio de agua mezclada con aceite soluble usada como fluido de prueba colaborando con el medio ambiente.



**Figura 2.** Realización de pruebas de presión en la actualidad.

## **CAPITULO 2**

### **MARCO TEORICO**

#### **2.1. Norma Internacional API 6A**

La norma internacional API 6A también llamada ISO 10423 es la Especificación para Cabezales de Pozo y Árboles de Navidad. Está encargada de especificar y dar recomendaciones para el desempeño, compatibilidad dimensional, materiales, inspecciones, ensayos, soldadura, diseño, marcación, manejo, almacenamiento, reparación y remanufacturado de Cabezales de pozo y Árboles de Navidad para uso en la industria de petróleo y gas.

Adicional define condiciones de servicio, presión, tipos de material, rangos de temperatura y condiciones de trabajo.

#### **2.2. Válvulas de compuerta**

Las válvulas de compuerta son recipientes sometidos a presión cuya función principal es la de aislar o permitir el paso de diferentes fluidos de trabajo sean líquidos o gaseosos, las válvulas especificadas en la Norma API 6A se deben diseñar para presiones de trabajo que van desde los 2000 psi hasta los 20000 psi, sus materiales son seleccionados acorde al servicio que van a prestar que puede ser servicio normal y servicio ácido en el cual se tiene una presión parcial de H<sub>2</sub>S y poseen diferentes niveles de especificación y desempeño llamados Product Specification Level (PSL) y Performance Requirement (PR) respectivamente. (American Petroleum Institute, 2010)

El nivel de especificación del producto o PSL determina todos los controles de calidad a los cuales se deben someter cada material componente de las válvulas antes y después del maquinado, van desde PSL-1 a PSL-4 y este nivel determina los controles a los materiales tanto en prácticas de fundición, composición química, ensayos destructivos, ensayos no destructivos superficiales y volumétricos, etc.

El nivel de desempeño o PR lo determinan pruebas cíclicas a las que van a estar sometidos los elementos, y van desde PR-1 a PR-2, este nivel de desempeño garantiza la confiabilidad de los equipos y es mayormente usado para válvulas con actuadores neumáticos o hidráulicos para aplicaciones Onshore y Offshore. (American Petroleum Institute, 2010)

### **2.3. Tipos de Cabezales de Pozo**

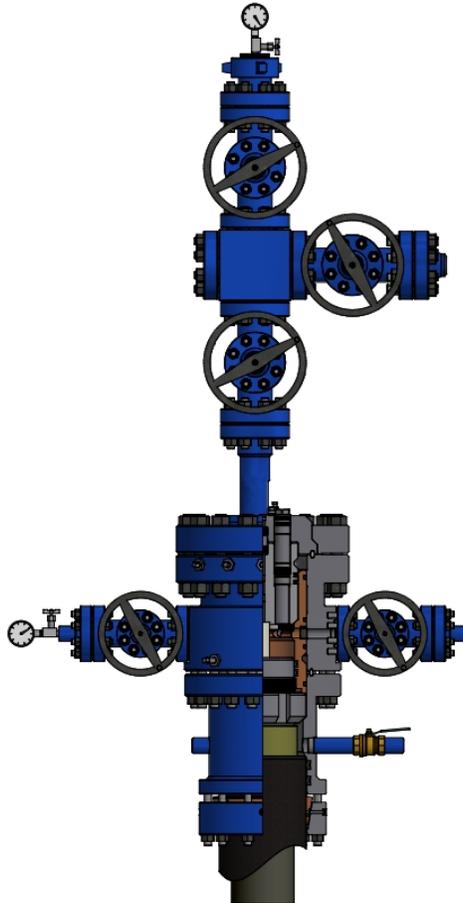
Existen varios tipos de cabezales y configuraciones de estos, estas serán acorde a la profundidad, al programa de perforación de los pozos y al tipo de levantamiento ya sea natural o artificial, actualmente se usan sistemas de ahorro de tiempo llamados también Time Saver Wellheads o cabezales Multibowl (Multitazón), los cuales ahorran tiempo de perforación al hacer posible la perforación de diferentes diámetros de tubería sin necesidad de conectar y desconectar el BOP.

Entre los cabezales más usados en el medio tenemos:

#### **Cabezal Multibowl para Bombeo Electrosumergible**

Es el más utilizado en el mercado nacional debido a que es el Standard que usa Petroamazonas EP en los pozos que se perforan actualmente, tiene una preparación

para conector eléctrico el cual da potencia a la bomba electro sumergible instalada en el fondo.

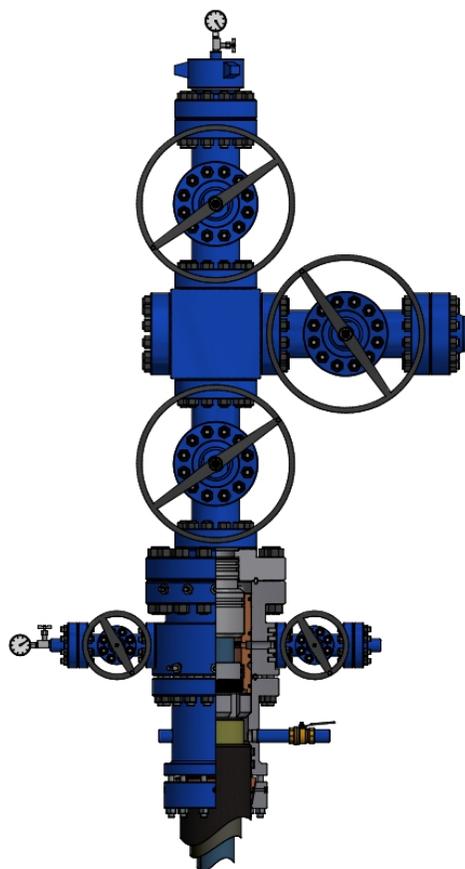


**Figura 3.** Cabezal Multibowl para Bombeo Electro sumergible

**Fuente:** (Válvulas del Pacífico S.A., 2017)

### **Cabezal Multibowl Inyector**

Los elementos internos y juntas de este tipo de cabezal están hechas con acero inoxidable debido a que su fluido de trabajo es agua de formación inyectada a altas presiones y es altamente corrosiva. Se inyecta en grandes cantidades por este motivo las válvulas del árbol de navidad son de mayor medida

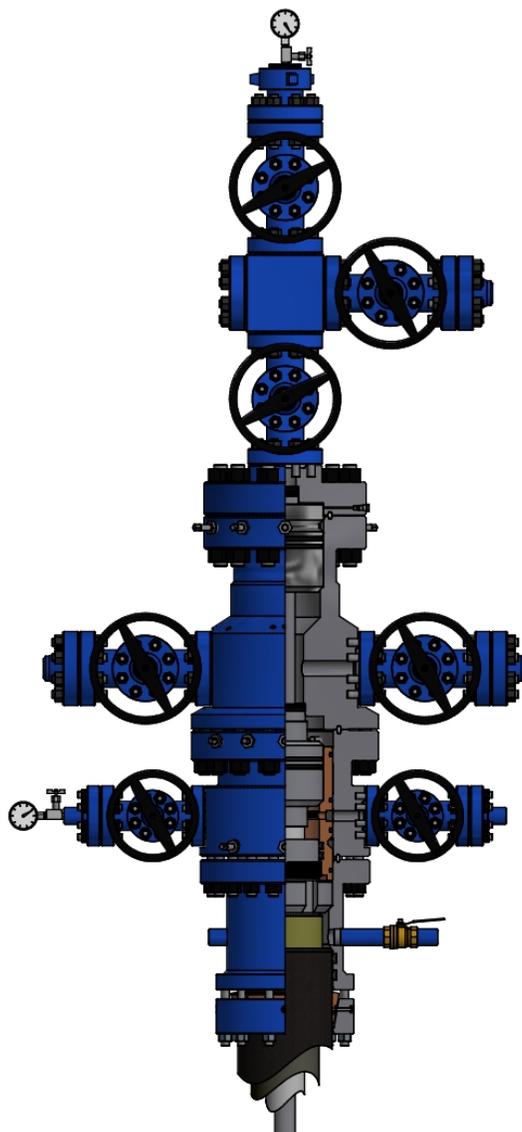


**Figura 4.** Cabezal Multibowl para Inyección

Fuente: (Válvulas del Pacífico S.A., 2017)

### **Cabezal Multibowl Dual Concéntrico**

Se utiliza este tipo de cabezal cuando se tienen dos arenas una encima de otra y existe la posibilidad de perforar desde la superficie desde un mismo punto, tiene un carrete especial preparado para dos conectores eléctricos que permiten la instalación de bombas electro sumergibles en el fondo



**Figura 5.** Cabezal Multibowl Dual Concéntrico

**Fuente:** (Válvulas del Pacífico S.A., 2017)

#### **2.4. Válvulas sometidas a presión**

El uso de recipientes a presión ha sido delimitado dentro de varias normativas, existiendo la norma UNVE-EN 13445-3 aprobada por el Comité Europeo de Normalización, así como por la norma API 6A que se puede aplicar al contexto

latinoamericano. En cualquiera de los dos casos, estos se definen como vasijas u objetos cerrados que tiene la capacidad de “almacenar un fluido a presión manométrica por medio de la presión interna o al vacío”. (León, 2001, pág. 10)

En este sentido, se menciona que existe el tipo de presión de operación ( $P_o$ ) que se identifica como la presión de trabajo a presión manométrica, mientras que la presión de diseño ( $P$ ) es el valor que se utiliza en las ecuaciones para el cálculo de los recipientes sometidos a presión. (León, 2001) Esta fórmula consiste en:

$$\begin{array}{ll} \text{Si } P_o > 300 \text{ lb/pulg}^2 & \text{Si } P_o < 300 \text{ lb/pulg}^2 \\ P = 1.1 \cdot P_o & P = P_o + 30 \text{ lb/pulg}^2 \end{array}$$

$P$  es la presión de diseño y  $P_o$  es la presión de operación.

Las ecuaciones y formulas empleadas se basan en la teoría de los esfuerzos de membrana propuestos por Kirchhoff y Mindlin-Reissner (Guzmán, 2006). Por ello, se debe diferenciar la presión de trabajo máxima permisible con la presión de prueba. Esta se cuantifica por medio de la siguiente ecuación:

$$P_p = P (1.5) \frac{S_{ta}}{S_{td}}$$

(León, 2001, pág. 11)

$P_p$  = Presión de prueba

$P$  = Presión de diseño

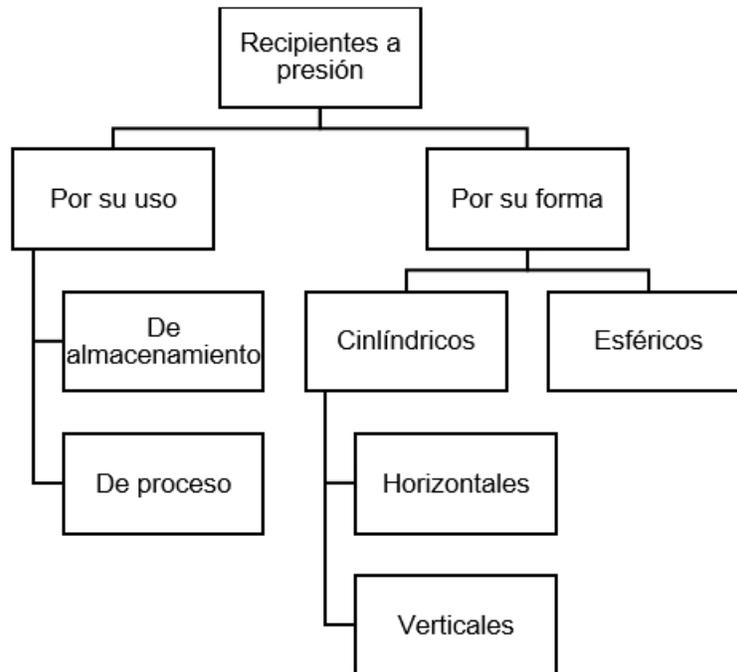
$S_{ta}$  = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura ambiente.

$S_{td}$  = Esfuerzo a la tensión del material a la temperatura de diseño.

Mientras que la presión de máxima permisible a la que se debe someter un recipiente, se lo debe realizar cuando: después de haber sido corroído, bajo efectos de

las temperaturas de diseño, y de otras cargas como viento o presión hidrostática. (León, 2001, pág. 10)

De acuerdo con (León, 2001) los tipos de recipientes a presión que se pueden encontrar son:



**Figura 6.** Clasificación de Recipientes Sometidos a Presión

Fuente: (León, 2001)

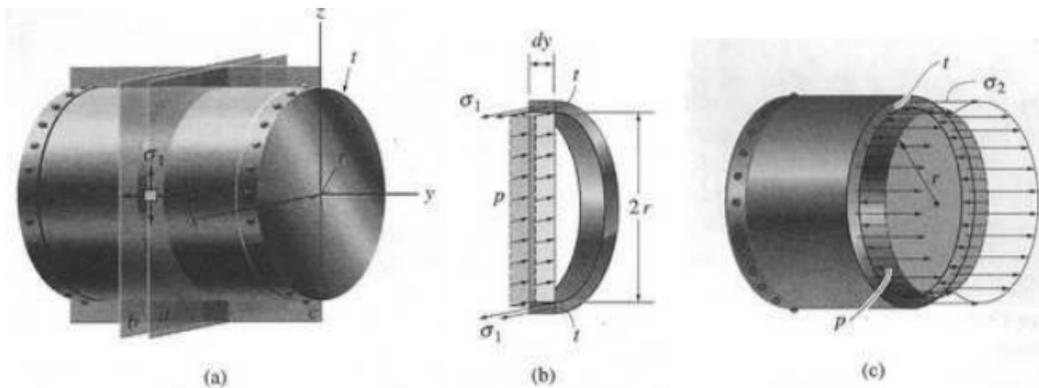
Por su uso estos pueden ser de almacenamiento y de proceso. Los de almacenamiento se utilizan para fluidos a presión y los de proceso para diferentes materiales como reactores, torres, fraccionadoras, cambiadores de calor, entre otros. (León, 2001)

Los recipientes por su forma se dividen en cilíndricos y esféricos. Los primeros se utilizan como chaquetas para alterar la temperatura de los fluidos, pudiendo definirse en

horizontales o verticales. En cambio, los segundos se utilizan tanques de almacenamiento. (León, 2001)

Por otra parte, se menciona que los recipientes cilíndricos sirven como calderas, se define pared delgada cuando la relación radio interior a espesor de pared es ( $r/t \geq 10$ ). “Cuando la pared de recipiente es delgada, la distribución del esfuerzo de su espesor  $t$  no variará de manera significativa y por tanto se supondrá que es uniforme o constante” (Hibbeler, 2006, pág. 423). Este enunciado se refiere a las condiciones físicas del recipiente sobre el cual se debe aplicar la presión para controlar los fluidos o materiales que se manipulan.

En el caso de los recipientes cilíndricos horizontales o anulares se analiza dentro de los planos a, b y c. “Se desarrollan por el esfuerzo circunferencial uniforme que actúa a través de la pared del recipiente y la presión que actúa sobre la cara vertical del gas o fluido seleccionado” (Hibbeler, 2006, pág. 424). Para su equilibrio se considera la siguiente fórmula:



**Figura 7.** Planos de esfuerzos analizados en recipientes

**Fuente:** (Hibbeler, 2006, pág. 424)

$$\sum F_x = 0; \quad 2 \cdot [\sigma_1 \cdot (t \cdot d)] - p \cdot (2r \cdot d) = 0$$

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot r}{t}$$

Fuente: (Hibbeler, 2006)

Para los recipientes cilíndricos verticales o longitudinales se considera la sección b del cilindro [...] actúa uniformemente a través de la pared y  $p$  actúa sobre la sección de gas o fluido.” (Hibbeler, 2006, pág. 424) Esto se puede medir a través de:

$$\sum F_y = 0; \quad \sigma_2 \cdot (2\pi \cdot r \cdot t) - p \cdot (\pi \cdot r^2) = 0$$

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot r}{2t}$$

Fuente: (Hibbeler, 2006)

Donde:

$\sigma_1; \sigma_2$ , Esfuerzo normal en las direcciones circunferencial y longitudinal. Son constantes a través de la pared. [psi] [Mpa]

$p$ , Presión manométrica interna. [psi] [Mpa]

$r$ , Radio interior del cilindro. [in] [mm]

$t$  = espesor de la pared ( $r/7t \geq 10$ ). [in] [mm]

## 2.5. Requerimientos de diseño según norma API 6A

La norma API 6A contempla que los requerimientos de diseño son específicos y peculiares del producto en la condición en que fue enviado. Todos los productos deberán estar diseñados de acuerdo con los requisitos de esta las cláusulas de la normativa, así como la presión y rangos de temperatura, los fluidos de prueba consistentes con la clase de material. Otros requisitos incluyen la capacidad de carga,

los ciclos, y la fuerza de operación. (API, 2010). La Norma API indica en la cláusula 4.2.1.3:

[...] que el diseño deberá tener en cuenta los efectos de contención de la presión y otras cargas inducida por presión, considerando las condiciones, tales como cambios de presión de calificación en conectores cruzados y presurización con tapones de prueba temporales. (pág. 21)

Los efectos de las cargas externas (es decir, momentos de flexión, tensiones, etc.) en el conjunto de componentes no se abordan explícitamente por esta norma internacional. Estos rangos varían de acuerdo al tipo de rosca, tamaño, diámetro y rango de presión de trabajo:

**Table 1 — Pressure ratings for internal threaded end or outlet connections**

Type of thread	Nominal pipe size in	Size OD mm	Rated working pressure	
			MPa	(psi)
Line-pipe/NPT (nominal sizes)	$1/2$	21,3	69,0	10 000
	$3/4$ to 2	26,7 to 60,3	34,5	5 000
	$2 1/2$ to 6	73,0 to 168,3	20,7	3 000
Tubing, non-upset, and external upset round thread	1,050 to $4 1/2$	26,7 to 114,3	34,5	5 000
Casing (8 round, buttress, and extreme line)	$4 1/2$ to $10 3/4$	114,3 to 273,1	34,5	5 000
	$11 3/4$ to $13 3/8$	298,5 to 339,7	20,7	3 000
	16 to 20	406,4 to 508,0	13,8	2 000

**Figura 8.** Tasas de Presión para roscas internas o conexiones de salida

Fuente: (API, 2013)

También explica que para el diseño de cabezales y árboles de navidad se debe considerar la documentación de los procedimientos de validación de diseño y de los resultados. (API, 2010)

Para la selección de los rangos de temperatura (cláusula 4.2.2), se explica que la temperatura mínima es la temperatura ambiente más baja a la que el equipo puede ser sometido y la máxima es la temperatura más alta del fluido que pueden contactar directamente con el equipo.

Temperature classification	Operating range			
	°C		°F	
	min.	max.	min.	max.
K	-60	82	-75	180
L	-46	82	-50	180
P	-29	82	-20	180
R	Room temperature		Room temperature	
S	-18	66	0	150
T	-18	82	0	180
U	-18	121	0	250
V	2	121	35	250

**Figura 9.** Clasificación de temperatura de operación

Fuente: (API, 2010)

Para el diseño, se debe tener en cuenta los efectos de la expansión térmica diferencial de los cambios de temperatura y la temperatura gradiente que el equipo va experimentando durante el proceso. Esto permitirá controlar las temperaturas, y por tanto la calidad del producto, en este caso, de los fluidos con los que se experimenten.

## **Diseño de materiales**

En este mismo ámbito, la norma API 6A señala que los requerimientos de material son:

- Selección del material por responsabilidad del usuario.
- Comprender factores ambientales y variables de producción como:
  - Niveles de especificación de producto,
  - Concentración de H<sub>2</sub>S,
  - Proximidad,
  - Radio de exposición,
  - Corrosividad del fluido,
  - Temperatura,
  - Niveles de H<sub>2</sub>S,
  - Concentración del ion Cloruro,
  - Producción de arena,
  - Producción y composición del agua,
  - Tipos y montos relativos de hidrocarburos producidos y
  - Presión parcial de CO<sub>2</sub>.

## **Métodos de diseño**

Para los métodos de diseño se debe tomar en cuenta las conexiones finales de salida, clamps (abrazaderas), tubing hangers (colgadores de tubería de producción), casing hangers (colgadores de tubería de revestimiento), back pressure valves (válvulas de contrapresión), lock screws (pernos de fijación) y stems (vástagos). (API, 2010)

## **2.6. Requerimientos de pruebas de presión de las válvulas de compuerta.**

Todos los pasos que seguir para la realización de las pruebas de presión de válvulas de 2-1/16" 5000 psi, 3-1/8" 5000 psi y válvulas en general se encuentran en el procedimiento de la empresa Válvulas del Pacifico CC-P11-06 el cual cumple rigurosamente todos los lineamientos establecidos en la norma API 6A, 20va Edición. El procedimiento se puede ver en el Anexo B.

## **2.7. Tipos de bridas y Ring Grooves según norma API 6A.**

Para iniciar resulta oportuno definir el término bridas, según (Mayorga Toala , 2013) “es un reborde circular que se encuentra situado en el extremo de las tuberías, válvulas o en cualquier otro equipo, permitiendo el acople entre roblones y tornillos”. Por lo que las personas que fabrican tuberías y válvulas que no se encuentran fundidas, obtienen las bridas de manera suelta, por lo que las integran en el cuerpo de la pieza y éstas más bien soldadas, pero las podemos encontrar roscadas.

Ahora bien, existen diferentes tipos de bridas, donde cada una de ellas son utilizadas en específico para una función determinada, en algunos casos el valor para su instalación es menor, en otro pueden ser más caros, “pero resulta necesario e imprescindible conocer el tipo de brida que se debe utilizar para cada caso” (Mayorga Toala , 2013, pág. 33), pues depende de la funcionabilidad que brindará, también si el equipo requiere de mantenimiento y limpieza constante, se debe poner bridas que resultan fáciles de quitar.

La norma API, en una alianza API/ASME, regula las bridas para juntas con anillos, materiales de mayor resistencia, que agregan tolerancia para las medidas en el

diseño de diferentes maquinarias o equipos. Entre los tipos de bridas se puede encontrar:

- Bridas deslizantes: Estas se ponen con dos filetes de soldaduras, por lo que se rueda el tubo en su interior, el valor para su instalación es menor, en este se requiere menos presión para cortar el tubo.
- Bridas roscadas: Previamente roscado el tubo se coloca, principalmente en aquellos lugares donde no se puede aplicar soldadura, ahora bien, en instalaciones con variaciones de presión intensa, no se recomienda que sea utilizado.
- Bridas para una junta con solapa: Por lo general se utiliza en lugares donde es necesario estar realizando desarmes para limpieza o también para brindar algún tipo de reparación, por lo que el costo del desmontaje es menor, ya que es fácil girar las bridas y alinear los agujeros.
- Bridas con asientos para soldar: Estas son utilizadas principalmente para pequeños diámetros y también para altas presiones, por lo que se inserta el tubo hasta el mismo asiento, para luego soldar en filete contra el tubo.
- Bridas ciegas: Son utilizadas para cerrar el extremo de las tuberías.

Los ring grooves o ranuras de los anillos, de acuerdo con la norma API, aplica a los segmentos de los conectores sueltos, y a las conexiones integrales de entrada y salida integrales. Por ello, se menciona para la calificación de estos elementos deben responder a los lineamientos de la norma ASME. Esta evaluación incluye un análisis

químico. “La composición química de la soldadura metal debe ir depositado en el lugar especificado por el fabricante” (API, 2010, pág. 54)

Para la composición química de aceros inoxidable de series 300, la norma explica lo siguiente:

**Tabla 1.**

*Composición Química de Aceros Inoxidables*

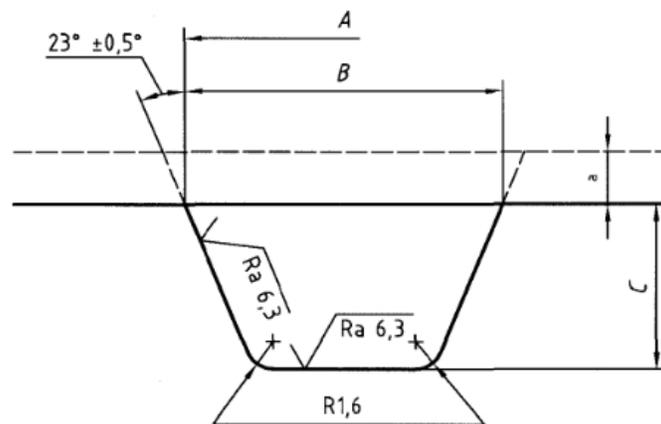
Elemento	Composición % mass fraction
Níquel	8.0 min.
Cromo	16.0 min.
Carbono	0.08 máx.

**Fuente:** (API, 2010, pág. 54)

Dentro de la cláusula 6.5.1.1. de la norma API se describe el procedimiento de la aplicación que consiste en:

a) Tratamiento Térmico Post Soldadura; Las conexiones de entrada y de salida con ring grooves resistentes a la corrosión deben ser sometidos a tratamiento post soldadura de acuerdo al WPS (Welding Procedure Specification).

b) Conjunto de *ring grooves* para soldadura; Los *ring grooves* para soldadura deben ser preparados de acuerdo a las especificaciones de la Norma API 6A. Cuya representación gráfica sería la siguiente:



**Figura 10.** Dimensiones de Ring Grooves

Fuente: (API, 2010, pág. 121)

A = diámetro exterior del groove o ranura. (mm)

B= width del Groove o ranura (mm)

C= profundidad de la ranura o groove. (mm)

c) Otras preparaciones de soldadura. Puede ser usada si las propiedades mecánicas de la soldadura son depositadas igual o superior a aquellos materiales base.

## 2.8. Sellos elastómeros de alta presión

Los sellos mecánicos están constituidos por elastómeros que dependiendo de su tipo estos pueden soportar alta presión. Estos “están destinados a sustituir cada vez en mayor grado, a la junta o empaquetadura tradicional en ejes rotativos” (IJASA, 2014, pág. 1). Tiene varias aplicaciones del sector industrial como reactores, bombas domésticas y petroquímicos.

Estos se encuentran compuestos por una parte rotativa y estacionaria donde disponen de un elastómero, material que permite:

[...] mantener en íntimo contacto las caras de roce, también al faltar la presión del fluido a estanqueizar, y según el tipo, transmitir el movimiento. Este resorte puede ser simple o múltiple. En caso de que sea simple, puede tener las espiras a derechas o a izquierdas. La parte rotativa dispone asimismo de un elastómero cuya misión es evitar fugas entre este elemento y el eje, absorbe el posible desplazamiento radial, corrige rotaciones irregulares, dilataciones térmicas y vibraciones. (IJASA, 2014, pág. 1)

Los elastómeros pueden someterse bajo las siguientes temperaturas límites.

**Tabla 2.**

*Rango de operación de Elastómeros*

<b>Elastómeros</b>	<b>Temperatura límite</b>
Nitrilo	-34 a +121°C
Viton	-29 a +204°C
EPT	-51 a +149°C
Neopreno	-42 a +121°C
Kalrez	-37 a +260°C
Teflón	-185 a +232°C

Fuente: (IJASA, 2014, pág. 1)

Estos tipos de elastómeros se encuentran en sellos mecánicos monosorte, fuelles metálicos, multiresorte, entre otros. A continuación, se describen aquellos que pueden soportar alta presión:

**Tabla 3.**

*Sellos resistentes a altas presiones*

Sellos	Materiales	Presión	Velocidad
Monoresorte Tipo 21	Resorte en acero inoxidable, cara rotativa en carbón elastómeros en nitrilo y cara estacionaria en cerámica.	18 Kg/cm <sup>2</sup>	25 m/seg.
Con fuelle metálico para procesos químicos	No tiene partes sueltas ni resortes que se puedan atascar. Sello secundario (o'ring) estático no desgasta el eje.	21 Kg/cm <sup>2</sup> .	23 m/seg.
Con fuelle metálico para temperaturas extremas	Ideal para aceites térmicos y productos por encima de 250°C. Para procesos criogénicos (muy bajas temperaturas) se utiliza como sello secundario una cuña metálica.	21 Kg/cm <sup>2</sup> .	25 m/seg.
TIPO 104	Caras de roce en carbón y cerámica, elastómeros en nitrilo, partes metálicas en acero inoxidable	14 Kg/cm <sup>2</sup> .	19 m/seg.

Fuente: (IJASA, 2014, pág. 1)

Los sellos elastómeros se deben seleccionar de acuerdo al proyecto industrial o a los materiales que se usen en el proceso. El ejecutante, o en este caso el investigador debe conocer todos los materiales e instrumentos que se conozcan en el mercado o en los catálogos que describen sus características y seleccionar con un estudio previo las capacidades límites de los sellos, en este caso, es importante conocer el límite de presión antes de ser sometido a experimentación.

## CAPITULO 3

### ANALISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

#### 3.1. Parámetros de Selección

La finalidad del presente proyecto es lograr facilitar y ahorrar tiempo en la realización de las pruebas hidrostáticas de válvulas de compuerta que la empresa provee a operadoras nacionales e internacionales.

Dentro de los requerimientos de la norma API 6A las válvulas deben cumplir dos requerimientos en pruebas de presión las cuales son una prueba de cuerpo a 7500 psi. y la otra una prueba de sello de compuerta a 5000 psi.

Con estos antecedentes el sistema a diseñar debe cumplir con las siguientes características:

- Sistema de prensado rápido
- Materiales de alta resistencia mecánica
- Prueba simultanea de varias válvulas
- Seguridad de operación

Por lo tanto, se analizarán los siguientes parámetros de selección para el presente proyecto

#### Aspectos Técnicos

- **Diseño:** Cantidad, tamaño y complejidad de componentes, combinación de cargas a los que están sometidos

- **Mantenimiento:** Facilidad de cambio de piezas de refacción, tiempos de cambios y facilidad en conseguir los repuestos
- **Fabricación:** Facilidad de conseguir todos los elementos constituyentes, ya sea materia prima, elementos estándar, o elementos prefabricados como bombas hidráulicas, sellos elastómeros, metálicos, retenedores, rodamientos, etc.
- **Facilidad de operación del sistema:** Tiempo de colocación de las válvulas, tiempo de fijación de las válvulas para empezar con las pruebas
- **Manejo y Movilidad**
- **Ensamblaje de componentes del sistema:** Facilidad de armado de las partes constituyentes del equipo
- **Tamaño:** Espacio que ocupa en el área de trabajo

### **3.2. Descripción de los subsistemas**

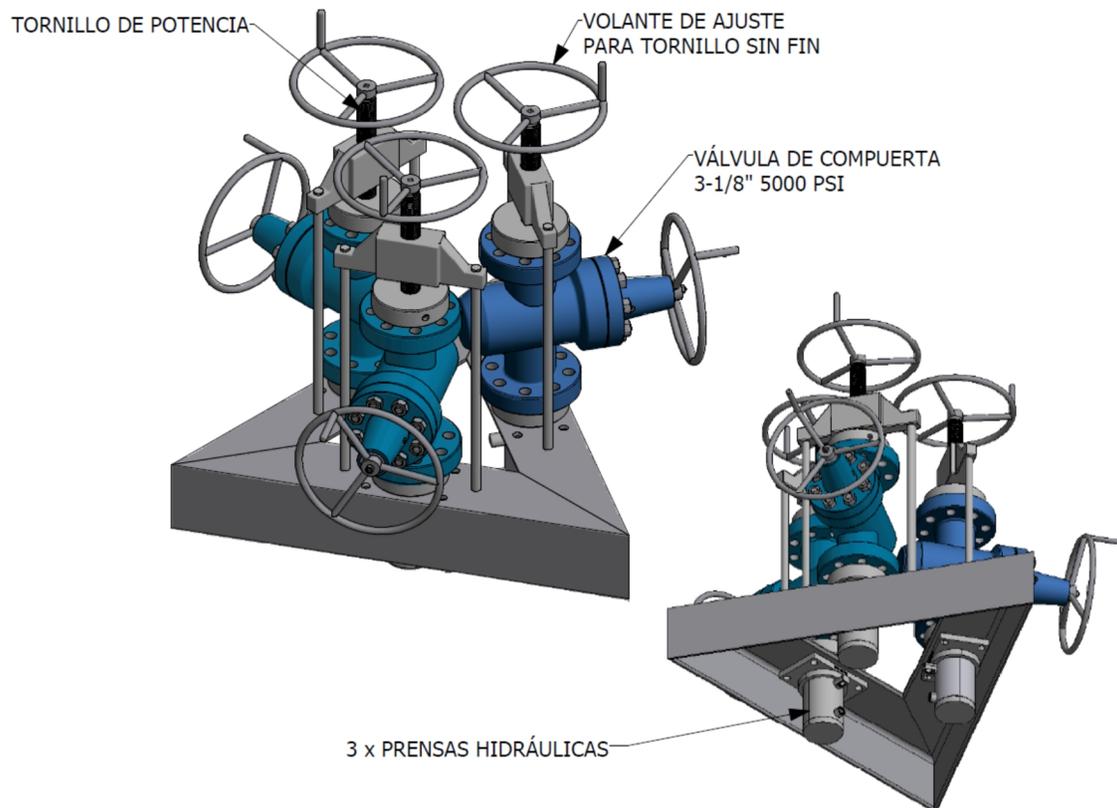
#### **3.2.1. Prototipo 1: Sistema tipo prensa hidráulica individual para cada válvula y sellos metálicos.**

Este tipo de banco de pruebas es el más común y lo venden varios fabricantes de este tipo a un costo muy elevado, adicionalmente es usado en el país en varias compañías dedicadas a los servicios petroleros como son: Repsol YPF y Missionpetroleum S.A.

Estas empresas poseen este tipo de elementos para probar secciones grandes de un cabezal, pero también su principio se puede utilizar en la fabricación de un banco

de pruebas para elementos más pequeños que en este caso sería válvulas de compuerta.

El sistema prototipo 1 (Figura 11.) se planteó en un arreglo de 3 partes independientes en el cual constaría un sistema de tornillo de potencia, soportes y una prensa hidráulica para cada válvula.



**Figura 11.** Prototipo 1 de Banco de Pruebas de Presión

Principio de funcionamiento:

El sistema está conectado a una bomba hidráulica (Figura 12) en cada una de sus prensas hidráulicas la cual luego de ajustar manualmente los tornillos de potencia proporcionara la fuerza necesaria para energizar los ring gaskets y deformarlos hasta conseguir un adecuado sello metal-metal entre las bridas de las válvulas.



**Figura 12.** Bomba hidráulica eléctrica Enerpac 0-20000 psi

Fuente: (Enerpac, 2015)

Luego de esto se procede a suministrar presión con una bomba hidrostática (Figura 13) de alta presión hasta llegar a las presiones de prueba especificadas en la norma API 6A 20va Edición.

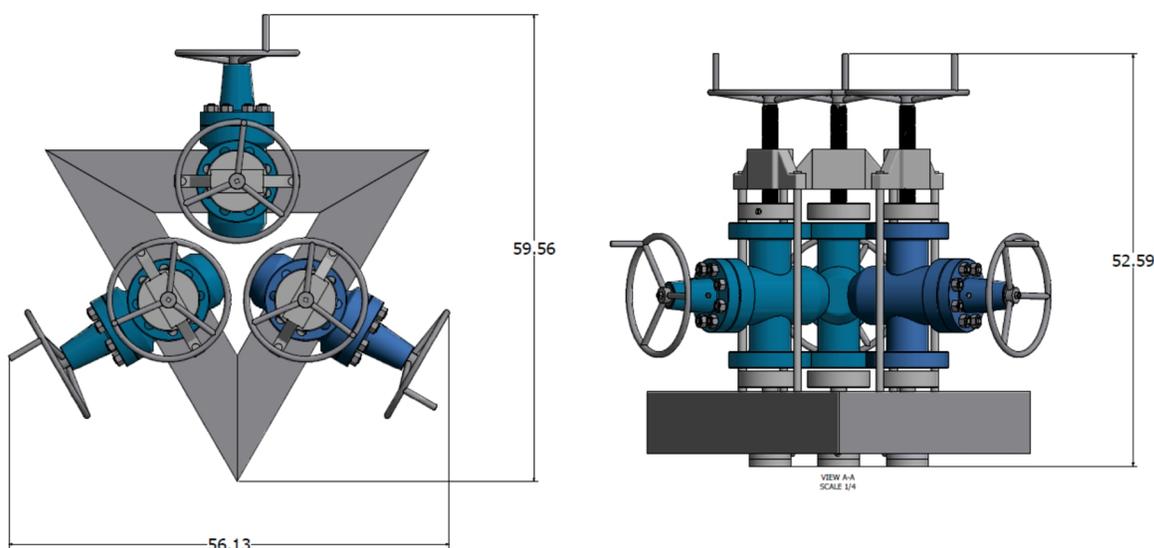


**Figura 13.** Bomba Hidrostática 0-20000 psi.

Fuente: (Barbee Engineered, 2015)

Sus Principales ventajas son:

- Rapidez al momento de energizar los sellos metálicos ring gaskets ya que la bomba hidráulica enerpac actúa instantáneamente.
- Fácil movilidad y ubicación dentro de la cabina de pruebas hidrostáticas ya que las medidas en pulgadas son las mostradas en la Figura 14.



**Figura 14.** Dimensiones Prototipo 1

- Las dimensiones del acero a utilizar se pueden conseguir fácilmente en la industria nacional sea en Aceros Bohler del Ecuador o Ivan Bohman.
- Los ring gaskets se energizan debido a la fuerza que ejercen las prensas hidráulicas, esto eliminaría el torque de 8 espárragos por cada brida lo cual toma aproximadamente 45 minutos por válvula.

Las principales desventajas encontradas en el funcionamiento son:

- Dificultad y pérdida de tiempo al momento de colocar las válvulas, debido a la distribución del diseño se debe levantar cada válvula y colocarla en posición vertical lo que requiere el uso de un tecla manual o montacargas por el peso de cada válvula que varía de 180 kg a 250 kg, según el fabricante y tipo de mecanismo de cierre de las válvulas.
- Se necesitan 3 prensas hidráulicas las cuales tienen un elevado costo y en el caso de selección de este prototipo posiblemente se deba importar lo cual tomaría tiempo y crearía una desventaja operacional en el caso de algún daño en el que se deba importar piezas repuestos.
- Si bien el sistema no necesita torque de los espárragos que unen las bridas y energizan los ring gaskets se necesita la bomba hidráulica de alta presión la cual tiene un costo muy elevado y dispararía el presupuesto para este proyecto

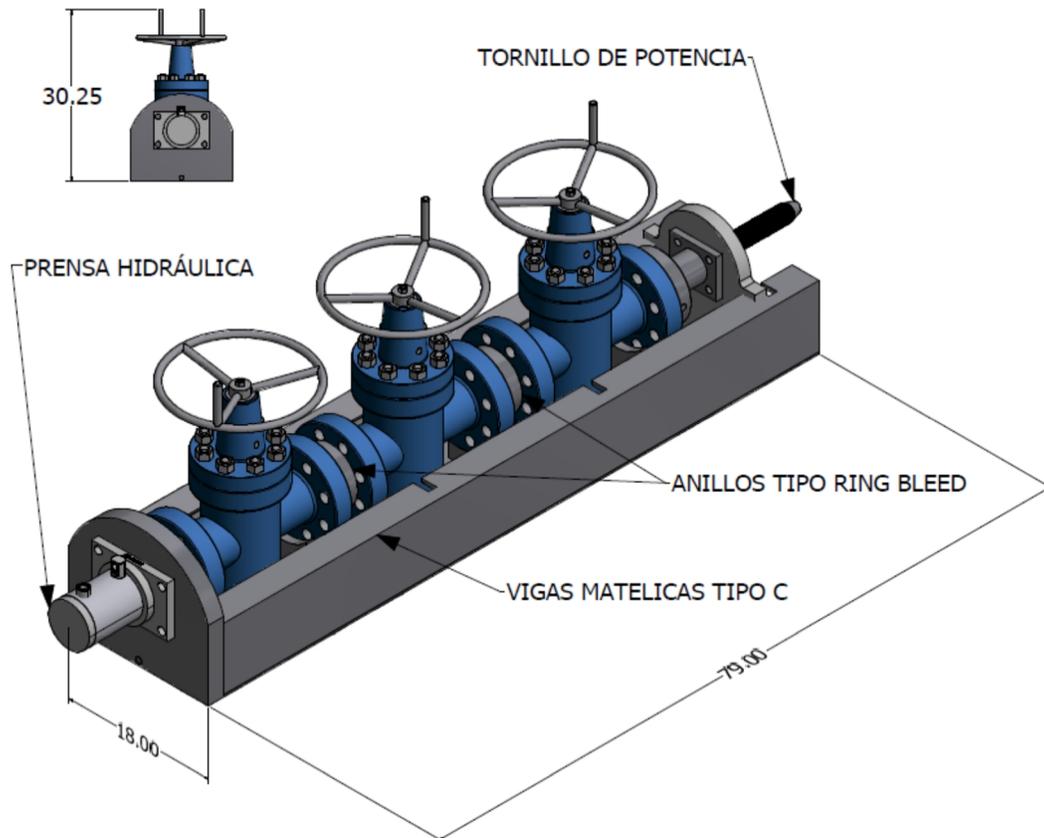
### **3.2.2. Prototipo 2: Sistema tipo prensa hidráulica lineal y sellos metálicos.**

Principio de Funcionamiento:

Tiene un funcionamiento de prensa metálica similar al Prototipo 1, a diferencia del primero este prototipo (Figura 15) tiene una disposición lineal de las válvulas lo cual es posible debido a unos elementos intermedios llamados Ring Bleed, los cuales luego de ajustar un único tornillo de potencia se encargan de sellar entre las caras de las bridas de las válvulas dispuestas en serie.

Se necesita una única prensa hidráulica de mayor capacidad que permite energizar los seis ring gaskets utilizados en serie para lograr un adecuado sello metal-

metal y posteriormente aplicar la presión hidrostática acorde a la norma API 6A 20va Edición.



**Figura 15.** Prototipo 2 de Banco de Pruebas Hidrostáticas

Sus Principales ventajas son:

- Rapidez al momento de energizar los sellos metálicos ring gaskets debido que la bomba hidráulica enerpac actúa instantáneamente.
- Fácil ubicación en la cabina de pruebas de presión ya que por sus medidas (Figura 15) es un diseño más compacto.

- El sistema utiliza elementos Ring Bleed los cuales son encargados del sello entre bridas y enviar la presión independiente a cada una de las válvulas.
- Mayor facilidad al momento de ubicar las válvulas de compuerta ya que como el diseño es lineal y adicional a ras de piso no es necesario el uso de montacargas ni tecla mecánico.
- Los ring gaskets se energizan debido a la fuerza que ejerce la prensa hidráulica, esto elimina el torque de 8 espárragos por cada brida lo cual toma aproximadamente 45 minutos por válvula.

Sus principales desventajas son:

- El prototipo utiliza un perfil tipo C, cuyo grado de material y dimensiones no existen en el mercado nacional y es necesario importar.
- El sistema a pesar de ser más compacto posee un peso elevado debido a la forma de sus componentes.
- Requiere la utilización de una bomba Hidráulica Enerpac y una prensa hidráulica de mayor potencia, si bien esto elimina la utilización de espárragos para ajustar y energizar los ring gaskets entre las caras de las bridas de las válvulas supone un incremento en el presupuesto para el presente proyecto.

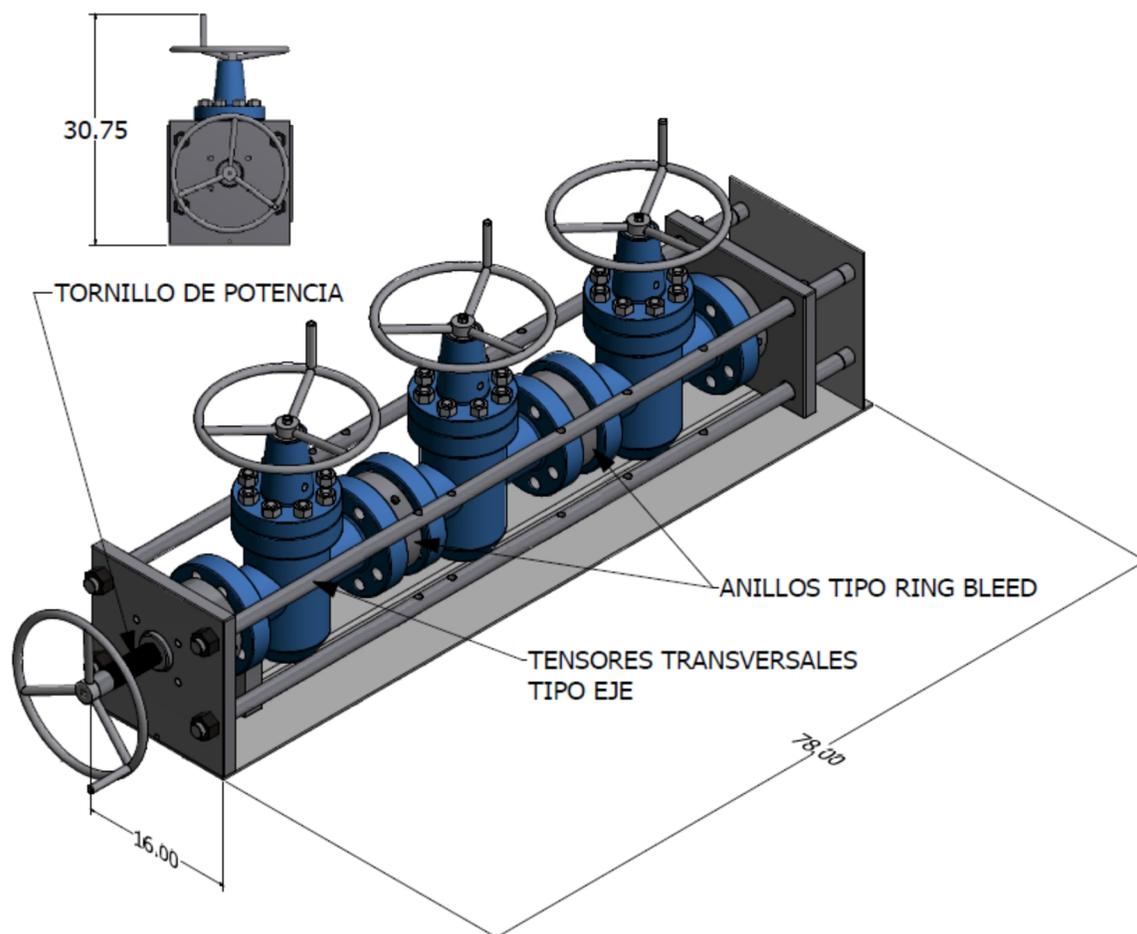
### **3.2.3. Prototipo 3: Sistema tipo prensa manual y sellos no metálicos de Poliuretano.**

Principio de Funcionamiento:

Este sistema (Figura 16) funciona a través de una prensa manual y ring gaskets de poliuretano, se colocan estos sellos elastómeros entre las bridas de las válvulas, luego de esto el tornillo de potencia es ajustado procurando ejercer el máximo ajuste entre las caras de las bridas de las válvulas de compuerta.

Como el sello no es metal-metal sino de poliuretano no se debe aplicar la gran cantidad de fuerza que se aplicaría en el caso de usar un ring gasket metálico, lo que dejaría a un lado la necesidad de usar una bomba hidráulica y una prensa hidráulica.

Finalmente se introduce presión con una bomba hidrostática hasta llegar a la indicada en el estándar API 6A 20va edición.



**Figura 16.** Prototipo 3 de Banco de Pruebas de Presión

Sus principales ventajas son:

- El ajuste del tornillo de potencia es manual no necesita un torque excesivo, esto permite un ajuste rápido y más económico al eliminar el uso de la bomba y prensa hidráulicas.
- Funciona mediante un sello de poliuretano (Figura 17) que debido a su alta resistencia y forma permite un sello entre las caras de las bridas de las válvulas a altas presiones que superan los 7500 psi.



**Figura 17.** Ring gasket de Poliuretano

- Facilidad de movimiento y ubicación debido a sus dimensiones y peso más ligero (Figura 16) dentro de la cabina de presión.
- Su diseño es a ras de piso lo cual permite una rápida colocación en serie de las válvulas de compuerta sin necesidad de usar montacargas.
- Elimina completamente la fuerza necesaria para energizar los ring gaskets metálicos al ser estos de poliuretano.

Las principales desventajas son:

- Cada ring gasket de poliuretano sirve para alrededor de 100 pruebas, aun así, su vida útil es más larga que un ring gasket metálico el cual queda deformado más y más con cada prueba realizada.
- Se debe tener precaución al momento de ajustar el tornillo de potencia, se debe procurar que las caras de las bridas topen entre sí para evitar que el ring gasket de poliuretano se sople.

### 3.3. Selección de Alternativas.

Acorde a los parámetros de selección de alternativas planteados en el punto 3.1. se realiza el análisis para seleccionar el prototipo más acorde a las necesidades de la empresa Válvulas del Pacífico S.A. y que cumpla con todos los requerimientos establecidos en la norma API 6A. Para hacer esto posible se utilizará el Método Ordinal Corregido de Criterios Ponderados, (Romeva, 2002, págs. 59-62).

Se recomienda este método porque permite obtener resultados significativos sin la necesidad de evaluar los parámetros de cada propiedad y sin tener que estimar numéricamente los pesos de cada aspecto. (Romeva, 2002, pág. 59)

#### Tabla 4.

*Aspecto y ponderación*

Aspecto Técnico	Puntaje
Influye más	1
Influye igual	0.5
Influye menos	0

#### 3.3.1 Evaluación del peso específico de cada Aspecto técnico

Operación > Diseño > Mantenimiento > Fabricación > Manejo y Movilidad > Ensamble = Tamaño

Tabla 5.

**Peso Específico aspecto técnico**

CRITERIO	Operación	Diseño	Mantenimiento	Fabricación	Manejo y Movilidad	Ensamblaje de Componentes	Tamaño	$\Sigma+1$	Ponderación
Operación		1	1	1	1	1	1	7	0.25
Diseño	0		1	1	1	1	1	6	0.21
Mantenimiento	0	0		1	1	1	1	5	0.18
Fabricación	0	0	0		0.5	1	1	3.5	0.13
Manejo y Movilidad	0	0	0	0.5		1	1	3.5	0.13
Ensamblaje de Componentes	0	0	0	0	0		0.5	1.5	0.05
Tamaño	0	0	0	0	0	0.5		1.5	0.05
							Suma	28	1.00

**3.3.2 Evaluación del peso específico de Operación**

Prototipo 3 > Prototipo 2 > Prototipo 1

Tabla 6.

**Peso Específico Operación**

OPERACIÓN	Prototipo 1	Prototipo 2	Prototipo 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Prototipo 1		0	0	1	0.17
Prototipo 2	1		0	2	0.33
Prototipo 3	1	1		3	0.50
			Suma	6	1

**3.3.3 Evaluación del peso específico de Diseño**

Prototipo 3 > Prototipo 2 > Prototipo 1

Tabla 7.

**Peso Específico Diseño**

DISEÑO	Prototipo 1	Prototipo 2	Prototipo 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Prototipo 1		0	0	1	0.17
Prototipo 2	1		0	2	0.33
Prototipo 3	1	1		3	0.50
			Suma	6	1

### 3.3.4 Evaluación del peso específico de Mantenimiento

Prototipo 3 > Prototipo 2 > Prototipo 1

**Tabla 8.**

#### *Peso Específico Mantenimiento*

MANTENIMIENTO	Prototipo 1	Prototipo 2	Prototipo 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Prototipo 1	--	0	0	1	0.17
Prototipo 2	1	--	0	2	0.33
Prototipo 3	1	1	--	3	0.50
			Suma	6	1

### 3.3.5 Evaluación del peso específico de Fabricación

Prototipo 3 > Prototipo 2 = Prototipo 1

**Tabla 9.**

#### *Peso Específico Fabricación*

FABRICACIÓN	Prototipo 1	Prototipo 2	Prototipo 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Prototipo 1	--	0.5	0	1.5	0.25
Prototipo 2	0.5	--	0	1.5	0.25
Prototipo 3	1	1	--	3	0.50
			Suma	6	1

### 3.3.6 Evaluación del peso específico de Manejo y Movilidad

Prototipo 3 = Prototipo 2 > Prototipo 1

**Tabla 10.**

#### *Peso Específico Manejo y Movilidad*

MANEJO Y MOBILIDAD	Prototipo 1	Prototipo 2	Prototipo 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Prototipo 1	--	0	0	1	0.17
Prototipo 2	1	--	0.5	2.5	0.42
Prototipo 3	1	0.5	--	2.5	0.42
			Suma	6	1

### 3.3.7 Evaluación del peso específico de Ensamblaje

Prototipo 3 > Prototipo 2 > Prototipo 1

**Tabla 11.**

#### *Peso Específico Ensamblaje*

ENSAMBLAJE	Prototipo 1	Prototipo 2	Prototipo 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Prototipo 1	--	0	0	1	0.17
Prototipo 2	1	--	0	2	0.33
Prototipo 3	1	1	--	3	0.50
			Suma	6	1

### 3.3.8 Evaluación del peso específico de Tamaño

Prototipo 1 > Prototipo 2 = Prototipo 3

**Tabla 12.**

#### *Peso Específico Tamaño*

TAMAÑO	Prototipo 1	Prototipo 2	Prototipo 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Prototipo 1	--	1	1	3	0.50
Prototipo 2	0	--	0.5	1.5	0.25
Prototipo 3	0	0.5	--	1.5	0.25
			Suma	6	1

De los resultados se puede concluir que el “**Prototipo 3**, Sistema tipo prensa manual y sellos no metálicos de Poliuretano”, obtuvo un mayor puntaje, su diseño es el más simple y con menos componentes, ofrece mayor rapidez al momento de colocar las válvulas de compuerta antes de hacer pruebas hidrostáticas, sin mencionar que debido a los sellos de poliuretano se elimina totalmente la necesidad de un sistema hidráulico, esto se traduce en un sistema mucho más económico y eficiente haciendo más fácil su fabricación, operación, mantenimiento y manejo.

## CAPITULO 4

### DISEÑO DEL SISTEMA DE PRUEBAS DE PRESION HIDROSTATICA

#### 4.1. Diseño Mecánico

Para diseñar el Sistema de Pruebas de Presión se tomaron en cuenta los principales esfuerzos a los que están sometidos los componentes, de estos se calculará el factor de seguridad para verificar que cumplan con la resistencia necesaria a la presión de pruebas según la Norma Internacional API 6A, 20va Edición.

#### 4.2. Validación del diseño

El diseño mecánico realizado para el equipo se enfocó en los puntos más críticos de los elementos del sistema;

Para comenzar procedemos a calcular la fuerza longitudinal producida por la presión interna en las válvulas, la presión interna está definida en la tabla 31 de la Norma API 6A (American Petroleum Institute, 2010, pág. 88) (Ver Figura 18).

Table 31 — Hydrostatic body test pressure

Working pressure rating	End and outlet connections						
	Nominal size of flange mm (in)		Line-pipe and tubing threads	Casing threads mm (in)			
	346 (13 <sup>5</sup> / <sub>16</sub> ) and smaller	425 (16 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> ) and larger		114,3 to 273,1 (4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> to 10 <sup>3</sup> / <sub>4</sub> )	298,5 to 339,7 (11 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> to 13 <sup>3</sup> / <sub>16</sub> )	406,5 to 508,0 (16 to 20)	
MPa (psi)	MPa (psi)	MPa (psi)	MPa (psi)	MPa (psi)	MPa (psi)	MPa (psi)	
13,8 (2 000)	27,6 (4 000)	20,7 (3 000)	27,6 (4 000)	27,6 (4 000)	27,6 (4 000)	15,5 (2 250)	
20,7 (3 000)	41,5 (6 000)	31,0 (4 500)	41,5 (6 000)	41,4 (6 000)	31,0 (4 500)	—	—
34,5 (5 000)	51,7 (7 500)	51,7 (7 500)	51,7 (7 500)	51,7 (7 500)	—	—	—
69,0 (10 000)	103,5 (15 000)	103,5 (15 000)	103,5 (15 000)	—	—	—	—
103,5 (15 000)	155,0 (22 500)	155,0 (22 500)	—	—	—	—	—
138,0 (20 000)	207,0 (30 000)	—	—	—	—	—	—

**Figura 18.** Valores de Presión para pruebas hidrostáticas de cuerpo

Fuente: (American Petroleum Institute, 2010, pág. 88)

Calculamos entonces que la Fuerza Axial considerando que  $P$  es la Presión dada por la Norma API 6A que son 7500 psi:

$$F_A = P \cdot A \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde:

$F_A$ , Fuerza axial producida por la presión interna ( $lbf$ )

$P$ , Presión de prueba para elementos diseñados de 5000 psi. ( $psi$ )

$A$ , Área del pasaje de la válvula de compuerta de 3-1/8" 5000 psi ( $in^2$ )

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \quad (\text{Ec. 3})$$

Donde:

$d$ , Diámetro del pasaje de la válvula de compuerta de 3-1/8" 5000 psi ( $in$ )

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (3.125)^2$$

$$A = 7.67 \text{ in}^2 [4948.38 \text{ m}^2]$$

$$F_A = 7500 \text{ psi} \cdot 7.67 \text{ in}^2$$

$$F_A = 57524.28 \text{ lbf} \approx 60000 \text{ lbf} [266893.3 \text{ N}]$$

El esfuerzo de fluencia del material  $S_y$  que se va a utilizar en todos los cálculos del diseño de los componentes del presente proyecto se define en la Especificación de Material de la empresa Válvulas del Pacífico "IDD-D3 AISI 4140 80K" (Ver Anexo C) que es uno de los filtros iniciales de todo el proceso de producción de la empresa que garantiza que todo acero AISI 4140 que ingresa a la empresa como materia prima

cumpla o exceda los requerimientos mínimos de resistencia especificados en la Norma API 6A.

Como se muestra en el Anexo B el valor es  $S_y = 80000 p$  [552 M ].

Los elementos van a estar sometidos a esfuerzos cortantes por lo que implica que el esfuerzo cortante máximo (E.C.M.) en materiales dúctiles está dado por la siguiente ecuación:

$$S_{sy} = 0.5 \cdot S_y \quad (3)$$

Fuente: (Richard G. Budynas, 2008)

Donde:

$S_s$  , Esfuerzo a la fluencia en cortante (*psi*)

$$S_s = 0.5 \cdot (80000 p )$$

$$S_s = 40000 p \quad [276 M ]$$

#### 4.2.1. Cálculo del Factor de seguridad en las Guías Tensoras:

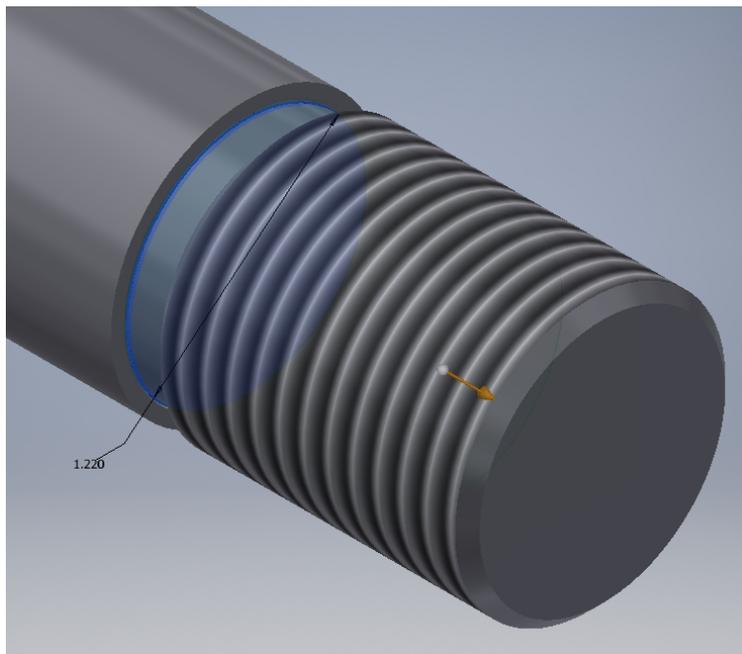
Debido a que son cuatro guías la fuerza en cada una sería:

$$F_G = \frac{F_A}{4}$$

$$F_G = \frac{60000 \text{ lbf}}{4}$$

$$F_G = 15000 \text{ ll} \quad [66723.32 N]$$

Cada guía está sometida a varios tipos de esfuerzos y en diferentes ubicaciones, a continuación, se analiza cada uno de ellos:



**Figura 19. Área de Esfuerzo  $A_1$  en Guía Tensora**

$$\sigma_1 = \frac{F_G}{A_1} \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde:

$\sigma_1$ , Esfuerzo a la Tracción en el área  $A_1$  de cada guía tensora (*psi*)

$A_1$ , Área transversal mínima de la guía tensora ( $i^2$ )

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2$$

$$A_1 = \frac{\pi}{4} \cdot (1.22 \text{ } i)^2$$

$$A_1 = 1.17 \text{ } i^2 [754.84 \text{ } m^2]$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 = \frac{15000 \text{ } l}{1.17 \text{ } i^2}$$

$$\sigma_1 = 12820.51 p \quad [88.39 M \quad ]$$

El factor de seguridad correspondiente sería:

$$fs_1 = \frac{S_y}{\sigma_1} \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde:

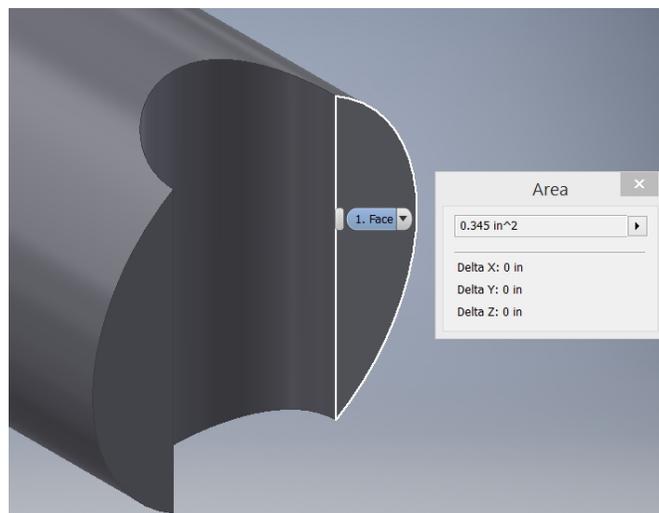
$fs_1$ , Factor de seguridad

$S_y$ , Esfuerzo a la Fluencia del material seleccionado (*psi*)

$$fs_1 = \frac{80000 p}{12820.51 p}$$

$$fs_1 = 6.2$$

Valor que indica, que el eje de acero no fallará ante esta clase de esfuerzo.



**Figura 20.** Área de Esfuerzo  $A_2$  en los orificios de la Guía Tensora

$$A_2 = 0.69 \text{ in}^2 [445.16 \text{ m}^2]$$

$$\sigma_2 = \frac{F_G}{A_2}$$

$$\sigma_2 = \frac{15000 \text{ ll}}{0.69 \text{ in}^2}$$

$$\sigma_2 = 21739.13 \text{ p} \approx 21740 \text{ p} \quad [149.89 \text{ M} \quad ]$$

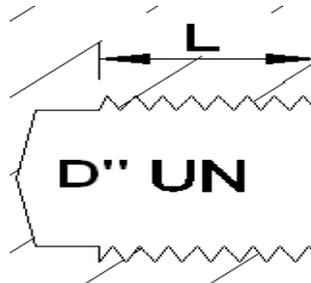
El factor de seguridad aplicando (Ec. 4) sería:

$$fs_2 = \frac{S_y}{\sigma_2}$$

$$fs_2 = \frac{80000 \text{ p}}{21740 \text{ p}}$$

$$fs_2 = 3.7$$

Valor que indica, que el eje de acero no fallará ante esta clase de esfuerzo.



**Figura 21.** Dimensiones de las roscas UN

Se calcula el esfuerzo en la rosca de la Guía tensora utilizando la siguiente ecuación: (Norton, 1999)

$$A_{S1} = \frac{\pi \cdot d \cdot w_0 \cdot l}{4} \quad (\text{Ec. 6})$$

Donde:

$A_{S1}$ , Área de esfuerzo cortante sobre la rosca ( $\text{in}^2$ )

$d$ , Diámetro de la rosca (*in*)

$l$ , Longitud de rosca efectiva (*in*)

$w_o$ , Factor de área para rosca UNC

$$A_{S1} = \frac{\pi \cdot (1.375 \text{ in}) \cdot (0.88) \cdot (1.63 \text{ in})}{4}$$

$$A_{S1} = 1.55 \text{ in}^2 [1000 \text{ mm}^2]$$

$$\tau_1 = \frac{F_G}{A_{S1}} \quad (\text{Ec. 7})$$

Donde:

$\tau_1$ , Esfuerzo cortante sobre la rosca (*psi*)

$$\tau_1 = \frac{15000 \text{ lb}}{1.55 \text{ in}^2}$$

$$\tau_1 = 9677.42 \text{ p} \approx 9678 \text{ p} [66.72 \text{ M} ]$$

El factor de seguridad sería:

$$fs_3 = \frac{S_s}{\tau_1}$$

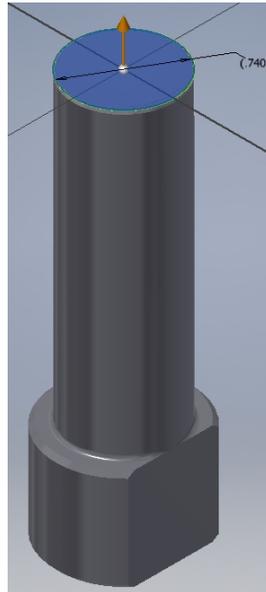
$$fs_3 = \frac{40000 \text{ p}}{9678 \text{ p}}$$

$$fs_3 = 4.13$$

Valor que indica, que el eje de acero no fallará ante esta clase de esfuerzo.

#### 4.2.2. Cálculo del Factor de seguridad de los pasadores.

El pasador está sometido a dos tipos de esfuerzos uno tipo cortante y otro de aplastamiento, a continuación, se analiza cada uno de ellos:



**Figura 22.** Área de esfuerzo cortante en el pasador.

$$A_{S2} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{S2}^2$$

$$A_{S2} = \frac{\pi}{4} \cdot (0.740 \text{ in})^2$$

$$A_{S2} = 0.43 \text{ in}^2 [277.42 \text{ mm}^2]$$

$$\tau_2 = \frac{\frac{F_G}{2}}{A_{S2}}$$

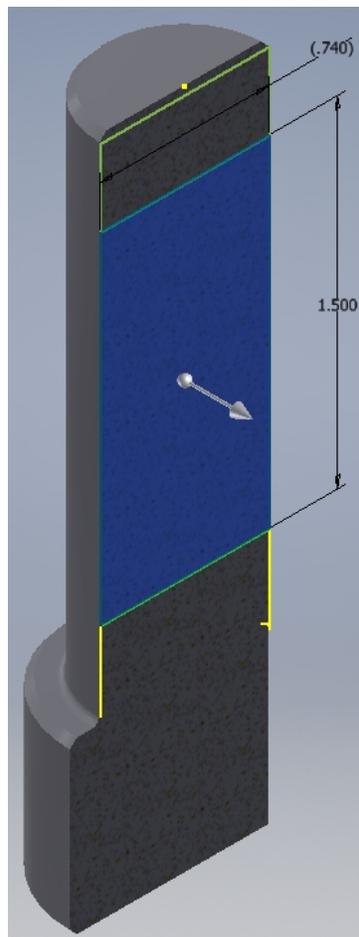
$$\tau_2 = \frac{\frac{15000 \text{ lb}}{2}}{0.43 \text{ in}^2}$$

$$\tau_2 = 17441.86 \text{ p} \approx 17442 \text{ p} [120.26 \text{ MPa}]$$

El factor de seguridad sería:

$$fs_4 = \frac{S_s}{\tau_2}$$
$$fs_4 = \frac{40000 p}{17442 p}$$
$$fs_4 = 2.3$$

Valor que indica, que el eje de acero no fallará ante esta clase de esfuerzo.



**Figura 23.** Área de esfuerzo de aplastamiento sobre el pasador.

$$A_3 = a \cdot h$$

Donde:

$A_3$ , Área de aplastamiento (*psi*)

$a$ , Ancho (*in*)

$h$ , Altura (*in*)

$$A_3 = (0.740 \text{ in}) \cdot (1.500 \text{ in})$$

$$A_3 = 1.11 \text{ in}^2 [716.13 \text{ m}^2]$$

$$\sigma_3 = \frac{F_G}{A_3}$$

$$\sigma_3 = \frac{15000 \text{ lb}}{1.11 \text{ in}^2}$$

$$\sigma_3 = 13513.51 \text{ p} \approx 13514 \text{ p} [93.18 \text{ M}]$$

El factor de seguridad aplicando (Ec. 4) sería:

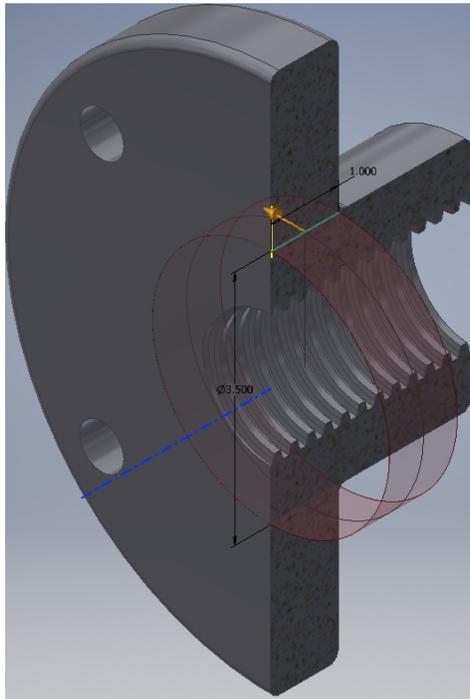
$$fs_5 = \frac{S_y}{\sigma_3}$$

$$fs_5 = \frac{80000 \text{ p}}{13514 \text{ p}}$$

$$fs_5 = 5.9$$

Valor que indica, que el eje de acero no fallará ante esta clase de esfuerzo.

### 4.2.3. Cálculo del Factor de seguridad en el Disco Hembra ACME.



**Figura 24.** Área de esfuerzo cortante sobre el Disco Hembra ACME

$$A_{S3} = \pi \cdot d \cdot h \quad (\text{Ec. 9})$$

Donde:

$A_{S3}$ , Área de esfuerzo cortante ( $psi$ )

$d$ , Diámetro del área circular ( $in$ )

$h$ , Altura del área circular ( $in$ )

$$A_{S3} = \pi \cdot (3.500 \text{ in}) \cdot (1.000 \text{ in})$$

$$A_{S3} = 2.75 \text{ in}^2 [1774.19 \text{ m}^2]$$

$$\tau_3 = \frac{F_A}{A_{S3}}$$

$$\tau_3 = \frac{60000 \text{ l}}{2.75 \text{ in}^2}$$

$$\tau_3 = 21818.18 p \quad [150.43 M \quad ]$$

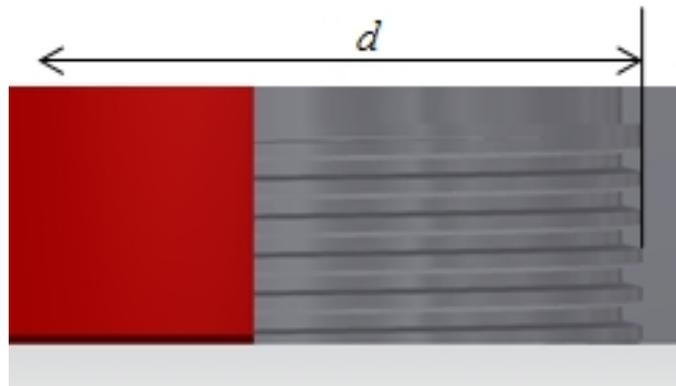
El factor de seguridad sería:

$$fs_6 = \frac{S_s}{\tau_3}$$

$$fs_6 = \frac{40000 p}{21818 p}$$

$$fs_6 = 1.8$$

Valor que indica, que el elemento de acero no fallará ante esta clase de esfuerzo.



**Figura 25.** Área de esfuerzo cortante sobre roscas ACME.

Se calcula el esfuerzo en la rosca ACME del Disco Hembra utilizando la siguiente ecuación: (Norton, 1999, pág. 907)

$$A_{S4} = \pi \cdot d \cdot w_o \cdot p \quad (\text{Ec. 10})$$

$$\tau_4 = \frac{F_A}{A_{S4}}$$

Donde:

$A_{S4}$  es el área de esfuerzo cortante sobre un hilo de la rosca ACME ( $in^2$ )

$d$  es el diámetro de la rosca ( $in$ )

$p$  es el paso de la rosca ACME ( $in$ )

$w_0$  es el factor de área para rosca ACME 4 T.P.I.

$$A_{S4} = \pi \cdot (2.020 \text{ in}) \cdot (0.63) \cdot (0.25 \text{ in})$$

$$A_{S4} = 0.999 \text{ in}^2 [644.51 \text{ mm}^2]$$

$$\tau_4 = \frac{60000 \text{ lb}}{0.999 \text{ in}^2}$$

$$\tau_4 = 60060 \text{ p} [414.10 \text{ MPa}]$$

El factor de seguridad para una rosca sería:

$$fs_7 = \frac{S_y}{\tau_4}$$

$$fs_6 = \frac{40000 \text{ p}}{60060 \text{ p}}$$

$$fs_6 = 0.67$$

Valor que indica, que un hilo de rosca del elemento no soportaría la Fuerza axial ( $F_A$ ), es suficiente con que el tornillo esté roscado 2 hilos para tener un factor de seguridad de 1.33, por lo cual el elemento funcionará sin problemas considerando que la longitud total de la rosca es 3  $in$ .

Los planos constructivos del Sistema de Pruebas hidrostáticas se muestran en el Anexo D.

## CAPITULO 5

### PRUEBAS DEL SISTEMA

#### 5.1. Pruebas dimensionales

Una vez finalizada la construcción es necesario realizar control dimensional para poder cumplir con el punto 7.4.2.1.4 de la Norma API 6A 20va Edición (American Petroleum Institute, 2010, pág. 65), en el cual se indica que el fabricante debe realizar un control dimensional a todos los elementos fabricados y especificar dimensiones críticas.

Para realizar esto, se crean los formatos de controles dimensionales los cuales por Normas con las que se maneja la empresa se deben estar codificados.

Estos formatos una vez llenos se convierten en registros, y son evidencia en temas de auditorías tanto internas como de recertificación con API, ya que por Norma todos los elementos utilizados para realizar pruebas hidrostáticas en cualquier elemento deben cumplir todos los requerimientos de la Cláusula 7 de la Norma API 6A tanto en resistencia de material, dureza, diseño, dimensiones, etc.

Luego de haber sido fabricado cada elemento se obtuvieron los siguientes resultados:

**Tabla 13.**

*Resultados de los controles dimensionales y dureza del Banco de Pruebas*

<b>Item</b>	<b>Descripción</b>	<b>Número de Serie</b>	<b>Control Dimensional</b>	<b>Ensayo de dureza</b>
1	PLACA PRINCIPAL	VP-BPH-A-0001	Aceptado	Aceptado
2	PLACA RETENEDORA	VP-BPH-B-0001	Aceptado	Aceptado

**CONTINÚA**

3	GUIA TENSORA	VP-BPH-C-0001 al 0004	Aceptado	Aceptado
4	PASADOR RETENEDOR	VP-BPH-D-0001 al 0004	Aceptado	Aceptado
5	DISCO HEMBRA ACME	VP-BPH-E-0001	Aceptado	Aceptado
6	TORNILLO FIJADOR ACME	VP-BPH-F-0001	Aceptado	Aceptado
7	DISCO RETENEDOR	VP-BPH-G-0001 al 0002	Aceptado	Aceptado
8	DISCO INTERMEDIO	VP-BPH-H-0001 al 0002	Aceptado	Aceptado
9	BASE	VP-BPH-I-0001	Aceptado	Aceptado
10	TAPA	VP-BPH-J-0001	Aceptado	Aceptado
11	SOPORTE PARA VALVULAS	VP-BPH-K-0001 al 0006	Aceptado	Aceptado

Los registros de Control Dimensional y dureza código CC-R15-06 de cada elemento se los puede observar en el ANEXO E

## 5.2. Pruebas Hidrostáticas

Posteriormente a haber validado el diseño dimensionalmente, se deben realizar pruebas hidrostáticas al equipo, con esta prueba hidrostática se logra verificar que los elementos funcionen conforme a lo diseñado.

Las pruebas hidrostáticas se deben realizar acorde al punto 7.4.9.3.3 y 7.4.9.3.5 (American Petroleum Institute, 2010, págs. 86, 89) de la Norma API 6A 20va Edición cuyo método de prueba consta de tres partes:

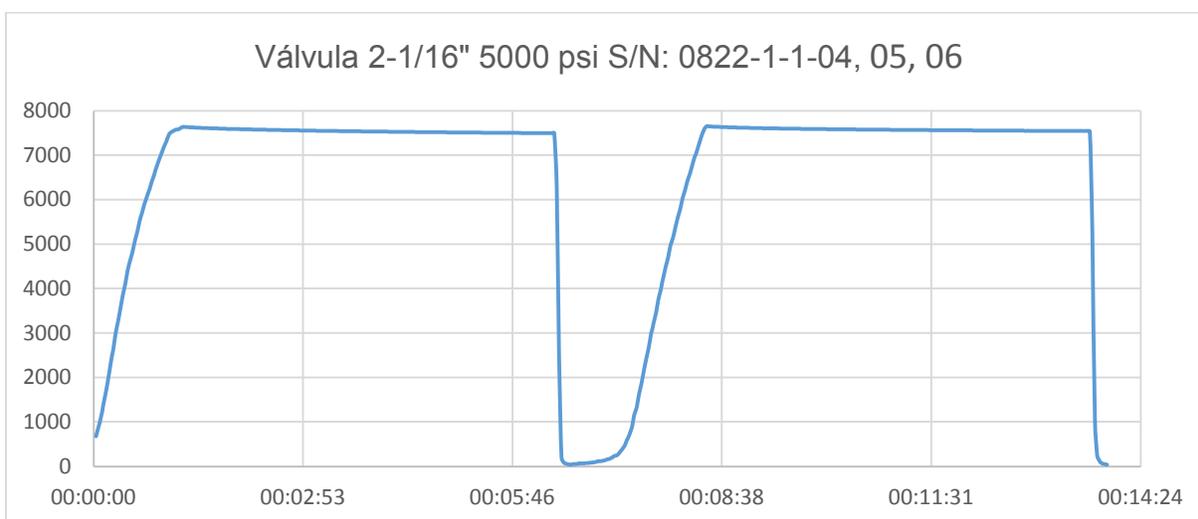
- Primer período de mantención de presión,
- Reducción de la presión a cero,
- Segundo periodo de mantención de presión.

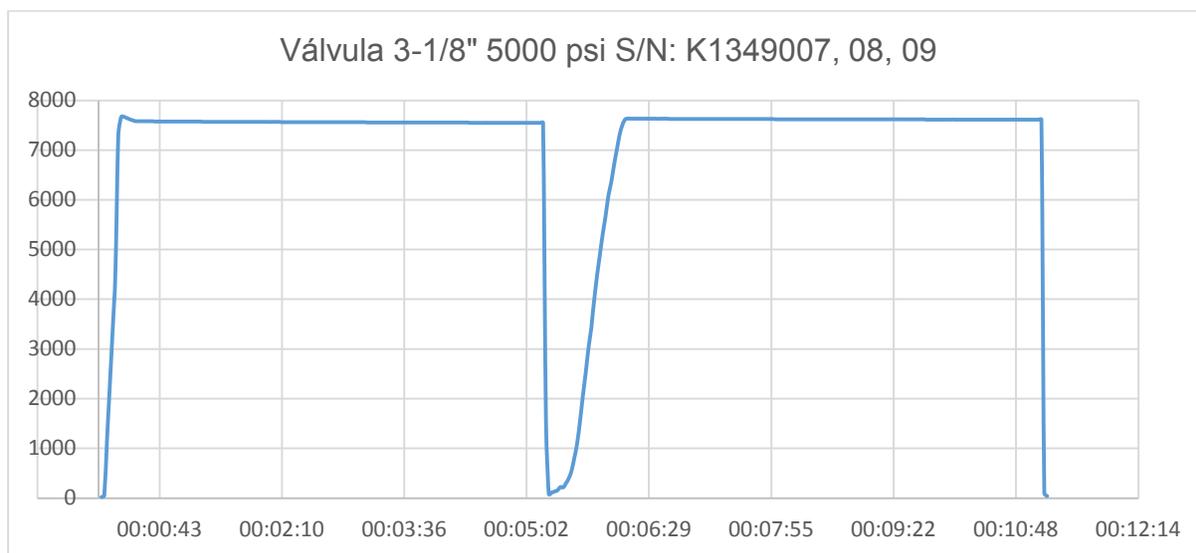
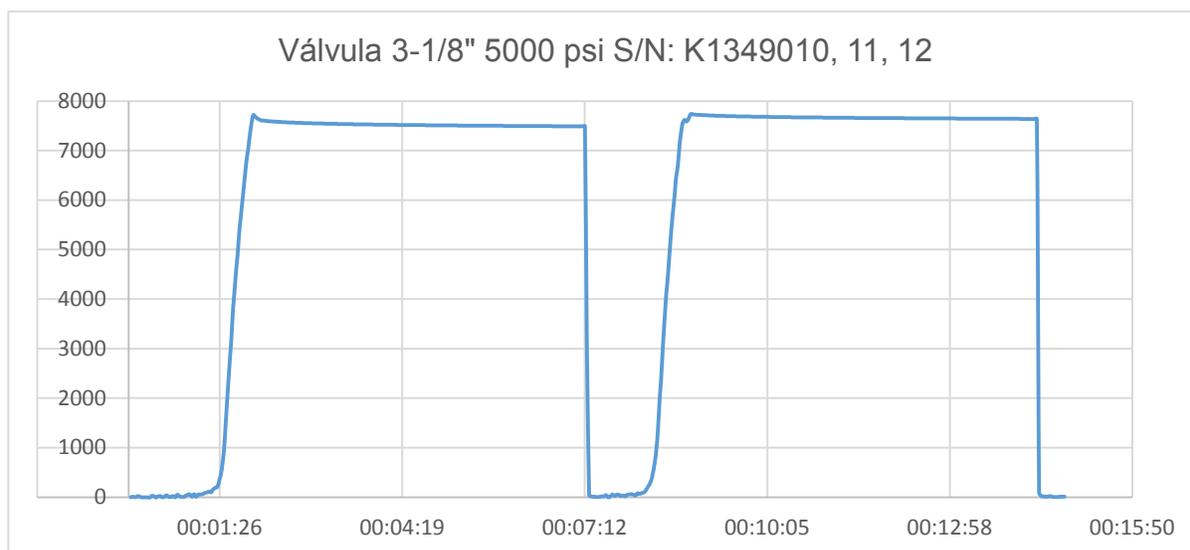
El tiempo de cada periodo no debe ser menor a 3 minutos, y el tiempo debe ser cronometrado una vez que se alcanza la presión de prueba.

Adicional a esto según la Tabla 31 de la Norma API 6A (American Petroleum Institute, 2010, pág. 88) (Ver Figura 18.) se debe probar el cuerpo de las válvulas a un 50% más de su presión de trabajo normal, este Banco de Pruebas Hidrostáticas se diseñó para probar válvulas de presión de 5000 psi por lo que para probar el cuerpo de estas válvulas se debe probar a 7500 psi, que es la presión máxima que debe soportar el conjunto.

Para la validación del diseño del presente proyecto nos basamos en los criterios de aceptación descritos en el punto F.1.6.3 de la Norma API 6A, 20va Edición (American Petroleum Institute, 2010, pág. 319), donde se especifica que la prueba hidrostática es válida cuando no existe ninguna fuga visible durante cada ciclo de prueba y el cambio de presión observado en el manómetro durante cada ciclo debe ser menor del 5% de la presión de prueba o 500 psi, cualquiera que sea menor.

Basado en lo descrito se realizaron las pruebas hidrostáticas con tres conjuntos de válvulas para verificar el correcto funcionamiento del sistema, a continuación, se evidencian las gráficas de resultados de las pruebas de cuerpo realizadas a dichos conjuntos:



**Figura 26.** Pruebas Hidrostáticas en válvulas 2-1/16" 5000 psi**Figura 27.** Pruebas Hidrostáticas en válvulas 3-1/8" 5000 psi - 1**Figura 28.** Pruebas Hidrostáticas en válvulas 3-1/8" 5000 psi - 2

El registro CC-R5-04 de pruebas hidrostáticas para la validación del equipo se observa en el ANEXO F.

## CAPITULO 6

### ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

El análisis económico tiene como objetivo evidenciar la viabilidad de la fabricación del sistema, para lo cual se calculará en Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR).

#### 6.1. Costos directos

Se considerarán:

- Costo de materiales para fabricar los elementos diseñados
- Costo de mano de obra de mecanizado y mano de obra de ensamble
- Costo de elementos normalizados

**Tabla 14.**

*Costos directos de materia prima*

<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD (unidades)</b>	<b>COSTO UNITARIO (\$)</b>	<b>COSTO TOTAL (\$)</b>
1	PLACA PRINCIPAL	1	244.30	244.30
2	PLACA RETENEDORA	1	225.18	225.18
3	GUIA TENSORA	4	42.34	169.36
4	PASADOR RETENEDOR	4	2.00	8.00
5	DISCO HEMBRA ACME	1	53.34	53.34
6	TORNILLO FIJADOR ACME	1	10.29	10.29
7	DISCO RETENEDOR	2	65.61	131.22
8	DISCO INTERMEDIO	2	48.90	97.80
9	BASE	1	202.00	202.00

**CONTINÚA**

10	TAPA	1	215.85	215.85
11	SOPORTE PARA VALVULAS	6	25.63	153.78
TOTAL				1511.12

**Tabla 15.**

*Costos directos de mano de obra de mecanizado y ensamble*

<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD (horas)</b>	<b>COSTO UNITARIO (\$)</b>	<b>COSTO TOTAL (\$)</b>
1	Mano de obra directa	48	15.26	732.48
2	Mano de Obra ensamble y pintura	5	8.62	43.10
TOTAL				775.58

**Tabla 16.**

*Costos directos de elementos normalizados*

<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD (unidades)</b>	<b>COSTO UNITARIO (\$)</b>	<b>COSTO TOTAL (\$)</b>
1	Pernos 5/8" x 4"	4	1.12	4.48
2	tuercas 1-3/8"	4	4.75	19.00
3	Seguros Seeger	4	0.78	3.12
TOTAL				26.60

## **6.2. Costos indirectos**

Se consideran costos imprevistos varios como transporte, alimentación, etc. y como parte más importante en este análisis se incluyen los valores de mano de obra indirecta y costos indirectos de fabricación que la empresa Válvulas del Pacífico tiene ya preestablecidos para todos sus procesos.

**Tabla 17.***Costos indirectos varios*

<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>VALOR (\$)</b>
1	Movilizacion	50
2	Servicios Basicos	20
3	Internet	10
4	Suministros de Oficina	20
5	Otros	30
	<b>TOTAL</b>	<b>130</b>

**Tabla 18.***Costos indirectos de fabricación*

<b>ITEM</b>	<b>DESCRIPCIÓN</b>	<b>CANTIDAD (horas)</b>	<b>COSTO UNITARIO (\$)</b>	<b>COSTO TOTAL (\$)</b>
1	Costos Indirectos de Fabricación	53	19.95	1057.35
2	Mano de Obra Indirecta	53	21.59	1144.27
	<b>TOTAL</b>			<b>2201.62</b>

**6.3. Costos totales**

Es la suma los costos directos e indirectos y representan el valor total resultado de la ejecución del proyecto

**Tabla 19.***Costo total de fabricación del proyecto*

<b>COSTOS</b>	<b>VALOR (\$)</b>
Costos Directos	2313.30
Costos Indirectos	2331.62
<b>TOTAL</b>	<b>4644.92</b>

#### 6.4. Análisis Financiero

Para este análisis vamos a considerar como ingresos los valores ahorrados en costo de mano de obra de ensamble, anteriormente las pruebas por cada válvula tomaban 45 minutos, con la fabricación del Banco de Pruebas Hidrostáticas, la prueba toma ahora 15 minutos, pero con la diferencia que se prueban tres válvulas simultáneamente, por lo tanto:

**Tabla 20.**

*Tiempos de Prueba de Válvulas con y sin Banco de Pruebas*

	Sin Banco de Pruebas	Con Banco de Pruebas
Tiempo en probar 1 válvula	45 minutos	15 minutos

Debido a los presentes contratos que la empresa ha firmado se ha logrado determinar un aproximado de cabezales a entregar por año los cuales incluyen un promedio de 5 válvulas cada uno, entonces las cantidades de válvulas que se entregarían por año y el tiempo ahorrado luego de la implementación del Banco de Pruebas Hidrostáticas se representan en la siguiente tabla:

**Tabla 21.**

*Tiempo de ahorro en Pruebas Hidrostáticas de válvulas por año*

AÑO	CANTIDAD DE VÁLVULAS	TIEMPO DE PRUEBAS		
		SIN BPH (horas)	CON BPH (horas)	TIEMPO AHORRADO (horas)
2017	60	45	15	30
2018	120	90	30	60
2019	180	135	45	90
2020	300	225	75	150

De acuerdo con esto los rubros en los cuales ahorrará la empresa y sus correspondientes valores son:

- Mano de obra directa de Ensamble (\$ 8.62)
- Mano de obra indirecta (\$ 21.59)

Por lo tanto, el total de ahorro traducido a ingresos se presentan en la siguiente tabla:

**Tabla 22.**

*Ingresos por año en pruebas hidrostáticas*

AÑO	CANTIDAD DE VALVULAS	AHORRO POR HORA (\$)	TOTAL DE INGRESOS (\$)
2017	60	15.11	906.30
2018	120	15.11	1812.60
2019	180	15.11	2718.90
2020	300	15.11	4531.50

Los costos de mantenimiento anual se detallan en la siguiente tabla:

**Tabla 23.**

*Costos aproximados de mantenimiento anual del equipo*

DETALLE	CANTIDAD (unidades)	VALOR (\$)
Acoples rápidos	3	58.75
mangueras	3	65.5
ring gaskets Poliuretano	6	9.5
TOTAL		133.75

**Tabla 24.***Flujo de caja por años:*

<b>DETALLE</b>	<b>2017</b>	<b>2018</b>	<b>2019</b>	<b>2020</b>
Ingresos	-	1,812.60	2,718.90	4,531.50
Gastos	-	133.75	133.75	250.00
Inversión	-4,644.92	-	-	-
<b>FCLP</b>	<b>-4,644.92</b>	<b>1,678.85</b>	<b>2,585.15</b>	<b>4,281.50</b>

**Tabla 25.***Cálculos del Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR):*

<b>VAN</b>	2,984.09
<b>TIR</b>	32%

Dentro del presente análisis financiero, se procedió a utilizar dos indicadores para determinar la viabilidad y rentabilidad del presente proyecto.

Con el VAN se procede a traer los flujos proyectados a valor presente, teniendo en nuestro proyecto un valor de USD 2.984,09 permite determinar que la inversión producirá ganancias y por tal motivo el proyecto es viable.

Por otra parte, el TIR es otro de los criterios que nos permite tomar decisiones. Una vez realizados los cálculos pertinentes, hemos obtenido un TIR de 32%, lo que nos permite determinar que el presente proyecto es rentable.

## CAPITULO 7

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 7.1. Conclusiones

- Se diseñó y construyó el banco de Pruebas Hidrostáticas con capacidad de 7500 psi exitosamente, cumpliendo con todos los requerimientos de diseño y pruebas definidas en la Norma API 6A, 20va. Edición, logrando reducir en un 33% el tiempo de prueba hidrostática por cada válvula y por lo tanto también el tiempo de exposición de los operarios.
- Se realizó un análisis de selección de alternativas por el método ordinal corregido de criterios ponderados entre tres posibles diseños, en el cual el diseño fabricado superó a los otros dos prototipos en casi todos los aspectos técnicos de selección definidos.
- Se diseñó y elaboró los componentes del sistema de pruebas de presión hidrostática, los cuales cumplen con requerimientos de resistencia, establecidos por la norma API 6A, 20va. Edición.
- Se construyeron todos los elementos componentes del sistema aplicando controles de calidad en la materia prima, trazabilidad, controles en proceso y controles dimensionales
- Se validaron cada uno de los elementos mediante controles en proceso, controles dimensionales, ensayos de dureza, pruebas de ensamble y pruebas hidrostáticas.
- Se realizó un análisis económico financiero en el cual se demostró que el proyecto es viable

## 7.2. Recomendaciones

- Para el correcto funcionamiento del equipo se recomienda tener siempre cerca de la máquina el Instructivo de Operación PR-I1-01 (Ver Anexo G) el cual se ha elaborado para el correcto uso del Banco de pruebas de presión, en este se detalla el Equipo de protección personal EPP que se debe usar, las instrucciones de operación, observaciones, recomendaciones y planes de acción para garantizar el correcto funcionamiento, durabilidad y seguridad del personal al realizar pruebas hidrostáticas.
- Se recomienda analizar la factibilidad de automatización del sistema, usando electroválvulas que permitan el llenado automático y cierre una vez alcanzada la presión de prueba, este sistema de llenado en conjunto con un sistema de adquisición de datos por medio de transductores permitirá realizar las pruebas hidrostáticas sin necesidad que un inspector de calidad esté tomando datos y generando automáticamente las gráficas Presión vs. tiempo.

## Bibliografía

- American Petroleum Institute. (2010). *Especificación para Cabezales de Pozo y Árboles de Navidad API 6A*. Washington - USA: API Publishing Services.
- API. (2010). *API Specification 6A Purchasing Guidelines 20th edition / ISO 10423*. American Petroleum Institute.
- API. (2013). *Introducción a la Norma API 6A*.
- Arango, M., & Naranjo, A. (2009). Análisis de pruebas de presión en yacimientos naturalmente estructurados y sensibles a esfuerzos. *Dyna* 76 (160), 51-61.
- Barbee Engineered. (2015). *P-100 Series*. Obtenido de <http://barbeetesters.com/product/p-100-series/>
- Construmática. (2014). *Enciclopedia de la construcción*. Obtenido de <http://www.construmatica.com/construpedia/Elast%C3%B3mero>
- Deconceptos. (2008). *Concepto de prensa*. Obtenido de <http://deconceptos.com/ciencias-sociales/prensa>
- Enerpac. (2015). *Bombas Hidráulicas*. Obtenido de <http://www.enerpac.com/es/herramientas-industriales/dispositivos-de-sujecion-de-piezas/fuentes-de-energia-unidades-de-energia-hidraulica/serie-wu-bombas-electricas-economicas>
- Espe. (2018). *Chapter 1 Heizer/Render, 5th Edition. Metodo de los factores ponderados*. Obtenido de <ftp://ftp.espe.edu.ec/GuiasMED/MGP2P/METODOS/localizacion-e.pdf>
- ETVC. (2012). *Especificación técnica de elementos de maniobra y control*. Madrid: Canal de Isabel II.
- Flores, L. (2009). *Recuperación mejorada de petróleo (EOR) mediante inyección de nitrógeno en el noroeste peruano*. Lima: Universidad Nacional de Ingeniería.
- FPM. (2015). *Características de la prensa*. Obtenido de <http://www.fpmgroup.es/pagina.php?idp=24>
- González, A., & Zambrano, M. (2011). *Estudio de un sistema de separación de petróleo transportable y autónomo y análisis estructural de la plataforma móvil*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Guzmán, L. (2006). *Diseño mecánico de recipientes a presión bajo el código ASME*. Sartenejas: Universidad Simón Bolívar.
- Hibbeler, H. (2006). *Mecánica de Materiales*. México: Mc Graw Hill.
- IJASA. (2014). *Sellos mecánicos*. Montevideo: IJASA DIVISIÓN INDUSTRIAL.
- INLAC. (2013). *Estudio sectorial de válvulas de proceso para la industria petrolera en México*. México: Instituto de Formación, Evaluación y Desarrollo.
- Interactive Industrial Training. (2000). *Hidráulica Básica*.
- León, J. (2001). *Diseño y cálculo de recipientes sujetos a presión*. México: Publicaciones Instituto Politécnico Nacional.
- Mayorga Toala, M. O. (2013). *Inspección física y análisis estructural para determinar operatividad de un tanque cilindrico vertical para almacenamiento de Fuel Oil de acuerdo a la norma API luego de un siniestro*. Guayaquil- Ecuador : Escuela Superior Politécnica del litoral .
- Ministerio de Fomento. (2007). *Manual de competencias. Conservación y Mantenimiento*. Puerto de Marín: Ministerio de Fomento.
- Norton, R. L. (1999). *Diseño de Máquinas*. México: Prentice Hall Hispanoamericana S.A.

- Oficina europea de patentes. (1998). *Prensa hidráulica o mecánica*. Traducción de patente europea 2 118 482.
- PEM. (2013). *Manual de funcionamiento y mantenimiento para la prensa de instalación de fijaciones Serie 2000*. PennEngineering: Pensilvania.
- Remotti, M., & Mejía, D. (2012). *Introducción a las Normas en Español del American Petroleum Institute*. México: Foro de Lineamientos de Medición.
- Richard G. Budynas, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. México D.F.: Mc. Graw-Hill Interamericana.
- Romeva, C. R. (2002). Métodos de Evaluación de soluciones. En C. R. Romeva, *Diseño Concurrente* (págs. 59-61). Barcelona - España: Edicions de la Universitat Politècnica de Catalunya. Obtenido de [https://campusvirtual.ull.es/ocw/pluginfile.php/5075/mod\\_resource/content/1/Problemas/Met-Local-Ponderado-ejemplo.pdf](https://campusvirtual.ull.es/ocw/pluginfile.php/5075/mod_resource/content/1/Problemas/Met-Local-Ponderado-ejemplo.pdf)
- Válvulas del Pacífico S.A. (2017). Diagramas de Cabezales de Pozo. Quito, Puchincha, Ecuador.
- Vargas, C. (2013). *“Pruebas mecánicas de válvulas de compuerta, sólidas y expandibles, componentes de cabezales de producción de petróleo y su influencia para garantizar el funcionamiento bajo la norma API 6A (ISO 10423) en la empresa Mission Petroleum S.A.”*. Ambato: Universidad Técnica de Ambato.
- Wikipedia. (2012). *Torsión mecánica*. Obtenido de [https://es.wikipedia.org/wiki/Torsi%C3%B3n\\_mec%C3%A1nica](https://es.wikipedia.org/wiki/Torsi%C3%B3n_mec%C3%A1nica)