

DISEÑO, SIMULACIÓN Y PLAN DE MANUFACTURA DE UN SISTEMA  
MECÁNICO DE SELLADO PROTOTIPO PARA LOS INYECTORES DE AGUA EN  
LOS POZOS PETROLEROS

JHOAN NICOLAS BAQUERO QUINTERO  
LUIS FERNANDO SANTIAGO PÉREZ

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2021

DISEÑO, SIMULACIÓN Y PLAN DE MANUFACTURA DE UN SISTEMA  
MECÁNICO DE SELLADO PROTOTIPO PARA LOS INYECTORES DE AGUA EN  
LOS POZOS PETROLEROS

JHOAN NICOLAS BAQUERO QUINTERO  
LUIS FERNANDO SANTIAGO PÉREZ

TRABAJO DE GRADO PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DIRECTOR  
ISNARDO GONZÁLEZ JAIMES  
INGENIERO MECÁNICO

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO MECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA  
BUCARAMANGA

2021

## **DEDICATORIA**

*A Dios por darme la fuerza y la sabiduría para poder completar esta meta.*

*A mis abuelos, Gladys y Laureano por su amor y apoyo incondicional durante todo este camino.*

*A mis Padres por su apoyo y cariño.*

*A todos los familiares y amigos que me han apoyado y han estado pendientes de mis logros.*

**Jhoan Nicolás Baquero Quintero**

*A Dios por la fortaleza, sabiduría e inspiración en este largo y complejo camino.*

*A la memoria de mi padre, quien a través de su amor, alegría y humildad inspiró a la persona que hoy soy. Para él, el duro trabajo y perseverancia que conlleva este sueño.*

*A mi luchadora e incansable madre, que, a través de sus valores, templanza y su lucha continua ha construido una hermosa familia.*

*A mi hermano, por su incondicional amor, compañía y apoyo en cada decisión tomada.*

**Luis Fernando Santiago Pérez**

## **AGRADECIMIENTOS**

A la Empresa FIELD SERVICE SOLUTION S.A.S por permitirnos realizar este proyecto, y a todos sus trabajadores por su gran colaboración y apoyo en el desarrollo de este, aportando su conocimiento y valiosas ideas.

A ISNARDO GONZALES JAIMES, director del proyecto, profesor de la escuela de Ingeniería Mecánica, por el tiempo dedicado y por sus valiosas ideas en el desarrollo del proyecto.

A nuestras familias, amigos, compañeros y a todas las personas que de una forma u otra aportaron para la realización de este proyecto.

## CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN .....	18
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	18
1.1 PROBLEMÁTICA DE LOS PACKERS PARA INYECCIÓN DE AGUA .....	19
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA .....	23
2. OBJETIVOS.....	26
2.1 OBJETIVO GENERAL .....	26
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	26
3. MARCO TEÓRICO .....	27
3.1 INYECCIÓN DE AGUA COMO MÉTODO DE RECUPERACIÓN EN POZOS PETROLEROS. ....	27
3.1.1 características esenciales para el proceso de inyección de agua.....	29
3.2 DEFINICIÓN DE PACKER O EMPACADURA PARA POZOS PRODUCTORES DE CRUDO.....	30
3.2.1 Funciones de los packers. ....	30
3.2.2 Componentes del Packer.....	32
3.3 GENERALIDADES DE LOS PACKERS .....	33
3.3.1 Packer Hidráulico tipo cuña. ....	34
3.3.1.1 Características. ....	34
3.3.2 Packer Hidráulico tipo Tándem. ....	35
3.3.2.1 Características: .....	35
4. DISEÑO CONCEPTUAL DEL SISTEMA .....	36
4.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD) .....	37

4.1.1	Requerimientos de uso..	37
4.1.2	Criterio de diseño.	37
4.2	MATRIZ DE CALIDAD PARA EL SISTEMA	38
4.2.1	Resultados de la matriz.....	38
4.3	MATRIZ DE CALIDAD PARA CADA SUBSISTEMA	39
4.3.1	Subsistema de activación hidráulica .....	39
4.3.1.1	Resultados de la matriz de activación hidráulica .....	40
4.3.2	Subsistema de sellado y soporte .....	40
4.3.3	Subsistema de desactivación.....	41
4.3.3.1	Resultados de la matriz de desactivación .....	42
4.4	ALTERNATIVAS PROPUESTAS.....	42
4.4.1	Alternativas subsistema de activación hidráulica .....	42
4.4.2	Alternativas subsistema de sellado y soporte .....	45
4.4.3	Alternativas subsistema de desactivación .....	48
4.5	EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS EN CADA SUBSISTEMA .....	51
4.6	DESCRIPCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA.....	52
4.7	DESCRIPCION FUNCIONAL DEL DISEÑO PRELIMINAR .....	54
4.7.1	Posicionamiento.....	54
4.7.2	Activación.....	54
4.7.3	Desactivación.....	55
5.	DISEÑO DETALLADO DEL SISTEMA .....	56
5.1	HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS .....	56
5.2	MATERIA PRIMA.....	57
5.3	ANÁLISIS ESTÁTICO.....	59
5.3.1	Requerimientos primarios para el mandril.....	60
5.3.2	Cargas a las que está expuesta la pieza. ....	60
5.3.3	Puntos críticos. ....	67

5.4 ANÁLISIS DE FATIGA .....	68
5.4.2 Factor de Carga .....	70
5.5 MANDRIL DETALLADO. ....	71
5.6 DISEÑO DE PIEZAS PARA LOS SUB SISTEMAS .....	72
5.6.1 Diseño de piezas para el sub sistema de activación hidráulica .....	73
5.6.1.1 Pistón.....	73
5.6.1.2 Camisa hidráulica. ....	73
5.6.1.3 Porta pines.....	74
5.6.1.4 Anillo calibrador superior.....	75
5.6.1.5 Ajusta balines.....	75
5.6.1.6 Anillo traba.....	76
5.6.1.7 Cono tope.....	76
5.6.1.8 Cabezal superior.....	77
5.6.1.9 Arandela.....	77
5.6.2 Diseño de piezas para el sub sistema de sellado y soporte.....	78
5.6.2.1 Porta gomas.....	78
5.6.2.2 Anillos separadores.....	79
5.6.2.3 Anillo calibrador inferior.....	79
5.6.2.4 Camisa porta mordazas.....	80
5.6.2.5 Mordazas.....	80
5.6.3 Diseño de piezas para el sub sistema de desactivación .....	81
5.6.3.1 Pin J.....	81
5.6.3.2 Cabezal inferior.....	81
5.6.3.3 Cono inferior.....	82

5.7 SELECCIÓN DE PIEZAS DISPONIBLES COMERCIALMENTE .....	82
5.7.1 O'rings.....	82
5.7.2 Resortes.....	86
5.7.3 Balines de acero. ....	89
5.7.4 Pines.....	91
5.7.5 Anillo de seguridad.. ....	94
5.7.6 Tornillo camisa porta mordazas y tornillo porta gomas.....	95
5.7.7 Gomas. ....	97
5.8 PLANOS DEL DISEÑO.....	99
5.9 ENSAMBLAJE DEL DISEÑO.....	100
6. DISEÑO DE PLAN DE MANUFACTURA PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA.....	103
6.1 OPERACIONES PARA EL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN.....	103
6.2 HOJAS DE RUTA .....	104
6.2.1 Diseño de manufactura para el mandril. ....	104
6.2.2 Selección de la herramienta de mecanizado y sus parámetros de operación. .....	107
6.3 ENSAMBLAJE GENERAL .....	110
7. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS .....	111
7.1 REQUERIMIENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS.....	111
7.1.1 Matriz de calidad para el banco de pruebas. ....	112
7.2 SUBSISTEMAS DEL BANCO DE PRUEBAS.....	113
7.2.1 Descripción de cada subsistema. ....	113
7.2.1.1 Subsistema control de temperatura. ....	113
7.2.1.2 Subsistema control de presión.....	114
7.2.1.3 Subsistema chasis. ....	114

7.3 DISEÑO FINAL DEL BANCO DE PRUEBAS .....	115
7.4 PRUEBAS DEL PROTOTIPO.....	116
7.4.1 Prueba hidrostática.....	116
7.4.2 Prueba de activación.....	117
7.4.3 Prueba de desactivación.....	117
7.5 CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS .....	118
8. ESTUDIO ECONÓMICO DEL PROYECTO.....	121
8.1 DETERMINACIÓN DE LOS COSTOS.....	121
8.1.1 Costos de producción.....	121
8.1.2 Inversiones en Activo Fijo.....	123
8.2 DETERMINACIÓN DE LOS INGRESOS .....	124
8.3 ANÁLISIS DE INGRESOS Y EGRESOS .....	125
8.4 VIABILIDAD DEL PROYECTO .....	127
8.4.1 Herramientas para el análisis de la viabilidad económica.....	127
8.4.1.1 Cálculo del valor presente neto (VPN).....	127
8.4.1.2 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR) .....	128
8.4.1.3 Cálculo del plazo de recuperación (Payback) .....	129
9. CONCLUSIONES .....	131
BIBLIOGRAFÍA.....	133

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
<b>Figura 1.</b> Campo petrolero .....	19
<b>Figura 2.</b> Inyección de agua en los pozos petroleros .....	20
<b>Figura 3.</b> Partes principales de un empaque.....	21
<b>Figura 4.</b> Empaquetadura activada en el Casing.....	24
<b>Figura 5.</b> DCL del empaque en el Casing. ....	25
<b>Figura 6.</b> Comparativa de perfiles de presión en un pozo de crudo. ....	28
<b>Figura 7.</b> Funciones del packer dentro del casing.....	33
<b>Figura 8.</b> Packer Hidráulico tipo cuña. ....	34
<b>Figura 9.</b> Packer hidráulico tipo tándem.....	35
<b>Figura 10.</b> Alternativa 1 del sistema de activación hidráulica.....	43
<b>Figura 11.</b> Alternativa 2 del sistema de activación hidráulica.....	44
<b>Figura 12.</b> Alternativa 3 del sistema de activación hidráulica.....	45
<b>Figura 13.</b> Alternativa 1 del sistema de sellado y soporte. ....	46
<b>Figura 14.</b> Alternativa 2 del sistema de sellado y soporte. ....	47
<b>Figura 15.</b> Alternativa 3 del sistema de sellado y soporte. ....	48
<b>Figura 16.</b> Alternativa 1 del sistema de desactivación. ....	49
<b>Figura 17.</b> Alternativa 2 del sistema de desactivación. ....	50
<b>Figura 18.</b> Alternativa 3 del sistema de desactivación. ....	51
<b>Figura 19.</b> Diseño isométrico inicial del prototipo.....	53
<b>Figura 20.</b> Dimensiones principales del mandril para escoger materia prima. ....	57
<b>Figura 21.</b> Cargas en conjunto aplicadas al mandril durante la activación.....	63
<b>Figura 22.</b> Factor de seguridad del mandril durante la activación. ....	63
<b>Figura 23.</b> Cargas en conjunto aplicadas al mandril durante el sellado. ....	66
<b>Figura 24.</b> Factor de seguridad del mandril durante el sellado. ....	66
<b>Figura 25.</b> Punto crítico del mandril.....	67
<b>Figura 26.</b> Resultado de tensiones internas con cargas estáticas en el mandril. ...	68
<b>Figura 27.</b> Curva S-N del material generada por SolidWorks. ....	69

<b>Figura 28.</b> Factor de carga para la activación. ....	70
<b>Figura 29.</b> Factor de carga para el sellado.....	70
<b>Figura 30.</b> Diseño del renderizado del mandril.....	71
<b>Figura 31.</b> Diseño renderizado del pistón.....	73
<b>Figura 32.</b> Diseño renderizado de la camisa hidráulica.....	74
<b>Figura 33.</b> Diseño renderizado del porta pines.....	74
<b>Figura 34.</b> Diseño renderizado del anillo calibrador superior. ....	75
<b>Figura 35.</b> Diseño renderizado del ajusta balines. ....	75
<b>Figura 36.</b> Diseño renderizado del anillo traba.....	76
<b>Figura 37.</b> Diseño renderizado del cono tope. ....	77
<b>Figura 38.</b> Diseño renderizado del cabezal superior. ....	77
<b>Figura 39.</b> Diseño renderizado de la arandela. ....	78
<b>Figura 40.</b> Diseño renderizado del portagomas. ....	78
<b>Figura 41.</b> Diseño renderizado del anillo separador.....	79
<b>Figura 42.</b> Diseño renderizado del anillo calibrador inferior. ....	79
<b>Figura 43.</b> Diseño renderizado de la camisa porta mordazas .....	80
<b>Figura 44.</b> Diseño renderizado de la mordaza .....	80
<b>Figura 45.</b> Diseño renderizado del pin J.....	81
<b>Figura 46.</b> Diseño renderizado del cabezal inferior. ....	81
<b>Figura 47.</b> Diseño renderizado del cono inferir.....	82
<b>Figura 48.</b> Detalle de canal de Oring.....	84
<b>Figura 49.</b> Tabla para selección de Orings. ....	85
<b>Figura 50.</b> Requerimientos de espacio para el primer resorte. ....	86
<b>Figura 51.</b> Requerimientos de espacio para el segundo resorte. ....	87
<b>Figura 52.</b> Ecuaciones para determinar parámetros de resortes. ....	87
<b>Figura 53.</b> Visualización del proceso de rotura. ....	92
<b>Figura 54.</b> Dimensiones del anillo y su ranura. ....	94
<b>Figura 55.</b> Dimensionamiento de los tornillos. ....	96
<b>Figura 56.</b> Descripción visual del producto. ....	98

<b>Figura 57.</b> Plano Explosionado del conjunto mecánico.....	99
<b>Figura 58.</b> Plano del mandril. ....	100
<b>Figura 59.</b> Diseño renderizado del sistema.....	102
<b>Figura 67.</b> Construcción del packer (Imagen 1). ....	109
<b>Figura 68.</b> Construcción del packer (Imagen 2). ....	110
<b>Figura 69.</b> Explosionado general del sistema.....	110
<b>Figura 70.</b> Subsistema de control de temperatura. ....	113
<b>Figura 71.</b> Subsistema de control de presión.....	114
<b>Figura 72.</b> Subsistema Chasis. ....	115
<b>Figura 73.</b> Banco de pruebas completo. ....	115
<b>Figura 74.</b> Construcción del banco de pruebas (Imagen 1). ....	118
<b>Figura 75.</b> Construcción del banco de pruebas (Imagen 2). ....	119
<b>Figura 76.</b> Construcción del banco de pruebas (Imagen 3). ....	119

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
<b>Tabla 1.</b> Matriz de calidad para el sistema .....	38
<b>Tabla 2.</b> Resultados porcentuales de la matriz de calidad .....	38
<b>Tabla 3.</b> Matriz de calidad para el subsistema de activación hidráulica. ....	39
<b>Tabla 4.</b> Resultados porcentuales de la matriz de calidad para el subsistema de activación hidráulica.....	40
<b>Tabla 5.</b> Matriz de calidad para el subsistema de sellado y soporte.....	40
<b>Tabla 6.</b> Resultados porcentuales de la matriz de calidad para el subsistema de sellado y soporte.....	41
<b>Tabla 7.</b> Matriz de calidad para el subsistema de desactivación. ....	41
<b>Tabla 8.</b> Resultados porcentuales de la matriz de calidad para el subsistema de desactivación. ....	42
<b>Tabla 9.</b> Resultados de cada alternativa para el subsistema de activación.....	51
<b>Tabla 10.</b> Resultados de cada alternativa para el subsistema de sellado y soporte. ....	52
<b>Tabla 11.</b> Resultados de cada alternativa para el subsistema de desactivación. ...	52
<b>Tabla 12.</b> Composición química y propiedades mecánicas del acero AISI 4140...59	
<b>Tabla 13.</b> Sujeciones aplicadas al mandril durante la activación.....	61
<b>Tabla 14.</b> Cargas aplicadas al mandril durante la activación.....	62
<b>Tabla 15.</b> Sujeciones aplicadas al mandril durante el sellado. ....	64
<b>Tabla 16.</b> Cargas aplicadas al mandril durante el sellado. ....	65
<b>Tabla 17.</b> Propiedades mecánicas del acero AISI 4140. ....	72
<b>Tabla 18.</b> Tabla para diseño para Orings. ....	83
<b>Tabla 19.</b> Listado de Orings Seleccionados. ....	85
<b>Tabla 20.</b> Parámetros calculados para cada resorte. ....	88
<b>Tabla 21.</b> Selección de material para resortes. ....	89
<b>Tabla 22.</b> Composición química de los balines.....	90

<b>Tabla 23.</b> Parámetros calculados para los balines. ....	91
<b>Tabla 24.</b> Selección de los pines. ....	92
<b>Tabla 25.</b> Cálculo de fuerza de rotura en los pines. ....	93
<b>Tabla 26.</b> Cálculo del factor de seguridad para los pines. ....	93
<b>Tabla 27.</b> Selección del anillo. ....	95
<b>Tabla 28.</b> Selección del tornillo. ....	96
<b>Tabla 29.</b> Selección del material de los tornillos. ....	97
<b>Tabla 30.</b> Descripción detallada del producto. ....	98
<b>Tabla 31.</b> Piezas que conforman el ensamblaje. ....	101
<b>Tabla 32.</b> Descripción de la hoja de ruta para el mandril. ....	105
<b>Tabla 33.</b> Hoja de operaciones para el mandril. ....	106
<b>Tabla 34.</b> Primera operación para el mecanizado del mandril. ....	107
<b>Tabla 35.</b> Párametros de operación para el mecanizado del mandril. ....	108
<b>Tabla 36.</b> Matriz de calidad para el banco de pruebas. ....	112
<b>Tabla 37.</b> Resultados porcentuales. ....	112
<b>Tabla 38.</b> Costos de materia prima. ....	122
<b>Tabla 39.</b> Costos de piezas seleccionadas, ....	122
<b>Tabla 40.</b> Otros costos de producción. ....	123
<b>Tabla 41.</b> Costos totales de producción. ....	123
<b>Tabla 42.</b> Inversiones en activo fijo. ....	124
<b>Tabla 43.</b> Plan de producción progresivo. ....	125
<b>Tabla 44.</b> Balance de ingresos y egresos en 5 años. ....	126
<b>Tabla 45.</b> Flujo de caja acumulado vs. tiempo. ....	126
<b>Tabla 46.</b> Cálculo del valor presente neto. ....	127
<b>Tabla 47.</b> Cálculo de la tasa interna de retorno. ....	128
<b>Tabla 48.</b> Cálculo del plazo de recuperación. ....	129

## **LISTA DE ANEXOS**

“Los anexos están adjuntos en el CD y se pueden encontrar en la base de datos de la biblioteca UIS”

Anexo A. Análisis estático para las piezas seleccionadas

Anexo B. Análisis de fatiga para las piezas seleccionadas

Anexo C. Planos del prototipo

Anexo D. Hojas de ruta

Anexo E. Selección de la herramienta de mecanizado y sus parámetros de operación

Anexo F. Operaciones para el proceso de construcción

Anexo G. Video simulación del proceso de activación

## RESUMEN

**TÍTULO:** DISEÑO, SIMULACIÓN Y PLAN DE MANUFACTURA DE UN SISTEMA MECÁNICO DE SELLADO PROTOTIPO PARA LOS INYECTORES DE AGUA EN LOS POZOS PETROLEROS\*

**AUTOR:** JHOAN NICOLAS BAQUERO QUINTERO, LUIS FERNANDO SANTIAGO PÉREZ\*\*

**PALABRAS CLAVE:** PACKER HIDRÁULICO, PRESIÓN HIDROSTÁTICA, COSTOS, SOBREPRESIÓN.

### DESCRIPCIÓN:

En este proyecto se realizó el diseño de un sistema mecánico de sellado prototipo para inyectores de agua en pozos petroleros o packer hidráulico, cumpliendo con los requerimientos y objetivos propuestos por la industria petrolera mediante la experiencia de la empresa Field Service Solution S.A.S., a su vez, se realizaron las simulaciones que incluyen las debidas pruebas de presión hidrostática, análisis estáticos y análisis de fatiga a los mecanismos de activación por medio de alta presión y desactivación manual del mismo y el plan de manufactura a seguir para la construcción de dicho prototipo siguiendo las hojas de ruta diseñadas.

Con este dispositivo se disminuirán los costos económicos de exportaciones pues serán de fabricación nacional, así como la disminución de gastos al poder ser reutilizados y no desechados como chatarra tras su uso, pues se garantiza una disminución de daños por sobrepresiones y desgastes del material sellante corrigiendo las fallas de los diseños y productos que actualmente se encuentran en el mercado. La disminución de los costos se estima en base a un estudio económico en el que se analizan los ingresos y egresos de la empresa a lo largo de cinco años.

Finalmente se diseñó un banco de pruebas que permite analizar el comportamiento del sello recreando algunas condiciones críticas que se pueden presentar en los pozos durante la operación de los sistemas mecánicos de sellado o packers.

---

\* Trabajo de grado

\*\* Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Ing. Isnardo González Jaimes

## **ABSTRACT**

**TITLE:** DESIGN, SIMULATION AND MANUFACTURING PLAN OF A PROTOTYPE MECHANICAL SEALING SYSTEM FOR WATER INJECTORS IN OIL WELLS \*

**AUTHOR:** JHOAN NICOLAS BAQUERO QUINTERO, LUIS FERNANDO SANTIAGO PÉREZ \*\*

**KEY WORDS:** HYDRAULIC PACKER, HYDROSTATIC PRESSURE, COSTS, OVERPRESSURE.

### **DESCRIPTION:**

In this project, the design of a prototype mechanical sealing system for water injectors in oil wells or hydraulic packer was carried out, complying with the requirements and objectives proposed by the oil industry through the experience of the Field Service Solution SAS company, in turn , simulations were carried out that include the due hydrostatic pressure tests, static analysis and fatigue analysis to the activation mechanisms by means of high pressure and manual deactivation of the same and the manufacturing plan to follow for the construction of said prototype following the designed roadmaps.

With this device, the economic costs of exports will be reduced since they will be manufactured domestically, as well as the reduction of expenses as they can be reused and not discarded as scrap after use, as a reduction in damage due to overpressures and wear of the sealing material is guaranteed by correcting the flaws of the designs and products that are currently on the market. The decrease in costs is estimated based on an economic study in which the income and expenses of the company are analyzed over five years.

Finally, a test bench was designed that allows to analyze the behavior of the seal recreating some critical conditions that can occur in the wells during the operation of the mechanical sealing systems or packers.

---

\* Degree work

\*\* Faculty of Physicomechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: Ing. Isnardo González Jaimes

## **INTRODUCCIÓN**

En la parte de extracción de crudo de la industria Petrolera es muy necesario el uso de packers o sistemas de sellado en los pozos, es muy importante que estos packers se ubiquen de manera precisa según los estudios realizados para que su funcionamiento sea adecuado, la mayoría de packers son muy susceptibles a activarse si se ejerce en ellos una fuerza o una rotación no esperada, por esto se hace necesario un rediseño para dar mayor seguridad al momento de posicionar estos packers y de esta forma aprovechar mejor el tiempo y aumentar la productividad en el campo. Durante el proceso de diseño se tendrán en cuenta los pasos para un diseño mecánico común teniendo en cuenta dimensiones bases inmodificables y demás variables necesarias para el correcto funcionamiento del packer o sistema mecánico de sellado. Se utilizará software tipo CAD y CAE que nos brinda el software SolidWorks con el objetivo de comprobar el comportamiento y resistencia de las piezas a diseñar.

Adicionalmente se establecen las hojas de ruta y operaciones necesarias para la correcta manufactura, construcción y ensamble del sistema junto con el protocolo de pruebas para verificar el buen funcionamiento de cada packer según las especificaciones que se tuvieron en cuenta para así garantizar una correcta operación en el campo.

### **1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

## 1.1 PROBLEMÁTICA DE LOS PACKERS PARA INYECCIÓN DE AGUA

La inyección de agua es un elemento muy importante en los campos petroleros donde el petróleo ha sido explotado por muchos años. Como el petróleo se extrae y el campo pierde energía o disminuye en cantidad de crudo, es necesario realizar recobros de producción mediante barridos de agua (barrer el petróleo hacia los pozos productores) y para el soporte de presión, un esquema óptimo de inyección de agua puede conducir al desarrollo óptimo del campo.

**Figura 1.** Campo petrolero

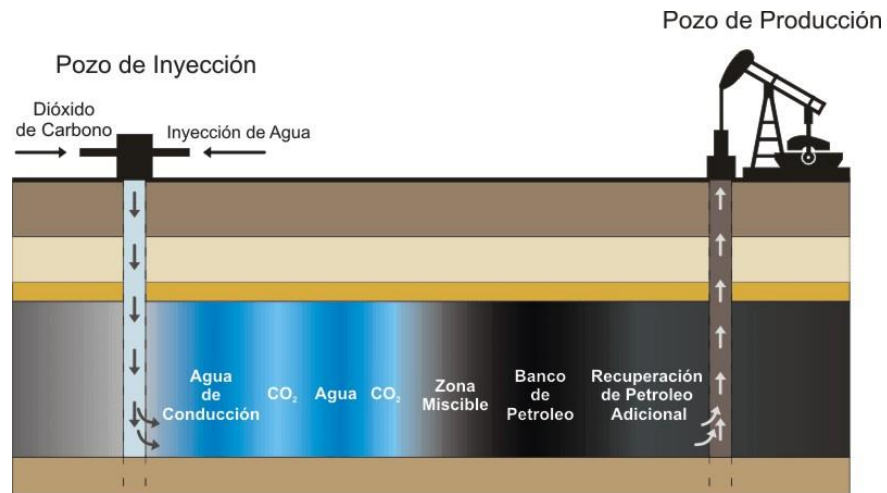


**Fuente:** TECNOLOGÍA Y DIGITALIZACIÓN DEL PETRÓLEO. [Consultado: 11 de septiembre de 2020]. Disponible en: <https://www.dynatec.es/blog/tecnologia-y-digitalizacion-del-petroleo/>

En los campos productores de Colombia se utiliza con gran frecuencia el sistema de inyección de agua y según la ANH existen alrededor de 5500 pozos inyectoros los cuales tienen un índice de falla 1,3 esto significa que fallan antes de cumplir un

año de funcionamiento más o menos cada 8 meses; esto trae problemas inmediatos para los pozos productores pues baja la producción de petróleo del campo.

**Figura 2.** Inyección de agua en los pozos petroleros



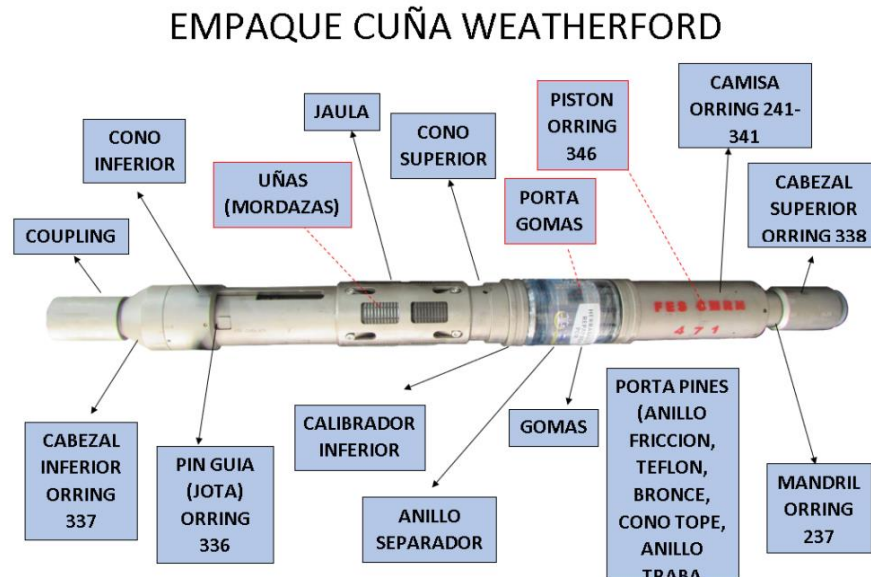
**Fuente:** YACIMIENTOS II. MECANISMOS DE PRODUCCIÓN. [Consultado: 11 de septiembre de 2020]. Disponible en: <http://robertyaci.blogspot.com/2009/11/mecanismos-de-produccion.html>

Dos de los equipos más usados en la inyección son: primero, son los sistemas mecánicos o equipos llamados empaques hidráulicos, los cuales internamente están compuestos por alrededor de 22 piezas, que actúan en el pozo como unos aislantes de zona para la cual se va a realizar la inyección y segundo los mandriles de inyección, los cuales son unos dispositivos con válvulas internas que permiten dirigir la inyección de fluido. Estos equipos sufren daños severos ya que están en fondo de pozo y están expuestos a ambientes muy agresivos.

Las dimensiones promedio de un empaque están entre 150 a 250 cm de longitud y 10 a 20 cm de diámetro, este se puede definir como un sistema cilíndrico de alta complejidad en su diseño y fabricación para un exigente trabajo en el medio

hidráulico debido a las condiciones de trabajo, algunas partes principales del empaque se muestran en la siguiente figura:

**Figura 3.** Partes principales de un empaque



**Fuente:** Field Service Solution S.A.S. Empaque tipo cuña Weatherford.

El empaque empieza a funcionar cuando se aumenta la presión entre la camisa y el pistón por medio de agujeros en el mandril; cuando la presión esta alrededor de 3000 a 4000 psi se rompen los pines de bronce lo que hace que el pistón se corra y comprima las gomas para que estas se expandan, un anillo trava no deja que el mandril regrese a su posición normal para que las gomas sigan comprimidas así se baje la presión dentro del empaque, para poder desactivarlo hay que girar el pin guía un cuarto de vuelta a la derecha para que este pueda deslizarse y descomprimir las gomas.

Las principales causas de fallas en pozos relacionadas con estos equipos son las siguientes:

- a.** Fallas en los sellos, la cual se produce muchas veces por deformaciones o por desgaste del material sellante debido a estar expuesto a condiciones críticas de trabajo o ambientes muy corrosivos y/o abrasivos.
- b.** Fallas por alto desgaste en los componentes de los empaques hidráulicos debido a causas mecánicas sea erosión, fricción, impacto y cavitación.
- c.** Fallas por alto desgaste por causas químicas debido a que están expuestos con agentes oxidantes, corrosivos y a temperaturas altas.
- d.** Falla por exceso de presión, la cual se produce porque en el pozo los equipos se exponen a golpes constantes de un chorro de agua con presión el cual desgasta la pieza y la inhabilita.

Anteriormente y con la bonanza del petróleo estos dos elementos tan importantes y costosos se compraban nuevos y los dañados se trasladaban a unos patios de chatarra para almacenarlos en grandes cantidades expuestos en la intemperie para después venderlos como chatarra. Debido a la crisis del sector, las compañías petroleras están optando por reutilizar estos equipos para disminuir los costos en el momento de efectuar los reemplazos, casi en un 60% del valor inicial de la herramienta, ahorrando alrededor de 3000 USD y así obtener grandes beneficios económicos al disminuir el gasto en nueva adquisición de equipos. Estos equipos son importados ya que el mercado interno no tiene la capacidad de producirlos, pero si está en capacidad de recupéralos y por medio de un recubrimiento mejorar sus condiciones iniciales para así:

- a.** Aumentar en al menos cuatro veces la vida útil de los empaques y mandriles de inyección en el pozo inyector de agua.
- b.** Eliminar el almacenaje de los empaques y mandriles de inyección que se dan de baja para chatarra.
- c.** Evitar producción de chatarra contaminada que afecta el medio ambiente

Actualmente la empresa Field Service Solution S.A.S. se encarga de reparar estos equipos desde hace 9 años adquiriendo gran experiencia, con lo cual se establece una colaboración en la cual la empresa aporta su conocimiento y orientación hacia este campo.

## **1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA**

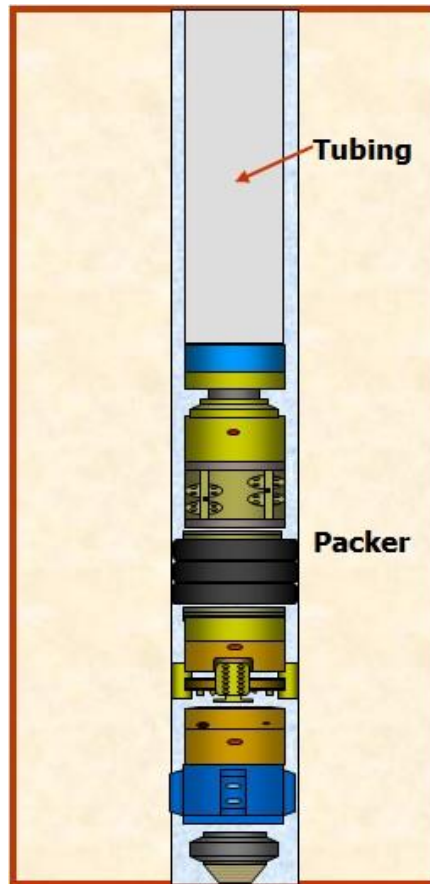
La industria petrolera nace en Colombia con dos concesiones famosas desde comienzos del siglo pasado: La concesión Barco, dada al General Virgilio Barco en el Catatumbo y la concesión de Mares, entregada a Roberto de Mares en la zona de Barrancabermeja. En este último sitio se encuentra una gran cantidad de pozos productores de petróleo (más de 5 mil), en los cuales se realizan trabajos o servicios a pozo y donde también hay expectativa de 50 pozos nuevos de petróleo más 150 pozos inyectores de agua para la recuperación secundaria del campo Cira Infantas el cual es el más antiguo de Colombia.

Es innegable que el petróleo constituye hoy en día el motor de la economía colombiana, por ser el principal generador de renta externa por encima incluso del café, nuestro producto tradicional de exportación, y por ser la fuente principal de rentas para las regiones.

La industria del petróleo tiene varios componentes los cuales son: Exploración, perforación, producción, transporte y refinación, de estos se enfocará en la producción impulsada por la inyección de agua.

Un empaque es una herramienta de subsuelo mecánica o hidráulica usada para proveer un sello entre el revestimiento y la tubería, o entre una sarta de revestimiento y la pared del hueco por medio de un elemento empacante, expandible, con el propósito de evitar el flujo de fluidos a través de este punto de sello.

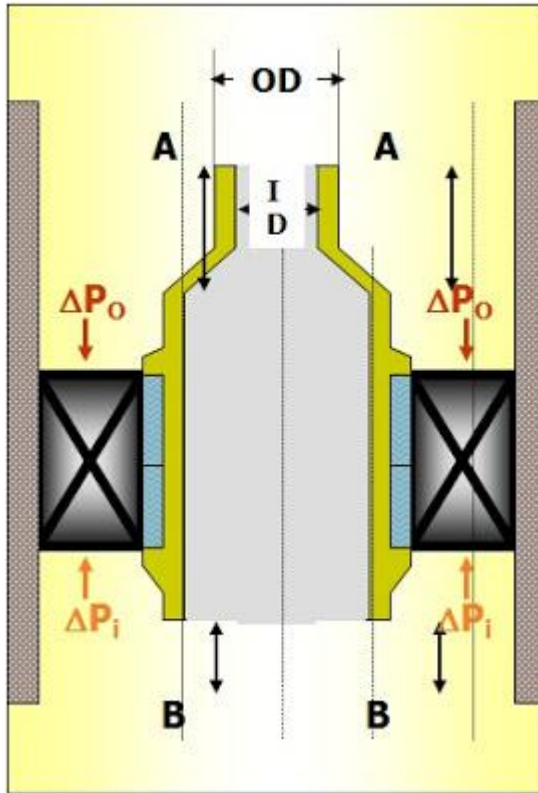
**Figura 4.** Empaquetadura activada en el Casing.



**Fuente:** USOS DEL PACKER EN UN POZO PETROLERO. [Consultado: 11 de septiembre de 2020]. Disponible en: <https://www.ingenieriadepetroleo.com/ usos-del-packer-en-un-pozo-petrolero/>

Actualmente estos empaques solo son ofrecidos por proveedores extranjeros a precios alrededor de 4500 USD y se han podido identificar fallas por el diseño que tienen. Se desea empezar a competir con un producto nacional que corrija las fallas del diseño actual y satisfaga las necesidades, así ayudando a mejorar el rendimiento en los pozos inyectores y aportando al crecimiento de la economía del país.

**Figura 5.** DCL del empaque en el Casing.



**Fuente:** EFECTOS PRODUCIDOS SOBRE LOS PACKER POR PRESIÓN Y TEMPERATURA. [Consultado: 11 de septiembre de 2020]. Disponible en: <https://www.ingenieriadepetroleo.com/efectos-producidos-sobre-los-packer-por/>

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1 OBJETIVO GENERAL**

Cumplir con la misión de la escuela de Ingeniería Mecánica de dar respuesta adecuada a las necesidades de la sociedad y la industria colombiana en colaboración con la empresa Field Service Solution S.A.S., desarrollando un sistema mecánico de sellado para los inyectores de agua que se usan en la extracción de crudo en la industria petrolera.

### **2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Diseñar un sistema mecánico de sellado que permita realizar la inyección de agua en los pozos petroleros a una profundidad de 6000 ft y una temperatura ambiente de aproximadamente 90°C con una presión de 3000 psi.
- Utilizar las tecnologías CAD Y CAE para realizar una simulación de esfuerzos y deformaciones para analizar el comportamiento del sistema diseñado utilizando el software Solidworks.
- Establecer el plan de manufactura de los elementos del sistema para una correcta fabricación y un correcto ensamblaje del equipo.
- Diseñar un banco de pruebas para realizar pruebas hidrostáticas del sistema mecánico de sellado diseñado.

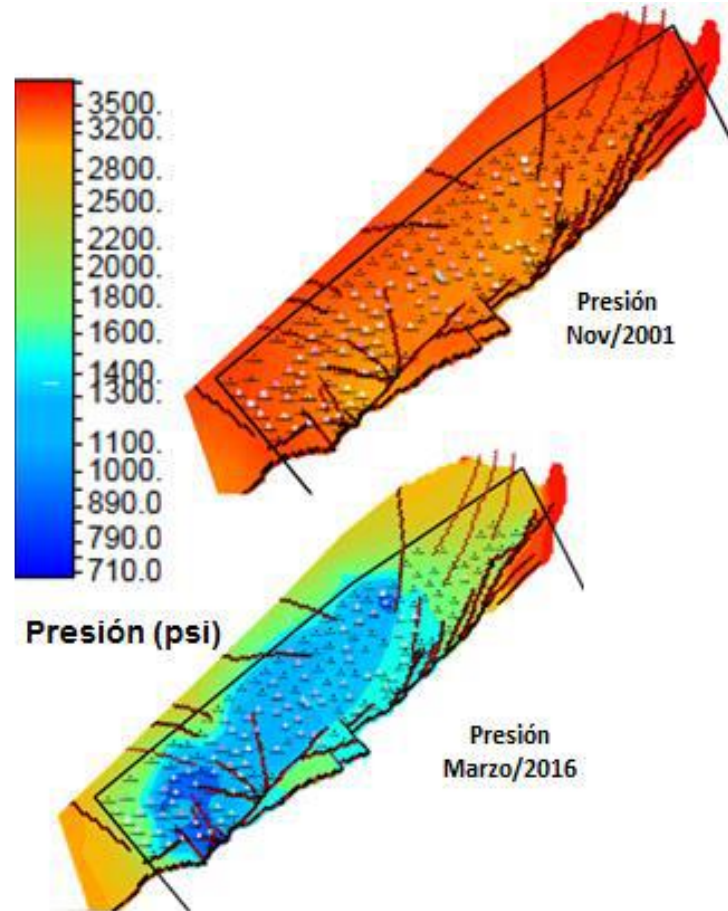
### **3. MARCO TEÓRICO**

#### **3.1 INYECCIÓN DE AGUA COMO MÉTODO DE RECUPERACIÓN EN POZOS PETROLEROS.**

La inyección de agua tuvo sus comienzos en la ciudad de Pithole, al oeste de Pennsylvania, en el año 1865, como sucede frecuentemente en el desarrollo de nuevas tecnologías, la primera inyección ocurrió accidentalmente cuando el agua proveniente de algunas arenas acuífera poco profundas o de acumulaciones de aguas superficiales, se movía a través de formaciones petrolíferas, entraba al intervalo productor en los pozos perforados e incrementaba la producción en los pozos vecinos.

El primer paso o etapa inicial del procesamiento del petróleo comienza con el descubrimiento del yacimiento, utilizando los mismos recursos que la naturaleza provee para facilitar la extracción y la salida del crudo a la superficie (generalmente se utiliza la expansión de los componentes volátiles y/o el pumping o bombeo forzado para removerlo hacia la superficie. Cuando se produce una considerable disminución de esta energía, la producción declina y se ingresa en la etapa secundaria donde energía adicional es administrada al reservorio por inyección de agua. Cuando la inyección de agua deja de ser efectiva por la evaluación entre una pequeña extracción de crudo y un elevado costo de la operación, se considera de mayor provecho el tratamiento del pozo. Se inicia en este punto el tratamiento terciario o recuperación asistida del pozo de petróleo. El pozo se encuentra en la etapa final de su historia utilizable y por lo tanto se comienza a entregarle a la misma energía química y térmica con el fin de aprovecharlo y recuperar al máximo la producción.

**Figura 6.** Comparativa de perfiles de presión en un pozo de crudo.



**Fuente:** GIL HENAO, Layonel. Inyección de agua por flujo cruzado natural y asistido: una estrategia de recuperación mejorada inmediata en un campo de crudo extra pesado. Medellín: Universidad Nacional de Colombia, 2017.

La ausencia de mecanismos de soporte diferentes a la expansión de roca y fluido, ha generado una caída acelerada de presión en el campo disminuyendo las reservas recuperables. Se hace necesaria la implementación a corto plazo de procesos alternativos de recobro secundario y/o terciario.

Se puede apreciar en los mapas de presiones que la declinación del campo es un fenómeno acelerado y heterogéneo en el campo, esto a consecuencia del desarrollo

primario sectorizado y al drenaje de pozos de acuerdo a lo oportuno de sus facilidades.

Por tratarse de un crudo extra pesado y un reservorio confinado sin aporte continuo de presión, sus fluidos se drenan rápido en el tiempo perdiendo energía y dificultando cada vez más su extracción por los requerimientos energéticos y de completamiento que exige el mantener tasas compensadas con pérdida de presión.<sup>1</sup>

### **3.1.1 características esenciales para el proceso de inyección de agua.**

- Se utiliza cuando no se posee una buena descripción del yacimiento y la estructura del mismo favorece la inyección de agua.
- Los pozos de inyección se colocan en el acuífero, fuera de la zona de petróleo.
- El agua no debe contener sólidos suspendidos o líquidos en suficiente cantidad para causar taponamiento de los pozos de inyección.
- El agua inyectada no debe reaccionar para causar hinchamiento de los minerales arcillosos presentes en la formación. La importancia de esta consideración depende de la cantidad y tipo de minerales arcillosos presentes en la formación, así como de las sales minerales disueltas en el agua inyectada y permeabilidad de la roca.
- La salmuera debe ser compatible con el agua presente inicialmente en la formación. El agua producida e inyectada debe ser manipulada separadamente, si no son completamente compatibles.

---

<sup>1</sup>GIL HENAO, Layonel. Inyección de agua por flujo cruzado natural y asistido: una estrategia de recuperación mejorada inmediata en un campo de crudo extra pesado. Medellín: Universidad Nacional de Colombia, 2017. p. 43.

### **3.2 DEFINICIÓN DE PACKER O EMPACADURA PARA POZOS PRODUCTORES DE CRUDO.**

Un packer o empacadura es un sello, un dispositivo, una herramienta de fondo del pozo de crudo; la cual hace obturación entre una sarta de tubería y otra, o entre una sarta y las paredes del pozo.

Es utilizada para proporcionar un sello entre la tubería de producción y el revestimiento de producción, a fin de evitar el movimiento vertical de los fluidos, desde la empacadura por el espacio anular, hacia arriba. La empacadura generalmente se considera la herramienta más importante del pozo en la tubería de producción. Los tipos de empacaduras de completación varían grandemente y están diseñadas para cubrir condiciones específicas del pozo o del reservorio (sencillas o en configuración agrupada, con sartas sencillas, duales o triples).

**3.2.1 Funciones de los packers.** Los empaques de producción pueden tener varias funciones; entre estas están:

- Para probar zonas de producción simples o dobles.
- Para cementaciones forzadas a presión.
- Para la acidificación.
- Para empacar con grava (control de arena).
- Para la fracturación hidráulica de las formaciones.
- Para probar la tubería de revestimientos y sus trabajos de cementación tratando de detectar filtraciones por daño de la tubería, comunicación entre arena por mala cementación.
- Para completación de pozos; aislar zonas productoras y en caso de completar en zonas con problemas de arena, se las usa junto con los liners.

Para proteger la tubería de revestimiento del estallido bajo condiciones de alta producción o presiones de inyección.<sup>2</sup>

Pero la principal función del packer es proteger al casing de la presión del pozo y de los eventuales fluidos corrosivos. El packer asegura el sellado entre el tubing(\*) (outside) y el casing(\*\*) (inside) para prevenir el movimiento del fluido al anular, causado por la diferencia de presiones entre las áreas encima y debajo del punto de fijación, durante toda la vida productiva del pozo. Es parte de la sarta de completación y es instalado en la extremidad inferior y puede ser utilizado sea para la completación definitiva del pozo que para la completación temporal; tales como pruebas y/o estimulaciones. En completaciones múltiples los packers separan dos o más zonas productivas del mismo pozo. Salvo en situaciones y necesidades particulares, normalmente se sientan sobre la zona baleada, a una distancia tal que el zapato de la cola del tubo (si hay) este alrededor de los 20 metros encima del tope de los perforados.

Los packers o empaaduras para pozos productores de crudo, son utilizados en las siguientes condiciones: Control de producción, prueba de pozos, protección de equipos, reparación y estimulación de equipos, y seguridad.

---

<sup>2</sup> AGUILAR AYALA, Álvaro. Análisis descriptivo del sistema de packers o empaaduras para completaciones de pozos productores de crudo en el oriente ecuatoriano. Quito: Universidad Tecnológica Equinoccial, 2014. p. 16.

(\*) El casing se utiliza para recubrir el interior del pozo perforado para proveer estabilidad y evitar que sus paredes colapsen durante la extracción del crudo. Para esto se utilizan cadenas formadas por varios tubos roscados entre sí, los cuales son insertados en el pozo y fijados con cemento.

(\*\*) El tubing es la denominada tubería de producción, tiene un diámetro más pequeño y se introduce por el casing hasta llegar al crudo en el subsuelo. También se crean cadenas de tubing mediante acoples roscados.

- Para proteger la tubería de revestimiento del estallido bajo condiciones de alta producción o presiones de inyección.
- Para proteger la tubería de revestimiento de algunos fluidos corrosivos.
- Para aislar perforaciones o zonas de producción en completaciones múltiples.
- En instalaciones de levantamiento artificial por gas.
- Para proteger la tubería de revestimiento del colapso, mediante el empleo de un fluido sobre el packer (empacadura) en el espacio anular entre la tubería y el casing de producción.<sup>3</sup>

**3.2.2 Componentes del Packer.** El packer está esencialmente compuesto de cuatro elementos:

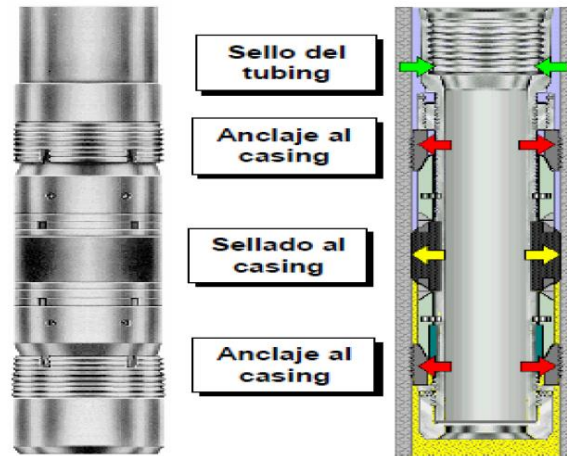
- El sistema de cuñas de anclaje al casing.
- Unidad de empaque - packing unit (sobre el casing).
- El packer bore receptacle (solo para packers permanentes).
- La conexión y sello del tubing.

Las cuñas y el packing unit, aseguran el anclaje y sellado con el casing; mientras que el sello con el tubing se obtiene en el packer bore.

---

<sup>3</sup> AGUILAR AYALA, Álvaro. Análisis descriptivo del sistema de packers o empacaduras completaciones de pozos productores de crudo en el oriente ecuatoriano. Quito: Universidad Tecnológica Equinoccial, 2014. p. 17, p 18.

**Figura 7.** Funciones del packer dentro del casing.



**Fuente:** AGUILAR AYALA, Álvaro. Análisis descriptivo del sistema de packers o empaaduras completaciones de pozos productores de crudo en el oriente ecuatoriano. Funciones del packer dentro del casing. Quito: Universidad Tecnológica Equinoccial, 2014. p.19.

### 3.3 GENERALIDADES DE LOS PACKERS

Como se mencionó anteriormente un empaque es una herramienta mecánica o hidráulica utilizada para bloquear el espacio anular entre la tubería y el revestimiento o entre el revestimiento y la pared del hueco por la acción de un elemento empacante – expandible. EL propósito es aislar o separar las secciones por encima o por debajo del elemento empacante. Los principales tipos de packers son:

- Packer hidráulico tipo cuña.
- Packer hidráulico Tipo Tándem.

A continuación, se mencionarán algunas generalidades de estas herramientas.

**3.3.1 Packer Hidráulico tipo cuña.** El Packer tipo cuña es una empaquetadura de fijación hidráulica recuperable, de doble agarre diseñado para usarse en pozos donde es necesario no mover el tubing durante la fijación y empaquetamiento. Es recomendable como packer de producción o para pozos inyectores. Para inyección selectiva se combina con los tándems hidráulicos. Es de fácil operación, tanto para la fijación hidráulica como para el librado mecánico. Una vez fijado puede quedar con peso tensión o neutro y sin que los cambios de presión y/o temperatura modifiquen su condición de empaquetamiento.

#### **3.3.1.1 Características.**

- Posee tres elementos empaquetadores.
- La fijación y empaquetamiento se logra aplicando presión en el interior del tubing utilizando tapón descartable o algún otro elemento que permita hermetizar el tubing.
- En pozos productores Combinándolo con un pescador ON – Off, se le puede dejar con tapón temporario.
- Fácil y seguro sistema de librado girando  $\frac{1}{4}$  de vuelta a la derecha.
- Bajo costo de mantenimiento y reparación.

**Figura 8.** Packer Hidráulico tipo cuña.



**Fuente:** CAMACHO, Diego y VERANO, Daniel. Diseño y construcción de una troqueladora hidráulica para el desmonte y ensamble de herramienta petrolera “Hydraulic tubing packer”. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 2016. p 34.

**3.3.2 Packer Hidráulico tipo Tándem.** El packer tipo tándem es una empaquetadura de fijación hidráulica y librado con  $\frac{1}{4}$  de giro a la derecha. Diseñada para ser usado en instalaciones selectivas como packer de producción o para pozos inyectores donde es necesario no mover el tubing durante su instalación. Es de fácil operación, tanto para la fijación hidráulica como para el librado mecánico. Una vez fijado puede quedar con peso tensión o neutro sin que los cambios de presión y/o temperatura modifiquen su condición de empaquetamiento.

#### **3.3.2.1 Características:**

- Posee tres elementos empaquetadores.
- La fijación se logra aplicando presión en el interior del tubing utilizando tapón descartable o algún otro elemento que permita hermetizar el tubing.
- Fácil y seguro sistema de librado girando  $\frac{1}{4}$  de giro a la derecha
- Bajo costo de mantenimiento y operación.<sup>4</sup>

**Figura 9.** Packer hidráulico tipo tándem.



**Fuente:** CAMACHO, Diego y VERANO, Daniel. Diseño y construcción de una troqueladora hidráulica para el desmonte y ensamble de herramienta petrolera “Hydraulic tubing packer”. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 2016. p 34.

---

<sup>4</sup> CAMACHO, Diego y VERANO, Daniel. Diseño y construcción de una troqueladora hidráulica para el desmonte y ensamble de herramienta petrolera “Hydraulic tubing packer”. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, 2016. p 34.

#### **4. DISEÑO CONCEPTUAL DEL SISTEMA**

Actualmente en el mercado se encuentran diferentes referencias de packers o sistemas de sellado, pero estos solo son fabricados por empresas extranjeras lo que eleva su precio al tener que importarlos, adicionalmente muy pocas referencias se preocupan por tener un seguro que garantice que su activación solo se realice en el lugar deseado sin prever que muchas veces los pozos pueden estar obstaculizados por aglomeración de lodos, por esta razón se requiere un diseño que brinde mayor seguridad al momento de la operación en campo y adicional a esto que pueda ser fabricado por una empresa colombiana reduciendo el costo de este sistema y adicionalmente ayudando a crecer la economía del país.

Este proyecto busca un diseño confiable que permita una operación óptima en el campo, cabe resaltar que cualquier diseño está abierto a mejoras continuas con el fin de optimizar cada vez más este sistema, es importante establecer un protocolo de pruebas para analizar el correcto funcionamiento del sistema fuera del papel y así garantizar que no haya variables externas que entorpezcan la operación del mismo. Con esto se conseguirá un sistema confiable que permita la inyección de agua en los pozos para la extracción de crudo, así aumentando su productividad y confiabilidad.

Este sistema deberá ser capaz de atravesar obstrucciones que se puedan presentar en los pozos sin activarse antes de lo estipulado, de manera que sea más segura su operación.

Ya mencionadas las necesidades que justifican la realización de este proyecto, se realiza un despliegue de la función calidad (QFD) para poder analizar una serie de

alternativas que darán camino al proceso de diseño. Dicho análisis se muestra a continuación:

#### **4.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD)**

**4.1.1 Requerimientos de uso.** A continuación, se muestran los requerimientos dados por la empresa interesada en fabricar el sistema.

- Resistente a alta presión
- Fácil ensamblaje
- Resistente a golpes
- Resistente a la corrosión
- Seguridad en la operación

**4.1.2 Criterio de diseño.** Para facilitar el proceso de diseño se agrupan las piezas del sistema en subsistemas, lo que permite analizar de forma práctica las características del sistema a diseñar.

- Subsistema de activación hidráulica
- Subsistema de sellado y soporte
- Subsistema de desactivación

## 4.2 MATRIZ DE CALIDAD PARA EL SISTEMA

**Tabla 1.** Matriz de calidad para el sistema

	Prioridad	Subsistema de activacion hidraulica		Subsistema de sellado y soporte		Subsistema de desactivacion	
Seguridad en la operación	5	9	45	9	45	3	15
Resistente a alta presión	4	9	36	9	36	3	12
Resistente a golpes	3	3	9	3	9	3	9
Fácil ensamblaje	2	3	6	3	6	3	6
Resistente a la corrosión	1	9	9	3	3	3	3
Total			105		99		45

### 4.2.1 Resultados de la matriz

**Tabla 2.** Resultados porcentuales de la matriz de calidad

Puntaje	Subsistema	Porcentaje
105	Activacion hidraulica	42%
99	Sellado y soporte	40%
45	Desactivacion	18%

Por medio de estos valores podemos determinar el orden de importancia de los subsistemas para tenerlos en cuenta durante el proceso de diseño. A continuación, se realizará una matriz de calidad (QFD) para cada subsistema con el fin de conocer los aspectos más relevantes en cada uno.

### 4.3 MATRIZ DE CALIDAD PARA CADA SUBSISTEMA

#### 4.3.1 Subsistema de activación hidráulica

**Tabla 3.** Matriz de calidad para el subsistema de activación hidráulica.

	Prioridad	Operación confiable		Cantidad de elementos		Piezas con buenos acabados		O'rings bien seleccionados		Material resistente	
Seguridad en la operación	5	9	45	1	5	3	15	3	15	9	45
Resistente a alta presión	4	9	36	0	0	9	36	9	36	9	36
Resistente a golpes	3	9	27	3	9	3	9	1	3	3	9
Fácil ensamblaje	2	1	2	9	18	1	2	3	6	0	0
Resistente a la corrosión	1	3	3	1	1	0	0	3	3	3	3
Total			113		33		62		63		93

#### 4.3.1.1 Resultados de la matriz de activación hidráulica

**Tabla 4.** Resultados porcentuales de la matriz de calidad para el subsistema de activación hidráulica.

Puntaje	Característica	Porcentaje
113	Operación confiable	42%
93	Material resistente	35%
63	O´rings bien seleccionados	23%

Resultados que se tomaran en cuenta durante el proceso de diseño del subsistema de activación hidráulica.

#### 4.3.2 Subsistema de sellado y soporte

**Tabla 5.** Matriz de calidad para el subsistema de sellado y soporte.

	Prioridad	Operación confiable		Material resistente		Elementos sellantes bien seleccionados		Buen ensamblaje		Forma de los elementos de soporte	
Seguridad en la operación	5	9	45	9	45	9	45	9	45	9	45
Resistente a alta presión	4	3	12	9	36	9	36	3	12	0	0
Resistente a golpes	3	9	27	3	9	0	0	1	3	9	27
Fácil ensamblaje	2	1	2	0	0	1	2	9	18	3	6
Resistente a la corrosión	1	3	3	1	1	1	1	0	0	0	0
Total			89		91		84		78		78

#### 4.3.2.1 Resultados de la matriz de sellado y soporte

**Tabla 6.** Resultados porcentuales de la matriz de calidad para el subsistema de sellado y soporte.

Puntaje	Característica	Porcentaje
91	Material resistente	35%
89	Operación confiable	34%
84	Elementos sellantes bien seleccionados	31%

Resultados que se tomarán en cuenta durante el proceso de diseño del subsistema de sellado y soporte.

#### 4.3.3 Subsistema de desactivación

**Tabla 7.** Matriz de calidad para el subsistema de desactivación.

	Prioridad	Operación confiable		O'rings bien seleccionados		Material resistente		Piezas con buenos acabados	
Seguridad en la operación	5	9	45	9	45	9	45	9	45
Resistente a alta presión	4	9	36	9	36	3	12	3	12
Resistente a golpes	3	3	9	0	0	3	9	1	3
Fácil ensamblaje	2	1	2	3	6	0	0	1	2
Resistente a la corrosión	1	3	3	3	3	1	1	0	0
Total			95		90		67		62

#### 4.3.3.1 Resultados de la matriz de desactivación

**Tabla 8.** Resultados porcentuales de la matriz de calidad para el subsistema de desactivación.

Puntaje	Característica	Porcentaje
95	Operación confiable	38%
90	O´rings bien seleccionados	36%
67	Material resistente	26%

Resultados que se tomaran en cuenta durante el proceso de diseño del subsistema de desactivación

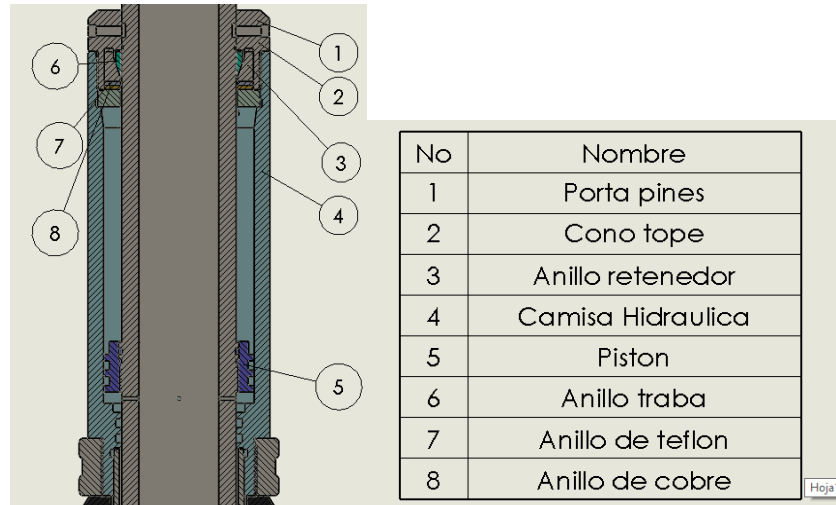
#### 4.4 ALTERNATIVAS PROPUESTAS

En base a los resultados obtenidos en cada matriz de calidad y los porcentajes de importancia de cada característica, se plantean alternativas para los subsistemas.

##### 4.4.1 Alternativas subsistema de activación hidráulica

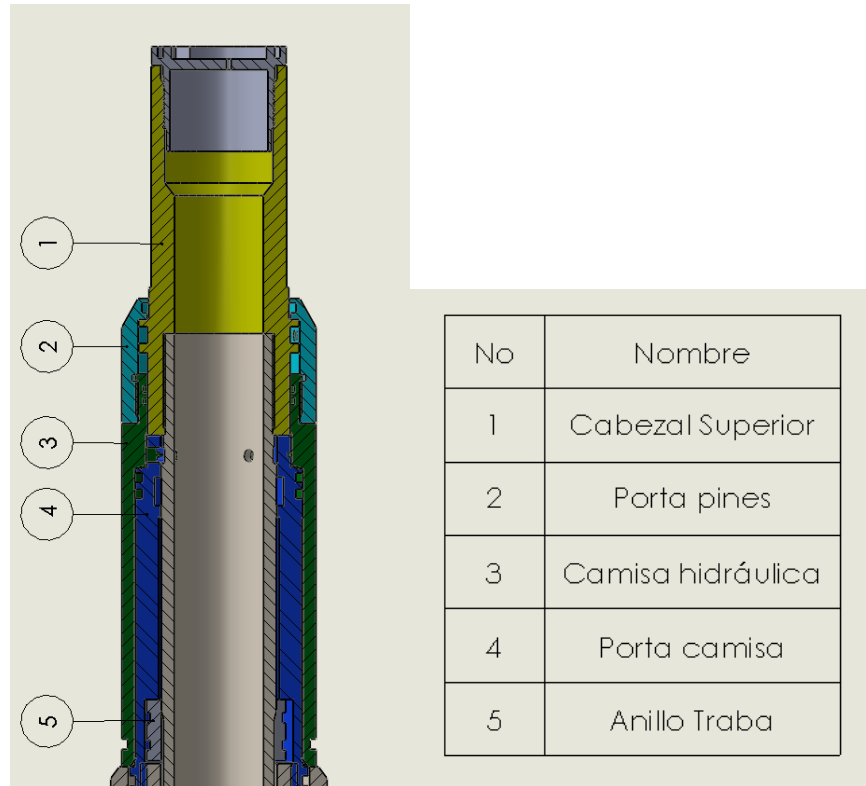
- **Alternativa 1.** En esta alternativa se plantea un sistema de camisa hidráulica con un pistón que se enrosca en el mandril y al extremo de la camisa un porta pines con espárragos de bronce que evitan el desplazamiento del sistema antes de la operación, dentro del porta pines también están ubicados un anillo traba que cumple la función de mantener del desplazamiento del sistema después de activado y que no regrese a su posición inicial, junto a él un anillo de teflón y un anillo de bronce que evitan el desgaste entre las demás piezas. El problema con esta alternativa es que es muy susceptible a la activación no deseada debido a obstrucciones en los pozos o algún golpe inesperado durante su posicionamiento ya que los pines de bronce no resisten grandes cargas.

**Figura 10.** Alternativa 1 del sistema de activación hidráulica.



- **Alternativa 2.** Esta opción se compone de una pieza llamada porta camisa, la cual tiene unas ranuras en uno de sus extremos, estas ranuras se alinean con unos orificios en el mandril y en las ranuras se insertan unas piezas denominadas dados que cumplen la función de evitar que el sistema se active antes de lo deseado, encima de esto se coloca la camisa hidráulica y a un extremo de la camisa se rosca en porta pines donde se colocan pines de bronce los cuales contribuyen a evitar la activación no deseada del sistema, en el otro extremo de la camisa se ensambla un porta anillos donde se ubican fragmentos de anillo traba abrazados por resortes y va acompañado de anillos de teflón para evitar el desgaste con las otras piezas. Esta alternativa es bastante segura al posicionar el sistema en el pozo ya que los anillos le ayudan a soportar mayores cargas al momento de un golpe o alguna obstrucción en el pozo, el problema que presenta es que no soporta presiones muy altas ya que las ranuras del porta camisas suelen fracturarse.

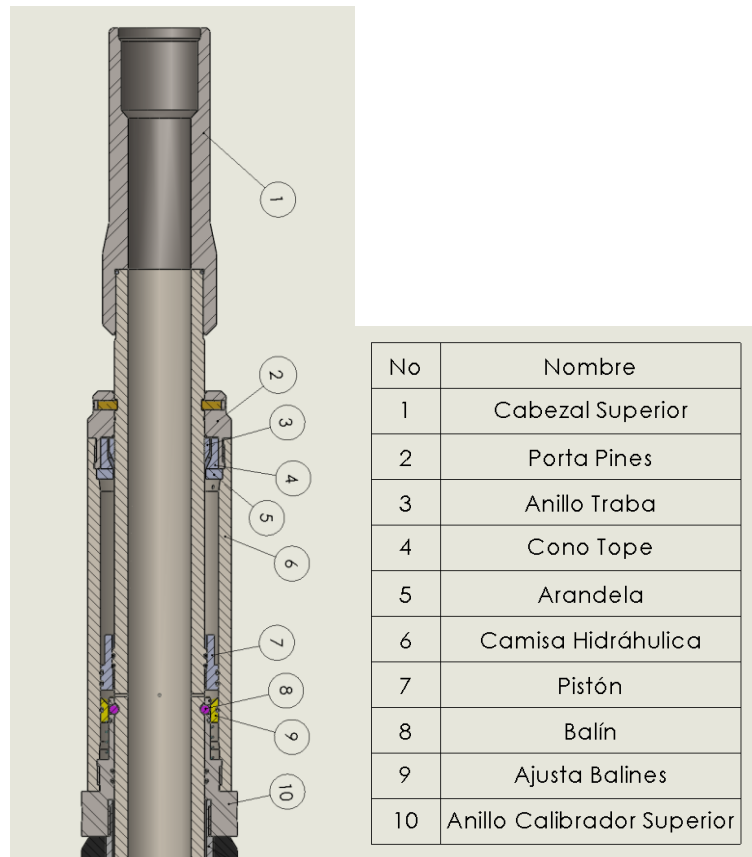
**Figura 11.** Alternativa 2 del sistema de activación hidráulica.



- **Alternativa 3.** Esta alternativa se compone de una camisa hidráulica, dentro de ella un pistón el cual se enrosca en el mandril, a un extremo de la camisa se rosca el porta pines con espárragos de bronce para evitar la activación del sistema y dentro de él se ubican los anillos de teflón y el anillo traba, al otro extremo se ubica el anillo calibrador superior el cual lleva unos orificios donde se ubican balines de acero los cuales encajan en una ranura del mandril, y encima de estos otro pistón soportado por un resorte el cual mantiene los balines en su lugar, la función de los balines es evitar la activación no deseada del sistema debido a golpes u otro tipo de fuerza que se le aplique al sistema de forma indeseada. Esta alternativa es bastante segura ya que soporta altas presiones durante su accionamiento y grandes fuerzas que se pueden aplicar al sistema antes de su activación, el inconveniente que puede presentar esta

opción es que tiene mayor número de piezas comparado con las otras alternativas.

**Figura 12.** Alternativa 3 del sistema de activación hidráulica.

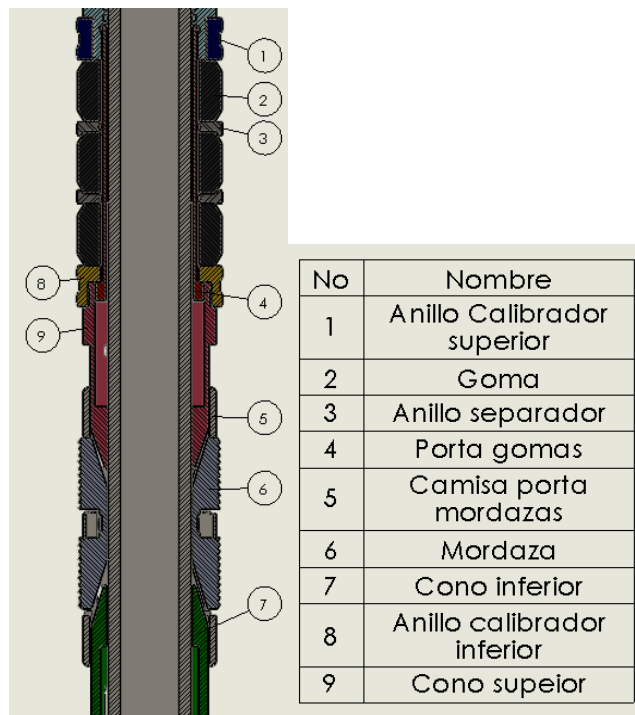


#### 4.4.2 Alternativas subsistema de sellado y soporte

- **Alternativa 1.** Esta alternativa consta de un porta gomas en el cual se ubican tres gomas o elementos empaquetadores de igual forma los cuales se comprimen y dan sello en el pozo cuando se activa el sistema, estas gomas van separadas por anillos y a los extremos se ubican anillos calibradores (superior e inferior) los cuales se encargan de comprimir las gomas, el anillo calibrador superior se ensambla a la camisa, al anillo calibrador inferior se le ensambla una pieza en forma de cono y encima de ella se coloca una camisa porta mordazas

con ranuras para cuatro uñas o mordazas dobles que se adhieren al pozo y dan soporte al sistema cuando se activa, al otro extremo se ensambla otro cono de forma opuesta para que el momento de la activación los dos conos se enfrentan y hacen que las mordazas salgan, entre la camisa porta mordazas y las mordazas se ubican resortes los cuales mantienen las mordazas en su posición antes de la activación.

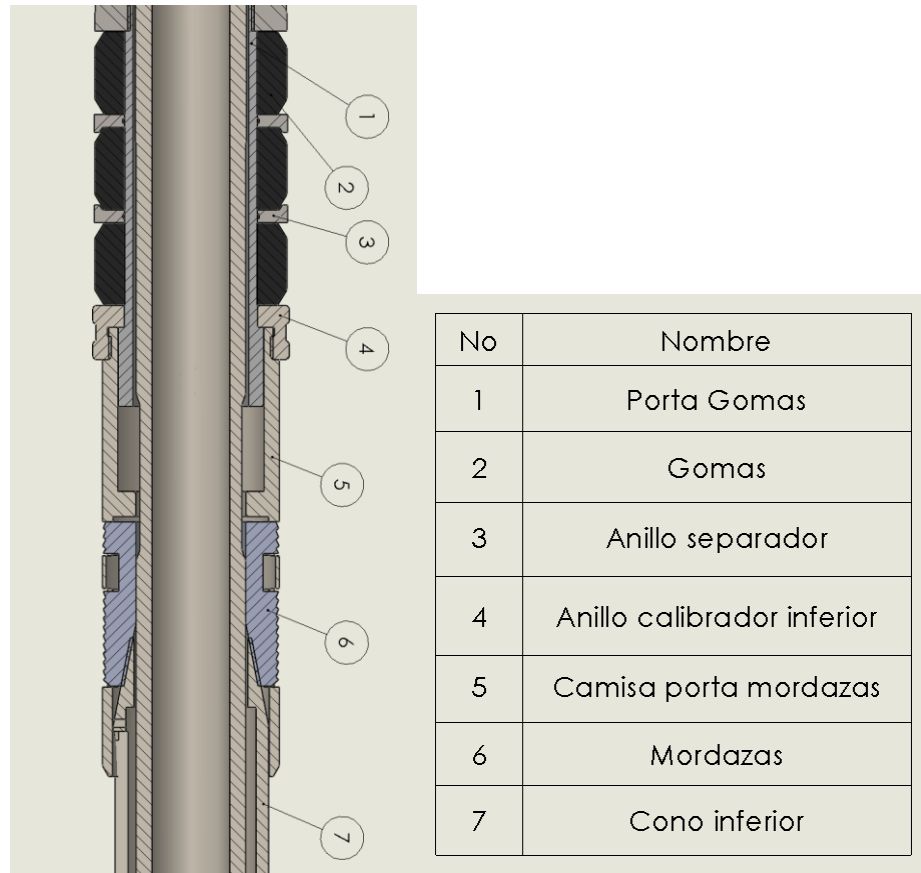
**Figura 13.** Alternativa 1 del sistema de sellado y soporte.



- **Alternativa 2.** Para esta opción se tiene un porta gomas el cual se ensambla al anillo calibrador superior, en él se ponen tres elementos empaquetadores o gomas de igual forma separadas por anillos y el anillo calibrador inferior, a este se le ensambla la camisa porta mordazas la cual tiene los orificios para montar seis uñas o mordazas sencillas las cuales tienen un resorte entre ellas y la camisa porta mordazas para que estas se mantengan en su lugar antes de la

activación del sistema, después de esto se instala un cono el cual se encarga de que las uñas salgan para poder adherirse al pozo cuando el sistema se activa.

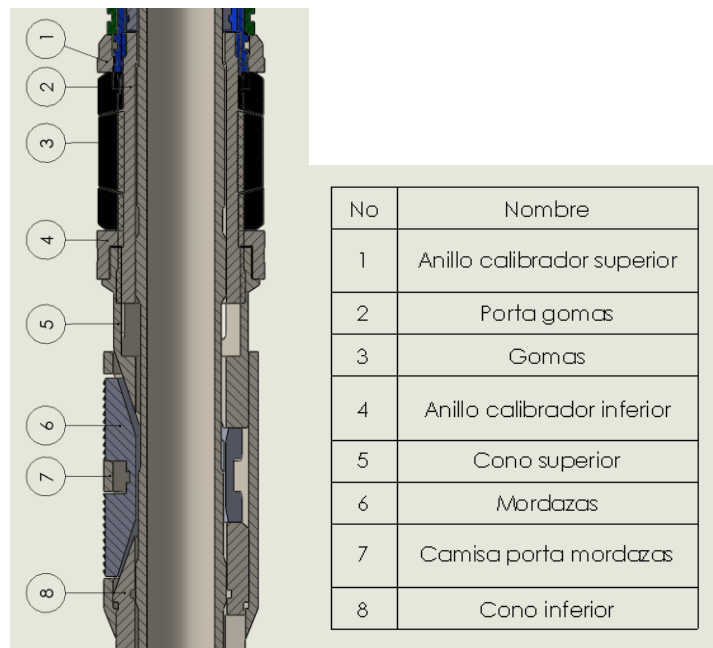
**Figura 14.** Alternativa 2 del sistema de sellado y soporte.



- **Alternativa 3.** En esta alternativa se ensambla en anillo calibrador superior a la camisa hidráulica, después se tiene el porta gomas en el cual se montan tres gomas o elementos empaquetadores de diferente geometría todas juntas, de tal forma que al momento de activar el sistema la goma del centro queda escondida por las gomas de los lados como si las tres fueran una goma más grande, después de esto se ensambla el anillo calibrador seguido de un cono superior con ranuras en forma de cuñas para las mordazas, encima de este se pone la

camisa porta mordazas con ranuras para tres mordazas, entre la camisa y las mordazas se ponen resortes para mantener las mordazas en su lugar antes de la activación, seguido de un cono inferior con las mismas ranuras en forma de cuña para las mordazas.

**Figura 15.** Alternativa 3 del sistema de sellado y soporte.

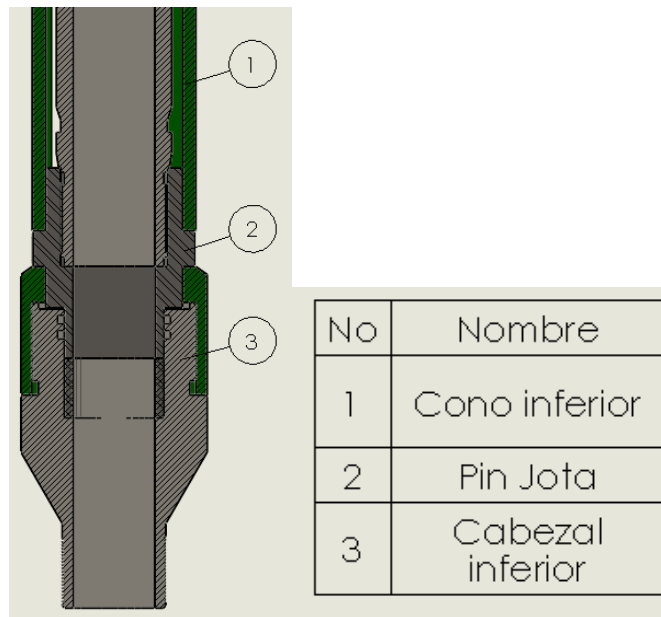


#### 4.4.3 Alternativas subsistema de desactivación

- **Alternativa 1.** Para esta opción se tiene una pieza con dos pines a 180° el uno del otro a la cual se le llama pin jota, esta pieza se ensambla en la parte inferior del mandril, estos pines se ubican en unas ranuras en forma de jota que lleva el cono inferior, enseguida del cono inferior se ensambla el cabezal inferior el cual ajusta con el pin jota, y se ubican dos pines de bronce para evitar que el pin se gire antes de lo deseado, después de activado el sistema la forma de descomprimirlo o desactivarlo es girar el mandril un cuarto de vuelta a la derecha de forma que el pin se desliza por la ranura. El problema que puede tener esta

alternativa es que si se gira de manera inadecuada antes de la activación el pin se puede deslizar con facilidad y después el sistema no se activara de manera óptima.

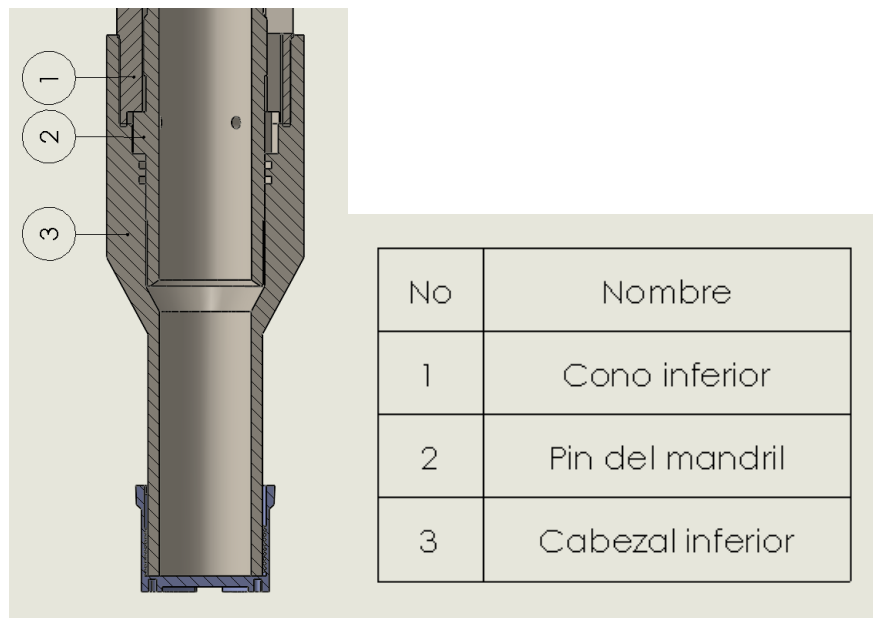
**Figura 16.** Alternativa 1 del sistema de desactivación.



- **Alternativa 2.** En esta alternativa se tienen tres pines los cuales van mecanizados en el mandril por la parte inferior, encima de estos se monta el cabezal inferior el cual tiene ranuras internas donde encajan los pines de tal forma que al girar el mandril un cuarto de vuelta a la derecha los pines deslizan libremente por la ranura, adicional a esto el mandril tiene unas ranuras seguidas de una disminución de diámetro después de la parte inferior del porta gomas de manera que entre el mandril y el porta gomas se ponen unos pines de acero que encajan en las ranuras del mandril y al momento de activar el sistema los pines se deslizan y quedan sobre la parte de menor diámetro del mandril de forma que este pueda girar libremente, la función de estos pines es evitar que el sistema se gire antes de la activación garantizando un buen funcionamiento al momento

de posicionarlo, esta opción da mucha más seguridad porque evita que el sistema de rote en un momento indeseado, pero no es posible verificar visualmente si los pines del mandril están en el lugar correcto ya que las ranuras son internas.

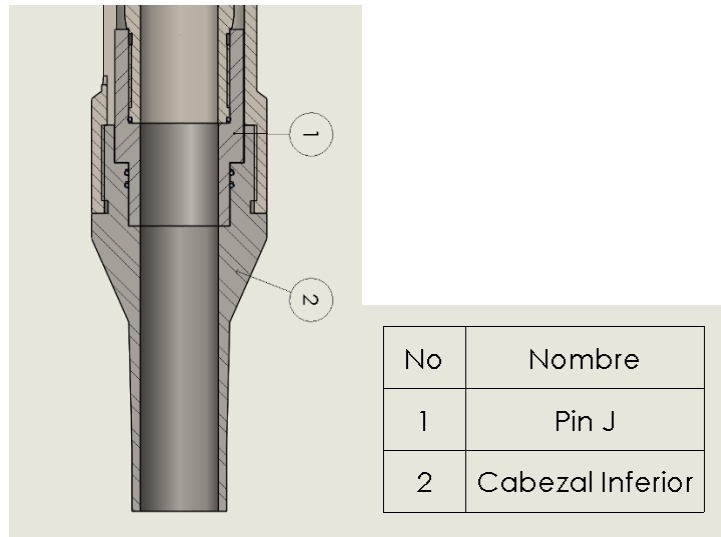
**Figura 17.** Alternativa 2 del sistema de desactivación.



- **Alternativa 3.** Esta alternativa consta de una pieza denominada pin jota con tres pines separados  $120^\circ$  entre sí, el pin jota se ensambla en la parte inferior del mandril y este encaja sobre unas ranuras que tiene el cono inferior en forma de jota, al cono inferior se le ensambla el cabezal inferior y se ajusta al pin jota con pines de bronce para evitar que el sistema se gire antes de lo deseado, adicional a esto para mayor seguridad el mandril lleva unas ranuras seguidas de una disminución de diámetro, de tal forma que en las ranuras encajan unos pines que se montan en unos orificios del porta gomas y al momento de activar el sistema los pines se deslizan y quedan sobre la parte de menor diámetro del mandril donde pueden girar libremente. Este sistema brinda mayor seguridad al

momento de posicionar el sistema en el pozo y se puede verificar visualmente que los pines estén en el lugar correcto antes de ser usados.

**Figura 18.** Alternativa 3 del sistema de desactivación.



#### 4.5 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS EN CADA SUBSISTEMA

A continuación, se muestran las tablas con la evaluación de las alternativas de cada subsistema con los criterios y los porcentajes obtenidos anteriormente con las matrices de calidad.

**Tabla 9.** Resultados de cada alternativa para el subsistema de activación.

Subsistema de activación hidráulica							
Criterio de evaluación		Alternativas					
Parametro	Porcentaje	1		2		3	
Operación confiable	42%	2	0,84	3	1,26	4	1,68
Material resistente	35%	4	1,4	4	1,4	4	1,4
O´rings bien seleccionados	23%	3	0,69	3	0,69	3	0,69
Resultados		2,93		3,35		3,77	

**Tabla 10.** Resultados de cada alternativa para el subsistema de sellado y soporte.

Subsistema de sellado y soporte							
Criterio de evaluacion		Alternativas					
Parametro	Porcentaje	1		2		3	
Material resistente	35%	4	1,4	4	1,4	4	1,4
Operación confiable	34%	3	1,02	4	1,36	3	1,02
Elementos sellantes bien seleccionados	31%	4	1,24	4	1,24	3	0,93
Resultados		3,66		4		3,35	

**Tabla 11.** Resultados de cada alternativa para el subsistema de desactivación.

Subsistema de activación hidráulica							
Criterio de evaluacion		Alternativas					
Parametro	Porcentaje	1		2		3	
Operación confiable	38%	1	0,38	4	1,52	5	1,9
O´rings bien seleccionados	36%	3	1,08	3	1,08	4	1,44
Material resistente	26%	4	1,04	4	1,04	4	1,04
Resultados		2,5		3,64		4,38	

#### 4.6 DESCRIPCIÓN DE LA MEJOR ALTERNATIVA

En este punto se puede decir que el sistema que cumple de manera más óptima los requerimientos de operación es el que se compone de los subsistemas seleccionados con base en las matrices de calidad analizadas anteriormente.

El subsistema de activación hidráulica que mejor se desempeña en el sistema es el que se plantea en la alternativa número tres. Esta se compone de una camisa hidráulica donde se eleva la presión para mover los pistones, tanto el que cubre los balines que evitan la activación no deseada del sistema y el que este ensamblado al mandril, y también esto va acompañado de un porta pines, el anillo traba y los anillos de teflón.



## **4.7 DESCRIPCION FUNCIONAL DEL DISEÑO PRELIMINAR**

El sistema tiene con función dar sello en los pozos inyectoros de agua y aislar zonas según estudios realizados para esta operación, el sistema debe ser confiable durante su posicionamiento de forma que solo se active al momento de aumentar la presión dentro de la camisa hidráulica y a su vez pueda ser desactivado con facilidad para retirarlo. Estas operaciones se describen a continuación:

**4.7.1 Posicionamiento.** Después de haber realizado previamente los estudios pertinentes para determinar la profundidad a la que debe ubicarse el sistema de sellado, este se levanta por medio de una grúa sobre la plataforma que esta ubicada sobre el pozo, y se ensambla en la sarta de inyección por medio de las roscas ubicadas en los cabezales del sistema mecánico de sellado según la configuración determinada previamente para la sarta utilizando una llave hidráulica que da el apriete correcto para que no se generen fugas entre estas uniones, así se siguen ensamblando las demás herramientas en la sarta con tubería y mandriles de inyección hasta que el sistema llegue a la profundidad deseada.

**4.7.2 Activación.** Una vez se posiciona el sistema en la profundidad deseada se empieza a bombear agua en la sarta de manera que llegue hasta el sistema y se empieza a aumentar la presión en este. Cuando la presión esta alrededor de los 1000 psi se mueve el seguro de los balines de modo que el sistema se puede deslizar libremente, cuando la presión sobre pasa los 2500 psi se rompen los pines de bronce que don otro seguro para evitar activaciones no deseadas del sistema, cuando se llega alrededor de los 3000 psi las mordazas empiezan a salir para adherirse al casing y las gomas se comprimen para generar el sello deseado.

**4.7.3 Desactivación.** Después de terminar de realizar las operaciones establecidas en el pozo se reduce la presión en la sarta, luego de esto se gira la sarta aproximadamente 45° hacia la derecha para hacer que el pin J se deslice y descomprima las gomas y las moradas se despeguen les caising. Cuando el sistema esta despresurizado se empieza a subir la sarta y se van desacoplando las herramientas en la entrada del pozo hasta llegar al sistema para retirarlo y enviarlo a reparación.

## 5. DISEÑO DETALLADO DEL SISTEMA

### 5.1 HERRAMIENTAS DE ANÁLISIS

En la ingeniería mecánica y en la vida real se observa que repetidos ciclos de carga y descarga debilitan las piezas a lo largo del tiempo, incluso cuando las cargas inducidas están cuantiosamente por debajo de la tensión de rotura estática e incluso del límite elástico del material.

Cada ciclo de fluctuación de tensión deteriora la pieza de manera casi imperceptible. Tras un número de ciclos determinado, la pieza está tan debilitada que se rompe, a este fenómeno se le conoce como **fatiga**.

Dado que un sistema mecánico de sellado prototipo para los inyectores de agua en los pozos petroleros está expuesto a presiones que pueden aumentar, disminuir o mantenerse constantes durante su funcionamiento se hace necesario en primer lugar realizar un **análisis estático** para identificar que piezas están expuestas a cargas, hallar puntos críticos y posteriormente un **análisis de fatiga** en piezas que presentan cargas variables para garantizar la viabilidad, seguridad y durabilidad en el diseño planteado del mecanismo.

Para la realización de todo el análisis se utilizará la tecnología CAE que brinda el software **SOLIDWORKS Simulation** permitiendo conceptualizar, gestionar y validar el diseño propuesto.

En esta sección se mostrará un ejemplo de análisis para la pieza **Mandril** la cual hace parte del subconjunto chasis, debido a que es una de las más importantes en el funcionamiento del packer y en ella podemos encontrar una distribución de cargas estáticas y cargas fluctuantes que pueden llegar a producir fatiga en esta pieza.

Los análisis tanto estáticos como de fatiga de otras piezas importantes estarán disponibles en el **Anexo A y Anexo B**.

Para garantizar un buen desempeño del sistema diseñado es importante identificar correctamente el tipo de cargas a las que estará expuesto durante su operación, para simplificar el análisis de las piezas se tomarán en cuenta aquellas que estén directamente involucradas con las altas presiones que se van a manejar. Las cargas generadas por las presiones se toman como cargas variables o de fatiga y las cargas estructurales serán tenidas en cuenta como cargas estáticas.

## 5.2 MATERIA PRIMA.

Para poder empezar a diseñar el mandril es importante conocer los materiales y materias primas que están disponibles en el mercado para realizar su construcción en su determinado momento y diseñar correctamente el plan de manufactura de esta pieza.

Las dimensiones que se tienen en cuenta para escoger la materia prima necesaria en la construcción del mandril son el diámetro interior (DI), el diámetro exterior (DE) y la longitud (L).

**Figura 20.** Dimensiones principales del mandril para escoger materia prima.

Dimensiones principales del Mandril	
DI	61,5 mm
DE	92,6 mm
L	1313 mm

A continuación, se muestra el ejemplo de un fabricante que cumple con los requerimientos expuestos en la tabla anterior:

### **AISI 4140 Acero De Baja Aleación**

Estándares relevantes:

- AISI 4140
- ASTM A29 / A29M 4140
- ASTM A322 4140
- ASTM A331 4140 (acabado en frío)
- SAE 4140

Forma de suministro:

- Barra 4140, placa 4140

Tamaño del suministro:

- Barra de rondas: 8 mm a 690 mm de diámetro
- Barra hueca: 63 mm a 250 mm OD
- Cuadrado: 32 mm a 130 mm

Final de barra:

- Pelado, dibujado en frío, torneado y pulido, sin centro o laminado en caliente.

Solicitud:

- 4140 se utiliza ampliamente en la mayoría de sectores industriales, aplicación típica que incluye componentes tales como adaptadores, varillas de conexión, ejes hidráulicos y piezas, tornos de torno, piezas de registro, husillos de fresado,

ejes de motor, ejes de bomba, portaherramientas, barras de torsión, gusanos, etc.<sup>5</sup>

Adicional a esto este fabricante nos permite conocer otras características como lo son la composición química del material y sus propiedades mecánicas.

**Tabla 12.** Composición química y propiedades mecánicas del acero AISI 4140.

**4140 Composición química**

4140	do	Si	Minnesota	Cr	Mes	PAG	S
Min. %	0.36	0.10	0.65	0.75	0.15	0	0
Max%	0.44	0.40	1.10	1.20	0.35	0.04	0.04

**4140 Propiedades mecánicas**

4140	Tensile KSI	0.2% de estrés de prueba ksi	Alargamiento	Reducción del área%	Dureza HRC	Dureza Brinell
min	100	80	20	40	180	217
máximo	130	110	/	/	22	235

**Fuente:** Shannxi mostraré E Steel Pipe Co., Ltd. AISI 4140 Acero De Baja Aleación. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <http://es.shew-esteelpipe.com/chromoly-low-alloy-steel/aisi-4140-low-alloy-steel.html#F1>

### 5.3 ANÁLISIS ESTÁTICO

El mandril es la pieza central la cual cumple la función de ser el soporte de las demás piezas del sistema, sobre ella se realiza el montaje de todo el sistema y depende en gran parte el correcto funcionamiento del mismo ya que hay puntos

---

<sup>5</sup> Shannxi mostraré E Steel Pipe Co., Ltd. AISI 4140 Acero De Baja Aleación. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <http://es.shew-esteelpipe.com/chromoly-low-alloy-steel/aisi-4140-low-alloy-steel.html#F1>

claves que ayudan al posicionamiento de las demás piezas, adicionalmente cumple un función importante en la sarta de inyección, que es permitir el paso de otras herramientas por lo cual debe tener un diámetro interior determinado y también permite conectar las demás herramientas de la sarta para crear una tubería continua donde se puede mantener un flujo constante a una determinada presión.

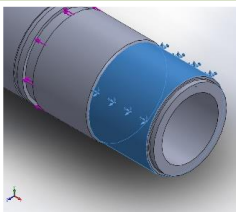
**5.3.1 Requerimientos primarios para el mandril.** Como se mencionó anteriormente, esta pieza debe permitir el paso de otras herramientas utilizadas en los pozos, las cuales se introducen dentro de la sarta de inyección, por esta razón el diámetro interno mínimo de esta pieza debe ser 61.5 mm, esta medida es estándar en todas las herramientas que conforman la sarta. Otro requerimiento que debe cumplir es resistir la presión máxima que maneja la sarta, la cual se estableció en 3000 psi. Adicional a esto se debe tener en cuenta que el ambiente al que está expuesto el sistema es bastante corrosivo, por esta razón se debe manejar un espesor mayor el necesario para soportar las fuerzas y la presión, de manera que se pueda conseguir un factor de seguridad mayor teniendo en cuenta el desgaste por la corrosión.

**5.3.2 Cargas a las que está expuesta la pieza.** El análisis estático está realizado sobre el modelo del mandril utilizando un material de acero comercial AISI 4140 normalizado. El análisis se realiza en base a **dos momentos diferentes que se consideran los más críticos, la activación y el sellado.**

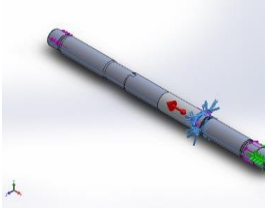
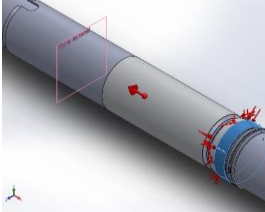
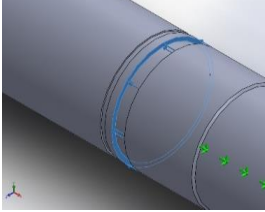
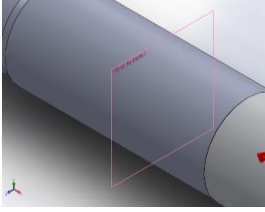

- ✓ **Activación:** Este análisis se realiza en el instante de la rotura de los pines y el mandril está expuesto a: una presión de  $P=3000$  psi correspondiente a la presión hidráulica, una carga  $F=64000$  N correspondiente a la fuerza cortante necesaria para romper los pines de bronce (ver sección 5.7.4), una carga de  $F=980$  N correspondiente a la fuerza que ejerce el peso de todas las demás piezas, una

carga de  $F=89000$  N correspondiente a la fuerza que ejerce el pistón en la rosca(ver sección 5.7.4), la gravedad y una sujeción en el extremo superior.

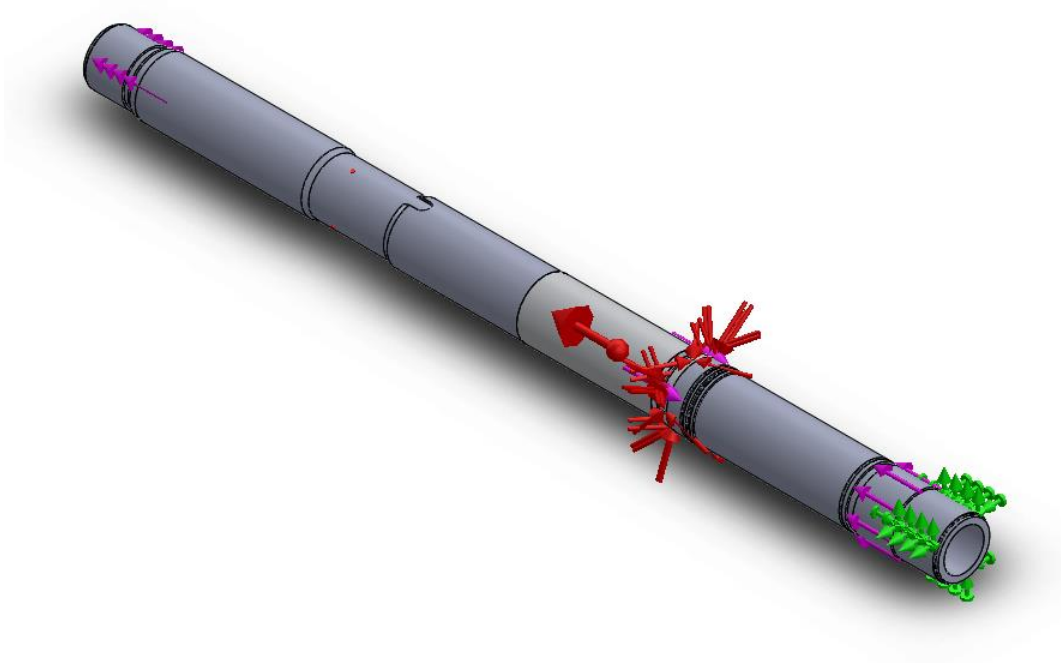
**Tabla 13.** Sujeciones aplicadas al mandril durante la activación.

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Tipo:</b> Geometría fija			
<b>Fuerzas resultantes</b>					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-23.269,3	-195,987	73,6686	23.270,2	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

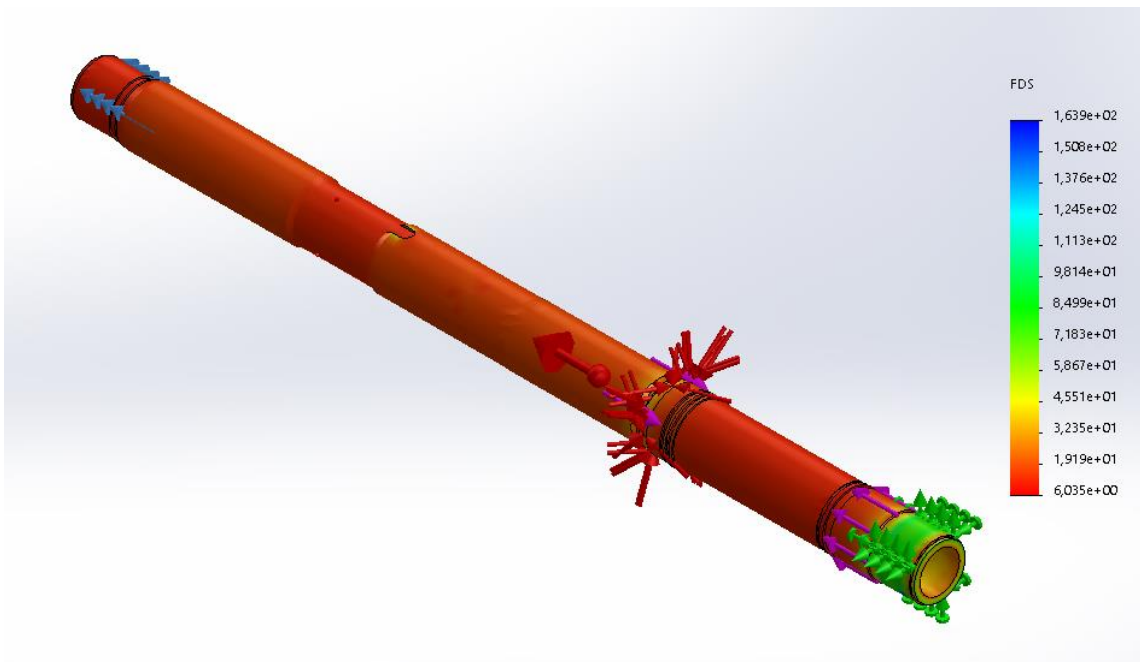
**Tabla 14.** Cargas aplicadas al mandril durante la activación.

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Presión-1		<p>Entidades: 9 cara(s)</p> <p>Tipo: Normal a cara seleccionada</p> <p>Valor: 3.000</p> <p>Unidades: psi</p> <p>Ángulo de fase: 0</p> <p>Unidades: deg</p>
Fuerza-1		<p>Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s)</p> <p>Referencia: Vista lateral</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza</p> <p>Valores: ---; ---; 89.000 N</p>
Fuerza-2		<p>Entidades: 1 cara(s)</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza normal</p> <p>Valor: 64.000 N</p>
Gravedad -1		<p>Referencia: Vista lateral</p> <p>Valores: 0 0 -9,81</p> <p>Unidades: m/s^2</p>
Fuerza-3		<p>Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s)</p> <p>Referencia: Vista lateral</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza</p> <p>Valores: ---; ---; -.980 N</p>

**Figura 21.** Cargas en conjunto aplicadas al mandril durante la activación.

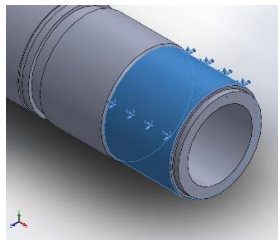


**Figura 22.** Factor de seguridad del mandril durante la activación.

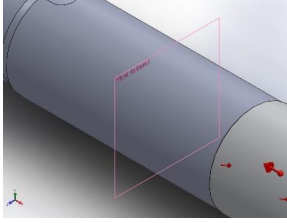
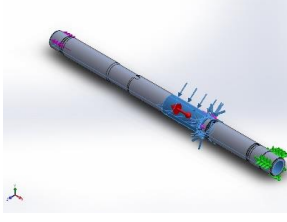
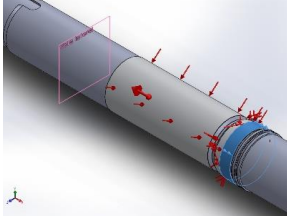
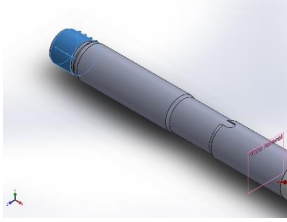


- ✓ **Sellado y Soporte:** Este análisis se realiza en el instante en el que las gomas han sido comprimidas: una presión de  $P=3000$  psi correspondiente a la presión hidráulica (para este caso sobre toda la superficie deslizante), una carga de  $F=89980$  N correspondiente a la fuerza que ejerce el peso de todas las demás piezas y la presión que ejerce el Pin Jota en la rosca del mandril, una carga de  $F=89000$  N correspondiente a la fuerza que ejerce el pistón en la rosca (ver sección 5.7.4), la gravedad y una sujeción en el extremo superior.

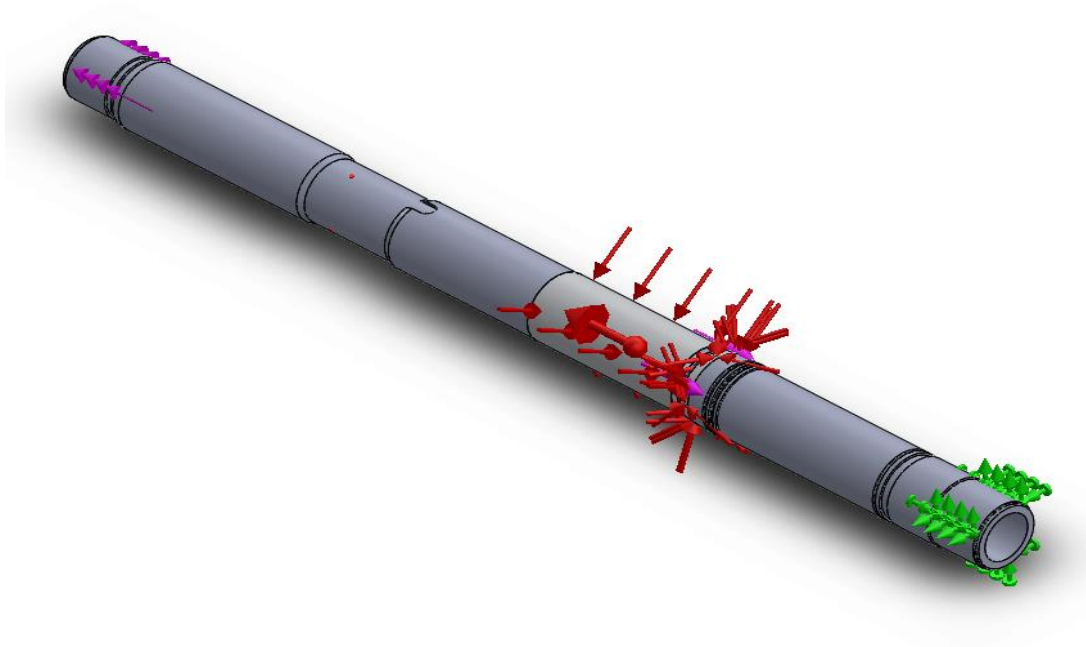
**Tabla 15.** Sujeciones aplicadas al mandril durante el sellado.

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		<b>Entidades:</b> 1 cara(s) <b>Tipo:</b> Geometría fija			
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	1.267,97	-0,0332877	0,00583208	1.267,97	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

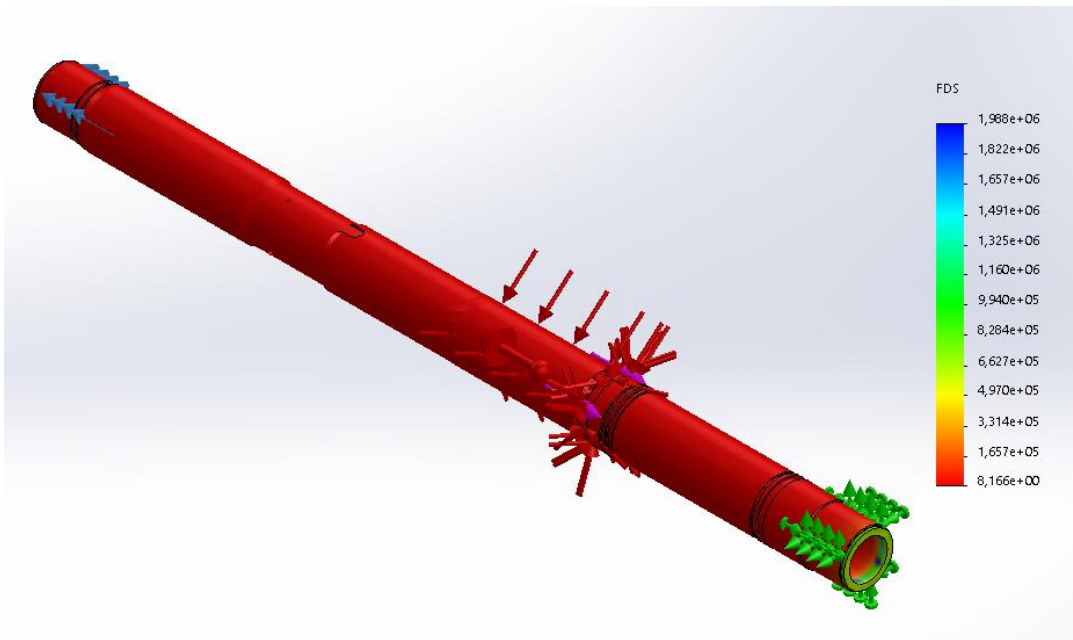
**Tabla 16.** Cargas aplicadas al mandril durante el sellado.

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Gravedad-1		<p>Referencia: Vista lateral</p> <p>Valores: 0 0 -9,81</p> <p>Unidades: m/s<sup>2</sup></p>
Presión-1		<p>Entidades: 10 cara(s)</p> <p>Tipo: Normal a cara seleccionada</p> <p>Valor: 1</p> <p>Unidades: N/m<sup>2</sup></p> <p>Ángulo de fase: 0</p> <p>Unidades: deg</p>
Fuerza-1		<p>Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s)</p> <p>Referencia: Vista lateral</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza</p> <p>Valores: ---; ---; 89.000 N</p>
Fuerza-2		<p>Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s)</p> <p>Referencia: Vista lateral</p> <p>Tipo: Aplicar fuerza</p> <p>Valores: ---; ---; -89.980 N</p>

**Figura 23.** Cargas en conjunto aplicadas al mandril durante el sellado.



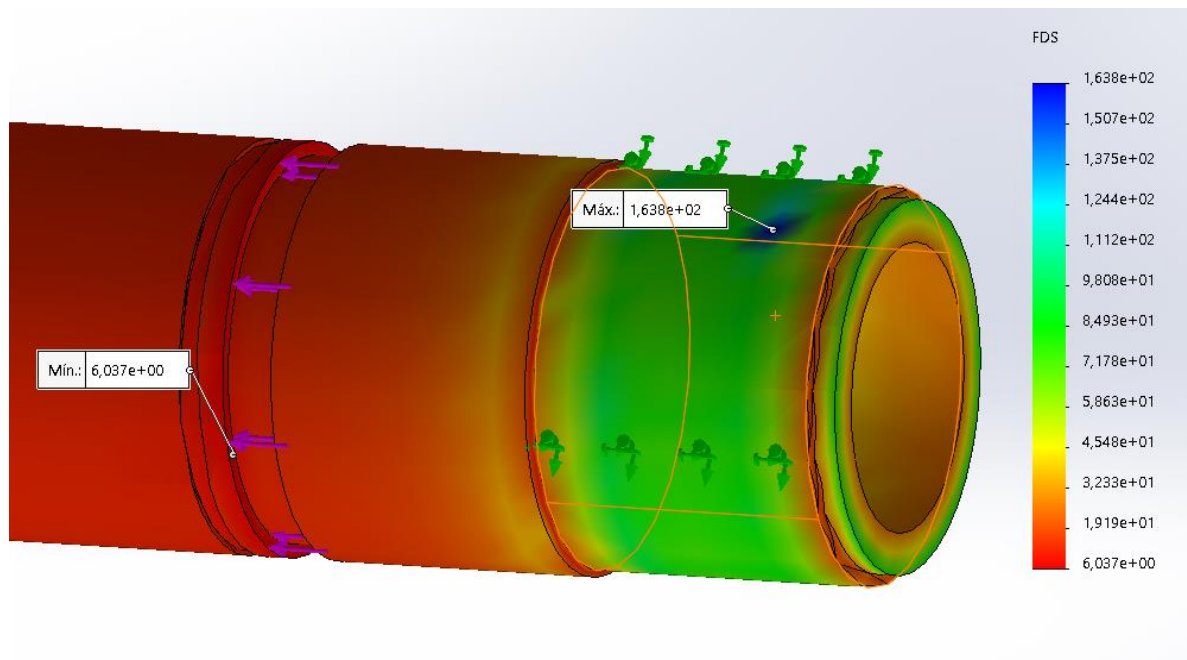
**Figura 24.** Factor de seguridad del mandril durante el sellado.



**5.3.3 Puntos críticos.** Es necesario determinar los puntos críticos en el mandril, para este caso, se decide usar el método de elementos finitos, pues, gracias a los avances en la computación y la alta efectividad del mismo, arroja resultados con bajo porcentaje de error y permite visualizar de mejor manera el comportamiento que tiene la pieza.

En este análisis se tendrán en cuenta las presiones y las fuerzas máximas a las que puede estar expuesto el sistema de manera que podamos asegurar un funcionamiento óptimo de tal forma que esta sea una pieza segura y estable.

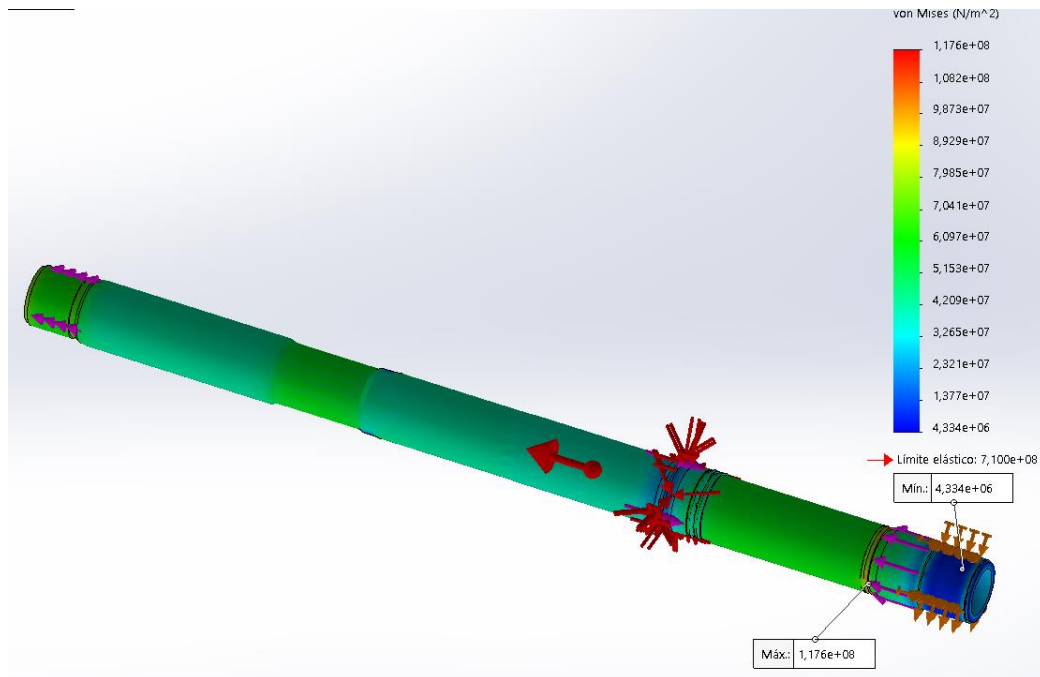
**Figura 25.** Punto crítico del mandril.



El valor mínimo del factor de seguridad se da durante la activación y es de 6, este se puntualiza en la reacción que ejercerán los pines de bronce antes de su rotura sobre el mandril. A continuación, la figura muestra los esfuerzos internos a los que está sometida la pieza teniendo en cuenta la teoría de Von Mises y se obtiene el mismo punto crítico con un esfuerzo de 117,6 Mpa.

El estudio de las tensiones en toda la pieza genera el siguiente resultado:

**Figura 26.** Resultado de tensiones internas con cargas estáticas en el mandril.



De los estudios y figuras anteriores se concluye que las mayores tensiones para el Mandril se generan en las ranuras en donde hay disminución del espesor del metal, y en la superficie de contacto con los pines. El diseño es apropiado en cuanto a las cargas que este soporta puesto que la simulación arroja valores para un factor de seguridad todos mayores a 6.

#### 5.4 ANÁLISIS DE FATIGA

Un packer hidráulico está sometido mayoritariamente a cargas estáticas y dinámicas, pero en ocasiones, fluctuaciones de esas cargas podrían llegar a generar (en pocos casos) fracturas por fatiga.

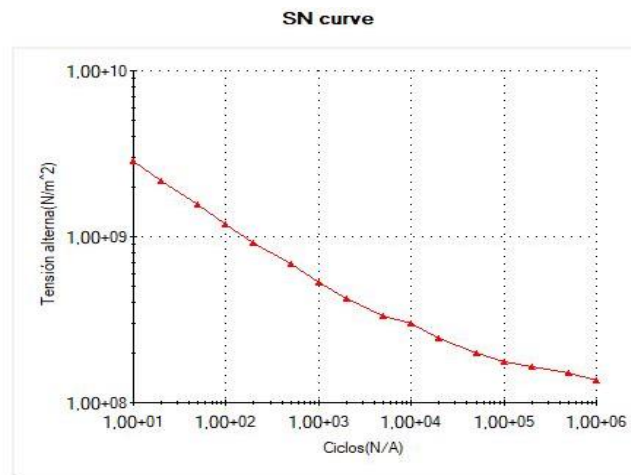
Para esto, se estudia el caso en cuestión y se califica bajo un factor de carga de seguridad. El factor de seguridad a fatiga (FSF) predice si la estructura fallará debido a cargas cíclicas. El FSF se calcula primero identificando todos los ciclos de carga

(tensiones medias y tensiones variables) y seguidamente mediante el Diagrama de Goodman se obtienen los ciclos más desfavorables. El criterio de Goodman proporciona una estimación más conservadora del FSF, lo que significa que utilizando Goodman se tiende a sobredimensionar el diseño.<sup>6</sup>

Es importante resaltar que en este proyecto los análisis se ejecutan en base a las simulaciones realizadas en Solidworks Simulation y no a través de gráficas y métodos como el de Goodman.

La Curva S-N de un material define valores de tensiones alternas vs. el nº de ciclos requeridos para causar el fallo a una determinada ratio de tensión. La siguiente figura muestra la curva S-N generada por Solidworks basado en curvas de aceros al carbono y los datos especificados. El eje-Y representa la tensión alterna (S) y el eje-X representa el nº de ciclos (N). Para cada material se pueden definir múltiples curvas S-N con diferentes valores de tensión media.

**Figura 27.** Curva S-N del material generada por SolidWorks.



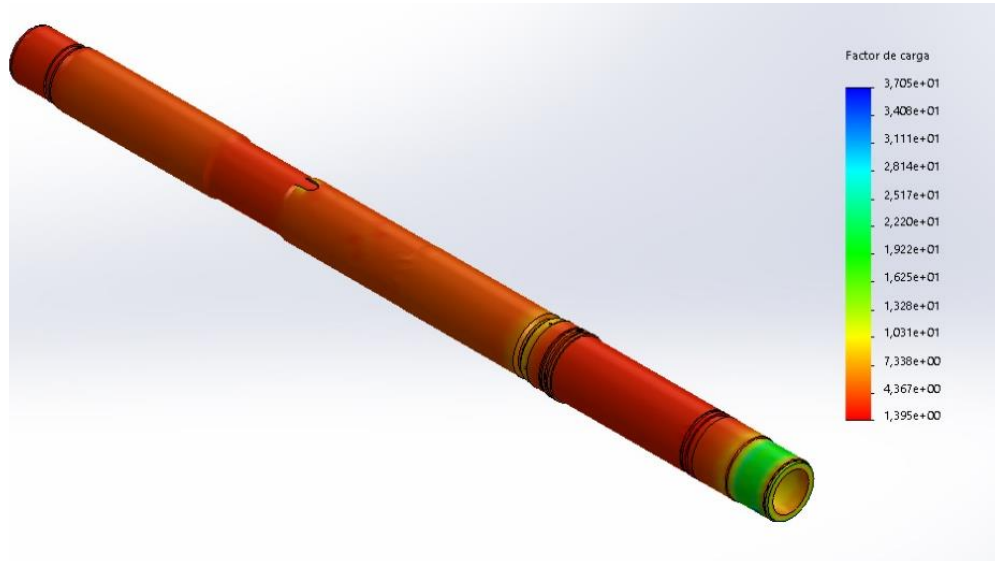
0, 0

6 IBERESA. Introducción al Análisis de Fatiga o Durabilidad. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>

### 5.4.2 Factor de Carga

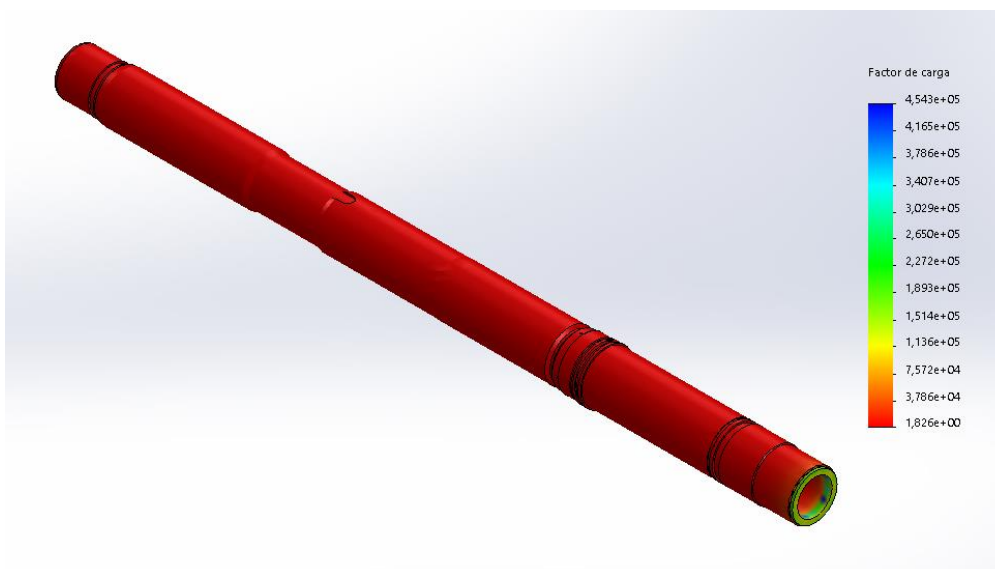
- ✓ **Activación:** Este análisis se realiza en el instante de la rotura de los pines y se usa el análisis estático correspondiente para este momento.

**Figura 28.** Factor de carga para la activación.



- ✓ **Sellado y Soporte:** Este análisis se realiza en el instante de la compresión de las gomas y se usa el análisis estático correspondiente para este momento.

**Figura 29.** Factor de carga para el sellado.



Un factor de carga de seguridad mínimo de 1,3 indica que el suceso de fatiga definido ocasionará un fallo de fatiga en esta ubicación si se multiplican por 1,3 todas las cargas definidas para el estudio estático. En otras palabras, los factores de carga menores de 1,0 indican un fallo y por su lado los mayores indican que la pieza trabajará en óptimas condiciones para los ciclos especificados.<sup>7</sup>

Por lo tanto, el mandril funcionará correctamente sin fallos por fatiga. Los resultados de todas las demás piezas se encuentran en el **Anexo B**.

### 5.5 MANDRIL DETALLADO.

Aquí se muestra una figura con la forma final del mandril con detalles como son las roscas, ranuras para los O´rings, entre otros.

**Figura 30.** Diseño del renderizado del mandril.



---

<sup>7</sup> SOLIDWORKS Web Help. PropertyManager Resultados de fatiga. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: [http://help.solidworks.com/2016/spanish/solidworks/cworks/HIDD\\_HELP\\_FATIGUEPLOT.htm](http://help.solidworks.com/2016/spanish/solidworks/cworks/HIDD_HELP_FATIGUEPLOT.htm)

## 5.6 DISEÑO DE PIEZAS PARA LOS SUB SISTEMAS

En esta sección se mostrará cada una de las piezas que necesita el sistema para su correcto funcionamiento, dividiéndolos según los subsistemas en los que actúan.

En la siguiente imagen se muestran las propiedades mecánicas del material que se va a utilizar para la manufactura de las piezas del sistema.

**Tabla 17.** Propiedades mecánicas del acero AISI 4140.

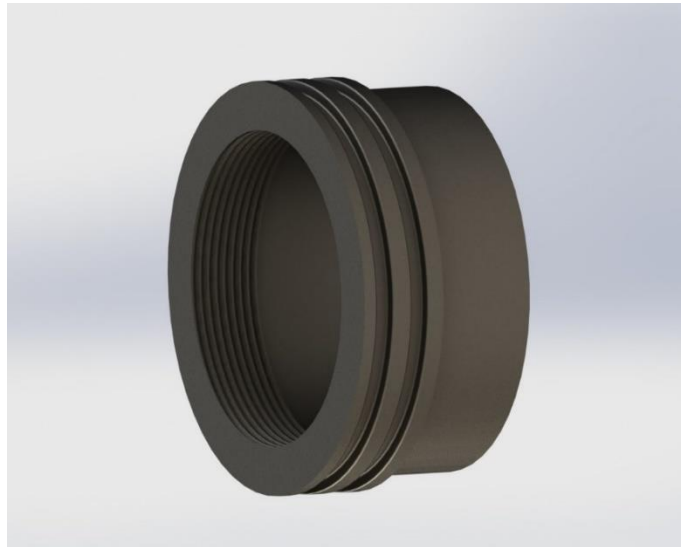
Propiedades físicas	Métrico	inglés
Densidad	7,85 g / cc	0,284 libras / pulg <sup>3</sup>
Propiedades mecánicas	Métrico	inglés
Dureza, Brinell	241	241
Dureza, Knoop	265	265
Dureza, Rockwell B	97	97
Dureza, Rockwell C	22	22
Dureza, Vickers	254	254
Resistencia a la tracción, Ultimate	814 MPa	118000 psi
Resistencia a la tracción, rendimiento	485 MPa	70300 psi
Alargamiento a la rotura	22,2%	22,2%
Reducción del área	57,4%	57,4%
Módulo de elasticidad	205 GPa	29700 ksi
Módulo de volumen	160 GPa	23200 ksi
El coeficiente de Poisson	0,29	0,29
Maquinabilidad	sesenta y cinco %	sesenta y cinco %
Módulo de corte	80,0 GPa	11600 ksi

**Fuente:** MatWeb Material Property Data. Propiedades mecánicas del acero AISI 4140. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=38108bfd64c44b4c9c6a02af78d5b6c6&ckck=1>

### 5.6.1 Diseño de piezas para el sub sistema de activación hidráulica

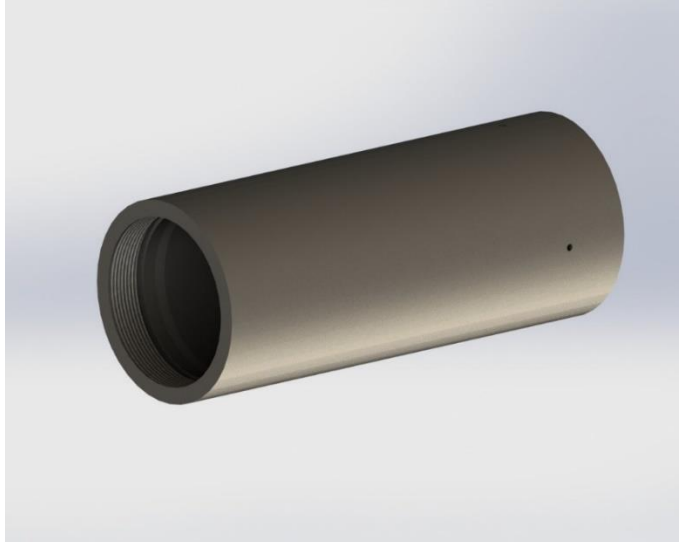
**5.6.1.1 Pistón.** Esta pieza se ensambla en el mandril por medio de una rosca, la función de esta es soportar la presión para empezar a desplazar el sistema y así realizar la activación, para esto se necesita que se realice un sello correcto entre la camisa hidráulica y el mandril para evitar fugas y el sistema se active correctamente. Aquí se mostrará el modelo con su respectivo análisis.

**Figura 31.** Diseño renderizado del pistón.



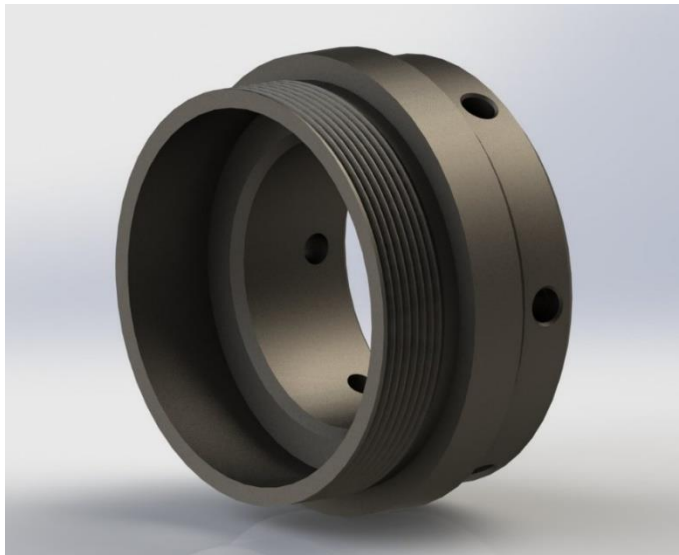
**5.6.1.2 Camisa hidráulica.** Es la principal pieza donde se realiza la activación hidráulica, dentro de ella se soporta toda la presión necesaria, por esto es importante que tenga un buen espesor de pared y cuente con buen acabado superficial interno para evitar fugas.

**Figura 32.** Diseño renderizado de la camisa hidráulica.



**5.6.1.3 Porta pines.** En este se ensamblan los pines de bronce que encajan sobre el mandril, con el número de pines que se montan se tara la presión a la que se empieza a realizar la activación, esta pieza se enrosca en la camisa hidráulica.

**Figura 33.** Diseño renderizado del porta pines.



**5.6.1.4 Anillo calibrador superior.** Es una de las piezas encargadas de comprimir las gomas, adicionalmente en esta pieza se ubican los balines y de esta manera se realiza correctamente su posicionamiento en el mandril, también se ensambla por medio de una rosca a la camisa hidráulica.

**Figura 34.** Diseño renderizado del anillo calibrador superior.



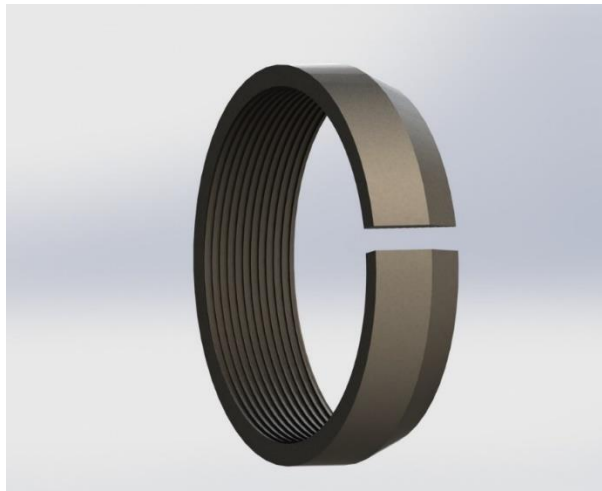
**5.6.1.5 Ajusta balines.** Es la pieza encargada de mantener los balines en su lugar antes de la activación, este se monta deslizándolo sobre el anillo calibrador superior soportado por un resorte y un anillo de seguridad evita que se salga de su lugar.

**Figura 35.** Diseño renderizado del ajusta balines.



**5.6.1.6 Anillo traba.** Este anillo lleva una rosca espina de pescado en su interior de manera que se ubica sobre la sección del mandril que lleva esta misma rosca, el anillo tiene una ranura que le permite expandirse para moverse a la siguiente espira en el momento que se empieza a realizar la activación de modo que no permita que el sistema se descomprima en dado caso que la presión baje.

**Figura 36.** Diseño renderizado del anillo traba.



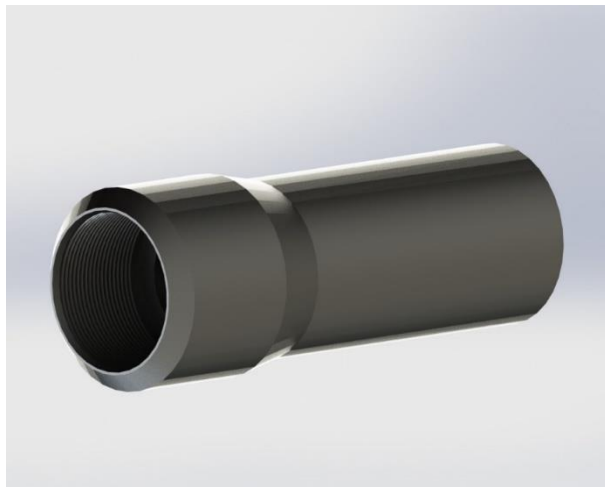
**5.6.1.7 Cono tope.** Es el encargado de limitar al anillo traba para que no se expanda más de lo necesario y ayuda a mantener el sistema comprimido durante la activación en caso de que la presión se reduzca.

**Figura 37.** Diseño renderizado del cono tope.



**5.6.1.8 Cabezal superior.** De aquí se sostiene el sistema para ubicarlo sobre el pozo y poder realizar el ensamble con las demás herramientas de la sarta.

**Figura 38.** Diseño renderizado del cabezal superior.



**5.6.1.9 Arandela.**

Se encarga de mantener el cono tope en su lugar, evita que se desplace por la camisa para que cumpla su función correctamente.

**Figura 39.** Diseño renderizado de la arandela.



## **5.6.2 Diseño de piezas para el sub sistema de sellado y soporte**

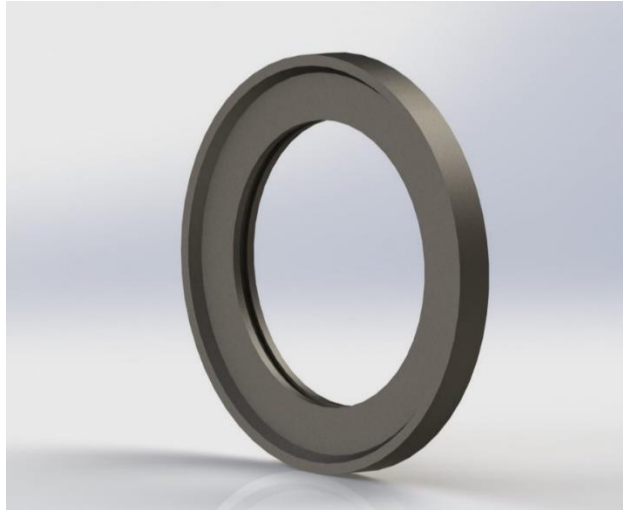
**5.6.2.1 Porta gomas.** Sobre esta pieza se montan las gomas o elementos empacantes junto con los anillos separadores de manera que se puedan deslizar para comprimir y descomprimir de forma que cumplan correctamente su función.

**Figura 40.** Diseño renderizado del portagomas.



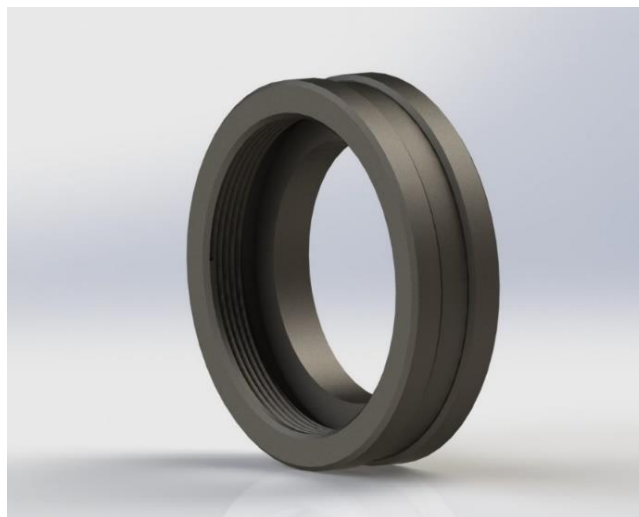
**5.6.2.2 Anillos separadores.** Se ubican entre las gomas para garantizar que las gomas se compriman correctamente y no se desvíen.

**Figura 41.** Diseño renderizado del anillo separador.



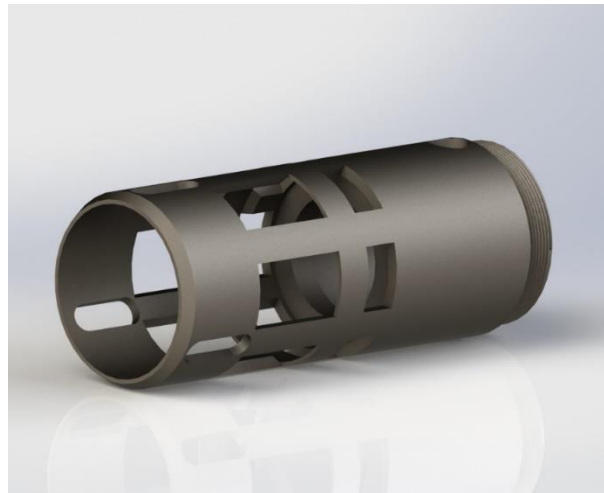
**5.6.2.3 Anillo calibrador inferior.** Este se encarga de ayudar a comprimir las gomas, este se puede deslizar sobre el porta gomas para realizar esta función.

**Figura 42.** Diseño renderizado del anillo calibrador inferior.



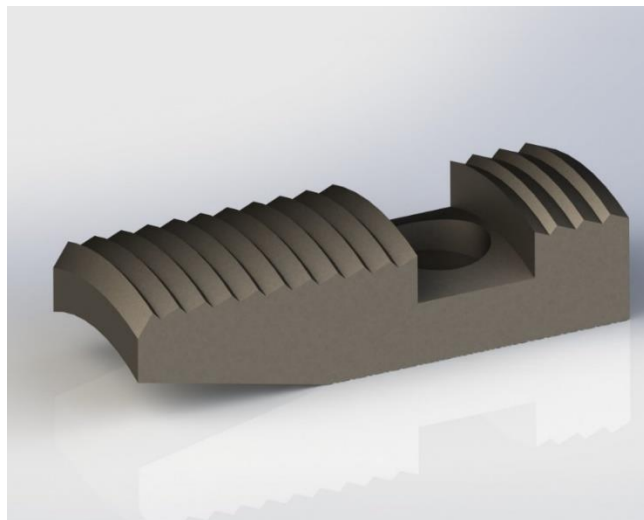
**5.6.2.4 Camisa porta mordazas.** En ella se ubican las mordazas o cuñas de manera que cuando se realice la activación del sistema estas salgan en la dirección correcta y no se muevan de su lugar.

**Figura 43.** Diseño renderizado de la camisa porta mordazas



**5.6.2.5 Mordazas.** Son las encargadas de dar un mejor soporte al sistema cuando está posicionado y activado en el pozo, ayuda a soportar el peso del sistema y parte del peso de las demás herramientas de la sarta.

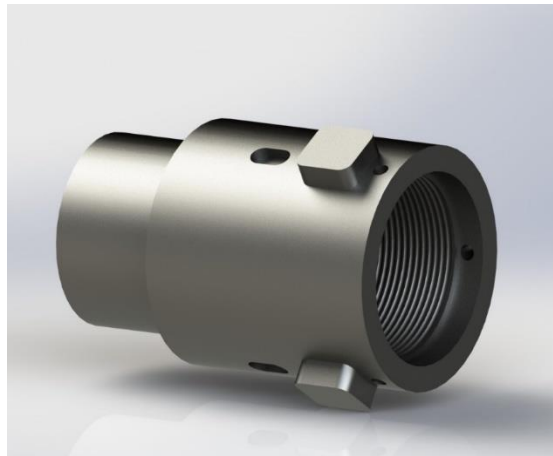
**Figura 44.** Diseño renderizado de la mordaza



### 5.6.3 Diseño de piezas para el sub sistema de desactivación

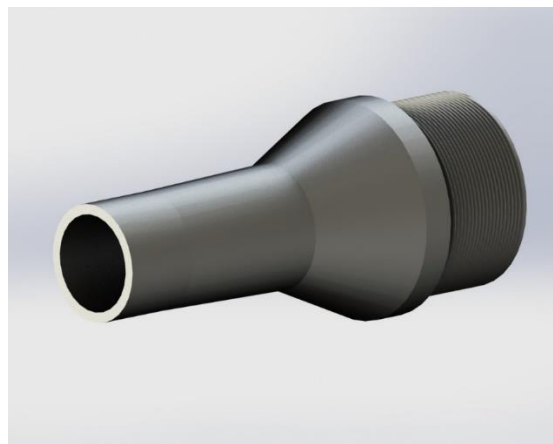
**5.6.3.1 Pin J.** En él se soporta toda la fuerza ejercida por el sistema cuando está activado, no permite que las piezas se desplacen de manera inadecuada hasta que se gire el mandril y el pin se pueda deslizar por la ranura del cono inferior.

**Figura 45.** Diseño renderizado del pin J.



**5.6.3.2 Cabezal inferior.** Esta pieza ayuda a ensamblar el sistema con las otras herramientas usadas en la sarta, también cumple la función de dar sello con el pin J para mantener la hermeticidad del sistema.

**Figura 46.** Diseño renderizado del cabezal inferior.



**5.6.3.3 Cono inferior.** Es el encargado de empujar las mordazas y sostenerlas mientras el sistema está activado, esta pieza también lleva la ranura por la cual se desliza el pin j cuando se realiza la desactivación.

**Figura 47.** Diseño renderizado del cono inferior.



## 5.7 SELECCIÓN DE PIEZAS DISPONIBLES COMERCIALMENTE

**5.7.1 O'rings.** Un O-Ring es el elemento más accesible y eficaz para prevenir la fuga de fluidos bajo distintas condiciones de servicio.

Sus principales ventajas son:

- Puede ser utilizado como sello estático, cuando las piezas no tienen movimiento y también en uso dinámico de vaivén, oscilante o rotativo.
- Permite el sellado en todas las direcciones, radial, axial u oblicua.
- El fluido puede ser líquido o gaseoso.
- Disponible en medidas y tolerancias normalizadas internacionalmente.
- Se dispone de una amplia variedad de dimensiones y compuestos.

- Son de bajo precio relativo.
- En muchos casos permiten su desarme y reutilización.
- Cierran en un amplio rango de presiones, temperaturas y tolerancias.
- Una vez instalados no requieren de ajustes durante su tiempo de vida útil.
- Son de peso reducido y requieren muy poco espacio, permitiendo un diseño muy compacto.<sup>8</sup>

Para la selección de los O'rings en cada uno de las uniones de sellado se tomará como referencia el catálogo de la empresa PARKER HANNIFIN con presencia muchos países internacionalmente, entre ellos Colombia.

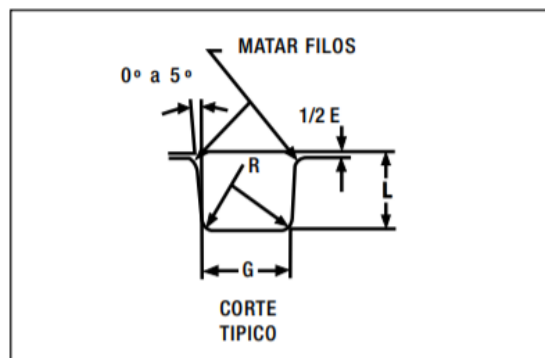
La acción de sellado del O-Ring se materializa mediante la deformación de su sección "W", obtenida a través de un correcto diseño de su alojamiento. Las dimensiones de ranura "L" y "G" pueden obtenerse de la tabla de diseño.

Para los O'rings de uso estático, el aplastamiento varía del 12% al 25%. En uso dinámico la deformación debe ser del 8% al 20%.

En alojamientos existentes, la cota "L" debe garantizar una deformación de la sección "W", no inferior a 0.25 mm en valor absoluto.

**Tabla 18.** Tabla para diseño para Orings.

Secc. "W"	TABLA DE DISEÑO			
	Dimensiones de Alojamiento			Radio "R"
	Profundidad "L"		Ancho "G" ± 0.1	
	Estático	Dinámico		
1.78	1.25 1.35	1.40 1.45	2.5	0.1 0.4
2.62	2.05 2.15	2.25 2.30	3.7	0.1 0.4
3.53	2.80 2.95	3.05 3.10	4.9	0.2 0.6
5.33	4.30 4.50	4.65 4.75	7.3	0.5 1.0
6.99	5.75 5.95	6.00 6.10	9.7	0.5 1.0

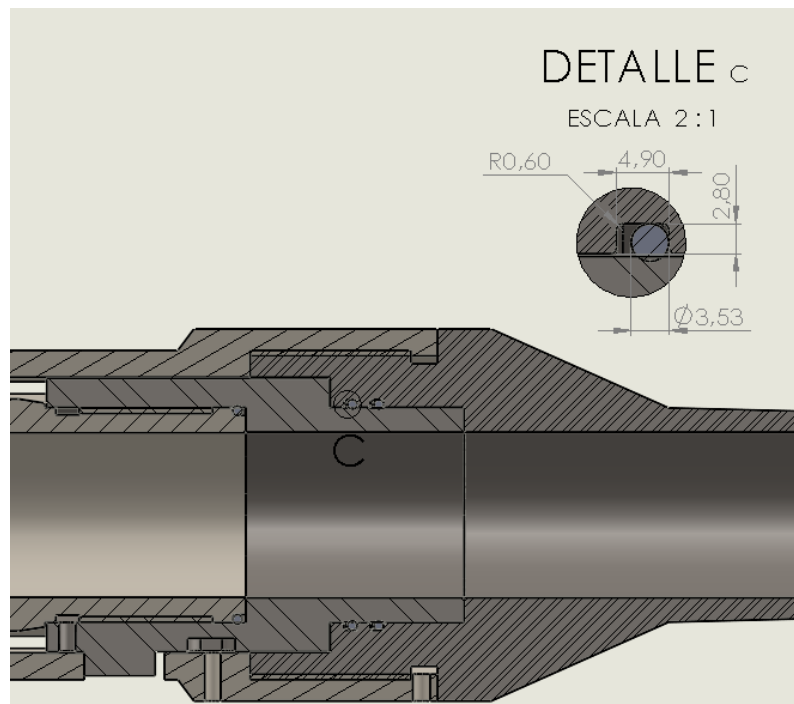


<sup>8</sup> PARKER HANNIFIN. Catálogo para selección de O'rings. Argentina S.A.I.C., p.2.

**Fuente:** PARKER HANNIFIN. Catálogo para selección de O´rings [en línea]. p. 2. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: [https://www.parker.com/literature/o\\_ring.pdf](https://www.parker.com/literature/o_ring.pdf)

Primero se define el diámetro de la sección transversal del O´ring para determinar las dimensiones del canal, en este caso se escoge una sección  $W=3.53$  por criterio de diseño y se toman las dimensiones de la tabla anterior, en base a esto las dimensiones del canal para este O´ring se muestran en la siguiente figura.


**Figura 48.** Detalle de canal de Oring.



Como se muestra en la figura los O´rings van ubicados en la pieza exterior, a este se le llama sello de vástago, según el catálogo para este tipo de sellos se tiene en cuenta el diámetro exterior del canal (DE) y la selección se realiza con un diámetro igual o mayor a este DE. Para este caso el  $DE=86.2$  por esta razón se escoge el

sello que tiene como referencia 2-236 como se muestra en la tabla, ya que no hay ninguna referencia que tenga exactamente la medida establecida y esta referencia es la que más se acerca por encima del diámetro que se necesita.

**Figura 49.** Tabla para selección de Orings.

 <b>3.53</b> $\pm 0.10$	Parker N°	DI mm	DE mm	Parker N°	DI mm	DE mm	Parker N°	DI mm	DE mm	Parker N°	DI mm	DE mm	Parker N°	DI mm	DE mm	Parker N°	DI mm	DE mm
	2-201	4.34	11.40	2-215	26.57	33.63	2-229	59.92	66.98	2-243	104.37	111.43	2-257	148.82	155.88	2-271	234.54	241.60
	2-202	5.94	13.00	2-216	28.17	35.23	2-230	63.09	70.15	2-244	107.54	114.60	2-258	151.99	159.05	2-272	240.89	247.95
	2-203	7.52	14.58	2-217	29.74	36.80	2-231	66.27	73.33	2-245	110.72	117.78	2-259	158.34	165.40	2-273	247.24	254.30
	2-204	9.12	16.18	2-218	31.34	38.40	2-232	69.44	76.50	2-246	113.89	120.95	2-260	164.69	171.75	2-274	253.59	260.65
	2-205	10.69	17.75	2-219	32.92	39.98	2-233	72.62	79.68	2-247	117.07	124.13	2-261	171.04	178.10	2-275	266.29	273.35
	2-206	12.29	19.35	2-220	34.52	41.58	2-234	75.79	82.85	2-248	120.24	127.30	2-262	177.39	184.45	2-276	278.99	286.05
	2-207	13.87	20.93	2-221	36.09	43.15	2-235	78.97	86.03	2-249	123.42	130.48	2-263	183.74	190.80	2-277	291.69	298.75
	2-208	15.47	22.53	2-222	37.69	44.75	2-236	82.14	89.20	2-250	126.59	133.65	2-264	190.09	197.15	2-278	304.39	311.45
	2-209	17.04	24.10	2-223	40.87	47.93	2-237	85.32	92.38	2-251	129.77	136.83	2-265	196.44	203.50	2-279	329.79	336.85
	2-210	18.64	25.70	2-224	44.04	51.10	2-238	88.49	95.55	2-252	132.94	140.00	2-266	202.79	209.85	2-280	355.19	362.25
	2-211	20.22	27.28	2-225	47.22	54.28	2-239	91.67	98.73	2-253	136.12	143.18	2-267	209.14	216.20	2-281	380.59	387.65
	2-212	21.82	28.88	2-226	50.39	57.45	2-240	94.84	101.90	2-254	139.29	146.35	2-268	215.49	222.55	2-282	405.26	412.32
	2-213	23.39	30.45	2-227	53.57	60.63	2-241	98.02	105.08	2-255	142.47	149.53	2-269	221.84	228.90	2-283	430.66	437.72
	2-214	24.99	32.05	2-228	56.74	63.80	2-242	101.19	108.25	2-256	145.64	152.70	2-270	228.19	235.25	2-284	456.06	463.12

**Fuente:** PARKER HANNIFIN. Catálogo para selección de O´rings [en línea]. p. 2. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: [https://www.parker.com/literature/o\\_ring.pdf](https://www.parker.com/literature/o_ring.pdf)

Cabe resaltar que si los O´rings van ubicados en la pieza interior a esto se le llama sello de pistón, y para la selección se tendrá en cuenta el diámetro interno del canal (DI), de manera que el sello seleccionado tenga un diámetro igual o menor al diámetro de referencia.

Seguendo el catálogo, la selección de los O´rings queda de la siguiente manera:

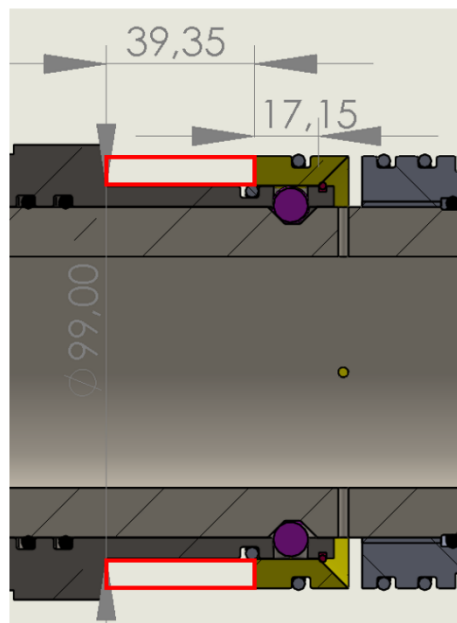
**Tabla 19.** Listado de Orings Seleccionados.

Selección de O´rings					
No	Sello	Tipo	Cantidad	D	Nº Referencia
1	Cabezal Inferior - Pin J	Estático	2	86,2 (DE)	2-236
2	Mandril - Pin J	Estático	1	74,4(DI)	2-235
3	Mandril - Anillo Calibrador Superior	Dinámico	2	94,1(DE)	2-240
4	Anillo Calibrador Superior - Ajusta balines		1	92,9 (DI)	2-239
5	Ajusta Balines - Camisa Hidráulica		1	108,9(DI)	2-244
6	Pistón - Camisa Hidráulica		2		
7	Mandril - Pistón		2	86,52(DI)	2-237
8	Cabezal Superior - Mandril	Estático	1	79,4(DI)	2-235

**5.7.2 Resortes.** Los resortes de compresión están destinados a soportar esfuerzos de compresión y choque. Esto les permite disminuir su volumen cuando se aumenta la presión ejercida sobre ellos, convirtiéndose en los dispositivos de almacenamiento de energía disponible más eficientes. Representan la configuración más común utilizada en el mercado actual.

Para la selección del resorte helicoidal que mantiene en su lugar a los balines hasta recibir la presión hidráulica, se partirá desde los requerimientos de diseño por disponibilidad de espacio, de esta forma se necesita un resorte con diámetro mayor a 99 milímetros, una longitud libre no mayor a 39.35 milímetros, y una longitud sólida menor a 22 milímetros para permitir la salida de los balines y la activación del sello.

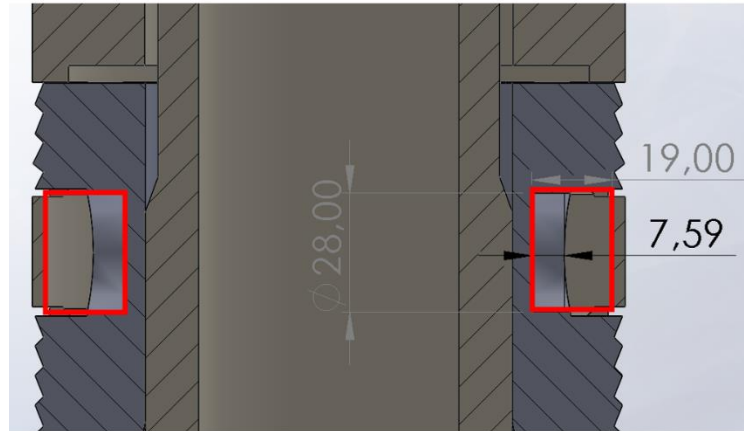
**Figura 50.** Requerimientos de espacio para el primer resorte.



En el caso de la selección del resorte helicoidal que mantiene a las mordazas en su lugar, se partirá desde los requerimientos de diseño por disponibilidad de espacio igual que en el caso anterior, de esta forma se necesita un resorte con diámetro menor a 28 milímetros (una décima parte), una longitud libre no mayor a 19

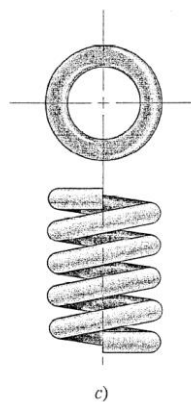
milímetros, y una longitud sólida menor a 7.59 milímetros para estar dentro de la ranura y no impedir la completa salida de la mordaza

**Figura 51.** Requerimientos de espacio para el segundo resorte.



A continuación, se muestran las ecuaciones que se utilizaron para determinar las medidas de los resortes en base a resortes tipo cuadrado.

**Figura 52.** Ecuaciones para determinar parámetros de resortes.



Término	Tipo de extremo del resorte			
	Simple	Simple y rectificado	Cuadrado o cerrado	Cuadrado y rectificado
Número de espiras en los extremos, $N_e$	0	1	2	2
Número total de espiras, $N_t$	$N_a$	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Longitud libre, $l_f$	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Longitud sólida, $l_s$	$d(N_t + 1)$	$dN_t$	$d(N_t + 1)$	$dN_t$
Paso, $p$	$(l_f - d)/N_a$	$l_f/(N_a + 1)$	$(l_f - 3d)/N_a$	$(l_f - 2d)/N_a$

**Fuente:** HAMROCK, Bernard J. Formulas útiles para resortes de compresión con cuatro condiciones de los extremos. Elementos de máquina. McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES. 2000. p. 746.

**Tabla 20.** Parámetros calculados para cada resorte.

ECUACIONES							
$Na = 2$	$Lf = pNa + 3d$			Na=Epiras en los extremos	Lf=Longitud libre		
$Nt = Na + 2$	$Ls = d(Nt + 1)$			Nt=Espirales totales		Ls=Longitud solida	
				D=Diametro exterior		p=paso	
RESULTADOS							
	d(mm)	DE (mm)	Lf(mm)	Ls	Nt	Na	p
Resorte en Mordazas	1,2	23	19	7,2	5	3	5,13333333
Resorte en Calibrador	3	116	39	21	6	4	7,5

Por último, se selecciona el material en base a los siguientes criterios:

- Temperatura de servicio por encima de 90 grados centígrados, como se especificó en los objetivos.
- No son necesarios materiales de altos esfuerzos puesto que el uso los dos resortes están enfocados en mantener en su lugar ciertas piezas hasta la activación del sello.
- Tipo de acero comercial y bastante asequible en el mercado.
- Los resortes no estarán expuestos a altos ciclos de fatiga, sin embargo, para asegurar una larga vida útil y evitar cambios constantes en mantenimiento se prefiere un acero con alta vida a la fatiga.

**Tabla 21.** Selección de material para resortes.

Nombre común	Especificación	Módulo de elasticidad, $E$ , psi	Módulo de elasticidad por cortante, $G$ , psi	Densidad, $\rho$ , lbf/pulg <sup>3</sup>	Temperatura de servicio máxima, °F	Características principales
<b>Aceros de alto carbono</b>						
Alambre de piano	ASTM A228	$30 \times 10^6$	$11.5 \times 10^6$	0.283	250	Alta resistencia; excelente vida a la fatiga
Estirado duro	ASTM A227	$30 \times 10^6$	$11.5 \times 10^6$	.283	250	Uso general; vida a la fatiga deficiente

**Fuente:** HAMROCK, Bernard J. Propiedades generales de materiales de resortes comunes. Elementos de máquina. MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES. 2000. p. 738.

**5.7.3 Balines de acero.** Un balín es una esfera pequeña que puede ser fabricada de diferentes materiales y diferentes tamaños, para este caso se requiere que sean de un material resistente y por esta razón se escogió el acero, el uso más común que se le da a estos elementos es en los rodamientos. En este caso su función es soportar las cargas axiales inesperadas sobre el sistema para evitar activaciones accidentales, por esto cumplen un importante papel, ya que de ellos depende en gran parte la confiabilidad del sistema.<sup>9</sup>

A continuación, se muestra una tabla con la composición química del material, sus propiedades mecánicas y el rango de tamaños disponibles.

<sup>9</sup> HENKSA. Balines milimétricos y de pulgada. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <http://henksa.com/balines-milimetricos/>

**Tabla 22.** Composición química de los balines.

### BALINES MILIMÉTRICOS Y DE PULGADA

Composición Química (Balines de acero al cromo)					
C	Cr	Mn	Si	P	S
0.95 – 1.10 %	1.30 – 1.60 %	0.25 % Max	0.15 – 0.35 %	0.03 % Max	0.025 % Max

Propiedades Mecánicas (Balines de acero al cromo)		
Tensile Strength	Yield Strength	Density
2240 MPa	2034 MPa	7.85g/cm <sup>3</sup>

Rango de tamaños
0.8mm – 200mm
Grado 5 hasta grado 500

Dureza
HCr 60 – 66

**Fuente:** HENKSA. Balines milimétricos y de pulgada. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <http://henksa.com/balines-milimetricos/>

Los balines milimétricos de precisión en acero al cromo son ampliamente utilizados en diversas aplicaciones industriales. Fabricadas con material AISI 52100 y bajo una norma ISO 3290 y DIN 4501 los balines de acero al cromo tienen una superficie con calidad excepcional, alta dureza y alta capacidad de soporte de carga como resultado de un endurecimiento a fondo. Los balines de acero al cromo también ofrecen una larga vida útil y una gran resistencia a la deformación.<sup>10</sup>

En este caso se decide utilizar balines con un diámetro  $D=10\text{mm}$  ya que la ranura usada en el mandril para estos balines no causa ningún problema al momento de realizar los análisis de esfuerzos. Para determinar el número de balines necesarios se tienen en cuenta las propiedades mecánicas de la imagen anterior y la fuerza

---

<sup>10</sup> HENKSA. Balines milimétricos y de pulgada. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <http://henksa.com/balines-milimetricos/>

máxima a la que puede ser sometida el sistema durante el posicionamiento del mismo.

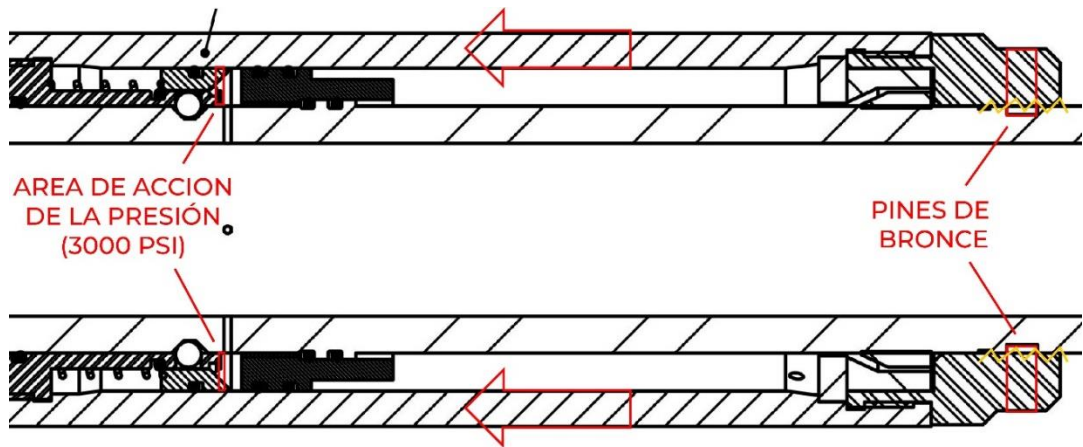
**Tabla 23.** Parámetros calculados para los balines.

ECUACIONES			
$Sy = \frac{F}{\pi r^2}$		$N = \frac{Fm}{FBalin}$	
DATOS			
Sy	2034	Mpa	Esfuerzo ultimo del acero
D	0,01	M	Diametro del balin
Fm	1837125	N	Fuerza maxima en el sistema
RESULTADOS			
N	11,5		Numero de balines necesarios
FBalin	159750	N	Fuerza maxima que soporta un balin

Como en los cálculos de la tabla anterior se obtuvo un numero de balines N=11.5 para la selección se aproxima por encima y se decide ubicar N=12 balines en el sistema.



**5.7.4 Pines.** Los pines de bronce o espárragos roscados son parte fundamental del mecanismo puesto que son el seguro que mantiene las piezas en su lugar hasta el momento de la activación. Durante la activación la presión hidráulica produce fuerzas que empujan al anillo calibrador superior, camisa hidráulica, porta pines y a su vez a los seis pines de bronce ubicados en la posición mostrada hasta provocar la rotura de los mismos, y así, lograr que las piezas se muevan para lograr la salida de las mordazas y la compresión de las gomas.

**Figura 53.** Visualización del proceso de rotura.



A continuación, se seleccionan los pines de un catálogo teniendo en cuenta las dimensiones del agujero.

**Tabla 24.** Selección de los pines.

TORNILLO ALLEN GUSANO 12.9 NC Y WH								
PRECIOS POR 100 UNIDADES EN PESOS								
LISTA	Medidas en pulgadas y mm	DIÁMETRO NOMINAL						
		5/32 4,0	3/16 4,8	1/4 6,4	5/16 7,9	3/8 9,5	7/16 11,1	1/2 WH 12,7
16-1	3/16 4,8	300 001	018					
	1/4 6,4	100 002	250 019	400 039	300 061			
	5/16 7,9	250 003	250 020	400 040	200 062	- 083		
	3/8 9,5	250 004	300 021	400 041	200 063	200 084		
	7/16 11	100 005	300 022	042	064	085	106	

**Fuente:** DCR. Catálogo Bulonería. [Consultado: 25 de julio de 2021]. Disponible en: <http://c1531455.ferozo.com/content/Catalogo%20Buloneria.pdf>

Es importante conocer en qué momento las piezas comenzarán a deslizarse, es decir en qué momento los pines se romperán.

**Tabla 25.** Cálculo de fuerza de rotura en los pines.

ECUACIONES			
$\tau = \frac{F}{A}$		$A = \frac{\pi}{4} D^2$	
DATOS			
$\tau$	150	Mpa	Límite de esfuerzo cortante
D	9,5	mm	Diámetro nominal del pin
RESULTADOS			
A	70,9	mm <sup>2</sup>	Area total de corte
F	10632,4	N	Fuerza de rotura

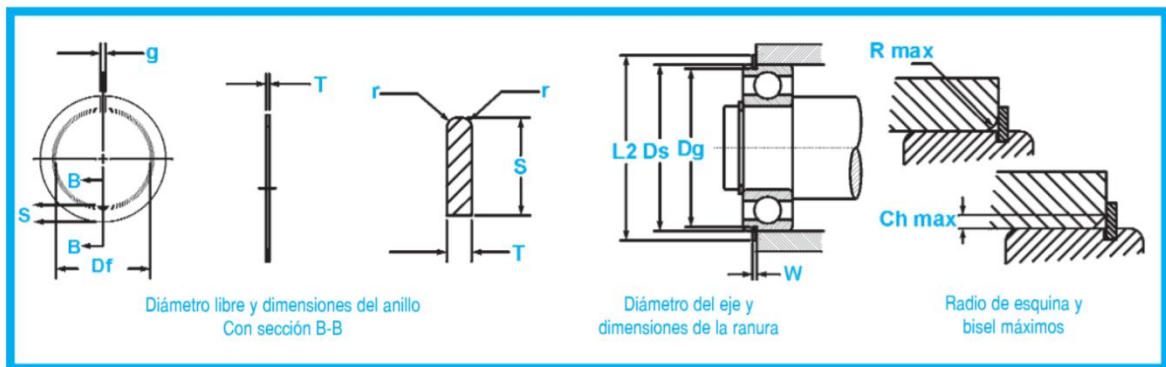
**Tabla 26.** Cálculo del factor de seguridad para los pines.

ECUACIONES			
$F_{aplic} = P * A_p$		$F_{adm} = F * 6$	
$A_p = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$		$N = \frac{F_{adm}}{F_{aplic}}$	
DATOS			
P	20,7	Mpa	Presion de inyección hidráulica (3000 psi)
$A_p$	4305,0	mm <sup>2</sup>	Area de aplicación de la presión
F	10632,4	N	Fuerza admisible total de los pines
RESULTADOS			
$F_{aplic}$	89027,4	N	Fuerza aplicada sobre los pines
$F_{adm}$	63794,1	N	Fuerza ultima de corte admitida por los pines
N	0,72	-	Factor de seguridad de los pines

**5.7.5 Anillo de seguridad.** Los anillos de retención permiten simplificar los diseños y disminuyen los costes de instalación. Son particularmente eficaces como sustitutos de sujetadores más tradicionales, como resaltes, tornillos, tuercas; pasadores de aleta y cubiertas maquinadas. En este caso, el anillo de seguridad funcionará como reten para mantener el ajusta balines en su lugar.

Para la selección del mismo, se usará como guía el catálogo de la empresa ROTOR CLIP. Se entra al catálogo con el diámetro donde está ensamblado, en este caso un diámetro de 100 mm, a partir de ahí, se toman los datos de la ranura y las dimensiones del anillo.

**Figura 54.** Dimensiones del anillo y su ranura.



**Fuente:** Rotor Clip, Catálogo de productos [en línea]. 2005. p. 145. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: [http://rotorclip.com/uk/downloads/spanish\\_catalog.pdf](http://rotorclip.com/uk/downloads/spanish_catalog.pdf)

**Tabla 27.** Selección del anillo.

NUMERO DEL ANILLO	DIAMETRO DEL EJE		DIMENSIONES DE LA RANURA				DIMENSIONES Y PESO DEL ANILLO								
	Ds DEC	Ds mm	DIAMETRO		ANCHURA		ESPESOR		SECCION		DIAMETRO LIBRE		SEPARACION g	RADIO r min.	PESO kg/100
			Dg	TOL.	W	TOL.	T	TOL.	S	TOL.	Df	TOL.			
CBS-30	1.1811	30	28,17		1,35		1,12		3,25		27,4		3	0,4	2,8
CBS-32	1.2598	32	30,15		1,35		1,12		3,25		29,4		3	0,4	3,0
CBS-35	1.3780	35	33,17		1,35		1,12		3,25		32,4	+0,4	3	0,4	3,2
CBS-37	1.4567	37	34,77		1,35		1,12		3,25		34,0		3	0,4	3,4
CBS-40	1.5748	40	38,10		1,35		1,12		3,25		37,3		3	0,4	3,6
CBS-42	1.6535	42	39,75	-0,25	1,35		1,12		3,25		38,9		3	0,4	3,8
CBS-44	1.7323	44	41,75		1,35		1,12		3,25		40,9		3	0,4	4,0
CBS-47	1.8504	47	44,60		1,35		1,12		4,04		43,7	+0,5	4	0,4	5,3
CBS-50	1.9685	50	47,60		1,35		1,12		4,04		46,7		4	0,4	5,8
CBS-52	2.0472	52	49,73		1,35		1,12		4,04		48,8		4	0,4	5,9
CBS-55	2.1654	55	52,60		1,35		1,12		4,04		51,7		4	0,4	6,2
CBS-56	2.2047	56	53,60		1,35		1,12		4,04		52,4		4	0,4	6,5
CBS-58	2.2835	58	55,60		1,35		1,12		4,04		54,4		4	0,4	6,7
CBS-62	2.4409	62	59,61		1,90		1,70		4,04		58,2		4	0,6	10,5
CBS-65	2.5591	65	62,60		1,90		1,70		4,04		61,2		4	0,6	11,0
CBS-68	2.6772	68	64,82		1,90		1,70		4,85		63,4		5	0,6	12,6
CBS-72	2.8346	72	68,81		1,90		1,70		4,85		67,4	+0,8	5	0,6	14,7
CBS-75	2.9528	75	71,83		1,90	+0,3	1,70		4,85		70,4		5	0,6	15,3
CBS-80	3.1496	80	76,81		1,90		1,70		4,85		75,4		5	0,6	16,3
CBS-85	3.3465	85	81,81		1,90		1,70		4,85		80,4		5	0,6	17,5
CBS-90	3.5433	90	86,79		2,70		2,46	-0,1	4,85	-0,15	85,4		5	0,7	26,6
CBS-95	3.7402	95	91,82		2,70		2,46		4,85		90,4		5	0,7	28,2
CBS-100	3.9370	100	96,80		2,70		2,46		4,85		95,2		5	0,7	29,2
CBS-110	4.3307	110	106,81		2,70		2,46		4,85		105,2		5	0,7	32,8

**Fuente:** Rotor Clip, Catálogo de productos [en línea]. 2005. p. 145. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: [http://rotorclip.com/uk/downloads/spanish\\_catalog.pdf](http://rotorclip.com/uk/downloads/spanish_catalog.pdf)

**5.7.6 Tornillo camisa porta mordazas y tornillo porta gomas.** Los tornillos son elementos que ayudan a la unión o ensamble de diferentes elementos, también pueden cumplir diferentes funciones según su forma, tamaño, tipo de rosca, etc. Estos tornillos se ubican en diferentes piezas y cumplen distintas funciones, pero teniendo en cuenta que sus características son parecidas se deciden unificar de tal forma que se pueda realizar una sola selección y adicional a esto se tiene una pieza menos para evitar confusiones en el momento de ensamblar el sistema.

**Figura 55.** Dimensionamiento de los tornillos.



**Fuente:** Redica S.A.S. TORNILLOS BRISTOL MILIMÉTRICO CLASE 8.8  
 DIN 912. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en:  
<http://www.redica.com.co/tornillos-bristol-milimetrico-clase-88.html>

**Tabla 28.** Selección del tornillo.

$d_1$	s	k	$d_2$	b	t min
M4	3	3.82-4.00	6.78-7.22	20	2
M5	4	4.82-5.00	8.28-8.72	22	2.5
M6	5	5.70-6.00	9.78-10.22	24	3
M7	5	6.70-7.00	10.78-11.22	18	3.5
M8	6	7.64-8.00	12.73-13.27	28	4
M10	8	9.64-10.00	15.73-16.27	32	5
M12	10	11.57-12.00	17.73-18.27	36	6
M14	12	13.57-14.00	20.67-21.33	40	7
M16	14	15.57-16.00	23.67-24.33	44	8
M18	14	17.57-18.00	26.67-27.33	48	9
M20	17	19.48-20.00	29.67-30.33	52	10
M24	19	23.48-24.00	35.61-36.99	60	12
M27	19	26.48-27.00	39.61-40.39	66	13.5
M30	22	29.48-30.00	44.61-45.39	72	15.5
M36	27	35.38-36.00	53.54-54.46	84	19

Todas las dimensiones en milímetros (mm) - DIN 912

**Fuente:** Redica S.A.S. TORNILLOS BRISTOL MILIMÉTRICO CLASE 8.8  
 DIN 912. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en:  
<http://www.redica.com.co/tornillos-bristol-milimetrico-clase-88.html>

**Tabla 29.** Selección del material de los tornillos.

Grado	Diámetro	Material	Dureza Rockwell		Resistencia a la tracción mínima
			Min	Max	
8.8	M4 a M16	Acero de medio carbono. Tratado térmicamente.	C22	C32	800 N/mm <sup>2</sup>
	M18 a M24	Acero de medio carbono. Tratado térmicamente.	C23	C34	800 N/mm <sup>2</sup>

**Fuente:** Redica S.A.S. TORNILLOS BRISTOL MILIMÉTRICO CLASE 8.8  
DIN 912. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en:  
<http://www.redica.com.co/tornillos-bristol-milimetrico-clase-88.html>

**5.7.7 Gomas.** Este elemento es de gran importancia en el diseño del packer, ya que de él depende que el sistema cumpla su función correctamente. Por esta razón es de gran importancia seleccionar correctamente este elemento, teniendo en cuenta las dimensiones necesarias y las propiedades del material del cual está compuesto. Características de los anillos de goma del fabricante SHQN:

- Capaz de sostener alta presión y temperatura alta.
- Se prueban en confiabilidad.
- Disponible en una amplia gama de tamaños.
- La presión probada para sus requisitos y en las temperaturas de 150°C (302°F)
- Probado para 30 ciclos.
- Los tamaños hasta 30" pueden ser suministradas.<sup>11</sup>

---

<sup>11</sup> Co. Ltd de la industria de Shangai Qينو. Embalador del martillo del caucho de nitrilo de Viton HNBR del campo petrolífero, taza de goma del embalador del aceite. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <http://spanish.unionseal.com/sale-11697757-oil-field-viton-hnbr-nitrile-rubber-downhole-packer-rubber-oil-packer-cup.html>

**Figura 56.** Descripción visual del producto.



**Fuente:** Co. Ltd de la industria de Shangai Qينو. Embalador del martillo del caucho de nitrilo de Viton HNBR del campo petrolífero, taza de goma del embalador del aceite. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <http://spanish.unionseal.com/sale-11697757-oil-field-viton-hnbr-nitrile-rubber-downhole-packer-rubber-oil-packer-cup.html>

**Tabla 30.** Descripción detallada del producto.

Tamaño:	3,5" 4" 4,5" 5" 5,5" 6" o zises de encargo	Material:	Viton, HNBR y nitrilo
Presión de funcionamiento:	Mpa 35	Ambiente:	el aceite, gas, provee de gas el condensado
Temperatura máxima:	+120 C	color:	Color negro o de encargo
Original:	Shangai China		

**Fuente:** Co. Ltd de la industria de Shangai Qينو. Embalador del martillo del caucho de nitrilo de Viton HNBR del campo petrolífero, taza de goma del embalador del aceite. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <http://spanish.unionseal.com/sale-11697757-oil-field-viton-hnbr-nitrile-rubber-downhole-packer-rubber-oil-packer-cup.html>

## 5.8 PLANOS DEL DISEÑO

Después de verificar que todos los análisis han arrojado resultados dentro de los requerimientos del diseño y una vez seleccionadas todas las piezas de sus respectivos catálogos, se procede a realizar los planos de cada una de las piezas, así como explosionados y cortes de todo el conjunto y subconjuntos.

A continuación, se muestran dos planos como referencias.

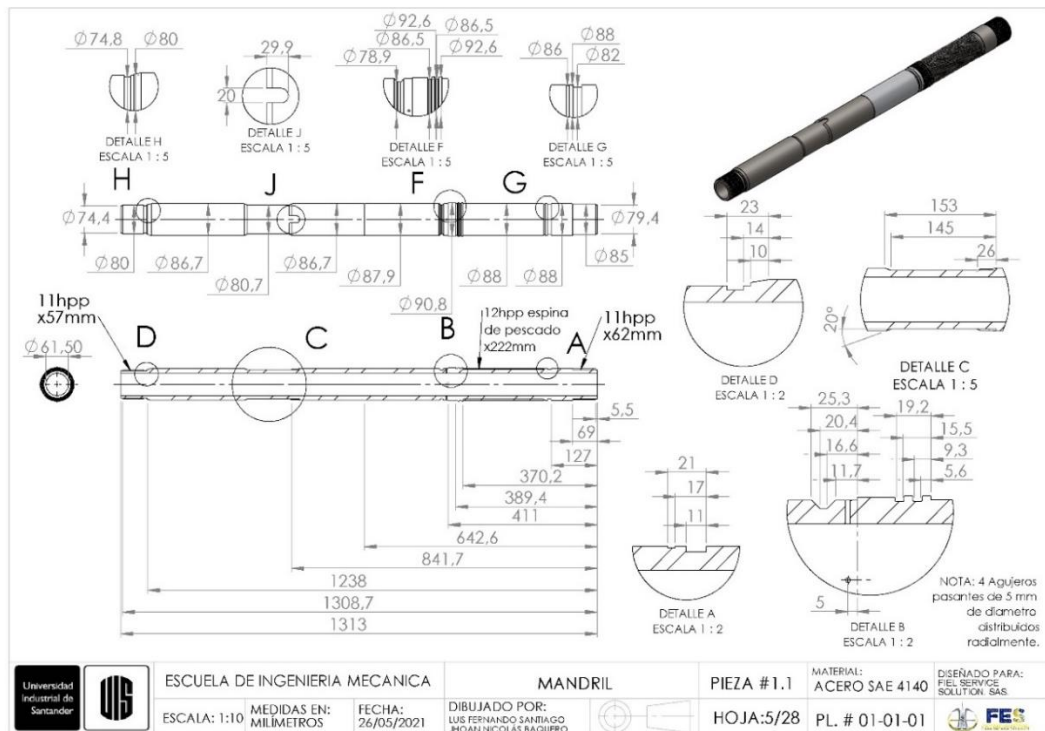
El primero corresponde al explosionado de todo el conjunto en el que se observan los cuatro subconjuntos que lo componen: chasis, activación, sellado-soporte y desactivación.

**Figura 57.** Plano Explosionado del conjunto mecánico.



El segundo plano corresponde al mandril (Pieza #1.1), dentro de este, se encuentran todas las acotaciones y detalles necesarios para garantizar una correcta fabricación.

**Figura 58.** Plano del mandril.

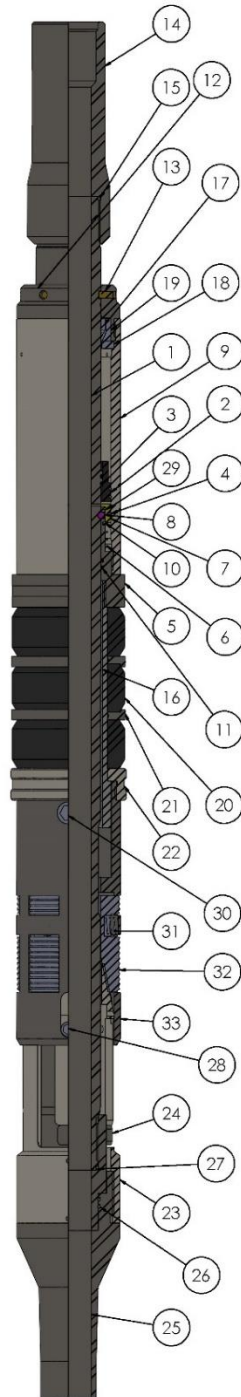


El conjunto de planos completo con explosionados, cortes y detalles de cada pieza corresponde a un archivo de 28 hojas, el cual se encuentra disponible en el **Anexo C**.

## 5.9 ENSAMBLAJE DEL DISEÑO

Aquí se muestra el ensamblaje de todos los elementos que se diseñaron y también aquellos que fueron seleccionados, esta imagen muestra la totalidad del diseño del sistema para su correcto funcionamiento.

**Tabla 31.** Piezas que conforman el ensamblaje.



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Mandril	1
2	Piston	1
3	Oring #2-237 PARKER HANNIFIN	2
4	Oring #2-244 PARKER HANNIFIN	3
5	Anillo calibrador superior	1
6	Resorte Calibrador Superior	1
7	Ajusta Balines	1
8	Balin	12
9	Camisa Hidraulica	1
10	Oring #2-235 PARKER HANNIFIN	1
11	Oring #2-240 PARKER HANNIFIN	2
12	Porta pines	1
13	Pines de Bronce	6
14	Cabezal Superior	1
15	Oring #2-235 PARKER HANNIFIN	1
16	Porta gomas	1
17	Anillo traba	1
18	Arandela	1
19	Cono tope	1
20	Goma	3
21	Anillo separador	2
22	Anillo Calibrador inferior	1
23	Cono inferior	1
24	Pin Jota	1
25	Cabezal inferior	1
26	Oring #2-236 PARKER HANNIFIN	2
27	Oring #2-235 PARKER HANNIFIN	1
28	Tornillo Camisa Porta Mordazas	3
29	Anillo de seguridad Catalogo	1
30	Tornillo Portagomas	2
31	Resorte Mordazas	6
32	Mordazas	6
33	Camisa Porta Mordazas	1

**Figura 59.** Diseño renderizado del sistema.



## 6. DISEÑO DE PLAN DE MANUFACTURA PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA

En este capítulo se mostrarán lo diferentes pasos para la construcción del sistema que se diseñó en el capítulo anterior, con el fin de establecer de manera clara y optimizada los pasos a seguir para realizar la fabricación del sistema dentro de la empresa, definiendo las maquinas necesarias para el proceso y el tipo de operación que se debe ejecutar en cada una. Se aclara que los elementos seleccionados comercialmente solo se tendrán en cuenta en este capítulo para el diseño de los procesos de ensamble.

### 6.1 OPERACIONES PARA EL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN

El maquinado es el más versátil y preciso de todos los procesos de manufactura por su capacidad de producir una diversidad de piezas y características geométricas (por ejemplo, roscas de tornillos, dientes de engrane, superficies lisas). La fundición también puede producir una variedad de formas, pero carece de la precisión y exactitud del maquinado.<sup>12</sup>

Los conceptos, conocimientos e ilustraciones necesarios para entender en que consiste cada uno de los procesos que se van a utilizar en las hojas de ruta y por ende en la fabricación de las piezas se pueden encontrar en el **Anexo F**.

---

<sup>12</sup> GROOVER, Mikell P. Operaciones de maquinado y máquinas herramienta. Fundamentos de manufactura moderna. Tercera edición. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES. 2007. p. 505.

## **6.2 HOJAS DE RUTA**

Con el fin de definir la forma más óptima posible y estandarizar el proceso de construcción para llevar a cabo la fabricación del sistema, se desarrolla el diseño de hojas de ruta para cada uno de los elementos, donde se define de manera detallada las operaciones necesarias para la construcción de cada pieza y los parámetros de las mismas. A continuación, solo se mostrará la hoja de ruta diseñada para el mandril ya que es el elemento más importante y en el cual se deben realizar mayor cantidad de operaciones para su fabricación. Las hojas de ruta de los elementos restantes se encuentran en el **Anexo D**.

**6.2.1 Diseño de manufactura para el mandril.** Este elemento tiene la función de dar soporte a las demás piezas del sistema, también ayuda a posicionar de manera adecuada cada una de ellas, de tal forma que tiene participación en todos los subsistemas. Las hojas de ruta diseñadas para el plan de manufactura del sistema se dividen en tres partes; en la primera parte se muestra un plano simplificado con las cotas de las dimensiones más importantes de la pieza, en la segunda se determinan las operaciones que se van a ejecutar y en la tercera se establecen los parámetros con los cuales se va a realizar cada operación.

**Tabla 32.** Descripción de la hoja de ruta para el mandril.

MANDRIL				FECHA	
				12/05/2021	
DESCRIPCIÓN					
Nº ELEMENTO	CANTIDAD	DIMENSIONES DE MATERIA PRIMA		MATERIAL	HOJA DE RUTA Nº
01-01-01	1	Barra hueca 95 mm DE/61,5 mm DI x 1315 mm L		Acero AISI 4140	01/18
FUNCIÓN					
Pieza base de todo el mecanismo		PLANIFICADOR			
		Autores			

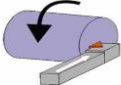
**Tabla 33.** Hoja de operaciones para el mandril.

HOJA DE OPERACIONES			
N° Elemento	Nombre	Material	Características de la materia prima
1	MANDRIL	Acero AISI 4140	Barra hueca 95 mm DE/61,5 mm DI x 1313 mm L
	Fecha	Planificador	
	12/05/2021	Autores	
N° de Operacion	Descripción		Maquina
10	Refrentado		Torno de ejes paralelos
20	Cilindrado de seccion		Torno de ejes paralelos
30	Cilindrado de seccion		Torno de ejes paralelos
40	Cilindrado de seccion		Torno de ejes paralelos
50	Cilindrado de seccion		Torno de ejes paralelos
60	Cilindrado de seccion		Torno de ejes paralelos
70	Cilindrado de seccion		Torno de ejes paralelos
80	Cilindrado de seccion		Torno de ejes paralelos
90	Cilindrado de seccion		Torno de ejes paralelos
100	Ranurado de seccion		Torno de ejes paralelos
110	Ranurado de seccion		Torno de ejes paralelos
120	Ranurado de seccion		Torno de ejes paralelos
130	Ranurado de seccion		Torno de ejes paralelos
140	Ranurado de seccion		Torno de ejes paralelos
150	Perfilado		Torno de ejes paralelos
160	Perfilado		Torno de ejes paralelos
170	Perfilado		Torno de ejes paralelos
180	Fresado periferico		Fresadora
190	Taladrado		Taladro vertical
200	Roscado		Torno de ejes paralelos
210	Roscado		Torno de ejes paralelos
220	Roscado		Torno de ejes paralelos
230	Roscado		Torno de ejes paralelos

**6.2.2 Selección de la herramienta de mecanizado y sus parámetros de operación.** En esta sección se pretende mostrar el ejemplo de selección de la herramienta para realizar la primera operación definida en la hoja de ruta (Nº de operación 10), la cual es un cilindrado de sección que se va a realizar en la maquina torno de ejes paralelos, también se van a determinar los parámetros para ejecutar esta operación de la forma más óptima. El catálogo que se usará para realizar esta selección será el de Sandvick Torno. Por requerimientos de espacio en el documento principal, la guía de selección se encuentra en el Anexo E.

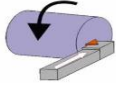
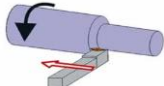
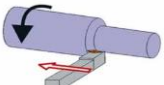
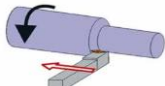
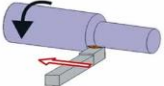
Una vez se selecciona la plaquita y sus condiciones de operación, se procede a llenar esos datos en la tercera parte de la hoja de ruta como se muestra a continuación.

**Tabla 34.** Primera operación para el mecanizado del mandril.

HOJA DE RUTA									
Nº DE OPERACIÓN	PARAMETROS								
	Vc	Velocidad de corte [m/min]			L	Longitud de corte [mm]			
	Ap	Profundiad de corte [mm]			N	RPM			
	f	Avance [mm/rev]			t	Tiempo de mecanizado [min]			
10	DESCRIPCIÓN					MAQUINA			
	Refrentado de seccion en ambas caras de 1 mm					Torno de ejes paralelos			
	CONDICIONES DE OPERACIÓN DESBASTE				CONDICIONES DE OPERACIÓN ACABADO				SIMBOLOGIA
	Vc	-	L	-	Vc	320	L	16,75	
	Ap	-	N	-	Ap	1	N	1072,75	
	f	-	t	-	f	0,3	t	0,05205	

Después de realizar este procedimiento para todas las operaciones se tiene la hoja de ruta completa que se podrá encontrar en el Anexo D. En la siguiente imagen se muestran las primeras operaciones que conforman la hoja de ruta.

**Tabla 35.** Parámetros de operación para el mecanizado del mandril

HOJA DE RUTA										
Nº DE OPERACIÓN	PARAMETROS									
	Vc	Velocidad de corte [m/min]				L	Longitud de corte [mm]			
	Ap	Profundidad de corte [mm]				N	RPM			
	f	Avance [mm/rev]				t	Tiempo de mecanizado [min]			
10	DESCRIPCIÓN					MAQUINA				
	Refrentado de seccion en ambas caras de 1 mm					Torno de ejes paralelos				
	CONDICIONES DE OPERACIÓN DESBASTE			CONDICIONES DE OPERACIÓN ACABADO			SIMBOLOGIA			
	Vc	-	L	-	Vc	320	L	16,75		
	Ap	-	N	-	Ap	1	N	1072,75		
f	-	t	-	f	0,3	t	0,05205			
20	DESCRIPCIÓN					MAQUINA				
	Cilindrado de seccion $\varnothing$ a 79,4 mm de 5,5 mm de longitud					Torno de ejes paralelos				
	CONDICIONES DE OPERACIÓN DESBASTE			CONDICIONES DE OPERACIÓN ACABADO			SIMBOLOGIA			
	Vc	320	L	5,5	Vc	-	L	-		
	Ap	3,9	N	1073	Ap	-	N	-		
f	0,3	t	0,02	f	-	t	-			
30	DESCRIPCIÓN					MAQUINA				
	Cilindrado de seccion $\varnothing$ a 85 mm de 5,5 mm a 69 mm de longitud					Torno de ejes paralelos				
	CONDICIONES DE OPERACIÓN DESBASTE			CONDICIONES DE OPERACIÓN ACABADO			SIMBOLOGIA			
	Vc	320	L	62	Vc	-	L	-		
	Ap	5	N	1073	Ap	-	N	-		
f	0,3	t	0,19	f	-	t	-			
40	DESCRIPCIÓN					MAQUINA				
	Cilindrado de seccion $\varnothing$ a 88 mm de 69 mm a 370,2 mm de longitud					Torno de ejes paralelos				
	CONDICIONES DE OPERACIÓN DESBASTE			CONDICIONES DE OPERACIÓN ACABADO			SIMBOLOGIA			
	Vc	320	L	303	Vc	-	L	-		
	Ap	3,5	N	1073	Ap	-	N	-		
f	0,3	t	0,94	f	-	t	-			
50	DESCRIPCIÓN					MAQUINA				
	Cilindrado de seccion $\varnothing$ a 92,6 mm de 370,2 mm a 390 mm de longitud					Torno de ejes paralelos				
	CONDICIONES DE OPERACIÓN DESBASTE			CONDICIONES DE OPERACIÓN ACABADO			SIMBOLOGIA			
	Vc	-	L	-	Vc	320	L	19,8		
	Ap	-	N	-	Ap	1,2	N	1072,75		
f	-	t	-	f	0,3	t	0,06152			

Debido a las condiciones en que se ha visto envuelta la humanidad durante los años 2020 y 2021, más específicamente la pandemia del COVID-19, la empresa Field Service Solution S.A.S. ha tenido que detener temporalmente su funcionamiento y por ende no se ha podido culminar la construcción de todos los componentes del sistema y por ello no ha sido incluido un capítulo de fabricación dentro del proyecto, sin embargo, se considera importante mostrar algunas piezas que se lograron construir con el fin de dar una visión más realista.

**Figura 60.** Construcción del packer (Imagen 1).



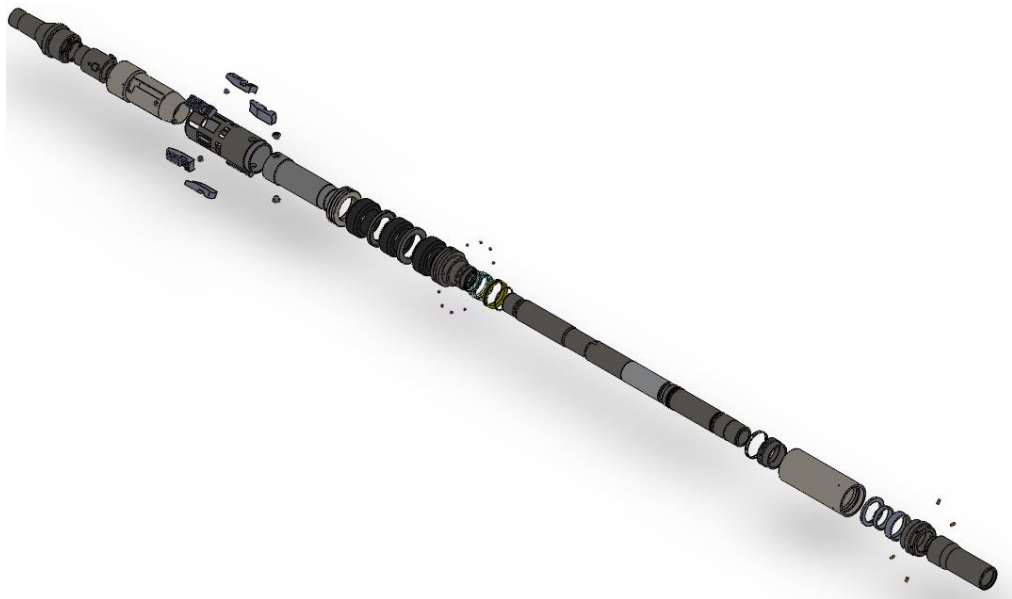
**Figura 61.** Construcción del packer (Imagen 2).



### **6.3 ENSAMBLAJE GENERAL**

A continuación, se mostrará una vista explosionada del sistema con sus subsistemas y cada una de las piezas que los componen.

**Figura 62.** Explosionado general del sistema.



## **7. DISEÑO DEL BANCO DE PRUEBAS**

En este capítulo se va a diseñar el banco de pruebas, en este se deberá realizar una serie de ensayos para verificar que los sistemas mecánicos de sellado (Packers) queden correctamente ensamblados y cumplan con las características requeridas para que puedan cumplir sus funciones de forma óptima durante su operación en campo.

La finalidad de este banco de pruebas es brindar confiabilidad a los sistemas de sellado manufacturados por la empresa, de manera que el comprador sienta mayor seguridad al adquirir esta herramienta y a su vez ir incrementando la calidad del producto en base a los datos obtenidos.

### **7.1 REQUERIMIENTOS DEL BANCO DE PRUEBAS**

Se requiere que el banco de pruebas pueda recrear algunas de las variables a las que van a estar sometidos los sistemas de sellado (Packers) en los pozos durante su operación, algunas de estas variables pueden ser:

- Alta temperatura
- Alta presión
- Ambiente corrosivo
- Grandes fuerzas axiales
- Torques elevados

En base a estas variables se escogerán las que se pueden recrear de forma más real y aproximada a las condiciones de un pozo, teniendo en cuenta que siempre

se pueda tener un ambiente controlado y seguro para los operarios que realicen las pruebas. Para realizar la selección se usa una matriz de calidad (QFD).

### 7.1.1 Matriz de calidad para el banco de pruebas.

**Tabla 36.** Matriz de calidad para el banco de pruebas.

	Prioridad	Alta temperatura		Alta presión		Ambiente corrosivo		Grandes fuerzas axiales		Torques elevados	
Seguridad en la operación	5	9	45	9	45	1	5	3	15	3	15
Bajo precio	4	9	36	3	12	0	0	0	0	0	0
Funcionalidad	3	9	27	3	9	3	9	9	27	9	27
Facil manejo	2	9	18	9	18	1	2	3	6	3	6
Facil mantenimiento	1	9	9	9	9	1	1	1	1	1	1
Total			135		93		17		49		49

**Tabla 37.** Resultados porcentuales.

Puntaje	Característica	Porcentaje
135	Alta Temperatura	59%
93	Alta Presión	41%

Por medio de estos valores podemos definir cuales variables se van a recrear en el banco de pruebas de forma controlada y segura.

## 7.2 SUBSISTEMAS DEL BANCO DE PRUEBAS

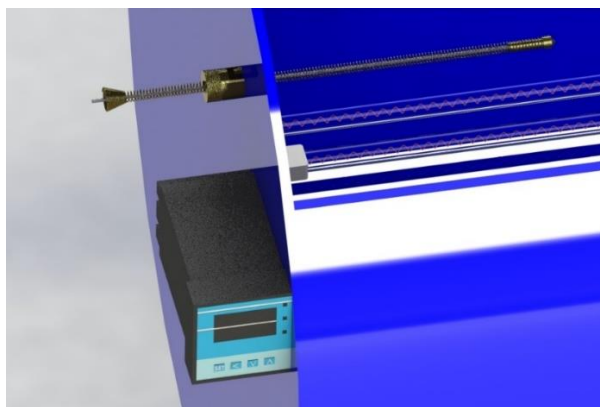
En base al resultado anterior se determina diseñar un subsistema para cada variable que se desea recrear y adicionalmente un subsistema que permita agrupar todo de forma sencilla y ordenada. Según esto los subsistemas que conformarían el banco de pruebas serían los siguientes:

- Subsistema control de temperatura
- Subsistema control de presión
- Subsistema chasis

**7.2.1 Descripción de cada subsistema.** A continuación, se describirá la función de cada subsistema que se implementará en el banco de pruebas.

**7.2.1.1 Subsistema control de temperatura.** La función de este subsistema es regular la temperatura ambiente dentro del banco de pruebas de manera que se pueda medir y llevar un registro de su variación. Este subsistema se compondrá de un termostato digital y dos resistencias con el fin de simular temperaturas máximas de 90 grados celsius.

**Figura 63.** Subsistema de control de temperatura.



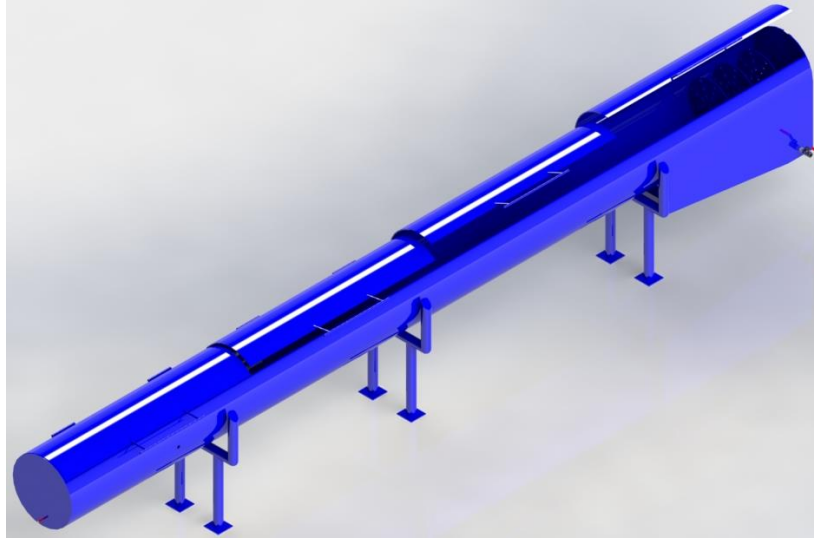
**7.2.1.2 Subsistema control de presión.** Este subsistema es el encargado de regular, medir y registrar la presión dentro del sistema mecánico de sellado durante la prueba. Los componentes de este sistema son tubos para alta presión, acoples rápidos para alta presión, válvulas, una válvula de seguridad la cual funciona con el mismo principio que el packer y un manómetro digital con sensor.

**Figura 64.** Subsistema de control de presión.



**7.2.1.3 Subsistema chasis.** En este subsistema se realiza el montaje de los demás subsistemas, adicional a esto permite que el sistema mecánico de sellado se posicione de forma sencilla para realizar las pruebas y brindar seguridad al operario que las realiza. Para garantizar estas condiciones se construye sobre un tubo de pared gruesa muy similar al tubo usado para los casings, este se forra con una manta térmica que permite concentrar la temperatura de forma más óptima dentro del sistema, se cortan secciones a las cuales se les adecuan bisagras y seguros para posicionar de forma más sencilla los packers, sin dejar de brindar seguridad al operario en el momento de un fallo.

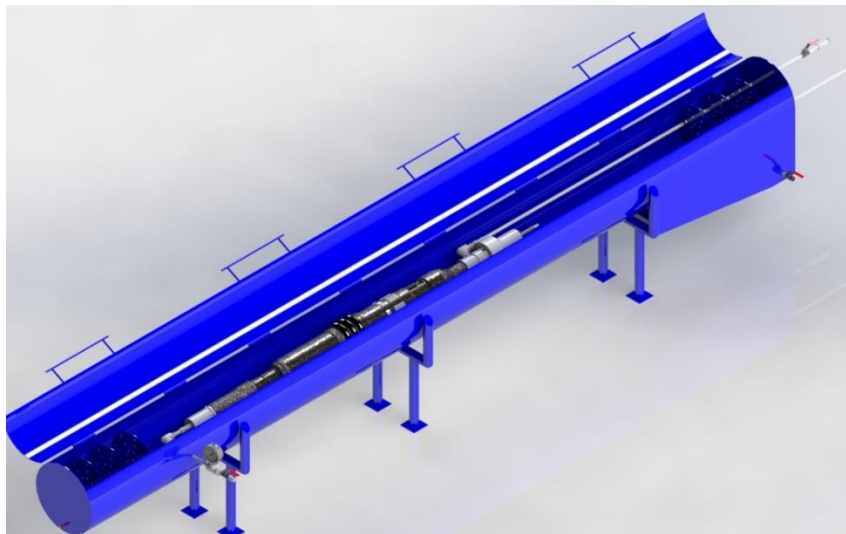
**Figura 65.** Subsistema Chasis.



### 7.3 DISEÑO FINAL DEL BANCO DE PRUEBAS

A continuación, se muestra una imagen del modelo del banco de pruebas ensamblado con cada uno de sus subconjuntos, también se puede observar la forma en que se ubican los packers para realizar las pruebas

**Figura 66.** Banco de pruebas completo.



## 7.4 PRUEBAS DEL PROTOTIPO

Aquí se describe en qué consisten las pruebas que se le pueden realizar al sistema mecánico de sellado en el banco de pruebas, junto con los resultados que se esperan de un sistema correctamente ensamblado y totalmente funcional.

**7.4.1 Prueba hidrostática.** Esta prueba consiste en llenar el packer internamente con agua, de manera que no queden burbujas de aire. Después se empieza a elevar la presión de forma controlada hasta llegar alrededor de 3000 psi, al estar en dicha presión se deja reposar el packer y se monitorea su comportamiento por unos 20 minutos por medio de un sensor de presión el cual nos arroja una gráfica de presión vs Tiempo desde el inicio de la prueba, se espera que la presión se mantenga constante con un delta de presión admisible de 10 psi.

Si se encuentra un resultado por encima de este se debe inspeccionar el packer cuidadosamente buscando algún tipo de fuga, en caso de no ser encontrada fuga alguna se debe repetir la prueba ya que pudo quedar aire en el sistema. Si se halla alguna fuga el sistema debe ser re ensamblado para corregirla.

La finalidad de esta prueba es verificar la hermeticidad del packer, dando una gran confiabilidad en el momento de su operación, esta prueba puede ser realizada a temperatura ambiente o con una temperatura mayor de forma controlada.

**7.4.2 Prueba de activación.** Lo que se desea verificar en esta prueba es que las gomas que van a realizar el sello se compriman de forma adecuada y las cuñas encargadas del soporte se desplacen lo suficiente para adherirse al casing del pozo, esta prueba se realiza aumentando la presión dentro del sistema hasta su valor definido para la operación, de manera que el sistema no tenga restricción y se active como si estuviera operando en el campo, la presión se debe mantener por unos 10 minutos verificando que no se sobre pase el delta de 10 psi, en caso de sobrepasar este valor, se debe realizar el procedimiento descrito en la prueba anterior. Después de esto se retira la presión y se inspecciona que las gomas se mantengan comprimidas y las cuñas estén firmes en su lugar.

Igual que la prueba anterior, esta se puede realizar a temperatura ambiente o elevando la temperatura de forma controlada, también cabe destacar que no es óptimo realizar esta prueba a todos los packers cuando se tiene una alta producción, ya que una vez activado, hay que re ensamblar el packer para hacer que sea funcional nuevamente, por ende, se selecciona uno aleatoriamente dentro de cada grupo y a este se le realizan las pruebas estipuladas.

**7.4.3 Prueba de desactivación.** Para que sea posible realizar esta prueba siempre debe hacerse después de la prueba de activación. Aquí se va a verificar que los seguros se muevan de forma adecuada después de la activación y que las piezas retornen a su lugar de manera que no vayan a obstruir el pozo cuando se deseen retirar los packers.

Al igual que la prueba anterior no es óptima realizarla a todos los packers, por esta razón se selecciona uno aleatoriamente dentro de cada grupo y a este se le realizan las pruebas estipuladas. A diferencia de las pruebas anteriores esta debe realizarse solo a temperatura ambiente ya que el operario tiene más cercanía con el sistema.

## 7.5 CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DE PRUEBAS

Debido a las condiciones en que se ha visto envuelta la humanidad durante los años 2020 y 2021, más específicamente la pandemia del COVID-19, la empresa Field Service Solution S.A.S. ha tenido que detener temporalmente su funcionamiento y por ende no se ha podido culminar la construcción de todos los componentes del sistema incluido el banco de pruebas, sin embargo, se considera importante ilustrar un banco de pruebas que se comenzó a construir en base a todo lo estudiado durante este séptimo capítulo.

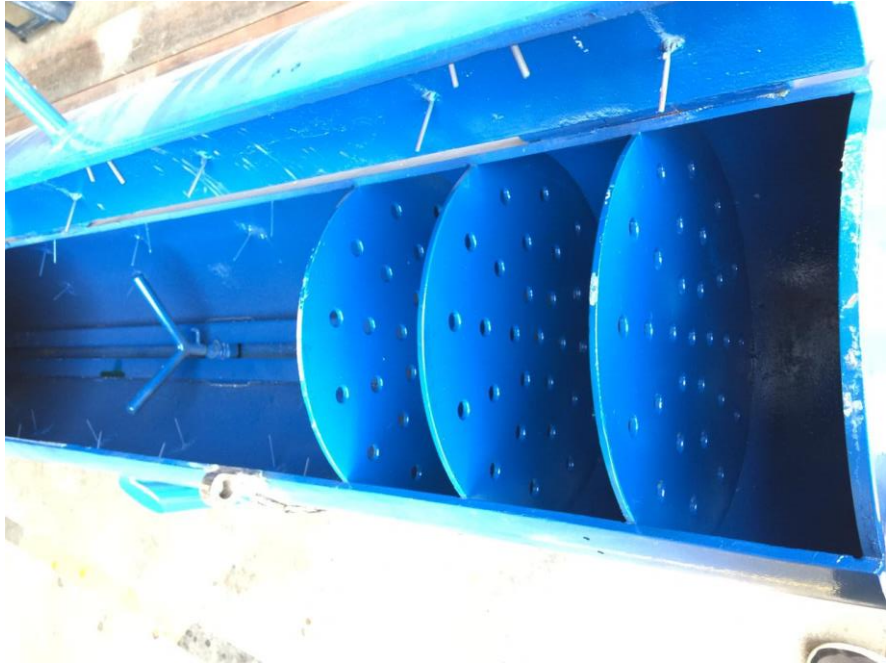
**Figura 67.** Construcción del banco de pruebas (Imagen 1).



**Figura 68.** Construcción del banco de pruebas (Imagen 2).



**Figura 69.** Construcción del banco de pruebas (Imagen 3).



## 8. ESTUDIO ECONÓMICO DEL PROYECTO

El estudio económico o análisis económico dentro de la metodología de evaluación de proyectos, consiste en expresar en términos monetarios todas las determinaciones hechas en el estudio técnico.

Resulta evidente que la esencia del estudio económico es el análisis de cifras monetarias que a su vez son la base para el cálculo de la rentabilidad de la inversión, y así, establecer si un proyecto como tal es viable, y si es rentable para los inversionistas.

### 8.1 DETERMINACIÓN DE LOS COSTOS

Para este proyecto, la determinación de los costos totales estará divididas en dos sectores: costos de producción e inversiones en activo fijo.

**8.1.1 Costos de producción.** El primer sector está constituido por los Costos de Producción, dentro de los que se encuentran las materias primas, materiales, mano de obra, costos de energía eléctrica y recursos necesarios para crear el producto o dar el servicio.

Todos los precios plasmados en las tablas y utilizados en los cálculos son aproximaciones basadas en la experiencia de **Field Service Solution S.A.S.** y cotizaciones con empresas varias, en su mayoría del sector Nacional.

Las materias primas en este caso todas son producidas de acero AISI 4140, que fue cotizado a un precio promedio de 6 USD (22.900 pesos colombianos), este precio a su vez es multiplicado por el peso en kilogramos del acero.

**Tabla 38. Costos de materia prima.**

COSTOS DE MATERIA PRIMA					
MATERIA PRIMA AISI 4140	CANTIDAD/ PACKER	PESO (KG)	COSTO UNITARIO (6 USD/Kg)	COSTO MENSUAL	COSTO ANUAL
Barra hueca 95 mm DE/61,5 mm DI x 1313 mm L (Mandril)	1	44	\$ 1.029.600	\$ 21.621.600	\$ 259.459.200
Barra hueca 115 mm DE/60 mm DI x 305 mm L (Cab. Sup.)	1	18	\$ 421.200	\$ 8.845.200	\$ 106.142.400
Barra hueca 120 mm DE/85 mm DI x 55 mm L (Piston)	1	2,4	\$ 56.160	\$ 1.179.360	\$ 14.152.320
Barra hueca 145 mm DE/110 mm DI x 350 mm L (Camisa hid.)	1	19,3	\$ 451.620	\$ 9.484.020	\$ 113.808.240
Barra hueca 145 mm DE/80 mm DI x 80 mm L (Portapines)	1	7,2	\$ 168.480	\$ 3.538.080	\$ 42.456.960
Barra hueca 155 mm DE/85 mm DI x 140 mm L (An. cal. Sup.)	1	14,5	\$ 339.300	\$ 7.125.300	\$ 85.503.600
Barra hueca 120 mm DE/95 mm DI x 30 mm L (Ajusta bal.)	1	1	\$ 23.400	\$ 491.400	\$ 5.896.800
Barra hueca 100 mm DE/85 mm DI x 25 mm L (Anillo traba)	1	0,5	\$ 11.700	\$ 245.700	\$ 2.948.400
Barra hueca 115 mm DE/90 mm DI x 35 mm L (Conotopo)	1	1,1	\$ 25.740	\$ 540.540	\$ 6.486.480
Barra hueca 125 mm DE/85 mm DI x 12 mm L (Arandela)	1	0,6	\$ 14.040	\$ 294.840	\$ 3.538.080
Barra hueca 120 mm DE/90 mm DI x 335 mm L (Portagomas)	1	13	\$ 304.200	\$ 6.388.200	\$ 76.658.400
Barra hueca 155 mm DE/100 mm DI x 15 mm L (Anillo sep.)	2	1,1	\$ 25.740	\$ 1.081.080	\$ 12.972.960
Barra hueca 160 mm DE/100 mm DI x 45 mm L (An. cal. Inf.)	1	4,4	\$ 102.960	\$ 2.162.160	\$ 25.945.920
Barra hueca 145 mm DE/85 mm DI x 360 mm L (Camisa port.)	1	31	\$ 725.400	\$ 15.233.400	\$ 182.800.800
Barra hueca 70 mm DE/40 mm DI x 135 mm L (Mordazas)	1	2,8	\$ 65.520	\$ 1.375.920	\$ 16.511.040
Barra hueca 140 mm DE/90 mm DI x 355 mm L (Cono inf.)	1	25,2	\$ 589.680	\$ 12.383.280	\$ 148.599.360
Barra hueca 110 mm DE/70 mm DI x 160 mm L (Pin jota)	1	8,4	\$ 196.560	\$ 4.127.760	\$ 49.533.120
Barra hueca 140 mm DE/60 mm DI x 310 mm L (Cab. Inf.)	1	30,6	\$ 716.040	\$ 15.036.840	\$ 180.442.080
<b>TOTAL</b>	<b>19</b>	<b>225,1</b>	<b>\$ 5.267.340</b>	<b>\$ 111.154.680</b>	<b>\$ 1.333.856.160</b>

**Tabla 39. Costos de piezas seleccionadas,**

COSTOS DE PIEZAS DE CATÁLOGOS				
PIEZA	CANTIDAD/P ACKER	COSTO UNITARIO	COSTO MENSUAL	COSTO ANUAL
Pines	6	\$ 500	\$ 63.000	\$ 756.000
Resorte ø104mm	1	\$ 30.000	\$ 630.000	\$ 7.560.000
Resorte ø23mm	6	\$ 10.000	\$ 1.260.000	\$ 15.120.000
Balines	12	\$ 2.000	\$ 504.000	\$ 6.048.000
Tornillo M20x30	2	\$ 2.000	\$ 84.000	\$ 1.008.000
Tornillo M10x15	3	\$ 1.500	\$ 94.500	\$ 1.134.000
Oring 2-235	2	\$ 15.000	\$ 630.000	\$ 7.560.000
Oring 2-236	2	\$ 15.000	\$ 630.000	\$ 7.560.000
Oring 2-237	1	\$ 15.000	\$ 315.000	\$ 3.780.000
Oring 2-239	1	\$ 15.000	\$ 315.000	\$ 3.780.000
Oring 2-240	2	\$ 15.000	\$ 630.000	\$ 7.560.000
Oring 2-244	3	\$ 15.000	\$ 945.000	\$ 11.340.000
Gomas	3	\$ 45.000	\$ 2.835.000	\$ 34.020.000
<b>TOTAL</b>	<b>44</b>	<b>\$ 181.000</b>	<b>\$ 8.935.500</b>	<b>\$ 107.226.000</b>

**Tabla 40.** Otros costos de producción.

OTROS COSTOS		
CONCEPTO	COSTO MENSUAL	COSTO ANUAL
Mano de Obra	\$ 20.000.000	\$ 240.000.000
Herramientas	\$ 5.000.000	\$ 60.000.000
Mantenimiento de equipos	\$ 3.000.000	\$ 36.000.000
Energía eléctrica	\$ 10.000.000	\$ 120.000.000
Agua	\$ 2.000.000	\$ 24.000.000
Administración	\$ 8.000.000	\$ 96.000.000
Impuestos	\$ 58.653.000	\$ 703.836.000
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 106.653.000</b>	<b>\$ 1.279.836.000</b>

A continuación, se muestra la tabla que contiene los costos totales de producción mensual y anual durante el segundo y posteriores años de funcionamiento. Los cálculos estimados se realizaron para el abastecimiento de 3 pozos petroleros mensuales teniendo en cuenta que cada uno utiliza un promedio de 7 empaques, para un total de 21 mensuales.

**Tabla 41.** Costos totales de producción.

COSTOS TOTALES DE PRODUCCIÓN		
CONCEPTO	COSTO MENSUAL	COSTO ANUAL
MATERIA PRIMA	\$ 111.154.680	\$ 1.333.856.160
PIEZAS DE CATÁLOGO	\$ 8.935.500	\$ 107.226.000
OTROS COSTOS	\$ 106.653.000	\$ 1.279.836.000
<b>TOTAL</b>	<b>\$ 226.743.180</b>	<b>\$ 2.720.918.160</b>

**8.1.2 Inversiones en Activo Fijo.** En segundo lugar, las Inversiones en Activo Fijo que son el gasto dedicado a la adquisición de bienes que no son de consumo final, bienes de capital que sirven para producir otros bienes. Son aquellas destinadas a recursos de tipo tangible, como la maquinaria o el mobiliario preciso, o intangible, es decir, que no se pueden “tocar”, como los estudios, las relaciones con los proveedores, derechos y permisos.

Estos costos serán de inversión única una vez iniciado el proyecto.

**Tabla 42.** Inversiones en activo fijo.

INVERSIONES EN ACTIVO FIJO			
CONCEPTO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO
TORNO	2	\$ 150.000.000	\$ 300.000.000
FRESADORA	1	\$ 60.000.000	\$ 60.000.000
COMPUTADOR	2	\$ 4.000.000	\$ 8.000.000
MESAS DE TRABAJO	2	\$ 1.300.000	\$ 2.600.000
PRENSA PARA ENSAMBLAJE	2	\$ 5.000.000	\$ 10.000.000
PATENTE	1	\$ 15.000.000	\$ 15.000.000
<b>TOTAL</b>	<b>10</b>	<b>\$ 235.300.000</b>	<b>\$ 395.600.000</b>

Cabe resaltar que esta inversión no es la misma que se hace al poner en marcha el proyecto, puesto que la inversión inicial total se compone de suma de las inversiones en activo fijo, la materia prima y las piezas de catálogo necesarias para la producción durante el primer semestre.

## 8.2 DETERMINACIÓN DE LOS INGRESOS

En el estudio económico, además de los gastos, hay que realizar una valoración del dinero que se estima se puede recaudar gracias a la venta del producto o servicio realizado y de otros tipos de ingresos que puedan beneficiar la rentabilidad del proyecto.

El precio de venta por cada empaque se estimó en 14.000.000.000 de pesos colombianos para el 2022 y aplicando la inflación aproximada de 5% en Colombia para los años próximos. La producción y venta de los empaques se hará de manera progresiva durante el primer año de funcionamiento del proyecto: durante el primer semestre la producción será para el abastecimiento de un pozo (7 empaques) y en el segundo semestre para 2 pozos (14 empaques). En este primer año se llevarán a cabo contactos con compradores, luego, se estima una producción constante de

21 empaques. Y así, el abastecimiento de 3 pozos mensuales. El plan de producción se muestra en la siguiente tabla.

**Tabla 43.** Plan de producción progresivo.

INGRESOS					
AÑO 1					
CONCEPTO	MES	CANTIDAD/ MES	COSTO UNITARIO	INGRESOS MES	INGRESOS AÑO
Venta de Empaques	1	7	\$ 14.000.000	\$ 98.000.000	\$ 1.764.000.000
	2	7		\$ 98.000.000	
	3	7		\$ 98.000.000	
	4	7		\$ 98.000.000	
	5	7		\$ 98.000.000	
	6	7		\$ 98.000.000	
	7	14		\$ 196.000.000	
	8	14		\$ 196.000.000	
	9	14		\$ 196.000.000	
	10	14		\$ 196.000.000	
	11	14		\$ 196.000.000	
	12	14		\$ 196.000.000	
AÑOS SIGUIENTES					
CONCEPTO	CANTIDAD/ MES	COSTO UNITARIO	INGRESOS MES	INGRESOS AÑO	
Venta de Empaques	21	\$ 14.700.000	\$ 308.700.000	\$ 3.704.400.000	

### 8.3 ANÁLISIS DE INGRESOS Y EGRESOS

Para lograr una visión general de las ganancias por cada producto se calcula el margen de utilidad neta que corresponde a **26,55 %**, siendo este, el precio de venta menos los costos totales de producción por unidad.

Ahora, para construir un análisis estimado de los ingresos, egresos y los balances obtenidos durante el tiempo de funcionamiento del proyecto, se realiza una tabla a un periodo de análisis de 5 años dividido a su vez en semestres, donde se calcula el flujo de caja durante cada periodo y el flujo de caja acumulado en el transcurso del tiempo. Tanto para los ingresos en ventas del producto como para los egresos

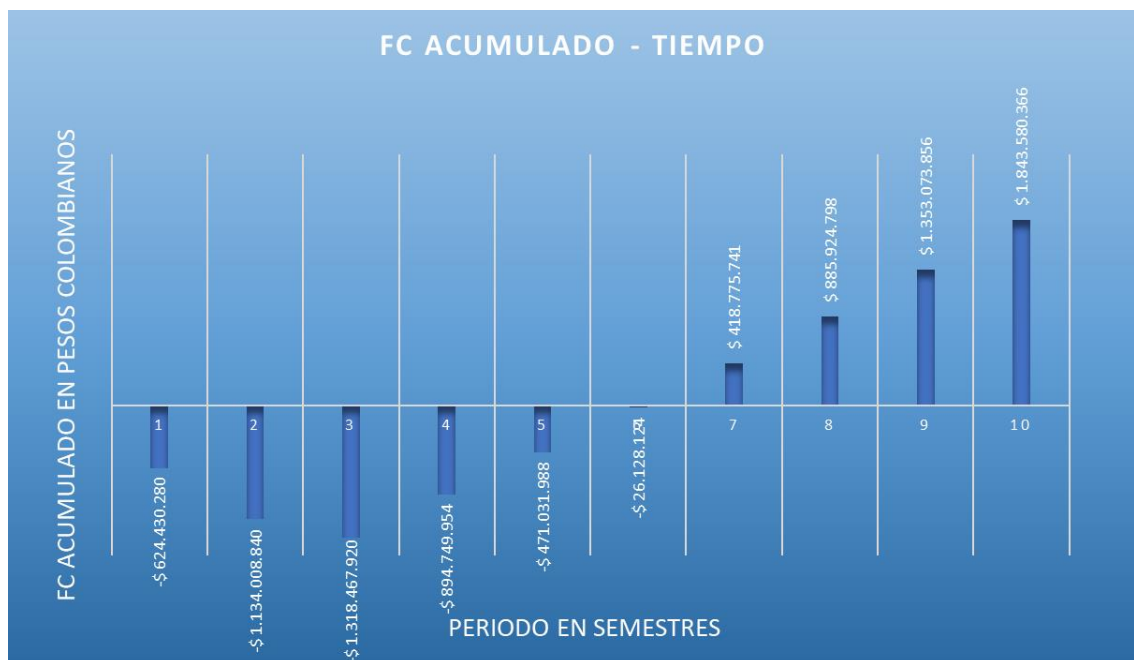
en costos, se tuvo en cuenta una tasa de inflación promedio en Colombia de 5% anual.

**Tabla 44.** Balance de ingresos y egresos en 5 años.

ANÁLISIS DE BALANCE INGRESOS - EGRESOS					
AÑO	PERIODO (SEMESTRAL)	INGRESOS	EGRESOS	FLUJO DE CAJA / PERIODO	FLUJO DE CAJA ACUMULADO
1	1		\$ 624.430.280	-\$ 624.430.280	-\$ 624.430.280
	2	\$ 588.000.000	\$ 1.097.578.560	-\$ 509.578.560	-\$ 1.134.008.840
2	3	\$ 1.176.000.000	\$ 1.360.459.080	-\$ 184.459.080	-\$ 1.318.467.920
	4	\$ 1.852.200.000	\$ 1.428.482.034	\$ 423.717.966	-\$ 894.749.954
3	5	\$ 1.852.200.000	\$ 1.428.482.034	\$ 423.717.966	-\$ 471.031.988
	6	\$ 1.944.810.000	\$ 1.499.906.136	\$ 444.903.864	-\$ 26.128.124
4	7	\$ 1.944.810.000	\$ 1.499.906.136	\$ 444.903.864	\$ 418.775.741
	8	\$ 2.042.050.500	\$ 1.574.901.442	\$ 467.149.058	\$ 885.924.798
5	9	\$ 2.042.050.500	\$ 1.574.901.442	\$ 467.149.058	\$ 1.353.073.856
	10	\$ 2.144.153.025	\$ 1.653.646.515	\$ 490.506.510	\$ 1.843.580.366

Aunque el flujo de caja es positivo a partir del cuarto semestre de funcionamiento, en realidad, la empresa comienza recuperar la inversión después del tercer año como lo demuestra la siguiente tabla.

**Tabla 45.** Flujo de caja acumulado vs. tiempo.



## 8.4 VIABILIDAD DEL PROYECTO

**8.4.1 Herramientas para el análisis de la viabilidad económica.** Las herramientas aplicadas en este análisis de viabilidad económica son el VNP (valor presente neto), el cálculo de la TIR (tasa interna de retorno) y el Pay Back.

**8.4.1.1 Cálculo del valor presente neto (VPN).** El Valor Presente Neto (VPN), Valor Actual neto (VAN) o Valor Neto Actual (VNA), es un criterio de inversión que consiste en actualizar los cobros y pagos de un proyecto o inversión para conocer cuánto se va a ganar o perder con la misma. En otras palabras, es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. Es por tanto, una medida del beneficio que rinde un proyecto de inversión a través de toda su vida útil.<sup>13</sup>

**Tabla 46.** Cálculo del valor presente neto.

CALCULO DEL VALOR PRESENTE NETO (VPN)		
$VPN = \sum_{t=0}^n \frac{Ft}{(1+i)^t}$		
Ft	Flujo de Caja	Pesos Colombianos
i	Tasa de retorno	10%
n	Periodo	Años
AÑO	FLUJO DE CAJA	
0	-	624.430.280
1	-	1.134.008.840
2		239.258.886
3		868.621.830
4		912.052.922
5		957.655.568
VPN		412.568.827

<sup>13</sup> Rankia. ¿Cómo calcular el valor presente neto?. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <https://www.rankia.cl/blog/analisis-ipsa/3892041-como-calculer-valor-presente-neto-ejemplos>

Los criterios de decisión se basan en lo siguiente:

**VAN > 0:** el proyecto y la tasa de descuento elegida generará beneficios.

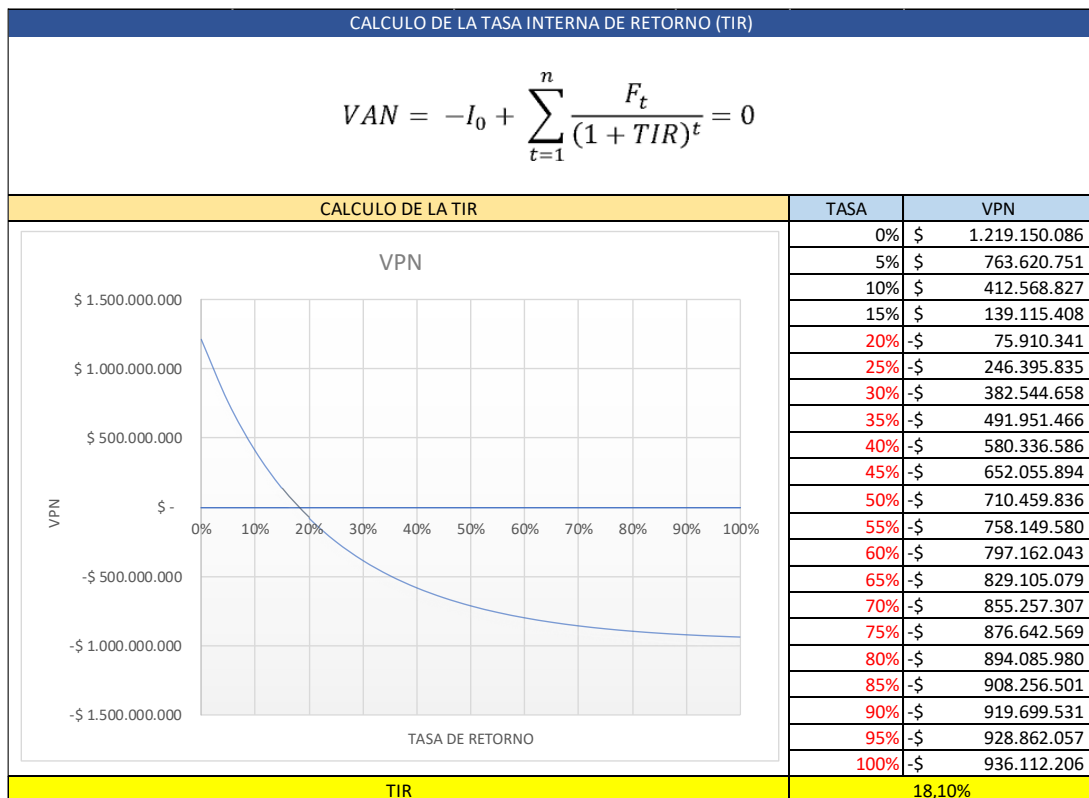
**VAN = 0:** el proyecto de inversión no generará beneficios ni pérdidas, por lo que su realización resultará indiferente.

**VAN < 0:** el proyecto de inversión generará pérdidas, por lo que deberá ser rechazado.

EL valor del VPN calculado en la tabla anterior es de 412.568.827, por lo tanto, se concluye que el proyecto es rentable y generará beneficios.

#### 8.4.1.2 Cálculo de la tasa interna de retorno (TIR)

**Tabla 47.** Cálculo de la tasa interna de retorno.



El criterio de selección será el siguiente donde “k” es la tasa de descuento de flujos elegida para el cálculo del VAN:

**Si TIR > k:** el proyecto de inversión será aceptado. En este caso, la tasa de rendimiento interno que obtenemos es superior a la tasa mínima de rentabilidad exigida a la inversión.

**Si TIR = k:** estaríamos en una situación similar a la que se producía cuando el VAN era igual a cero. En esta situación, la inversión podrá llevarse a cabo si mejora la posición competitiva de la empresa y no hay alternativas más favorables.

**Si TIR < k:** el proyecto debe rechazarse. No se alcanza la rentabilidad mínima que le pedimos a la inversión.

El valor obtenido de la TIR es de 18,10%, mayor que 10%, por lo tanto, se reafirma la rentabilidad del proyecto.

#### 8.4.1.3 Cálculo del plazo de recuperación (Payback)

**Tabla 48.** Cálculo del plazo de recuperación.

CALCULO DE PAYBACK			
$\text{Período de Payback} = \left[ \frac{\text{Período último con Flujo Acumulado Negativo}}{\text{Valor absoluto del último Flujo acumulado negativo}} \right] + \left[ \frac{\text{Valor del Flujo de Caja en el siguiente período}}{\text{Valor del Flujo de Caja en el siguiente período}} \right]$			
AÑO	FLUJO DE CAJA	ACUMULADO	
1	-\$ 1.134.008.840	-\$ 1.134.008.840	
2	\$ 239.258.886	-\$ 894.749.954	
3	\$ 868.621.830	-\$ 26.128.124	
4	\$ 912.052.922	\$ 885.924.798	
5	\$ 957.655.568	\$ 1.843.580.366	
PAYBACK		3,03	Años

El periodo de recuperación de la inversión inicial (624.430.280 de pesos colombianos) es de 3 años.

En conclusión, el proyecto es rentable por la cantidad de la inversión inicial y el corto tiempo de recuperación.

## 9. CONCLUSIONES

- Con el diseño de un sistema prototipo de sellado para los pozos inyectoros se contribuye al compromiso misional de la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander, teniendo en cuenta que gracias a este proyecto se podrá optimizar el proceso de manufactura y el montaje de estos sistemas en el campo, disminuyendo las activaciones indeseadas, dando mayor confiabilidad al proceso y seguridad a los operarios encargados.
- Se cumplió con el objetivo de diseñar un sistema de sellado prototipo mediante un modelo computarizado por medio de la tecnología CAD y CAE que ofrece el software Solidworks, verificando que los resultados obtenidos garanticen que el sistema es confiable y seguro para su operación en campo, teniendo como resultado un sistema capaz de operar a 4000 ft de profundidad a una temperatura de 90°C y una presión de 3000 PSI.
- Se diseñó un banco de pruebas capaz de recrear las condiciones más críticas de los sistemas de sellado durante su operación en los pozos para poder verificar que el sistema es confiable y va a responder adecuadamente durante su operación en campo, comprobando así su confiabilidad.
- Se realizó una evaluación del proyecto desde el punto de vista económico, mediante los métodos de reconocimiento de valor como lo son el VPN, la TIR y Pay Back para recuperación de la inversión en tres años. Se obtuvo resultados viables económicamente balanceando las inversiones, ingresos y egresos de la empresa bajo las condiciones del mercado actual y llevándola a cinco años de funcionamiento.
- Se diseñó un plan de manufactura para los elementos que componen el sistema, en el que se encuentran los planos de cada una de las piezas a construir, explosionados y cortes de subsistemas junto con las hojas de ruta, las

respectivas operaciones y parámetros a seguir y/o tener en cuenta a la hora del ensamblaje y fabricación del empaque hidráulico.

- Se logró adaptar los estándares de fabricación a las facilidades de construcción a nivel nacional y específicamente a la empresa Field Service Solution S.A.S., es decir los materiales utilizados son de fácil adquisición y a su vez, la fabricación de las piezas se realiza con operaciones comunes como lo son torneado, fresado, taladrado, entre otras.

## BIBLIOGRAFÍA

ARISMENDI, Jerson y BRAVO, Alexander. Diseño y construcción de una plataforma elevadora de carrocerías de camiones en la empresa NINOX S.A.S. Trabajo de grado Ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2020.

BEER, Ferdinand P, *et al.* Mecánica de materiales. Sexta edición. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, 2013.

CÁCERES, Jhonatan y PEÑA, Daniel. Diseño y construcción de un prototipo para un sistema de transporte de vehículos colisionados al interior de un taller de mantenimiento de automóviles. Trabajo de grado Ingeniero mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2017.

GROOVER, Mikell P. Fundamentos de manufactura moderna. Tercera edición. México: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, 2007.

TENARIS. Manual de uso de Casing y Tubing, 2007 [en línea]. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: [http://oilproduction.net/files/Manual\\_Tenaris\\_Casing\\_Tubing.pdf](http://oilproduction.net/files/Manual_Tenaris_Casing_Tubing.pdf).

WEATHERFORD. Catálogo de packers, 2013 [en línea]. [Consultado: 20 de julio de 2021]. Disponible en: <https://www.weatherford.com/en/documents/catalog/completions/packer-catalog/>.