



Rediseño de un banco de pruebas hidrostática para cilindros hidráulicos

Marlon Mauricio Morales Martínez

Código: 20451629700

Hernán Darío Sarmiento Ballesteros

Código: 20451628569

Universidad Antonio Nariño

Programa de Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Barranquilla, Colombia

Año 2021

Rediseño de un banco de pruebas hidrostática para cilindros hidráulicos

Marlon Mauricio Morales Martínez

Hernán Darío Sarmiento Ballesteros

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Mecánico

Director (es):

Ingeniero Willman Orozco

Ingeniero Rafael Ramírez

Universidad Antonio Nariño

Programa de Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Barranquilla, Colombia

Año 2021

NOTA DE ACEPTACIÓN

El trabajo de grado titulado

_____, Cumple con

los requisitos para optar

Al título de _____.

Firma del Tutor

Firma Jurado

Firma Jurado

Contenido

Pág.

Preliminares.....	XI
Resumen.....	12
Abstract.....	13
Introducción.....	14
Capítulo I.....	16
1. Planteamiento del problema.....	17
1.1. Contextualización.....	18
1.1.1. Ubicación geográfica.....	19
1.1.2. Sector económico.....	19
1.2. Formulación del problema.....	19
1.3. Justificación.....	20
1.4. Objetivos.....	21
1.4.1. Objetivo general.....	21
1.4.2. Objetivos específicos.....	22
1.5. Hipótesis.....	22
1.6. Alcance.....	23
Capítulo II.....	24
2. Marco teórico.....	25
2.1. Antecedentes.....	24
2.2. Conceptos básicos.....	27
2.2.1. <i>Hidráulica</i>	27
2.2.2. <i>Oleo-hidráulica</i>	27
2.2.3. <i>Presión hidráulica</i>	28
2.2.4. <i>Cilindros hidráulicos</i>	28
2.2.5. <i>Pruebas hidrostáticas</i>	29

2.2.6. Banco de pruebas.....	30
2.2.7. Banco de pruebas hidrostáticas.....	31
2.3. De los componentes y funcionamiento de un banco de pruebas hidrostáticas..	32
2.3.1. Bomba hidráulica.....	32
2.3.2. Válvulas.....	37
2.3.3. Manómetro.....	43
2.4. De los cilindros hidráulicos y sus tipos.....	44
2.4.1. Cilindros hidráulicos de simple efecto.....	44
2.4.2. Cilindros hidráulicos de doble efecto.....	45
2.5. De los fluidos hidráulicos.....	45
2.6. Línea de investigación.....	46
2.6.1. Gestión de las operaciones.....	46
Capítulo III.....	47
3. Diseño metodológico.....	48
3.1. Tipo de investigación.....	48
3.1.1. La investigación aplicada.....	48
3.2. Paradigma de investigación.....	49
3.2.1. La investigación cuantitativa.....	49
3.3. Análisis de los instrumentos aplicados durante la investigación.....	49
3.3.1. La observación directa.....	49
3.3.2. Las notas de campo.....	51
3.3.3. La entrevista semiestandarizada.....	54
3.4. Etapas del proyecto.....	56
3.4.1. Etapa 1: Investigación sobre bancos de pruebas hechos.....	56
3.4.2. Etapa 2: Dibujo en CAD del cilindro hidráulico que se usará para el rediseño del diseño original.....	57
3.4.3. Etapa 3: Simulación del comportamiento de los materiales para cada uno de los esfuerzos, mediante solidworks.....	57
3.4.4. Etapa 4: Realización de cuadro de cálculos comparativos.....	58
Capítulo IV.....	60

4. propuesta de rediseño de un banco de pruebas hidrostáticas para cilindros hidráulicos.....	61
4.1. Ruta metodológica del desarrollo de la propuesta.....	62
4.2. El diseño actual.....	64
4.2.1. <i>Características y componentes</i>	65
4.3. Banco de pruebas hidrostáticas con cilindro con resorte.....	65
4.3.1. <i>El cilindro con resorte</i>	66
4.3.3.1 <i>análisis de carga</i>	66
4.3.2. <i>Componentes del CR</i>	69
4.3.3. <i>Cálculos y análisis necesarios para el diseño del CR</i>	69
4.3.4. <i>Simulación del CR en movimiento</i>	78
Capítulo V.....	79
5. Resultados.....	80
5.1. Caracterizar el estado del arte de los cilindros hidráulicos y bancos de prueba hidrostática.....	81
5.2. Dimensionar el cilindro hidráulico, para el desarrollo del CAD, con el propósito de simularlo mediante la mecánica computacional.....	81
5.3. Realizar mediante un software (SolidWorks) el análisis de esfuerzo para determinar el estado de carga estática y dinámica del cilindro hidráulico.....	81
5.4. Elaborar la memoria de cálculos de los esfuerzos a los que el cilindro está sometido, con el propósito de compararlos con los resultados de la simulación y por consiguiente obtener las dimensiones finales del sistema.....	82
Conclusiones.....	87
Recomendaciones.....	90
Referencias bibliográficas.....	91
Anexo.....	95

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1: Espina de Ishikawa.....	18
Figura 2: Cilindro hidráulico y sus componentes.....	29
Figura 3: Modelo de banco de pruebas hidráulicas.....	31
Figura 4: Actuación de la presión atmosférica sobre la bomba hidráulica.....	32
Figura 5: Bomba de pistones.....	33
Figura 6: Vista expandida de una bomba de pistones.....	34
Figura 7: Bomba de paleta.....	34
Figura 8: Partes de la bomba de paleta.....	35
Figura 9: Funcionamiento de las bombas de paleta.....	35
Figura 10: Bomba de engranaje.....	36
Figura 11: Funcionamiento de la bomba de engranaje.....	36
Figura 12: Posiciones de válvulas hidráulicas direccionales.....	38
Figura 13: Número de vías de válvulas hidráulicas direccionales.....	38
Figura 14: Tipo de conexión de válvulas hidráulicas direccionales.....	38
Figura 15: Posición normal en válvula hidráulica de 3 posiciones.....	39
Figura 16: Tipos de posición central en válvulas de tres posiciones.....	39
Figura 17: Ilustración funcionamiento válvula de retención.....	40
Figura 18: Bloqueo y paso del fluido en válvula de retención.....	41
Figura 19: Válvula controladora de caudal de aguja.....	41

Figura 20: Aplicación de válvula de presión en circuito hidráulico.....	42
Figura 21: Aplicación de válvula de presión de secuencia en el circuito hidráulica.....	43
Figura 22: Aplicación de válvula de presión de contrabalance en el circuito hidráulico....	43
Figura 23: Cilindro hidráulico de simple efecto.....	44
Figura 24: Cilindro hidráulico de doble efecto.....	45
Figura 25: Banco de pruebas hidráulicas.....	50
Figura 26: Controlador del banco de pruebas hidráulicas.....	51
Figura 27: Ejemplo de simulación SolidWorks. Robin Sarmiento (2018).....	58
Figura 28: Fases de la propuesta.....	62
Figura 29: Actual banco de pruebas.....	64
Figura 30: Diagrama de cuerpo libre.....	67
Figura 31: Cilindro con resorte, vista isométrica.....	67
Figura 32: Cilindro con resorte, vista lateral.....	68
Figura 33: compleción de cilindro con resorte.....	69
Figura 34: Fórmulas para los cálculos del resorte.....	70
Figura 35: Datos para la selección y especificaciones del cilindro hidráulico.....	71
Figura 36: Datos para la selección y especificaciones del cilindro hidráulico	72
Figura 37: Captura simulación de movimiento CR.....	78
Figura 38: Perfil de esfuerzos en el resorte.....	85

Figura 39: Perfil de esfuerzos en carcasa.....	86
Figura 40: Perfil de deformaciones en carcasa.....	87
Figura 41: Esquema de fuerza que se somete el vástago.....	88
Figura 42: Perfil de esfuerzo para el vástago del CR.....	89
Figura 43: Captura rediseño de banco de pruebas.....	93

Lista de tablas

Pág.

Tabla 1: Ventajas y desventajas observadas en el banco de pruebas.....	53
Tabla 2: Categorización de la entrevista aplicada.....	54
Tabla 3: Listado material para resorte.....	73
Tabla 4: fuerza máxima permisible.....	74
Tabla 5: factor de seguridad.....	74
Tabla 6: Cálculos de fatiga.....	75
Tabla 7: Cálculos de fatiga por materiales.....	76
Tabla 8: Resultados Ssy.....	76
Tabla 9: Resultados Ta.....	76
Tabla 10: Resultados Tm.....	77
Tabla 11: Resultado nf.....	77

Tabla 12: Resultado de ns.....77

Tabla 13: Captura de selección de material para fabricación del resorte con factor de seguridad 1.3.....88

Lista de símbolos y abreviaturas

Símbolos con letras latinas

Símbolo	Término	Unidad SI
<i>A</i>	Área	m ²
<i>F</i>	Fuerza	
<i>L</i>	Flujo volumétrico	gal/h
<i>N</i>	Número de uniones en el tramo	
<i>D</i>	Diámetro nominal	Pulgadas
<i>P</i>	Presión	Psi
<i>H</i>	Ancho del engranaje	in
<i>C</i>	Distancia entre centros	in
<i>de</i>	Diámetro externo	in

Abreviaturas

Abreviatura Término

CR	Cilindro con resorte
CH	Cilindro hidráulico
FDS	Factor de seguridad

Preliminares

Dedicatoria

Dedico este trabajo a mi familia como forma de retribución por su apoyo. La constancia hace profesionales exitosos y este escalón que me lleva al éxito no es solo mío.

-Marlon Morales Martínez.

Con mucho amor dedico el resultado de un gran esfuerzo que finaliza con este proyecto a mi familia y a Dios. Ustedes han sido mi motivación día a día.

-Hernán Sarmiento Ballesteros.

Agradecimientos

Agradezco a Dios primeramente por ser mi sostén alrededor de todos estos años. También, agradezco a mi familia por su apoyo incondicional y su motivación que fue clave para llegar hasta donde hoy estoy. Agradezco infinitamente a esta Alma Mater y a cada uno de los docentes quienes hoy me han formado como el profesional que hoy logro ser. Su paciencia y sabiduría para la formación de esta bella carrera fueron claves para poder culminarla.

-Marlon Morales Martínez

Quisiera agradecer en primera instancia al Dios de la vida por su bondad. Sin Él nada de esto fuese posible. Agradecer, por supuesto, a mi familia ya que, gracias a su incentivo diario por la culminación de esta carrera es que pude alcanzar este logro. Y por último pero no menos importante, agradezco inmensamente a esta prestigiosa universidad en la que me he formado como ingeniero gracias al intercambio de conocimientos de sus selectos docentes. A ustedes me debo.

-Hernán Sarmiento Ballesteros

Resumen

Este proyecto tiene como objetivo optimizar los resultados de las pruebas en las reparaciones y fabricaciones de cilindros hidráulicos. Esto, a través del rediseño de un banco de pruebas eficiente que garantice la adquisición de cilindros óptimos en sus trabajos de carga y esfuerzo. Para este fin, se incorporará al diseño de un banco de pruebas consistente en un cilindro con resorte, que funciona como una carga que se opone a la fuerza de salida del cilindro hidráulico sometido a prueba, garantizando que posterior a su ensayo, el componente hidráulico no falle en su lugar de trabajo.

Esta investigación resulta relevante para la oleohidráulica, ya que en la mayoría de empresas prestadoras de este servicio, a nivel nacional, se usa un banco de pruebas básico para determinar si los cilindros cumplen con las expectativas requeridas. En estos casos, el cilindro cicla en vacío, sin ningún tipo de resistencia a su movimiento y los únicos aspectos que se juzgan son las fugas que se pueden presentar en aquellas partes críticas y puntuales, como los son: la tapa del cilindro, sus racores, sus puertos, sus medidas abierto o cerrado y sus recorridos. Todo esto, ejerciendo presión solamente al final de su trayectoria.

Palabras claves: Cilindros hidráulicos, banco de pruebas, oleohidráulica, hidráulica, presión hidráulica, sector industrial, calibración, resistencia de materiales.

Abstract

This project aims to optimize the results of the tests repairs and manufacturing of hydraulic cylinders. This through and efficient test bench that guarantees the conditioning of optimal cylinders in their load and effort work, for this purpose it is incorporated into design of a test bench a spring-loaded actuator, wich opposes the output of the hydraulic cylinder under test, ensuring that after the test, the mechanism doas not fail at its workplace.

This research is relevant for oleohydraulics, since in most of the companies providing this service, nationwide a basic test bench is used to determine if the cylinders meet the required expectations. In these cases, the cylinder cycles in vacuum, without any type of resistance to its movement and the only aspects that are judged are the leaks that may occur in those critical and punctual parts, such as the cylinder cap, its reactors, its ports, its open or closed measurements and its routes. All this exerting pressure only at the end of its trajectory.

Keywords: Hydraulic cylinders, test bench, oleohydraulic, hydraulics, hydraulic pressure, industrial sector, calibration, resistance of materials.

Introducción

Actualmente, junto con el avance de las tecnologías y la ciencia, los diferentes campos donde el ser humano se desarrolla también avanzan. Un ejemplo de esto son las comunicaciones, la salud, la educación y la ingeniería. Sin embargo, no todos los avances se dan al mismo tiempo, ni en igual medida, generando de alguna forma desigualdades sociales o inconformidades. Este último es el fundamento que pretende abordar esta investigación, al tratar una carencia aún significativa en la industria mecánica: La ausencia de un sistema de pruebas completamente eficiente para cilindros hidráulicos.

Aunque esta problemática no afecta directamente la economía del sector industrial, sí cohibe a las empresas de brindar un servicio más satisfactorio a sus clientes, al no contar con un sistema de pruebas totalmente cualificado que cumpla con las expectativas del consumidor, aumente su confianza en sus productos y los posicionen como empresas competentes. En este sentido, este estudio resulta de gran relevancia para el avance del conocimiento científico en el campo de la ingeniería, así como para el beneficio de futuras investigaciones sobre el tema.

De manera que, lo que aquí se encontrará es una propuesta de rediseño de un banco de pruebas de cilindros hidráulicos. Estos, son instalaciones propias del sector industrial mecánico que se usan para realizar estudios de cilindros hidráulicos (CH). El proceso de análisis se hace con el fin de validar su calidad antes de salir al mercado. De esta manera se evalúa que el CH no tenga escapes ni fugas y tenga un buen rendimiento.

Este nuevo diseño partirá de un banco de pruebas ya existente, La idea es realizar los cálculos y análisis pertinentes para la incorporación del producto innovación que cualificaría su

funcionamiento. Posteriormente, se realizará una simulación con el programa SolidWorks que permite la validación del CAD. Así, se espera que los resultados que se arrojen sean cambios significativos para la cualificación de esta importante herramienta.

Para la realización de este proyecto se hace un recorrido por la metodología que abarca desde la recopilación de datos, la fundamentación teórica, el diseño de innovación como propuesta, resultados, las conclusiones y recomendaciones como producto analítico de esta investigación. Por tanto, parte del propósito comunicativo de este trabajo, es la constante del análisis profundo que posteriormente sea de evidencia y referente para las próximas generaciones de ingenieros mecánicos. Con este proyecto se busca sentar un precedente en la importancia de crear bancos de pruebas efectivos que entreguen información verídica para la puesta en funcionamiento de cilindros hidráulicos.

Capítulo I

1. Planteamiento del problema

Un banco de pruebas es una instalación que cumple la función específica, tal como lo menciona su nombre, de poner en valoración el funcionamiento de prototipos. Esta instalación comprueba el funcionamiento de máquinas o aparatos bajo la supervisión de expertos y con la ayuda de sistemas de control (Léxico, 2021). Dicho de otro modo, en un banco de pruebas se busca la obtención de datos importantes sobre la operación de aquellos dispositivos que son puestos a comprobación. En ingeniería, este tipo de herramientas son de vasta relevancia, ya que permiten identificar fortalezas y debilidades en dichos prototipos. Y esto es así ya que, del análisis que se realice en los bancos de prueba, depende la efectividad de los cilindros.

En lo que respecta a esta investigación, el banco de pruebas que es objeto de estudio, está diseñado para comprobar el buen estado de cilindros hidráulicos. Estos, son dispositivos son actuadores lineales que se utilizan para tiras de una carga o, en su defecto, para resistir selectivamente el movimiento bajo la carga, a través de la presión de un fluido. (SKF, 2021). Sin embargo, el estudio planteado para dichos cilindros con el actual banco de pruebas, se enfoca hacia el estado y no el funcionamiento del mismo.

De allí la importancia de diseñar bancos de pruebas óptimos y precisos. No obstante, las pruebas realizadas actualmente, comprueban solo una parte de la efectividad de los cilindros hidráulicos, al verificar derrames o fugas del aceite. Es decir, dichas pruebas empleadas hasta el momento, verifican únicamente el buen estado del cilindro. Sin embargo, la ausencia de una carga real imposibilita comprobar su buen y real funcionamiento.

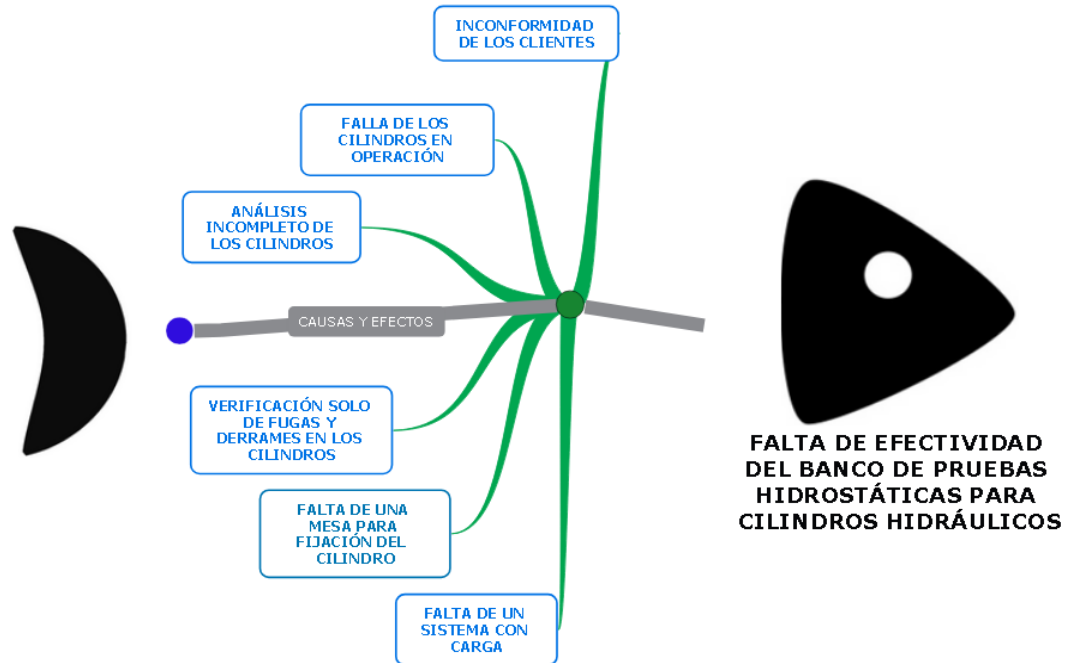


Figura 1. *Espina de Ishikawa.*

1.1. Contextualización

Como objeto de estudio para la realización de este proyecto, se escogió un banco de pruebas para cilindros hidráulicos, propiedad de una entidad de carácter privado. Esta compañía es una empresa proveedora de suministros industriales, originaria de Cali pero con sede en la ciudad de Barranquilla, Medellín y Bogotá. En ella se fabrican y comercializan productos neumáticos, equipos, cilindros y válvulas hidráulicas, filtros industriales, entre otros.

1.1.1. Ubicación geográfica.

Actualmente, la sede Barranquilla se encuentra ubicada en la calle 51 con carrera 37-57. Una ciudad capital en el sector industrial del país colombiano. Y que además, se caracteriza por ser zona costera y marítima.

1.1.2. Sector económico.

El sector económico en el que se desenvuelve el objeto de estudio de este trabajo es la ingeniería, la mecánica y la comercial.

1.2. Formulación del problema

Después de una amplia revisión de los estudios llevados a cabo hasta la fecha, se ha podido percatar la, aún común, falla de los cilindros en su campo de acción. Por tanto, surge la necesidad, como ingenieros mecánicos en formación, de rediseñar un banco de pruebas con esfuerzo constante, para generar resultados certeros y garantizar su correcto funcionamiento, estudiando la resistencia del material a presiones puntuales. Lo anterior, enfocándose en la disminución de las inconformidades de los clientes, después de efectuar la reparación de los cilindros y en la evolución constante como industria.

Así pues, es esta la razón por la cual este proyecto busca responder a la pregunta de:

¿El diseño de un cilindro con resorte servirá como carga en prueba hidrostática con cilindros hidráulicos para mejorar un banco de pruebas?

Así las cosas, con el fin de resolver este interrogante se ha propuesto el rediseño de un sistema de pruebas con carga horizontal en cilindros hidráulicos que garantice la eficiencia del componente. Para esto, se seguirán ciertas etapas que aseguren el buen desarrollo de esta

investigación. Dichas etapas son las siguientes: En primer lugar, identificar estructuralmente el banco de pruebas con carga que hay en las instalaciones, sede Barranquilla. En segundo lugar, realizar cálculos de resistencia de materiales y rediseñar en el programa SolidWorks piezas que componen el banco de pruebas ya existente. Finalmente, efectuar simulaciones en los diferentes complementos que brinda este software; planificando así un diseño eficiente.

1.3. Justificación

Es prudente mencionar que, en esta época la sociedad de consumo incrementa cada día más la expectativa de satisfacción de las personas, a través de la innovación y de la competencia en el mercado. Esto representa un reto constante para las empresas, las cuales deben replantearse continuamente para satisfacer las necesidades y los deseos de sus clientes. Es esta la razón por la cual esta investigación es tan relevante en el campo de acción industrial mecánico, ya que con ella será posible mejorar el servicio, satisfacer en mayor medida a los consumidores y asegurarles que reciben un producto de calidad, el cual funcionará como ellos quieren y necesitan que funcione.

De igual manera, este proyecto pretende profundizar y contribuir al avance y la difusión del conocimiento científico en el campo de la mecánica y a su vez de la hidráulica. Esto, constatando que la mayoría de estudios existentes a este respecto ha propuesto exclusivamente la creación de bancos de pruebas en vacío, sin ejercer presión a los dispositivos. Por consiguiente, es necesario el desarrollo de esta investigación que beneficie directamente a empresas que utilizan bancos hidráulicos y que actualmente no consideran la oposición al avance del cilindro, como un aspecto importante para la prueba de estos dispositivos.

Igualmente, este proyecto representa una contribución a ingenieros y profesionales del campo, así como a profesionales en formación, ya que abre la visión a una mejora continua en las pruebas de cilindros hidráulicos y en el campo en general. De manera que, esta investigación sienta un precedente en esta área del conocimiento, aportando diseños con estudios basados en la experiencia, la investigación y el análisis. Por tanto, la propuesta de diseño aquí presentada, sumará a las bases teóricas ya establecidas para con los bancos de pruebas que se limitan al estudio de una parte de los cilindros hidráulicos, dejando de lado el estudio de carga y fatiga. Por lo que, al presentar un rediseño con la implementación de un cilindro con resorte, animaría a futuros ingenieros para la aplicación de esta propuesta. Además de la puesta en conocimiento de una nueva tendencia para el beneficio industrial y comercial de las empresas fabricantes de cilindros hidráulicos.

1.4. Objetivos

Llevar a cabo este proyecto no sería posible si no se traza la meta a la cual se quiere llegar. Por ello se ha diseñado el siguiente objetivo con el fin de iniciar la ruta que conlleve a la culminación exitosa de este trabajo.

1.4.1. Objetivo general

Rediseñar un banco de pruebas hidrostáticas para cilindros hidráulicos con el propósito de determinar pruebas de estanqueidad, ciclaje, fugas de fluido y verificación de recorridos.

1.4.2. Objetivos específicos

No obstante, para llegar al objetivo principal, se hace absolutamente necesario pautar el proceso que permita alcanzar dicha meta. De manera que, para lograr el cometido, se han trazado los siguientes pasos.

- ✓ Caracterizar el estado del arte de los cilindros hidráulicos y bancos de prueba hidrostática.
- ✓ Dimensionar el cilindro con resorte, para el desarrollo del CAD, con el propósito de simularlo mediante la mecánica computacional.
- ✓ Realizar mediante un software (SolidWorks) el análisis de esfuerzo para determinar el estado de carga estática y dinámica del cilindro hidráulico.
- ✓ Elaborar la memoria de cálculos de los esfuerzos a los que el cilindro está sometido, con el propósito de compararlos con los resultados de la simulación y por consiguiente obtener las dimensiones finales del sistema.

1.5. Hipótesis

El nuevo diseño del banco de pruebas hidrostáticas mejoraría significativamente las pruebas que se hacían en el antiguo, ampliando la información que se obtiene del funcionamiento del cilindro hidráulico, entregando resultados de pruebas de carga que antes no entregaba.

1.6.Alcance

Por medio de este proyecto, se busca incrementar la confiabilidad de las personas que se benefician del servicio de fabricación y reparación de cilindros hidráulicos. Esto, al probar el buen funcionamiento de los cilindros en cuestión. Asimismo, se pretende contribuir a la mejora de las prácticas de las empresas, al momento de realizar sus pruebas en los actuadores lineales. Lo anterior, por medio de la fabricación del rediseño propuesto, por parte de las empresas interesadas en implementarlo.

Capítulo II

2. Marco teórico

2.1. Antecedentes

Para comenzar, es importante estudiar las experiencias y propuestas de otros autores con respecto a los bancos de pruebas para cilindros hidráulicos. A continuación, se presenta de manera breve, algunas investigaciones desarrolladas a este respecto y su relación con este proyecto, detectando la necesidad de profundizar en este campo de investigación.

En primer lugar, nos encontramos con Mena y Villarreal en 1987, con su trabajo de grado intitulado “Diseño y construcción de un banco de pruebas de sistemas oleohidráulico” de la Universidad Autónoma De Occidente en Cali, Colombia. Este estudio se basó en el diseño y la construcción de un banco de pruebas para generar confiabilidad sobre el funcionamiento de los cilindros hidráulicos, buscando contribuir a las futuras investigaciones de los estudiantes de dicha institución y a la práctica de sus conocimientos teóricos adquiridos durante su formación académica. Al igual que este trabajo, la mayoría de estudios encontrados abarcan pequeñas mejoras en los bancos de laboratorios de las universidades, para optimizar su rendimiento. Sin embargo, todos aquellos constan del mismo principio: ejercer la presión sobre el cilindro solo al final de su recorrido. Lo cual contrasta con el objetivo de esta investigación, que pretende que la presión que se oponga a la salida o entrada del cilindro, sea constante.

En segundo lugar, tenemos a Gil en el 2015, con el trabajo de grado “Diseño de Experimento en Banco Hidráulico para prácticas de laboratorio” de la Universidad de Sevilla, España. Este autor diseñó un prototipo experimental para la mejora de un banco de pruebas hidráulico, implementando sistemas eléctricos y algunas válvulas específicas. Así mismo, realizó una descripción detallada de las partes de la unidad hidráulica como lo son las válvulas, el motor,

el depósito y la capacidad. Este proyecto resulta, por ende, interesante para esta investigación, ya que de igual forma aquí se realizará la descripción de la estructura completa de la unidad, procediendo a incorporar al diseño como elemento extra, un cilindro con resorte opositor a la salida del cilindro de pruebas.

De igual manera, se referencia a Kevin Castillo Bancallan en el 2020, con la tesis intitulada “Diseño de un banco de pruebas para cilindros oleohidráulicos con presiones de 600 – 2500 PSI” de la Universidad Nacional Pedro Luis Gallo, de Perú. Esta investigación consistió en el desarrollo de un banco de pruebas hidráulico usando presiones que oscilan entre los valores previamente mencionados, estudiando simultáneamente la resistencia de los materiales a distintos esfuerzos, la mecánica de fluidos y el diseño mecánico. Como en el estudio previamente citado, esta investigación tendrá en cuenta diferentes presiones y hará lo posible por alcanzar los 2000 PSI. Sin embargo, como ya se mencionó, se planifica emplear un cilindro con resorte que se oponga a la salida y entrada del dispositivo durante todo el proceso, no solamente cuando el cilindro haya terminado su recorrido de entrada y salida.

Y finalmente, encontramos a Rodríguez y Prieto en el 2020, con su proyecto “Diseño de un banco de pruebas hidráulico para actuadores lineales”, de la Universidad Antonio Nariño, sede Villavicencio, en Colombia. Estos autores crearon un prototipo de un banco hidráulico para uso de la UAN, manejando presiones bajas inferiores a las industriales y empleando SolidWorks como software para garantizar resultados. De igual manera, esta investigación pretende implementar este software para el diseño del nuevo dispositivo, siendo este un factor clave al permitir incluir una restricción para los cilindros que se prueben.

2.2. Conceptos básicos

2.2.1. Hidráulica

La hidráulica, siendo parte de la mecánica, se encarga de estudiar el comportamiento de los fluidos a partir de sus propiedades. Esto es, que la hidráulica tiene como objetivo de estudio los mecanismos que generan el movimiento de los líquidos. Esta rama de la física se divide en dos tipos: hidrostática e hidrodinámica. La primera, estudia los fluidos en reposo, mientras que la segunda los estudia en movimiento. (Del Ángel, E. 2014).

2.2.2. Oleo-hidráulica

En ingeniería, el estudio de los fluidos se divide en hidráulica, cuando es agua; neumática, cuando es de gas y oleo-hidráulica, cuando es de aceite. La oleo-hidráulica es una de las técnicas mayormente usadas para la transmisión de energía ya que, a su vez que se ejerce la presión, se lubrica el mecanismo, prolongando así su tiempo de utilidad (Tecnología Pirineos, 2021). El estudio de la oleo-hidráulica se hace bajo la Ley de Pascal. Esta indica que “la presión aplicada a un líquido confinado se transmite uniformemente en todas direcciones, y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales”. (The McGraw-Hill Companies, 2021)

Ecuaciones Principio de Pascal

$$P_1 = \frac{F_1}{S_1}; P_2 = \frac{F_2}{S_2} \quad (1)$$

$$P_1 = P_2 \rightarrow \frac{F_1}{S_1} = \frac{F_2}{S_2} \quad (2)$$

$$V_1 = V_2 \rightarrow S_1 I_1 = S_2 I_2 \quad (3)$$

Nota: The McGraw-Hill Companies, 2021.

2.2.3. Presión hidráulica

Teniendo en cuenta la Ley de Pascal, la presión hidráulica es la fuerza por unidad de superficie a la que se somete un líquido. Una pequeña fuerza (F) se ejerce sobre un pequeño émbolo de área A1.

2.2.4. Cilindros hidráulicos

Los cilindros hidráulicos son una parte fundamental de una máquina de movimientos. Es un tubo cerrado que hace uso de la presión de fluidos, especialmente agua y aceites, para transformar energía hidráulica en mecánica. (Hidráulica y Neumática, 2019).

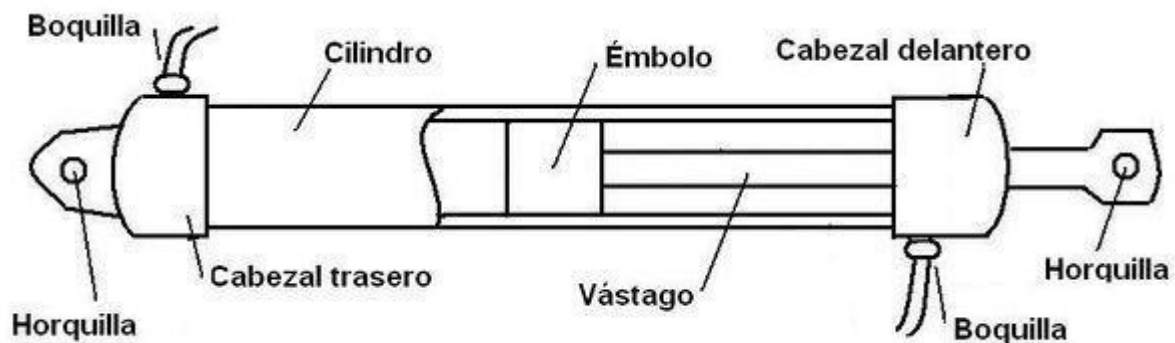


Figura 2. Cilindro hidráulico y sus componentes. Nota: EcuRed, 2020.

Para poner en funcionamiento estos cilindros, la bomba produce presión sobre el líquido a través de una manguera hasta penetrar la cámara del cilindro. La presión de dicho fluido, permite

que se desplace el émbolo empujando una barra conocida como vástago; de manera que, se aplique una fuerza sobre el elemento que se desea mover. (EcuRed, 2015). Así pues, podríamos reducir el concepto a que, los también conocidos motores hidráulicos, son actuadores mecánicos que se usan para dar fuerza a través de un recorrido lineal.

2.2.5. Pruebas Hidrostáticas

Se le conoce como prueba hidrostática al ensayo no destructivo de un equipo, realizándose a presión con recipientes. Con ella, se busca comprobar la hermeticidad y la puesta en funcionamiento de dicho equipo, para comprobar también su eficacia. Este tipo de pruebas nos permite identificar la calidad del trabajo de la instalación, a su vez que nos permite identificar los aspectos por mejorar. Esto es, si la instalación tiene fugas de gas que puedan poner en riesgo no solo el equipo sino también a personas que se expongan a él. Para la ejecución de estas pruebas se hace uso del agua, principalmente, y otros fluidos no corrosivos como el aceite mineral o los derivados del petróleo.

La prueba hidrostática se hace por parte del procedimiento de verificación de calidad que todos los equipos deben tener. Se realiza bajo unos estándares preestablecidos (ASME, API, TEMA, BS, etc.) para salvaguardar al personal y su integridad. Para la ejecución de esta prueba se mantiene la máxima presión de trabajo permitida por el equipo. Para mantener esta presión se debe determinar el volumen del líquido, usando esta expresión (John Deere, 2009):

$$L = \frac{ND\sqrt{P}}{7400} \quad (4)$$

En donde:

L= Flujo volumétrico en gal/h.

N= Número de uniones en el tramo.

D= Diámetro nominal en pulgadas.

P= Presión promedio de la prueba en Psi.

2.2.6. Banco de pruebas

Un banco de pruebas es una plataforma industrial que se usa para poner en experimentación prototipos, bien sea de máquinas o de sistemas complejos. Como su nombre lo indica, este tipo de equipos permiten poner a prueba dichos prototipos a través de la mezcla de diferentes tecnologías y teorías científicas. (MotorGiga, 2021).

2.2.7. Banco de pruebas hidrostáticas

Los bancos de pruebas hidrostáticas están diseñados para realizar test a prototipos y equipos, ya sea con agua o aceite. Con los bancos de pruebas hidrostáticas se busca que al realizar los ensayos se puedan detectar presencia de fugas o de falta de resistencia en el equipo.



Figura 3. *Modelo de banco de pruebas hidráulicas.* Nota: Made-In-China, 2019.

Para la adecuada operación de un banco de pruebas, este debe tener los siguientes componentes (Maxipresstec, 2020):

- **Bomba hidráulica:** Dentro del banco, son las que cumplen la función de absorber un tipo de energía para restituirla en otro, a través del intercambio entre la energía mecánica y la del líquido. En sí, lo que hace la bomba hidráulica es liberar el líquido que fue suministrado con mayor presión a la salida que a la entrada. Y esto es posible, dado que la energía que es absorbida en el eje, es posteriormente sustituida.
- **Válvulas:** estas son las encargadas de regular los fluidos y de las que existen varios tipos, dependiendo del diseño y de la estructura del banco de pruebas. No obstante, de manera general, estas podrían clasificarse en válvulas de aislamiento y válvulas de control o regulación.
- **Manómetros:** son los que se encargan de la medición de la presión de los líquidos.

2.3. De los componentes y funcionamiento de un banco de pruebas hidrostáticas

2.3.1. Bomba hidráulica:

Este componente importante del banco de pruebas es denominado también el corazón del sistema hidráulico, del que podría decirse que es el componente más importante. A través de la bomba se abastece todo el sistema del fluido incompresible. Este abastecimiento se da gracias a la energía que es transformada por la misma. (Aguilar Cruz, R. 2015). De modo que, la bomba hidráulica es la encargada de producir la presión hasta obtener el valor nominal necesario del sistema. Estas bombas hidráulicas funcionan con ayuda de la presión atmosférica, actuando sobre la superficie del fluido. Cuando la bomba gira, crea un vacío del lado de succión, creando a su

vez una diferencia entre la presión atmosférica y el vacío que empuja el fluido hasta el interior de la bomba.

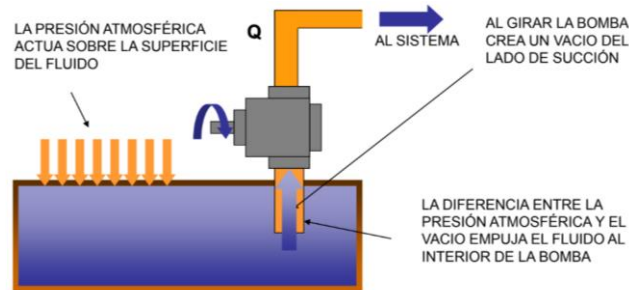


Figura 4. Actuación de la presión atmosférica sobre la bomba hidráulica. Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

Así, la bomba debería ser capaz de resistir la presión del sistema a la vez que entrega un caudal constante. Sin embargo, el caudal depende de la velocidad del giro de la misma bomba. De manera que, a mayor velocidad del giro, mayor caudal entregado.

$$Desp = \frac{Vol}{rev} \quad (5)$$

Es decir, que es la cantidad de fluido que entra y sale de la bomba después de una revolución. Por tanto, si se conoce el desplazamiento de una bomba, es posible calcular el caudal que se entrega según la velocidad a la que gire. Ahora bien, las bombas hidráulicas pueden ser de varios tipos dependiendo del propósito. En lo que a este trabajo concierne, se tienen se hace la siguiente distinción para los distintos tipos.

- **Bombas de pistones**



Figura 5. *Bomba de pistones*. Nota: Hidráulica básica 1, 2021.

Este es un tipo de bomba que funciona gracias a que un conjunto de pistones actúan de forma recíproca dentro de un cilindro. La bomba de pistones más común es la de pistones axiales. Esta se encuentra conformada por: barril de cilindros, placa de zapatas, pistones con zapatas, plato basculante, resorte de la placa de zapatas, placa de puertos. Podría decirse que se diferencia de las demás porque puede trabajar produciendo bajos niveles de ruido, entregar grandes caudales, trabajar a altas presiones y puede tener incorporados compensadores de presión.

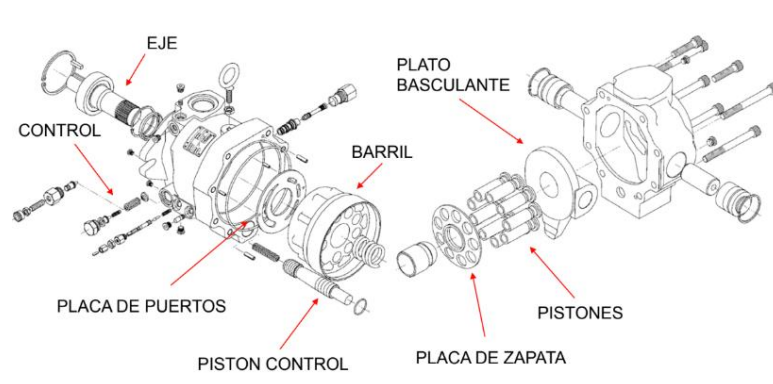


Figura 6. *Vista expandida de una bomba de pistones*. Hidráulica básica 1, 2021.

- **Bombas de paleta**



Figura 7. *Bomba de paleta*. Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

Este tipo de bombas realizan el bombeo deslizando unas paletas a lo largo del anillo. Está compuesta por cámaras de succión y dos cámaras de presión conectadas a los puertos correspondientes.

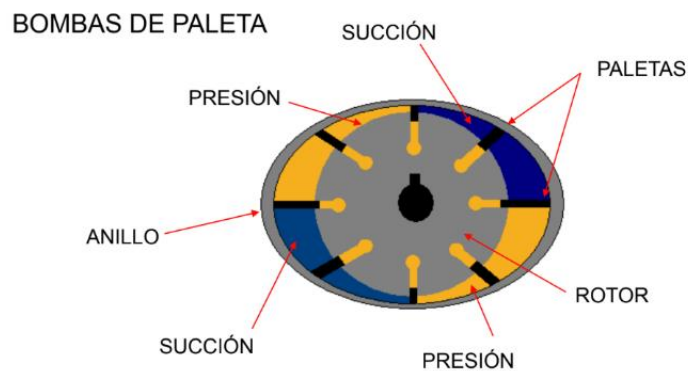


Figura 8. *Partes de la bomba de paleta*. Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

El funcionamiento de las bombas de paleta se da de la siguiente manera:

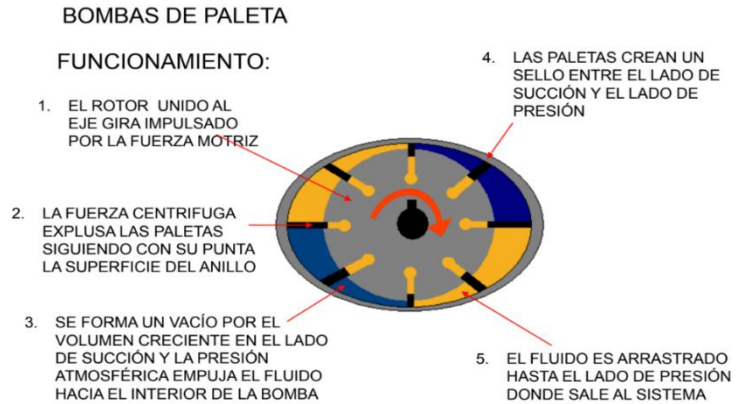


Figura 9. *Funcionamiento de las bombas de paleta.* Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

- ***Bombas de engranaje***



Figura 10. *Bomba de engranaje.* Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

Esta última es el tipo de bomba hidráulica con la que actualmente cuenta el banco de pruebas objeto de estudio. Las bombas de engranaje están compuestas por una carcasa con dos orificios y un mecanismo de bombeo compuesto por dos engranajes. Uno de estos engranajes se conecta a la fuerza motriz mientras que el otro gira de manera libre. El funcionamiento de este tipo de bombas se da de la siguiente manera.

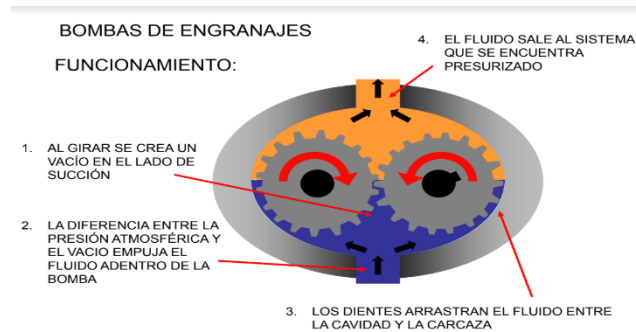


Figura 11. *Funcionamiento de la bomba de engranaje*. Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

Para realizar el cálculo aproximado del desplazamiento de una forma práctica, se plantea:

$$Des[gal/rev] = \frac{(H_{[in]} \cdot C_{[in]}) \cdot (d_e - C_{[in]})}{70} \quad (6)$$

En donde:

H: ancho del engranaje

C: distancia entre centros

de: diámetro externo.

2.3.2. Válvulas

Las válvulas son dispositivos que dentro de los bancos de pruebas, cumplen la función de controlar el fluido. Esto es, el caudal, la presión y la dirección. En este sentido, las válvulas también juegan un papel importante, ya que son las encargadas de la regulación de los fluidos. Estos dispositivos pueden ser de diferentes tipos y ser usados dependiendo del fin; por lo que se tiene en cuenta su diseño y estructura interna. Según su función, las válvulas se clasifican en:

direccionales, de retención, de control de flujo y de control de presión. En este proyecto se estudiarán las mencionadas ya que son las más relevantes para esta investigación.

- ***Válvulas direccionales***

Este tipo de válvulas permiten direccionar el fluido dentro del circuito hidráulico. Se compone de un cuerpo con pasajes que son conectados y desconectados por un vástago que cambia de posición. Las válvulas direccionales, a su vez, tienen cuatro características que la identifican: número de posiciones, número de vías, posición central o normal, tipo de accionamiento.

El número de posiciones nos indica en cuántas son las posibilidades de estados en los que puede operar una válvula. Por lo general, las válvulas hidráulicas tienen de 2 a 3 posiciones.

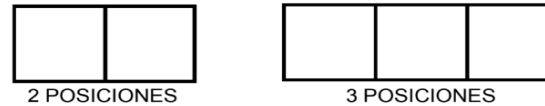


Figura 12. *Posiciones de válvulas hidráulicas direccionales*. Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

Por otro lado, el número de vías indica el número de conexiones útiles que tiene la válvula hidráulica.

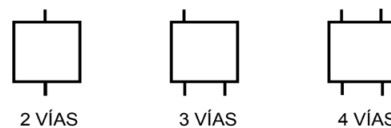


Figura 13. *Número de vías de válvulas hidráulicas direccionales*. Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

Ahora, las vías se identifican por el tipo de conexión que representan

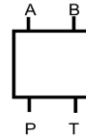


Figura 14. *Tipo de conexión de válvulas hidráulicas direccionales.* Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

P: presión (entrada)

T: tanque (salida del tanque)

A: puerto A (puerto de aplicación)

B: puerto B (puerto de aplicación)

Posición normal vendría a ser la posición en la que siempre se encuentra la válvula cuando no está operando. En las válvulas de tres posiciones, que es de las que compone el banco de pruebas objeto de estudio, se les conoce con el nombre de posición central o centro de la válvula

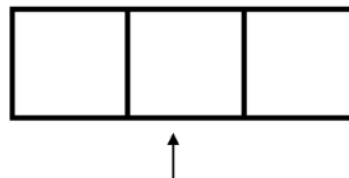


Figura 15. *Posición normal en válvula hidráulica de 3 posiciones.* Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

En estas válvulas de tres posiciones, podemos encontrar también diferentes tipos. Estas son algunas de las más comunes:

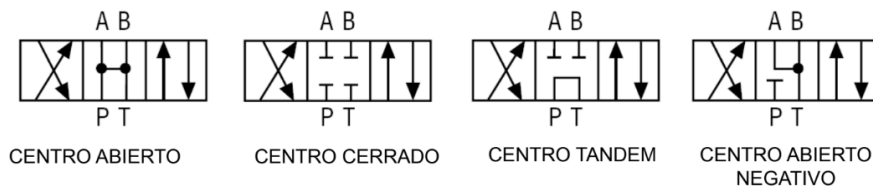


Figura 16. *Tipos de posición central en válvulas de tres posiciones.* Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

Finalmente, el tipo de accionamiento es aquel que indica la forma en la que se puede hacer cambiar de posición la válvula. O sea, cambiar de estado. Las formas más comunes son: accionamiento manual, con palanca, botón o pedal; accionamiento mecánico, con rodillo; accionamiento por señal piloto, con hidráulica o neumática; y, accionamiento eléctrico, con solenoide.

- ***Válvulas de retención***

Por su parte, la también conocida como válvula unidireccional, es un tipo de válvula que impide el paso del fluido en un sentido. Cuando la fuerza del resorte es vencida por la presión aplicada sobre el carrete, en un sentido, se permite el paso del fluido. Pero, cuando en el sentido contrario el carrete asienta, no permite el paso del fluido.

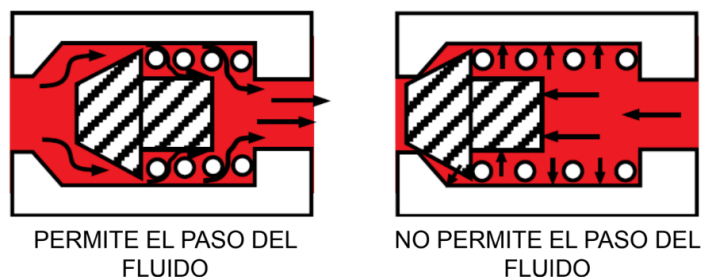


Figura 17. *Ilustración funcionamiento válvula de retención.* Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

Por otro lado, existen algunas versiones de este tipo de válvulas que son pilotadas hidráulicamente. Estas permiten que el fluido pase solo en un sentido, mientras que, en el otro sentido el fluido tiene paso solo cuando existe una señal piloto.

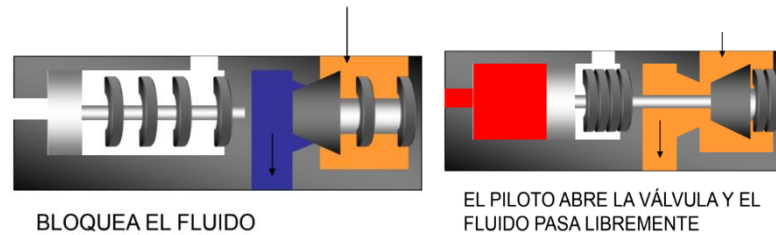


Figura 18. *Bloqueo y paso del fluido en válvula de retención.* Nota: Hidráulica

Básica 1, 2021.

- ***Válvulas controladoras de caudal***

Estas válvulas están dentro de un banco de pruebas hidráulicas para reducir la cantidad de flujo que proviene de la bomba y que pasa por una línea de circuito. Su función es crear una restricción que obligue a una parte del fluido a que busque otro camino de menor resistencia. Para crear dicha restricción, se utiliza un orificio variable reducido de tamaño y ajustable. De los tipos de válvulas controladoras de caudal más conocidas, está la de aguja, aunque también podemos encontrar la de bola y la de volante.

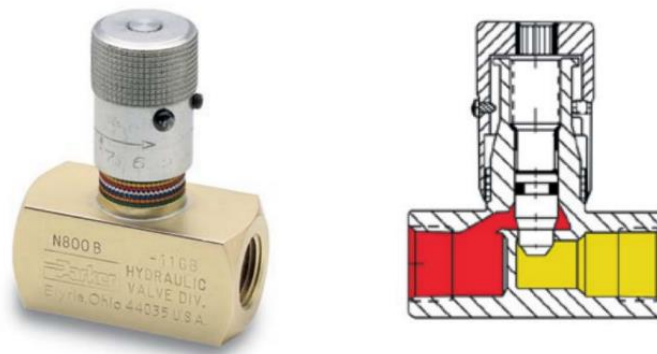


Figura 19. *Válvula controladora de caudal de aguja.* Nota: Hidráulica básica 1, 2021.

- ***Válvulas controladoras de presión***

Estas válvulas se encargan de controlar la dirección o el volumen de los fluidos, basadas en un ajuste de presión en los circuitos. Generalmente, estas válvulas están cerradas para impedir el paso del fluido. Cuando se ha alcanzado el mínimo de presión que, por lo general es ajustable, esta se abre para entonces permitir el paso del fluido.

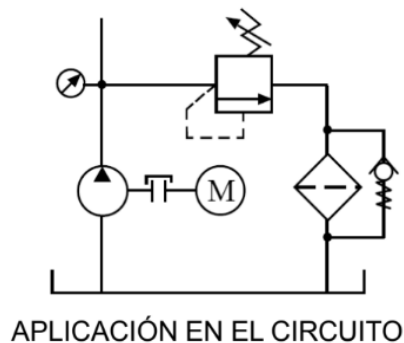


Figura 20. *Aplicación de válvula de presión en circuito hidráulico.* Nota:

Hidráulica Básica 1, 2021.

Parte de su función principal es: mantener una presión mínima en algunas partes del circuito hidráulico, limitar la presión máxima del sistema, controlar operaciones en secuencia y contrabalancear fuerzas mecánicas externas. Por otro lado, este tipo de válvulas pueden ser también de dos tipos: secuencia y contrabalance. En la primera, cuando se alcanza el valor mínimo de presión ajustado, esta deja pasar el fluido a otra sección del circuito. En la segunda, cuando este valor mínimo ajustado ha sido alcanzado, deja pasar el flujo contrabalanceando una carga.

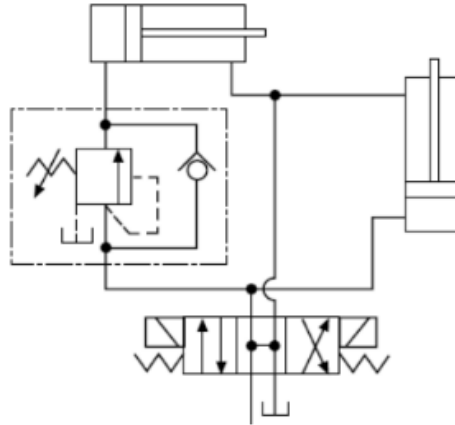


Figura 21. *Aplicación de válvula de presión de secuencia en el circuito hidráulico*

Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

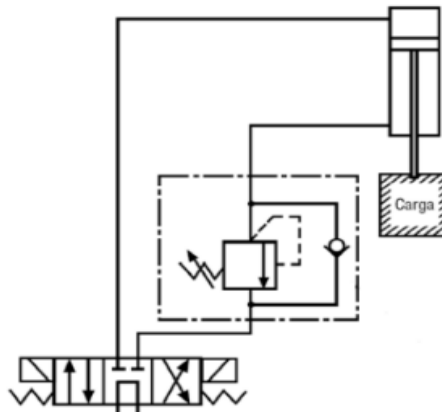


Figura 22. *Aplicación de válvula de presión de contrabalance en el circuito hidráulico.*

Nota: Hidráulica Básica 1, 2021.

2.3.3. *Manómetro*

Son medidores de presión que se usan para detectar e indicar la presión física de líquidos. (PCE Instruments, 2021). Estos se encargan de medir la presión absoluta, relativa, diferencial y la depresión. Tanto los de presión absoluta como los de diferencial, tienen como órgano medidor un muelle elástico.

2.4. De los cilindros hidráulicos y sus tipos

Como ya se mencionó anteriormente, un cilindro hidráulico es un dispositivo de ingeniería que se usa para dar fuerza a través de la transmisión de energía producida por fluidos. Los cilindros hidráulicos pueden ser de diferentes tipos. Sin embargo, para este trabajo se abordarán los de simple y doble efecto.

2.4.1. Cilindros hidráulicos de simple efecto

Según Groote (1986), un cilindro hidráulico de simple efecto es aquel en el que en el avance es empujado por el fluido pero que al retroceso necesita la proporción de una fuerza por resorte o gravedad. De manera que, el funcionamiento de estos cilindros se da atendiendo a un concepto sencillo. La bomba hidráulica proporciona el líquido a un cilindro hueco con un vástago en su interior que es desplazado gracias a que este líquido ocupa todo el cilindro.



Figura 23. *Cilindro hidráulico de simple efecto*. Nota: Bastimec, (2014)

2.4.2. Cilindro hidráulico de doble efecto

Por el contrario, en el cilindro de doble efecto, el fluido trabaja en ambos lados del pistón. Por consiguiente, este cilindro tiene conexión en ambos extremos que se alimentan del fluido para realizar el trabajo de extensión y retracción. (Groote, 1986).

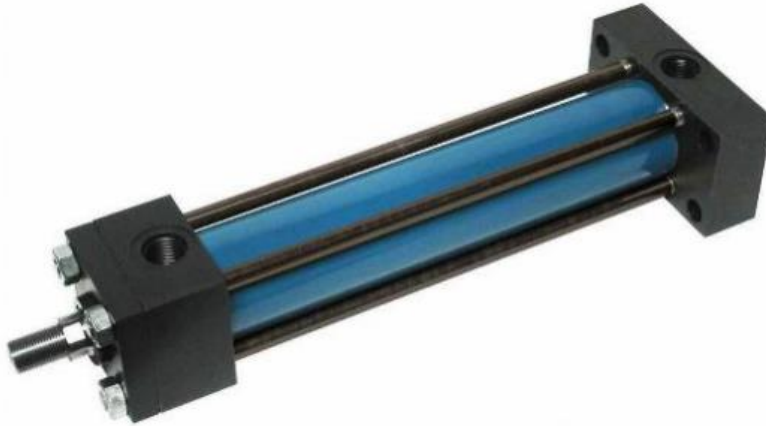


Figura 24. *Cilindro hidráulico de doble efecto*. Nota: Vizcaya, 2012.

2.5. De los fluidos hidráulicos

Parte fundamental en un banco de pruebas hidrostáticas son, por supuesto, los fluidos hidráulicos, ya que son indispensables para el funcionamiento del sistema, dado a las funciones que desempeña. Dichas funciones corresponden a la transmisión de la presión, a la disipación del calor producido por la transformación de energía, la lubricación de las partes del equipo y protección ante la corrosión, entre otras. (Ruano, J., Taimal, R., 2015).

En cuanto a los tipos de fluidos hidráulicos, se podría decir que estos varían dependiendo de varios factores. Por tanto, estos fluidos pueden variar en sus características como los distintos productos con los que está hecho, el olor, el respeto para con el medio ambiente, etc. Sin embargo, se distinguen los fluidos a base de aceites provenientes de petróleo, los fluidos sintéticos y los que traen aditivos detergentes. (García, H. 2017)

2.6. Línea de investigación

2.6.1. Gestión de las operaciones

Con base en el tipo de investigación y el campo del conocimiento, se cree que la gestión de las operaciones es la línea de investigación más apropiada para este proyecto. Con esta línea, el propósito es impulsar la innovación de un producto que ya existe pero impulsándolo desde la aplicación de nuevas tecnologías y estrategias para así cualificarlo. Así pues, el trabajo en conjunto que aquí se lleva a cabo, permite la optimización de aquellas estrategias aplicables a la operatividad.

Capítulo III

3. Diseño metodológico

En el siguiente capítulo se da a conocer la información acerca de toda la parte metodológica de esta investigación. Desde lo correspondiente a la tipología, paradigma y línea, hasta las fases por las que se tuvo que atravesar para su realización. Por otro lado, también se hace una caracterización detallada de los instrumentos que fueron necesarios para la adquisición de datos.

3.1. Tipo de investigación

3.1.1. La investigación aplicada

Este tipo de investigación es entendida como aquella que hace uso de conocimientos previos para ser puestos en práctica sobre una problemática real. Con la investigación aplicada, según afirma Murillo (2008), se busca la aplicación de conocimientos mientras que se adquieren otros para darle solución o mejorar aspectos de una realidad cotidiana. Para ello, se hace necesario indagar y cuestionar cómo funcionan las cosas para así darle una aplicación inmediata a dichos conocimientos.

Teniendo en cuenta que este trabajo se basa en cuestionar la funcionalidad de un banco de pruebas hidráulicas con el fin de mejorarlo, podría afirmarse que la investigación aplicada es el tipo de investigación propicia para este trabajo. Se desea aplicar todos los conocimientos de la ingeniería mecánica y combinarlos con los conocimientos adquiridos durante la investigación, de tal modo que se indague por aquellas estrategias que permitan un mejoramiento del objeto de estudio. De esta manera, es posible hacer una intervención efectiva con el nuevo diseño de la instalación.

3.2. Paradigma de investigación

3.2.1. *La investigación cuantitativa*

Según Hernández et al. (2014), la investigación cuantitativa tiene como objetivo recopilar información que sea de utilidad para poner a prueba y comprobar una hipótesis a través del estudio de cálculos numéricos. Esto le permite al investigador proponer diversos patrones de comportamiento y ponerlos a prueba por medio de la fundamentación teórica que explicaría dichos patrones.

Por otro lado, Cuenya y Ruetti (2010), citados por Ramos (2015), mencionan que este paradigma de investigación es de los que mayor aplicación tiene. Y es así dado que, tiene un alto alcance de predicción y explicación.

En este sentido, este trabajo de investigación responde al paradigma de investigación cuantitativa, en tanto que se estudia un equipo industrial para, a través del planteamiento de la hipótesis y su comprobación por medio de cálculos, se proponga un nuevo diseño de dicho equipo y ponerlo a prueba.

3.3. Análisis de los instrumentos aplicados durante la investigación

3.3.1. *La observación directa*

La observación ha sido en el vasto camino de la investigación una técnica, método o instrumento fundamental dentro del proceso investigativos. Para Bunge (1969), la observación es un procedimiento en el que se busca estudiar uno varios hechos de la realidad. En realidad, existe mucha teoría alrededor de la investigación. Sin embargo, en este trabajo concordamos con la postura de Campos, et al. (2012), en el que se afirma literalmente que “la observación es la forma más sistematizada y lógica para el registro visual y verificable de lo que se pretende conocer; es

decir, es captar de la manera más objetiva posible, lo que ocurre en el mundo real, ya sea para describirlo analizarlo o explicarlo desde una perspectiva científica”.

En consecuencia, y teniendo en cuenta la importancia que es la observación dentro de una investigación, se procedió a realizar un proceso de observación al banco de pruebas. El enfoque de la observación estuvo dirigido hacia el funcionamiento de la instalación. Es decir, cuál es el procedimiento para su utilización y el protocolo de uso. De manera que, al finalizar la observación se pudiera hacer un análisis en cuanto a las ventajas y desventajas de su uso.



Figura 25. Banco de pruebas hidráulicas. Nota: de los autores.



Figura 26. *Controlador del banco de pruebas hidráulicas.* Nota: de los autores.

3.3.2. *Las notas de campo*

Por otro lado, para llevar a cabo el proceso de observación, también están ligadas a este las conocidas Notas de campo. Históricamente, las notas de campo han sido el instrumento utilizado durante los procesos de observación ya que, sirve para registrar de la manera más objetiva posible todo lo observado sobre el objeto de estudio. Así pues, como parte indispensable de la investigación, se hizo registro de lo visto durante el proceso de observación. Por tanto, en esta parte se mostrará específicamente lo observado sobre el procedimiento de utilización y funcionamiento del banco de pruebas, para finalmente mostrar las ventajas y desventajas que se pudo observar.

- *Funcionamiento del banco de pruebas*

Para iniciar el proceso de utilización del banco de pruebas, el técnico encargado del procedimiento realiza el armado, ajuste y ensamblaje del cilindro que será puesto a prueba.

Posterior a esto, el paso a paso que sigue el técnico es:

- ✓ Realiza la correcta selección de los adaptadores o racores para la prueba.
- ✓ Traslada el cilindro hidráulico con el puente grúa hasta el área de pruebas hidráulicas.
- ✓ Realiza el pre-operacional del equipo hidráulico, verificando cada una de los puntos relacionados para evitar riesgos y reportar cualquier anomalía en el equipo.
- ✓ Conecta mangueras de la unidad hidráulica al cilindro hidráulico, ajustadas en ambas puntas.
- ✓ Enciende el PLC del equipo, energizando los componentes eléctricos y electrónicos del tablero de control, indicando con el selector la operación en manual.
- ✓ Pulsa los movimientos de avance y retroceso del cilindro hidráulico sin presión y en vacío, para poder llenar las cámaras de aceite y sacar el aire que está dentro de este.
- ✓ Tara la presión con la cual se va a realizar la prueba del cilindro hidráulico.
- ✓ Toma del tiempo de recorridos de avance y retroceso.
- ✓ Programa en el PLC los tiempos de recorrido para poder así iniciar la prueba de ciclaje.
- ✓ Indica el pulsador “automático” y da inicio a la prueba de ciclaje del cilindro.
- ✓ Toma de medidas del abierto y cerrado del cilindro mientras se desarrolla la prueba.
- ✓ Toma notas del recorrido, verificación de fugas por todos los lados posibles, correcto funcionamiento del avance y retroceso.

- ✓ Toma fotografías y videos durante el desarrollo de la prueba como evidencia.
- ✓ Desconecta una de las líneas que se conecta al cilindro al finalizar la prueba para proceder a realizar la prueba de estanqueidad, presurizado uno de los sentidos del cilindro para verificar que no haya pase entre las cámaras. este mismo proceso se realiza en ambos sentidos.
- ✓ Recoge el cilindro hidráulico con ayuda de aire comprimido, dejando el vástago cerrado por completo para evitar golpes o maltratos al componente y retirar el aceite que está en las cámaras del cilindro.
- ✓ Despresuriza las líneas del banco de pruebas.
- ✓ Descalibra la válvula de alivio.
- ✓ Desenergizar el equipo.
- ✓ Limpia y organiza el área.

Teniendo en cuenta lo visto durante la observación, es posible plantear las ventajas y desventajas que se pueden inferir a partir del análisis del rendimiento.

VENTAJAS	DESVENTAJAS
Funcionamiento complejo	Recalentamiento del aceite
Funcionamiento automatizado	Carencia de mesa para la fijación del cilindro durante la prueba
Equipo móvil	Carencia de un sistema con prueba de carga

Tabla 1. Ventajas y desventajas observadas en el banco de pruebas. Nota: elaboración propia.

3.3.3. *La entrevista semiestandarizada*

Otro instrumento que sirvió de técnica para la recolección de datos es la entrevista. Esta es una de las formas más usadas dentro de una investigación y que sirve para tomar información importante y que sirva para argumentar la problemática abordada. Según Flick (2012), citado por Mata (2020), la entrevista semiestandarizada tiene como fuente principal de información a un individuo con conocimientos especiales sobre el tema de investigación. Es decir, que el entrevistado en este tipo de entrevista, posee los criterios suficientes para responder con propiedad las preguntas que se le hagan sobre el objeto de estudio.

En este sentido, con el fin de conocer una percepción objetiva y ajena sobre el banco de pruebas hidrostáticas, se decidió realizar una entrevista semiestandarizada. El proceso de aplicación de dicha entrevista fue concedido por uno de los técnicos encargados de operar el equipo. Así que, se llevó a cabo dentro de las mismas instalaciones y se puntualizaron preguntas que sirvieran de base para corroborar el problema hallado. Lo que permite una categorización sobre la información obtenida. La transcripción de la entrevista se encontrará anexada al final de este documento.

CATEGORÍA	INTERPRETACIÓN
FRECUENCIA DE USO DEL BANCO	El técnico entrevistado asegura usar el banco de pruebas aproximadamente cinco veces por semana o más. Todo depende del flujo de trabajo que se tenga en el taller. Lo que quiere decir que su uso es frecuente y que la producción de cilindros hidráulicos se da a gran escala.
	Para esta categoría se tuvo en cuenta dos aspectos para su utilización. Estos son, llenar el pre-uso y el protocolo que se debe seguir para su uso. Por lo que el técnico nos informó que en efecto, llena el pre-uso siempre antes de realizar cada prueba. Esto debe hacerse ya que, de esta

USO ADECUADO DEL BANCO	manera se está verificando el estado del equipo y así prevenir algún tipo de accidente antes, durante y después de las pruebas. Por otro lado, el técnico sigue un estricto protocolo para el uso del banco. Es un paso a paso que va desde la correcta selección del adaptador correspondiente, los datos que se deben tomar del cilindro y las pruebas que se deben realizar a los cilindros hidráulicos. Por otro lado, también hay un formato que se debe diligenciar antes de iniciar cada prueba.
FUNCIONAMIENTO DEL BANCO	Para esta categoría se tuvo en cuenta la subjetividad de la opinión del técnico, además de la objetividad de aquellos parámetros que estudia la prueba. En las preguntas de esta categoría se tuvo en cuenta cuáles ventajas y aspectos por mejorar consideraba que tenía el banco de pruebas. En primera instancia, del funcionamiento del banco se obtuvo que este estudia la presión y el tiempo de ciclaje de los cilindros pero que dichos parámetros podrían cambiar de acuerdo a las dimensiones del cilindro. En segunda instancia, el técnico manifiesta que los resultados no son 100% confiables ya que, se ha tenido conocimiento de fugas y fallas en los cilindros relacionadas con la carga, cuando ya se encuentran en operación. Por otro lado, cuando estos cilindros son probados en vacío, no se someten a esfuerzos lineales sino que, se presuriza ambos sentidos solamente al final del recorrido y no durante este, por lo que no se refleja el trabajo del cilindro con carga.
POSIBILIDAD DE MEJORA	El técnico considera que el banco podría ser mejorado con un sistema de pruebas que simule el trabajo o esfuerzo que hacen los cilindros en campo. Y es así porque de esta forma se puede llevar al cilindro estudiado porque con el cilindro con resorte oponiéndose y dificultando el avance y retroceso, permite observar el trabajo que haría en campo. Pudiendo ver así qué fallas tiene para su tipo de trabajo. Otro aspecto que podría mejorar el diseño actual es incorporar una mesa para ubicar los cilindros.

Tabla 2. Categorización de la entrevista aplicada. Nota: elaboración propia.

La entrevista y su análisis entregaron información valiosa para esta investigación, pues, se corrobora por medio de la opinión del técnico encargado de operar el banco de pruebas que este tiene deficiencias en la entrega de resultados. Podría decirse entonces que, se ha conocido de primera mano, aquellos aspectos que podrían hacer más eficiente a la instalación.

Una de los aspectos más relevantes que se rescatan de esta obtención de datos es que, en efecto, tal como se ha venido planteando alrededor de esta investigación, el banco de pruebas de uso actual no tiene un sistema completo. Es decir, que podría entregar resultados más acertados, en tanto que se pudiera obtener la forma de implementar un sistema más al estudio y análisis de los cilindros. Este sistema se refiere al sometimiento a prueba de carga que posibilite estudiar el rendimiento efectivo o no de un cilindro hidráulico. Así pues, la hipótesis es puesta una vez más a consideración, al creer que un cilindro con resorte ayudaría al banco de pruebas a ser más completo en sus análisis, entregando resultados de carga dentro de su simulación.

3.4. Etapas del proyecto

Este proyecto se basa en la implementación de una nueva técnica para probar cilindros hidráulicos. Por tanto, para dar continuidad a los parámetros del plan de trabajo, se detallarán las etapas como pasos a seguir para alcanzar lo cometido.

3.4.1. Etapa 1: Investigación sobre bancos de pruebas hechos.

En esta primera etapa se identifica el funcionamiento y se caracteriza el banco de pruebas ya existente en la empresa. Para comenzar, siguiendo el ejemplo de Mena y Villarreal (1987) con su diseño y construcción de un banco de pruebas oleohidráulico, se identificarán las características del banco de pruebas ya existente, sede. Barranquilla.

3.4.2. Etapa 2: Dibujo en CAD del cilindro hidráulico que se usará para el rediseño del diseño original.

Se espera desarrollar un rediseño integralmente confiable, en aspectos como el material usado y sus dimensiones. Esto se llevará a cabo empleando un complemento de SolidWorks

llamado *simulation*, el cual “permite someter los diseños a condiciones reales para aumentar la calidad del producto al tiempo que reduce los costes de la creación de prototipos y las pruebas físicas” (SolidWorks Corporation, 2021).

En primer lugar, se configurará el tipo de material a emplear, posteriormente, se incluirán ciertos parámetros como lo son las fuerzas y los puntos concretos que someterán el material a tensión. Gracias a esta herramienta, se obtendrán una serie de resultados y gráficas, como las tensiones, los desplazamientos y las deformaciones. Así, se logrará una idea acertada del resultado que se espera. De igual forma, en esta etapa resultará útil una nueva versión del libro de Kurowski (2020) “Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation 2020”.

3.4.3. Etapa 3: Simulación del comportamiento de los materiales para cada uno de los esfuerzos, mediante solidworks

Para diseñar las piezas del banco de pruebas, se empleará SolidWorks, un software CAD, originalmente diseñado por la Structural Research and Analysis Corporation (SRAC) (en español Corporación de Investigación y Análisis Estructural), en el 2001 adquirido por Dassault Systèmes y hoy parte de SolidWorks Corporation (Kurowski, 2013). Esta herramienta empleada para modelado mecánico de piezas en 2D y en 3D, permitirá dimensionar y construir una idea real del tamaño y peso que ocupará el rediseño de esta investigación. De manera que así se pueda determinar el estado de carga estática y dinámica en los cilindros hidráulicos. Así pues, con los datos, análisis y cálculos realizados se diseñará pieza por pieza y se ejecutará el ensamble de todos estos componentes. Para este proceso, será útil el libro titulado "Engineering Analysis with SolidWorks Simulation" de Kurowski (2013), así como las actualizaciones y formaciones del portal de este Software.

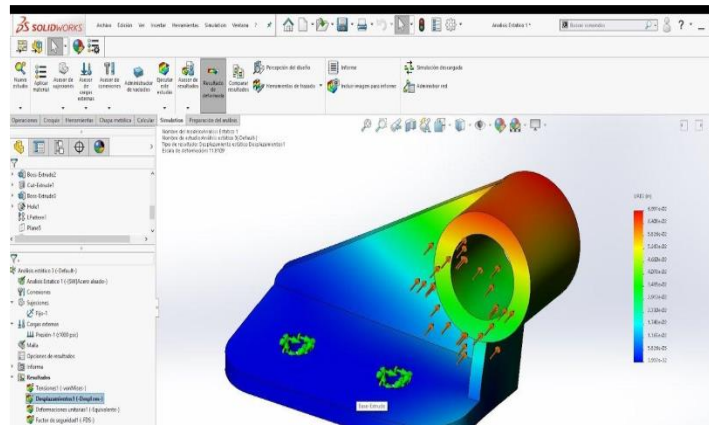


Figura 27. Ejemplo de simulación SolidWorks. Nota: Robin Sarmiento (2018).

3.4.4. Etapa 4: Realización de cuadro de cálculos comparativos.

Es necesario calcular la resistencia de los materiales que se emplearán en el banco de prueba, para así garantizar una operatividad segura y evitar accidentes o incidentes. Este cálculo es necesario para seleccionar con certeza el tipo de material y sus dimensiones, así como para evitar sobrecostos con materiales innecesariamente costosos o sobredimensionados. Para la ejecución de este análisis, se usará como material de apoyo el libro *Resistencia De Materiales* de Mott, Salas, Flores, Martínez, y Castillo (2009). Obra que presenta amplia información y diferentes pautas acerca del diseño de dispositivos mecánicos, la resolución de problemas y diseño para este campo.

Para alcanzar este objetivo, en primera instancia, se tendrá en cuenta las dimensiones del banco de pruebas que se rediseñará. Se empezará analizando la fatiga y las deformaciones que puede presentar el material, variando la presión a distintos valores entre los 500 PSI hasta los 2000 PSI. Así mismo, se tendrá en cuenta la compresión por debajo del límite de elasticidad, empleando la ley de Hooke ($FS = - kx$). Los cálculos hechos se compararán con los resultados

generados en la simulación. Verificando esfuerzos de tracción, compresión y flexión en el sistema, comprobando un funcionamiento seguro y operativo para su proceso.

Capítulo IV

4. Propuesta de rediseño de un banco de pruebas hidrostáticas para cilindros hidráulicos

La siguiente propuesta se ha diseñado con base en la investigación realizada y plasmada anteriormente. Toda la información recolectada hasta este punto, ha servido de puente para lograr lo cometido y es caracterizar detalladamente el nuevo diseño de un banco de pruebas hidrostáticas. Teniendo en cuenta la teoría revisada y la recolección de datos obtenidas, ha surgido la necesidad de proponer un diseño más óptimo sobre un banco de pruebas para cilindros hidráulicos. De dicho diseño, se esperaría que los cilindros puestos en operación no tengan fallas. Esto se verificará a través de una simulación en el que se ponga a prueba el prototipo. Por tanto, en este capítulo se encontrará una descripción detallada de las modificaciones que se le harán al antiguo banco. Posteriormente, se pondrá a prueba para finalmente entregar el análisis de los resultados de la simulación.

Haciendo seguimiento durante la investigación a los cilindros que fueron puestos a prueba con anterioridad, se cayó en cuenta de que estos presentaban fallas. Lo que quiere decir, que el banco de pruebas actual no está arrojando resultados confiables. Unos de los aspectos más importantes y mencionados durante el análisis de la observación, es que la instalación carece de una mesa para la fijación del cilindro durante las pruebas y que, el equipo además no tiene un sistema para pruebas con carga.

Todo lo anterior es mencionado con el fin de dar a conocer las desventajas del actual diseño del banco de pruebas. Estas desventajas fueron puestas a consideración, teniendo en cuenta las fuentes teóricas consultadas. De tal manera que, esto sirviera para llegar a la hipótesis de que un cilindro con resorte, al otro lado del cilindro hidráulico, pudiera ayudar a mejorar estas fallas.

4.1. Ruta metodológica del desarrollo de la propuesta



Figura 28. *Fases de la propuesta*. Nota: elaboración propia.

En la primera de las fases que esta propuesta pretende seguir, encontramos la de sensibilización. De esta fase nació la necesidad de mejorar las condiciones del actual banco de pruebas hidrostáticas. Con el proceso de obtención de datos para la investigación y al encontrarse fallas en los cilindros hidráulicos, surgió la necesidad de proponer un nuevo diseño que entregaría resultados más completos sobre el estudio. De modo que, la necesidad surge de la inquietud, de la apuesta de conocimientos y de creación de conciencia de mejora de procesos útiles para todos. Eso incluye no solo la compañía propietaria del actual banco de pruebas sino su mercado, su sector y clientes.

Seguido de la fase de sensibilización, la creación de esta propuesta ha pasado por la fase de planeación. En ella se han consultado todas aquellas teorías y estrategias que enriquecen esta investigación. Gracias a esta revisión documental, es posible plantear una hipótesis que se espera certera, acerca de la metodología a implementar para darle continuidad y respuesta a la necesidad surgida en la primera fase. Dichas estrategias están ligadas a la realización de estudios de esfuerzo y carga en cilindros hidráulicos. De manera que, se ha encontrado que incluyendo un cilindro con resorte que se oponga al retroceso y avance del cilindro hidráulico, brinda la posibilidad de conocer y analizar la carga a la que puede ser sometido dicho cilindro en su campo de operación.

Posteriormente, en la siguiente fase, se entregarán las características detalladas del nuevo diseño del banco de pruebas. Este re-diseño está basado en el estudio de aquellas ventajas y desventajas que el actual diseño del banco de pruebas tiene. Siendo así, es este el propósito principal de esta investigación. Por lo que es de mucha relevancia esta fase. Sin embargo, este trabajo no finaliza solo con el diseño sino que, además de esto, esta propuesta se dirige a la puesta en funcionamiento del re-diseño por medio de una simulación. En ella se espera hacer el estudio completo de la efectividad de la propuesta misma.

Finalmente, este proyecto finalizará con el análisis de los resultados que se arrojen del diseño y la simulación. Al llegar a esta etapa, el propósito comunicativo es entregar un análisis de la eficacia de la propuesta. Esto será posible por medio de SolidWorks, una herramienta confiable que brinda la posibilidad de analizar a profundidad los aspectos más importantes del diseño. Considerando así que, cual funcionamiento en la simulación, sería de igual manera en operación, cuya fabricación fuese posible.

4.2. El diseño actual



Figura 29. Actual banco de pruebas. Fuente: los autores.

Entendiendo que esta propuesta se basa en un rediseño sobre el diseño actual de un banco de pruebas hidrostáticas para cilindros hidráulicos, es indispensable que antes de dar a conocer las características del nuevo diseño, se den a conocer las del actual. Esto nos permitirá hacer una comparación entre lo anterior y lo nuevo; sus virtudes y aspectos por mejorar.

4.2.1. Características y componentes

- Motor trifásico, 220vac de 12Hp.

- Válvula limitadora de presión en línea, conexión de $\frac{3}{4}$ NPT. Rango de presión 300/3000 psi.
- Electroválvula direccional cetop 5 con bobinas de 220vac, 4 vías/3 posiciones, centro cerrado.
- Electroválvula direccional cetop 3 con bobinas de 220vac, 4 vías/3 posiciones, centro cerrado.
- Válvula direccional en línea, conexión de $\frac{1}{2}$ NPT, 4 vías/3 posiciones, centro tandem.
- Válvula control de flujo en línea de $\frac{1}{2}$, marca Parker, ref. F800s.
- Manómetro de carátula 2. $\frac{1}{2}$, conexión vertical de $\frac{1}{4}$ NPT, rango 0-10.000 psi.
- Depósito de 40 galones.

4.3. Banco de pruebas hidrostáticas con cilindro con resorte

Teniendo en cuenta la información obtenida durante la investigación y cada uno de los aspectos estudiados y analizados, se cree que la mejor forma de mejorar la información que obtenemos del funcionamiento del cilindro hidráulico, es agregarle al actual diseño un cilindro con resorte incorporado. Esto con el fin de realizar estudios de carga y esfuerzo sobre los cilindros hidráulicos que el actual banco de pruebas no realiza. Por tanto, en el nuevo diseño se agregará un cilindro con resorte que deberá oponerse al avance del cilindro hidráulico durante la prueba. La aplicación de un cilindro con resorte que se oponga al avance del cilindro hidráulico es una innovación. No hay en el mercado un prototipo similar, dado a que la idea de este diseño nace de la necesidad de esa ausencia en un banco de pruebas hidráulicas.

Por consiguiente, el rediseño del banco de pruebas consta de la instalación solamente de este dispositivo; lo que quiere decir, que todas las demás características y componentes del actual diseño permanecen en el nuevo.

4.3.1. El cilindro con resorte

4.3.1.1 análisis de carga

$$P = \frac{F}{A} \quad (7)$$

La presión de entrada del cilindro hidráulico doble efecto es 250psi y el área del émbolo con diámetro mayor es de 4560.3673mm^2

Despejando

$$F = PA$$

$$F = 250\text{psi} * 4560.3673\text{mm}^2$$

Aplicando conversión de unidades para llevar los psi a PA y los mm^2 a m^2

$$F = 250\text{psi} \left(\frac{6894.76\text{Pa}}{1\text{psi}} \right) * 4560.3673\text{mm}^2 * \left(\frac{1\text{m}^2}{1000000\text{mm}^2} \right)$$

De esta forma se obtiene la carga máxima que ejerce el cilindro hidráulico sobre el resorte del cilindro de carga que se diseña

$$F = 7860.6595 \text{ N}$$

La figura 30 presenta el dcl del conjunto cilindro hidráulico CH y el cilindro de carga con resorte CR, asumiendo despreciable los pesos de las piezas analizadas frente a las fuerzas que se transmiten. Las piezas nuevas a analizar son: el resorte, El cilindro con resorte y el vástago conector. El dcl (diagrama de cuerpo libre) del cilindro con resorte, se construye asumiendo como condición crítica de operación, que el cilindro se sujeta a su soporte en los puntos A y B con

tornillos que están flojos. Las 2 fuerzas horizontales aplicadas sobre el cilindro de valor 7861 N con una distancia de 125 mm (diámetro del cilindro con resorte resorte / 2), forman un par $M = 982.625 \text{ N} \cdot \text{mm}$ ($7861 \text{ N} \cdot 125 \text{ mm}$). Este par se equilibra con el par reactivo que forman las fuerzas normales en los apoyos de los tornillos en las posiciones A y B. Estas 2 fuerzas verticales deben ser iguales y opuestas para que ocurra equilibrio en dirección del eje Y, siendo por lo tanto de la misma magnitud y dirección contraria, con lo que forman un par con una distancia entre ellos de 450 mm, de valor $N \cdot 450$. Al igualar los 2 momentos de igual magnitud y sentido contrario, definen en las posiciones de los tornillos de sujeción A y B, una fuerza $N = 2184 \text{ N}$.

Para el resorte, las fuerzas de contacto distribuidas se expresan por una fuerza equivalente aplicada en el centroide del círculo de las espiras, obteniéndose que el resorte se someta a compresión por dos fuerzas iguales y contrarias de magnitud $F = 7861 \text{ N}$.

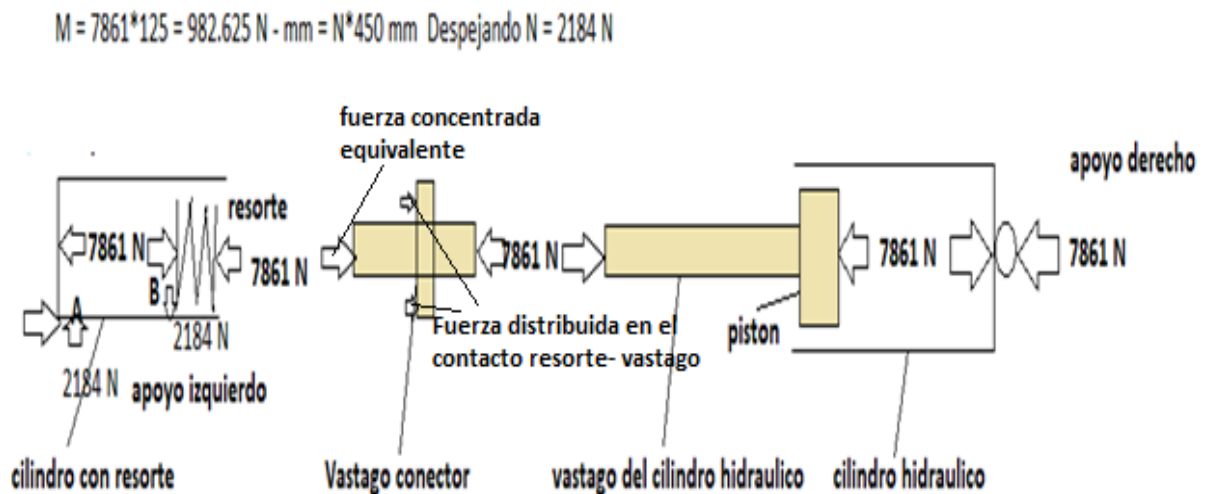


Figura 30. *Diagrama de Cuerpo Libre*. Nota: elaboración propia

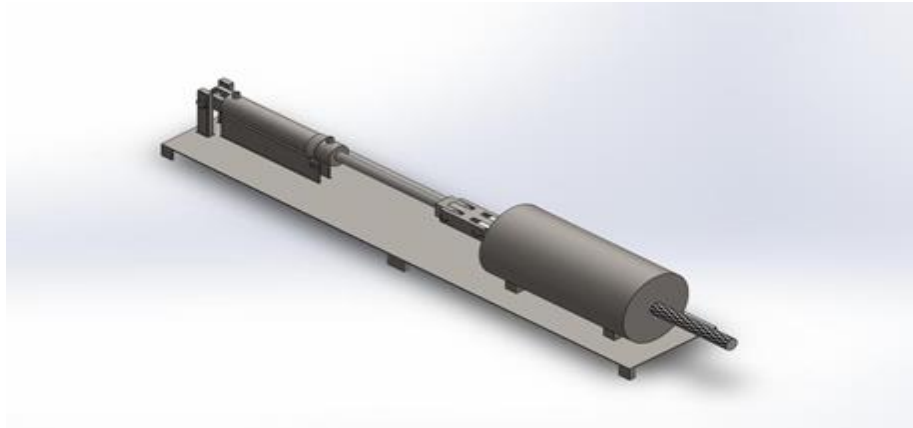


Figura 31. *Cilindro con Resorte, vista isométrico.* Nota: elaboración propia.

El cilindro con resorte (CR) es un dispositivo de 500 mm. de longitud que actuará de manera lineal ejerciendo un esfuerzo sobre el cilindro hidráulico (CH). La idea es que el CR se oponga a la salida del CH y simule el trabajo que este hará a la hora de operar en campo. Muchos de los cilindros hidráulicos que son sometidos a pruebas tienen fallas durante su operación real, según lo investigado durante el proceso de obtención de datos de este proyecto. De manera que, la hipótesis aquí planteada es que el CR garantizará que durante las pruebas se esté haciendo un trabajo adicional. Este trabajo adicional correspondería al que el CH haría en campo. Por tanto, se cree que si durante la prueba no falla, se reducen las posibilidades de que lo haga en operación.

Este diseño cobra importancia, en tanto que, el actual banco de pruebas carece de un sistema de prueba con carga. Por lo que, el estudio de los cilindros no es total y es lo que produce menor efectividad no solo en la prueba si no en su rendimiento operacional. Dicho sistema de prueba con carga lo realizaría el CR, el cual está diseñado específicamente para este trabajo. Por otro lado, en este punto es importante mencionar que el nuevo diseño del banco de pruebas es apto para probar cilindros de doble efecto.

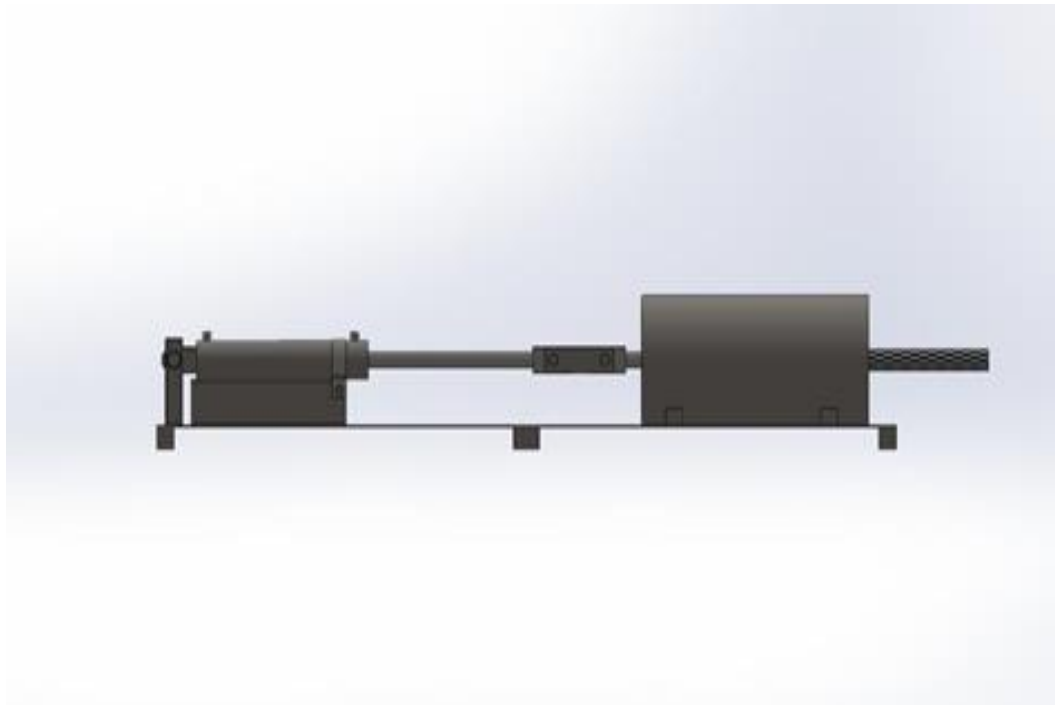


Figura 32. *Cilindro con resorte, vista lateral.* Nota: elaboración propia.

4.3.2. Componentes del CR

- *Carcasa*
- *Tapa roscada*
- *Émbolo*
- *Vástago*
- *Resorte*
- *Pieza clevis*

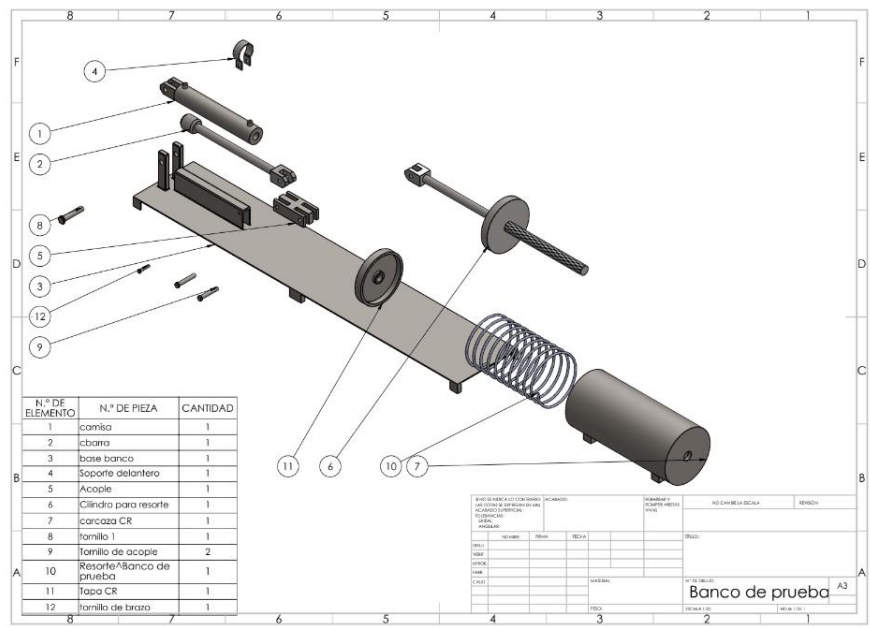


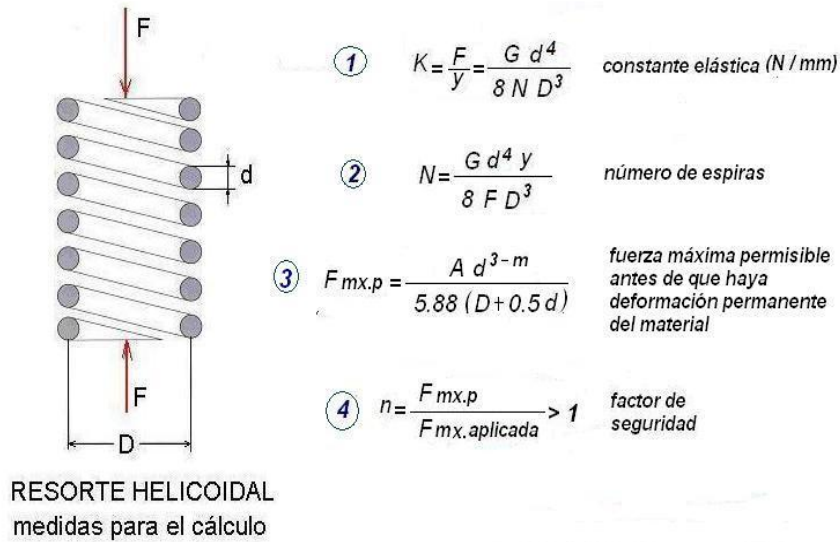
Figura 33. *Compleción de componentes cilindro con resorte.* Nota: elaboración propia.

4.3.3. *Cálculos y análisis necesarios para el diseño del CR*

➤ *Diseño del resorte*

El banco de pruebas debe contar con la capacidad de probar si los cilindros hidráulicos pueden ejercer la fuerza teórica que deberían. Por eso, se debe diseñar un resorte en el cilindro de carga, que se oponga al movimiento del cilindro hidráulico, de tal manera, que solo se logre la extensión completa de este si aplica la fuerza máxima d diseño, lo que ocurre si está bien reparado o en condiciones normales de operación (sin daño).

La figura 34 presenta las ecuaciones de referencia para proceder al diseño del resorte sometido a cargas de fatiga. Esta pieza se diseña para vida infinita ante la fatiga.



MATERIAL	ASTM	m	A, Mpa*
alambre cuerda piano	A228	0,163	2060
alambre revenido aceite	A229	0,193	1610
alambre estirado duro	A227	0,201	1510
al cromo-vanadio	A232	0,155	1790
al cromo-silicio	A401	0,091	1960

* 1 MPa = 1 N / mm²
1 GPa = 1000 N / mm²

y = deflexión (mm) correspondiente a una fuerza aplicada "F"

F = fuerza aplicada (N)

A, m ver tabla A = MPa = N / mm²

d = diámetro del alambre (mm)

D = diámetro medio del resorte (mm)

n = factor de seguridad = 1.1 a 1.3

N = número de espiras activas

G = modulo de rigidez = 79 300 N / mm²

Figura 34. Fórmulas para los cálculos del resorte. Nota: elaboración propia.

• Cálculo de fuerza generada por el cilindro hidráulico

Partiendo de la definición de presión

$$P = \frac{F}{A} \quad (7)$$

Conociendo el área del émbolo y la presión suministrada por el sistema hidráulico,

podemos calcular la fuerza que aplicaría el vástago. Despejando A de la definición de presión

$P = \frac{F}{A}$ obtenemos $F = PA$ sabiendo que el diámetro del émbolo es de 3 pulgadas, obtenemos

$$F = PA$$

$$F = 250 \text{ psi} * 4560.3673 \text{ mm}^2$$

Aplicando conversión de unidades para llevar los psi a PA y los mm² a m²

$$F = 250psi \left(\frac{6894.76Pa}{1psi} \right) * 4560.3673mm^2 * \left(\frac{1m^2}{1000000mm^2} \right)$$

De esta forma obtenemos la fuerza ejercida por el cilindro con una presión de 250 psi

$$F = 7860.6595 N$$

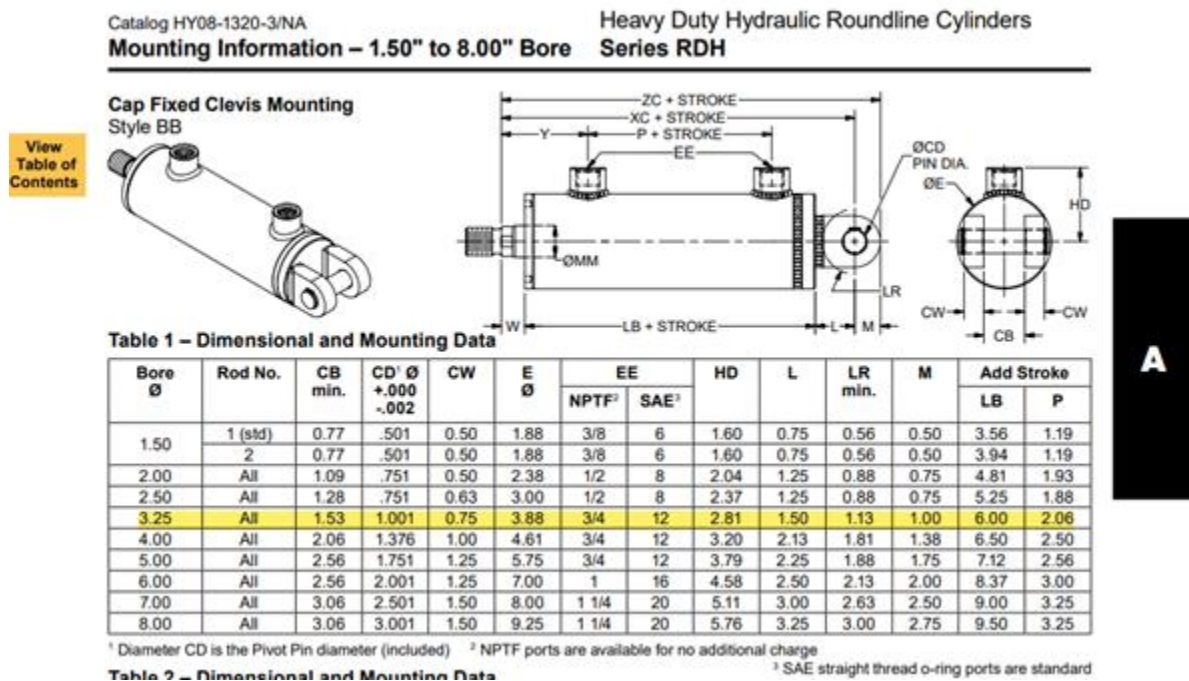


Figura 35. Datos para la selección y especificaciones del cilindro hidráulico. Nota: cilindro suministrado por la empresa..

Table 2 – Dimensional and Mounting Data

* SAE straight thread o-ring ports are standard

Bore Ø	Rod No.	MM Rod Ø	W	Y	Add Stroke	
					XC	ZC
1.50	1 (std)	0.625	0.56	2.12	4.87	5.37
	2	1.000	0.69	2.62	5.38	5.88
2.00	1 (std)	1.000	0.69	2.51	6.75	7.50
	2	1.375	0.81	2.63	6.87	7.62
2.50	1 (std)	1.000	0.69	2.69	7.19	7.94
	2	1.750	0.94	2.94	7.44	8.19
	3	1.375	0.81	2.81	7.31	8.06
3.25	1 (std)	1.375	0.81	3.06	8.31	9.31
	2	2.000	1.00	3.25	8.50	9.50
	3	1.750	0.94	3.19	8.44	9.44
4.00	1 (std)	1.750	0.94	3.40	9.56	10.94
	2	2.500	1.06	3.52	9.69	11.06
	3	2.000	1.00	3.46	9.62	11.00
5.00	1 (std)	2.000	1.00	3.70	10.37	12.12
	2	3.500	1.06	3.76	10.43	12.18
	3	2.500	1.06	3.76	10.43	12.18
	4	3.000	1.06	3.76	10.43	12.18
6.00	1 (std)	2.500	1.06	4.24	11.93	13.93
	2	4.000	1.06	4.24	11.93	13.93
	3	3.000	1.06	4.24	11.93	13.93
	4	3.500	1.06	4.24	11.93	13.93
7.00	1 (std)	3.000	1.06	4.25	13.06	15.56
	2	5.000	1.19	4.38	13.19	15.69
	3	3.500	1.06	4.25	13.06	15.56
	4	4.000	1.06	4.25	13.06	15.56
	5	4.500	1.19	4.38	13.19	15.69
8.00	1 (std)	3.500	1.06	4.44	13.81	16.56
	2	5.500	1.19	4.56	13.93	16.68
	3	4.000	1.06	4.44	13.81	16.56
	4	4.500	1.19	4.56	13.93	16.68
	5	5.000	1.19	4.56	13.93	16.68



13

www.parker.com/cylinder

Parker Hannifin Corporation
Industrial Cylinder Division
Des Plaines, Illinois

Figura 36. Datos para la selección y especificaciones del cilindro hidráulico. Nota: suministrado por la empresa.

Los datos mostrados en las figuras 34 - 35 nos muestran la referencia y características del cilindro hidráulico que seleccionamos para hacer esta investigación. Tenemos que aclarar que esta información es suministrada por la empresa siendo esta distribuidora oficial de la marca Parker, también es preciso aclarar que este rediseño del banco de pruebas está pensado para probar no solo esta referencia, esta es solo un ejemplo que usamos para la simulación, siendo el cilindro hidráulico de mayor diámetro y por lo tanto el de condición crítica para la operación del cilindro de carga con resorte que se diseña.

- **Constante del resorte**

Con la carga calculamos la constante del resorte (k). Esto es importante hacerlo, debido a que se requiere hacer el estudio de carrera completa en el cilindro hidráulico. Esto es, que la máxima deformación permisible será igual a la carrera de este mismo. Los datos para el cálculo son: fuerza máxima de 7861 N y carrera máxima de 350 mm. De esta forma calculamos el valor teórico de K.

$$K = \frac{F}{Y} = \frac{7861 N}{350} \quad (8)$$

$$K = 22,45 N/mm$$

- **Cantidad de espiras activas**

Procedemos a calcular el número de espiras activas del resorte, para esto debemos asumir un diámetro de espira $d=25\text{mm}$), un diámetro medio ($D=250\text{ mm}$) además de un módulo de rigidez (en este caso $G = 79300\text{ N/mm}$).

$$N = \frac{Gd^4y}{8FD^3} \quad (9)$$

Con lo que se obtiene una cantidad de espiras activas igual a 10.39 espiras.

Resorte con extremos a escuadra. La longitud solida L_s y la longitud libre L_o , son:

$$L_s = (Nt + 1) * d = (10,39 + 1) * 25 = 284,7\text{ mm}$$

$$L_o = L_s + Y = 284,7 + 350 = 634,7\text{ mm.}$$

Durante el armado se requiere utilizar una prensa o recoger el resorte para ensamblarlo dentro del cilindro y luego liberarlo.

El paso de las espiras P es

$$P = \frac{L_o - 3*d}{Na} = \frac{634,7 - 3*25}{10,39} = 53,87\text{ mm}$$

- **Fuerza máxima permisible**

Es importante calcular la fuerza máxima permisible con base en el tipo de material. Para ello se tiene en cuenta la siguiente tabla.

MATERIAL	ASTM	m	A, Mpa*
alambre cuerda piano	A228	0,163	2060
alambre revenido aceite	A229	0,193	1610
alambre estirado duro	A227	0,201	1510
al cromo-vanadio	A232	0,155	1790
al cromo-silicio	A401	0,091	1960

Tabla 3. Listado material para resorte. Nota: elaboración propia.

En este punto es menester mencionar que este listado está basado en una norma internacional. Como se puede observar, los cálculos se basaron en la Sociedad Americana para Pruebas y Materiales (ASTM). En la tabla se encuentra el material, la nomenclatura de cada uno de ellos, los datos de resistencia a la tracción y el coeficiente de Poisson.

Ahora bien, aplicando

$$F_{permisible} = \frac{Ad^{3-m}}{5.88(D+0.5d)} \quad (10)$$

Y teniendo en cuenta los actores A y m de la tabla anterior obtenemos que la fuerza máxima permisible en el resorte para cada tipo de material evaluado sería de:

Material	F max p
alambre cuerda piano	12109,38013
alambre revenido en aceite	8592,951646
alambre estirado en frio	7854,344015
al cromo vanadio	10796,7052
al cromo silicio	14526,54869

Tabla 4. Fuerza máxima permisible. Nota: elaboración propia.

- **Factor de seguridad (FDS)**

Ahora, procedemos a calcular el FDS para poder seleccionar el que sería el mejor material para la fabricación del resorte. La fórmula para este cálculo es:

$$n = \frac{F_{max p}}{F_{Aplicada}} > 1 \quad (11)$$

FACTOR DE SEGURIDAD		
F max p	F aplicada	FS
12109,38013	7860,659532	1,540504341
8592,951646	7860,659532	1,093159119
7854,344015	7860,659532	0,999196566
10796,7052	7860,659532	1,373511364
14526,54869	7860,659532	1,848006345

Tabla 5. Factor de seguridad. Nota: elaboración propia.

En esta ocasión encontramos que hay 4 materiales que predicen un FDS mayor a 1. No obstante, lo reglamentario es usar un factor entre 1.1 y 1.3, lo cual nos deja solo con el acero al cromo vanadio para la elaboración de este resorte

- **Fatiga sinés para un resorte con vida infinita por material**

Para calcular los esfuerzos de fatiga del resorte, se tienen las siguientes ecuaciones

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{7860.65 - 0}{2} = 3930.32 \quad (12)$$

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{7860.65 + 0}{2} = 3930.32 \quad (13)$$

Calculando Sut, aplicando:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \quad (14)$$

Obtenemos:

por material	FM	FA	Fs	Se	Stu
alambre cuerda piano	3930,329766	3930,329766	5895,49465	2060	1218,998017
alambre revenido en aceite	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1610	865,0146332
alambre estirado en frio	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1510	790,6622528
al cromo vanadio	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1790	1086,856807
al cromo silicio	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1960	1462,32374

Tabla 6. Cálculos de fatiga. Nota: elaboración propia

Luego calculamos:

$$S_{su} = S_{ut} * 0.67$$

Obteniendo:

por material	Ssu
alambre cuerda piano	816,7286711
alambre revenido en aceite	579,5598042
alambre estirado en frío	529,7437094
al cromo vanadio	728,1940606
al cromo silicio	979,7569058

Tabla 7. Cálculos de fatiga por materiales. Nota: elaboración propia

Posteriormente:

$$S_{sy} = S_{ut} * 0.45$$

Para así obtener:

por material	Ssy
alambre cuerda piano	548,5491074
alambre revenido en aceite	389,2565849
alambre estirado en frío	355,7980138
al cromo vanadio	489,0855631
al cromo silicio	658,045683

Tabla 8. Resultados Ssy. Nota: elaboración propia

Ahora, procedemos a calcular T_a

$$T_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3} \quad (15)$$

Obteniendo:

por material	Ta
alambre cuerda piano	165,7766765
alambre revenido en aceite	166,4793158
alambre estirado en frío	166,6942393
al cromo vanadio	166,1546739
al cromo silicio	165,904222

Tabla 9. Resultados T_a . Nota: elaboración propia

Luego calculamos el T_m :

$$T_m = T_a \frac{F_m}{F_a} \quad (16)$$

Para obtener:

por material	Tm
alambre cuerda piano	165,7766765
alambre revenido en aceite	166,4793158
alambre estirado en frío	166,6942393
al cromo vanadio	166,1546739
al cromo silicio	165,904222

Tabla 10. Resultados Tm. Nota: elaboración propia

Después aplicamos:

$$n_f = \frac{S_{sa}}{T_a} \quad (17)$$

Obteniendo:

por material	nf
alambre cuerda piano	12,42635601
alambre revenido en aceite	9,670871077
alambre estirado en frio	9,058501401
al cromo vanadio	10,77309448
al cromo silicio	11,81404533

Tabla 11. Resultados nf. Nota: elaboración propia

Por último, aplicando:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{T_s} \quad (18)$$

Y obteniendo:

por material	ns
alambre cuerda piano	2,205976213
alambre revenido en aceite	1,558778571
alambre estirado en frio	1,422956647
al cromo vanadio	1,96237057
al cromo silicio	2,644279432

Tabla 12. Resultado de ns. Nota: elaboración propia

Los valores de factor de seguridad mayores a 1 para proteger contra la fatiga y la deformación plástica, aseguran que el resorte diseñado operara con vida infinita sin deformarse permanentemente, lo que asegura un diseño libre de fallas si se utiliza según se especifica.

Para el mantenimiento del cilindro con resorte se debe cuidar su limpieza para evitar la corrosión, fenómeno latente en neutro medio, asegurando que no exista contacto con agua, esto para evitar se desarrollen procesos de corrosión. Por ello, el resorte se pinta con una capa de pintura Primer y luego acabado en pintura poliéster compatible.

➤ **Diseño para el cilindro con resorte.**

Teniendo como referencia la figura 31, se tiene que el cilindro diseñado se somete en la condición crítica de operación a una fuerza de corte y un momento flector. Ver anexo 8 para los detalles de diseño de este componente.

➤ **Diseño del vástago del cilindro con resorte**

El vástago es una pieza que se analiza como miembro de dos fuerzas sometido a fuerzas variables de compresión, con valores desde 0 hasta 7891 N. Ver anexo 9 para los detalles de diseño de este componente.

En el anexo 10 se presentan los resultados para el análisis computacional de esfuerzos y deformaciones de los componentes diseñados del cilindro con resorte y su comparación con los resultados analíticos obtenidos

4.3.4. Simulación del CR en movimiento

La puesta en funcionamiento del prototipo es importante ya que de esta manera se evalúa la viabilidad de la aplicación de su diseño. Para ello se realizó una simulación con el ya mencionado programa de SolidWorks.

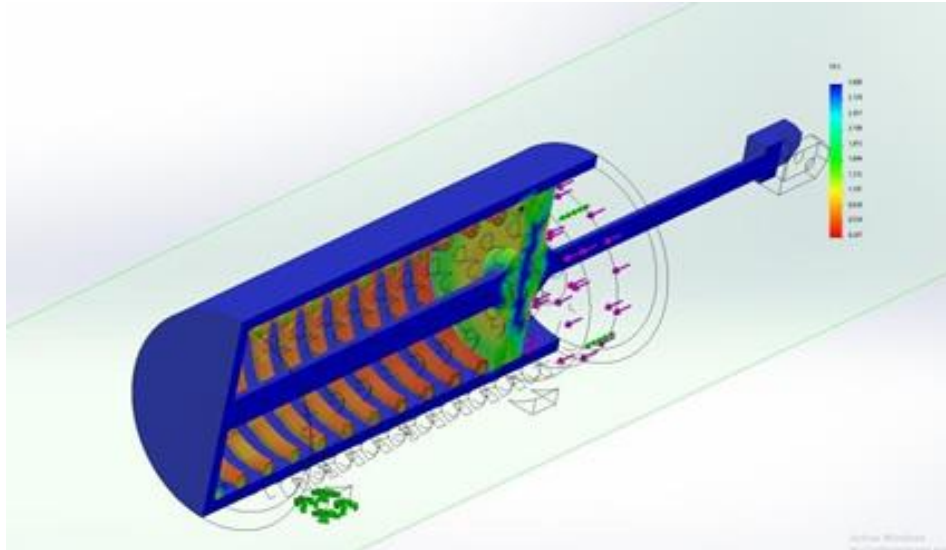


Figura 37. Captura simulación de movimiento CR. Nota: elaboración propia.

Capítulo V

5. Resultados

5.1. Caracterizar el estado del arte de los cilindros hidráulicos y bancos de prueba hidrostática.

Como primera parte para cumplir con el objetivo principal de este proyecto, se hizo una consulta a través de los distintos trabajos afines con este. Esto, con el propósito de enriquecer esta investigación, además de construir una base argumentativa de lo planteado en la intención comunicativa de este trabajo. Al consultar los antecedentes de trabajos anteriores a este, se ha encontrado un sinnúmero de elaboraciones similares en cuanto a diseño de banco de pruebas. También se encontró temática tratada con relación a la hidráulica y los cilindros hidráulicos.

No obstante, no se encontró antecedentes sobre cilindro con resorte (como se le ha llamado a este prototipo) que se usaran para este tipo de función. Así, en el estado del arte de los sistemas hidráulicos, los bancos de pruebas hidrostáticas y los cilindros hidráulicos, no existen referentes teóricos para este dispositivo. Por consiguiente, este proyecto innova con un producto no desarrollado antes para este tipo de instalaciones y que resulta un aporte interesante y significativo para esta rama del conocimiento.

Así pues, este proyecto de investigación se convierte en un referente para los futuros ingenieros que decidan innovar con bancos de pruebas hidráulicas. En consecuencia, se espera que con esta propuesta y el estudio en ella realizada, surja la necesidad de quienes pertenecen a este sector industrial y del saber de ponerla en práctica.

5.2. Dimensionar el resorte del cilindro con resorte, para el desarrollo del CAD, con el propósito de simularlo mediante la mecánica computacional.

Para darle continuidad al desarrollo de los objetivos, se hizo una caracterización de los cilindros hidráulicos comercializados en la empresa. Esto nos ayudó a rediseñar el banco de pruebas de tal manera que acoplara y funcionara para este tipo de cilindros. De allí se realizaron unos cálculos que permitieran dimensionar la capacidad del nuevo rediseño para funcionar correctamente con el tipo de cilindros que comercializa la compañía. Los resultados de los cálculos presentados en el acápite 4.3.3. de este documento, permitieron identificar por medio del diseño mecánico que el CAD era posible.

La tabla 13 presenta de manera lógica la información referente al diseño del resorte.

Fuerza de carga	$p = \frac{F}{A}$ $F = PA$	$F = 7860.6595 \text{ N}$																		
Constante del resorte	$K = \frac{F}{y}$	$K = 22,45 \text{ N/mm}$																		
Cantidad de espiras activas	$N = \frac{Gd^4y}{8FD^3}$	Cantidad de espiras activas igual a 10.39 espiras.																		
Fuerza máxima permisible	$F_{permisible} = \frac{Ad^{3-m}}{5.88(D + 0.5d)}$	Alambre cuerda piano: 12109,38013 Alambre revenido en aceite: 8592,951646 Alambre estirado en frio: 7854,344015 Al cromo vanadio: 10796,7052 Al cromo silicio: 14526,54869																		
Factor de seguridad	$n = \frac{F_{max p}}{F_{Aplicada}} > 1$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>F max p</th> <th>F aplicada</th> <th>FS</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>12109,38013</td> <td>7860,659532</td> <td>1,540504341</td> </tr> <tr> <td>8592,951646</td> <td>7860,659532</td> <td>1,093159119</td> </tr> <tr> <td>7854,344015</td> <td>7860,659532</td> <td>0,999196566</td> </tr> <tr style="background-color: yellow;"> <td>10796,7052</td> <td>7860,659532</td> <td>1,373511364</td> </tr> <tr> <td>14526,54869</td> <td>7860,659532</td> <td>1,848006345</td> </tr> </tbody> </table>	F max p	F aplicada	FS	12109,38013	7860,659532	1,540504341	8592,951646	7860,659532	1,093159119	7854,344015	7860,659532	0,999196566	10796,7052	7860,659532	1,373511364	14526,54869	7860,659532	1,848006345
F max p	F aplicada	FS																		
12109,38013	7860,659532	1,540504341																		
8592,951646	7860,659532	1,093159119																		
7854,344015	7860,659532	0,999196566																		
10796,7052	7860,659532	1,373511364																		
14526,54869	7860,659532	1,848006345																		

Fatiga sines	$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{7860.65 - 0}{2}$ $F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{7860.65 + 0}{2}$	<p style="text-align: right;">3930.32</p> <p style="text-align: right;">3930.32</p>																																				
Sut	$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>por material</th> <th>FM</th> <th>FA</th> <th>Fs</th> <th>Se</th> <th>Stu</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Alambre cuerda piano</td> <td>3930,329766</td> <td>3930,329766</td> <td>5895,49465</td> <td>2060</td> <td>1218,998017</td> </tr> <tr> <td>alambre revenido en aceite</td> <td>3930,329766</td> <td>3930,329766</td> <td>5895,49465</td> <td>1610</td> <td>865,0146332</td> </tr> <tr> <td>alambre estirado en frio</td> <td>3930,329766</td> <td>3930,329766</td> <td>5895,49465</td> <td>1510</td> <td>790,6622528</td> </tr> <tr> <td>al cromo vanadio</td> <td>3930,329766</td> <td>3930,329766</td> <td>5895,49465</td> <td>1790</td> <td>1086,856807</td> </tr> <tr> <td>al cromo silicio</td> <td>3930,329766</td> <td>3930,329766</td> <td>5895,49465</td> <td>1960</td> <td>1462,32374</td> </tr> </tbody> </table>	por material	FM	FA	Fs	Se	Stu	Alambre cuerda piano	3930,329766	3930,329766	5895,49465	2060	1218,998017	alambre revenido en aceite	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1610	865,0146332	alambre estirado en frio	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1510	790,6622528	al cromo vanadio	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1790	1086,856807	al cromo silicio	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1960	1462,32374
por material	FM	FA	Fs	Se	Stu																																	
Alambre cuerda piano	3930,329766	3930,329766	5895,49465	2060	1218,998017																																	
alambre revenido en aceite	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1610	865,0146332																																	
alambre estirado en frio	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1510	790,6622528																																	
al cromo vanadio	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1790	1086,856807																																	
al cromo silicio	3930,329766	3930,329766	5895,49465	1960	1462,32374																																	
Ssu	$S_{su} = S_{ut} * 0.67$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>por material</th> <th>Ssu</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>alambre cuerda piano</td> <td>816,7286711</td> </tr> <tr> <td>alambre revenido en aceite</td> <td>579,5598042</td> </tr> <tr> <td>alambre estirado en frio</td> <td>529,7437094</td> </tr> <tr> <td>al cromo vanadio</td> <td>728,1940606</td> </tr> <tr> <td>al cromo silicio</td> <td>979,7569058</td> </tr> </tbody> </table>	por material	Ssu	alambre cuerda piano	816,7286711	alambre revenido en aceite	579,5598042	alambre estirado en frio	529,7437094	al cromo vanadio	728,1940606	al cromo silicio	979,7569058																								
por material	Ssu																																					
alambre cuerda piano	816,7286711																																					
alambre revenido en aceite	579,5598042																																					
alambre estirado en frio	529,7437094																																					
al cromo vanadio	728,1940606																																					
al cromo silicio	979,7569058																																					
Ssy	$S_{sy} = S_{ut} * 0.45$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>por material</th> <th>Ssy</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>alambre cuerda piano</td> <td>548,5491074</td> </tr> <tr> <td>alambre revenido en aceite</td> <td>389,2565849</td> </tr> <tr> <td>alambre estirado en frio</td> <td>355,7980138</td> </tr> <tr> <td>al cromo vanadio</td> <td>489,0855631</td> </tr> <tr> <td>al cromo silicio</td> <td>658,045683</td> </tr> </tbody> </table>	por material	Ssy	alambre cuerda piano	548,5491074	alambre revenido en aceite	389,2565849	alambre estirado en frio	355,7980138	al cromo vanadio	489,0855631	al cromo silicio	658,045683																								
por material	Ssy																																					
alambre cuerda piano	548,5491074																																					
alambre revenido en aceite	389,2565849																																					
alambre estirado en frio	355,7980138																																					
al cromo vanadio	489,0855631																																					
al cromo silicio	658,045683																																					
Ta	$T_a = K_B \frac{8F_a D}{\pi d^3}$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>por material</th> <th>Ta</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>alambre cuerda piano</td> <td>165,7766765</td> </tr> <tr> <td>alambre revenido en aceite</td> <td>166,4793158</td> </tr> <tr> <td>alambre estirado en frio</td> <td>166,6942393</td> </tr> <tr> <td>al cromo vanadio</td> <td>166,1546739</td> </tr> <tr> <td>al cromo silicio</td> <td>165,904222</td> </tr> </tbody> </table>	por material	Ta	alambre cuerda piano	165,7766765	alambre revenido en aceite	166,4793158	alambre estirado en frio	166,6942393	al cromo vanadio	166,1546739	al cromo silicio	165,904222																								
por material	Ta																																					
alambre cuerda piano	165,7766765																																					
alambre revenido en aceite	166,4793158																																					
alambre estirado en frio	166,6942393																																					
al cromo vanadio	166,1546739																																					
al cromo silicio	165,904222																																					

Tm	$T_m = T_a \frac{F_m}{F_a}$	<p>por material</p> <p>Tm</p> <p>alambre cuerda piano 165,7766765</p> <p>alambre revenido en aceite 166,4793158</p> <p>alambre estirado en frio 166,6942393</p> <p>al cromo vanadio 166,1546739</p> <p>al cromo silicio 165,904222</p>
nf	$n_f = \frac{S_{sa}}{T_a}$	<p>por material</p> <p>nf</p> <p>alambre cuerda piano 12,42635601</p> <p>alambre revenido en aceite 9,670871077</p> <p>alambre estirado en frio 9,058501401</p> <p>al cromo vanadio 10,77309448</p> <p>al cromo silicio 11,81404533</p>
ns	$n_s = \frac{S_{sy}}{T_s}$	<p>por material</p> <p>ns</p> <p>alambre cuerda piano 2,205976213</p> <p>alambre revenido en aceite 1,558778571</p> <p>alambre estirado en frio 1,422956647</p> <p>al cromo vanadio 1,96237057</p> <p>al cromo silicio 2,644279432</p>

Tabla 13. Datos resultantes para el diseño del resorte.

La figura 38 presenta la simulación de esfuerzos para el resorte del cilindro con resorte según carga estática máxima de 7861 N. El valor analítico del esfuerzo de corte es de 166 MPa. El correspondiente a la simulación posee un valor de 175 MPa. Como puede verse, son valores cercanos, lo que denota la validez en los resultados obtenidos. En todo caso, las resistencias estáticas y de fatiga son mayores a los esfuerzos, asegurando esto que no se espera daño por deformación plástica incluso hasta llegar a tocarse respira -espira o el llamado resorte sólido, permite un factor de seguridad contra fluencia de 5.3. También, el factor de seguridad de 2.1 para fatiga asegura vida infinita en esta aplicación.

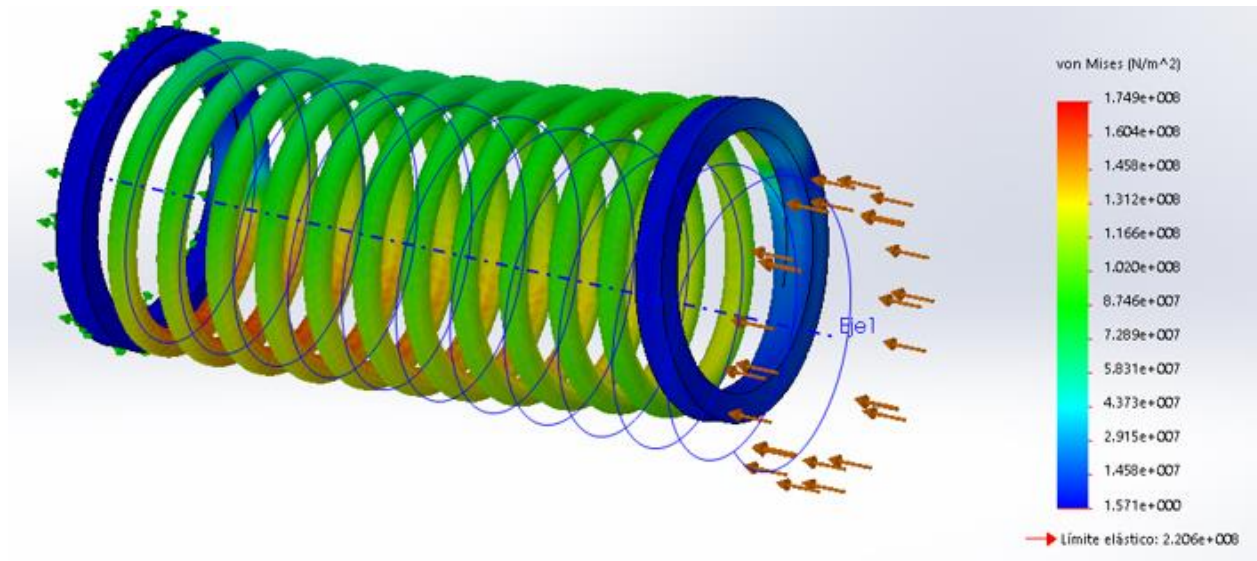


Figura 38. *Perfil de esfuerzos en el resorte.* Nota: Elaboración propia

Detalles adicionales para la simulación del resorte, como configuración de las cargas y mallado final, se presentan en el anexo 10.

5.3. Realizar mediante un software (SolidWorks) el análisis de esfuerzo para determinar el estado de carga estática y dinámica del cilindro con resorte.

Como se tenía predispuesto, se realizó por medio del software para ingeniería SolidWorks una simulación que corrobora los cálculos analíticos hechos para el cuerpo del cilindro en el anexo 8. En dichas simulaciones se comprobó el FDS del nuevo dispositivo que hace parte del nuevo diseño del banco de pruebas. Sin embargo, también se comprobó otros tipos de factores importantes y que serán añadidos a los anexos de este trabajo. Estos aspectos corresponden al desplazamiento, a la tensión y al FDS de la carcasa del cilindro, mostrados en el anexo 8.

Es importante tener en cuenta que el programa utilizado para este trabajo es considerado uno de los mejores del sector. De manera que, el grado de confiabilidad para los resultados de la simulación es altamente probables en cuanto a efectividad y relación con la realidad.

Con el fin de darle desarrollo a este objetivo y de llegar a la finalidad de este trabajo, se realizaron los cálculos pertinentes para la obtención de las dimensiones de la carcasa del cilindro con resorte. Podría decirse que este fue uno de los puntos más importantes del trabajo, ya que gracias al análisis de estos cálculos pudo estudiarse la viabilidad de la propuesta.

Todo esto fue verificado mediante simulación con el programa SolidWorks, en el que se pudo comprobar el perfil de esfuerzos del diseño aquí propuesto. Por lo que se presentan los siguientes resultados de dicha simulación. La figura 39 presenta el perfil de esfuerzos para el cuerpo del cilindro con resorte o carcasa.

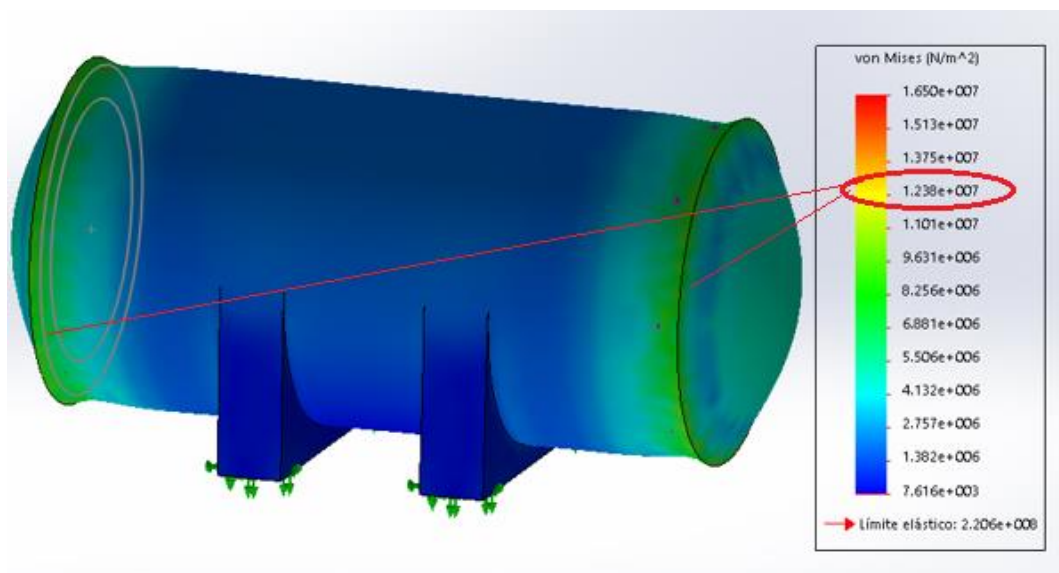


Figura 39. Perfil de esfuerzos en carcasa. Nota: elaboración propia.

Se observa que el valor de esfuerzo máximo de la simulación es de 16,5 MPa de la figura 39 y el valor analítico de 14,27 MPa (ver anexo 8). La diferencia en los resultados tomando como referencia el valor analítico es de 15 % superior para la simulación. Esto es de esperarse dado que en la simulación se incluyen restricciones locales propias de la geometría de la carcasa que no se consideran en el modelo analítico mas simple.

La figura 40 presenta el perfil de deformaciones. El valor máximo obtenido en la simulación es de 2.1 mm para la fuerza máxima de 7861 N, lo cual claramente no afecta el funcionamiento del equipo, ni las pruebas que se realicen a los cilindros hidráulicos evaluados y/o reparados.

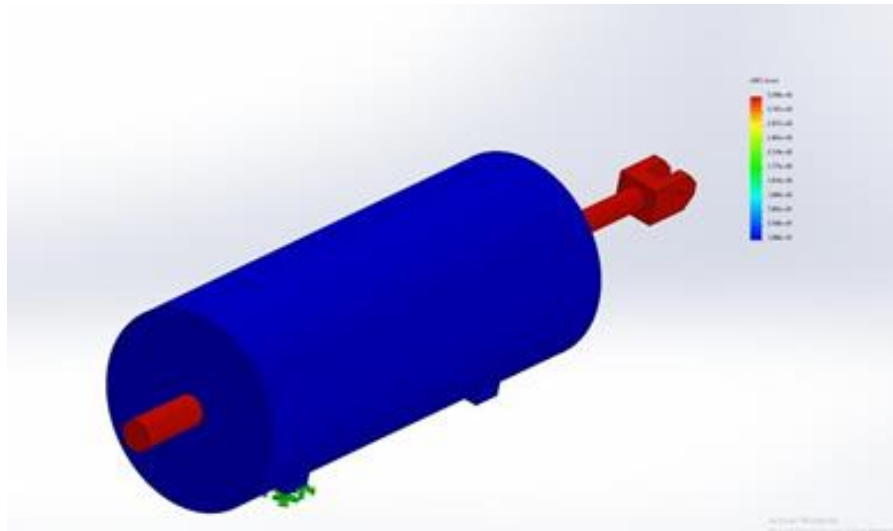


Figura 40. *Perfil d deformaciones en la carcasa.* Nota: elaboración propia.

5.4. Elaborar la memoria de cálculos de los esfuerzos a los que el vástago del cilindro en resorte está sometido.

En el anexo 9 se presenta el proceso de cálculo analítico para el vástago del cilindro con resorte. Se define como un miembro de dos fuerzas sometido a fuerzas compresión por lo que se incluye el análisis mediante el fenómeno del pandeo. La figura 41 presenta el esquema de las cargas a que se somete el vástago.

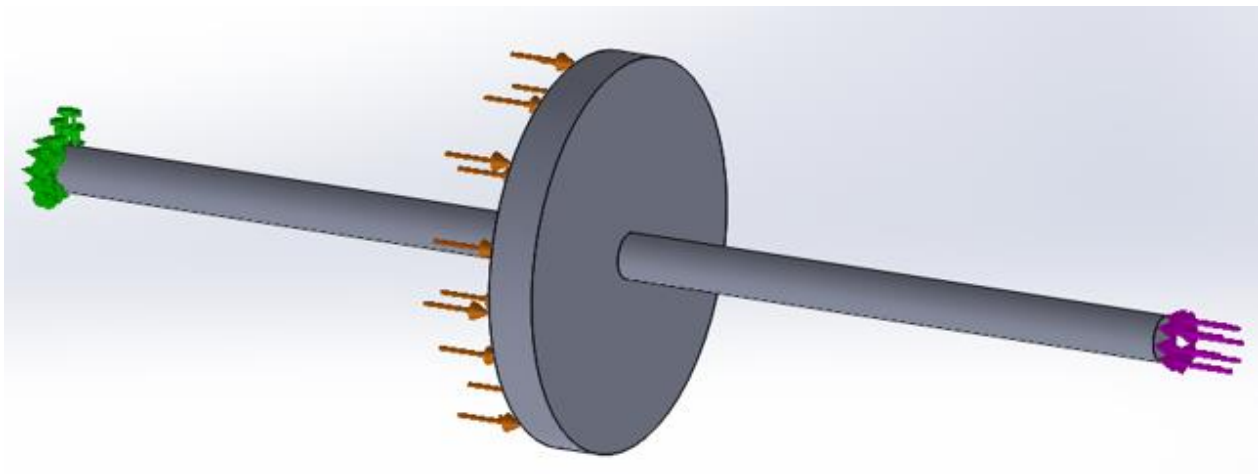


Figura 41. *Esquema de fuerzas que se somete el vástago.* Nota: Elaboracion propia

En el anexo 9 se calcula el esfuerzo de compresión, resultando un esfuerzo de 11,12 MPa. El resultado computacional es de 27,5 MPa, valor mayor al analítico. Se decide por el valor computacional dado que en el analítico se considera el vástago sin el disco tope y el modelo computacional al poseer la geometría de la pieza si lo incluye y el correspondiente incremento del esfuerzo por el efecto flector que produce.

Para acero estructural AISI A 36 con resistencia de fluencia de 250 MPa define un factor de seguridad de 9 ($250 / 27,5$). Por ello puede asegurarse que este componente tendrá vida infinita si sufre deformación plástica.

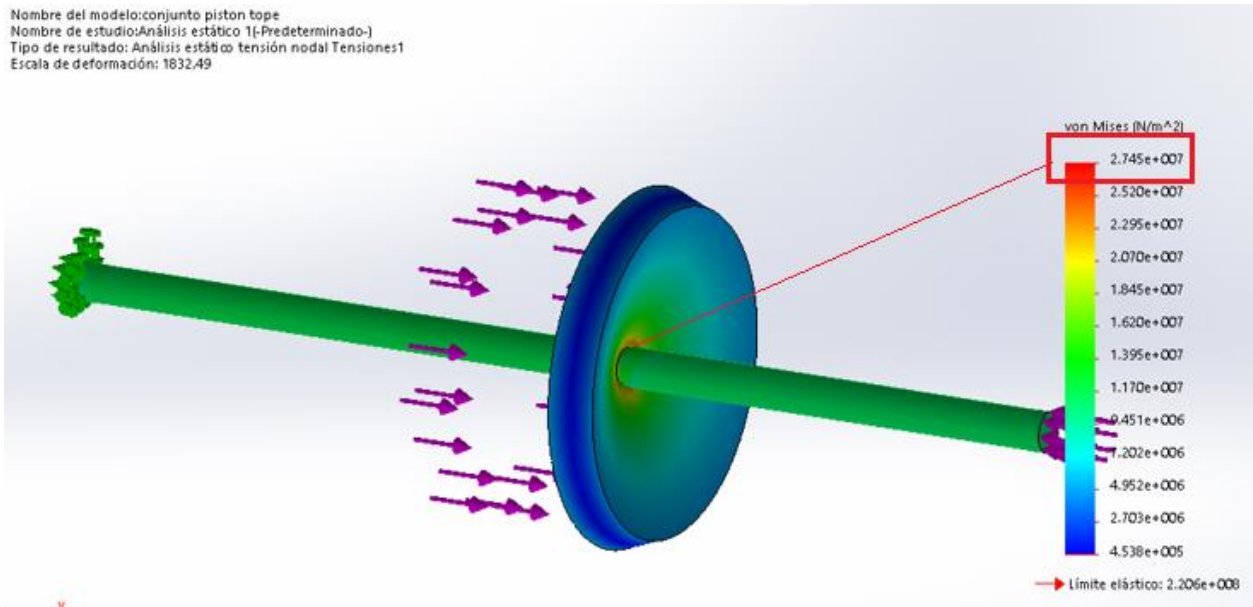


Figura 42. Perfil de esfuerzos para el vástago del Cilindro con resorte. Nota: Elaboración propia

En el anexo 9 se presentan detalles adicionales de la simulación.

Conclusiones

En primer lugar, es importante mencionar que el presente proyecto se concentró en el rediseño de un banco de pruebas que existe en la actualidad en una importante empresa del sector, agregando un cilindro con resorte, el cual se opone a la salida del cilindro que se prueba. En este banco tendría utilidad para realizar pruebas con distintos cilindros hidráulicos de diferentes dimensiones. Por esta razón, para este proyecto se tuvo en cuenta el cilindro hidráulico de la marca Parker con referencia señalada en la figura 35- 36 de la página 72, suministrado por la empresa en cuestión.

Asimismo, teniendo en cuenta que en este trabajo se llevó a cabo un rediseño, las características principales que se decidieron implementar en el equipo surgieron de la necesidad de mejorar la calidad de este dispositivo. Las mejoras corresponden al funcionamiento más efectivo de la instalación, al pretender que esta entregue resultados más completos y acertados. Esto es, el estudio y análisis de las pruebas de cilindros hidráulicos enfocados no solo en las posibles fugas y escapes que pueda tener sino también en el esfuerzo y carga.

En este orden de ideas, el nuevo diseño consistió en agregar un cilindro con resorte que se opusiera a la salida del cilindro hidráulico. De esta manera se probaría su capacidad de carga al someterlo a un mayor esfuerzo. Así, para poner a prueba la efectividad de este diseño se realizó simulación de la puesta en funcionamiento a través del programa SolidWorks. En ella se estudió la capacidad de esfuerzo y carga, calculando aspectos como el factor de seguridad del resorte, el desplazamiento, las tensiones y el factor de seguridad de la carcasa.

En tal sentido, las conclusiones que pudieron obtenerse con este proyecto se exponen a continuación:

- Primeramente, es menester precisar que se hace necesario la verificación de las condiciones mecánicas propuestas por el fabricante de los cilindros hidráulicos. Lo anterior, con el fin de evitar fallas de funcionamiento en campo, analizando la carga y esfuerzo.
- Gracias al estado del arte, se generó un estudio donde se analizaron a detalle distintos bancos de pruebas, concluyendo que el rediseño propuesto en este proyecto sería el primero con estas características y, por ende, una opción viable para incrementar la calidad de este producto.
- Después de realizar un análisis detallado de las cargas del sistema de pruebas, se diseñó el resorte con cinco materiales distintos. Del análisis se obtuvo que el material con resultados satisfactorios, en cuanto al factor de seguridad y a sus dimensiones, es el cromo al vanadio con un factor de seguridad de 1.3 y con dimensiones apropiadas.

TABLA DE MATERIALES Y COEFICIENTES				FACTOR DE SEGURIDAD		
Material	Astm	m	(A)MPA	F max p	F aplicada	FS
al cromo vanadio	A232	0,155	1790	10796.7	7860,7	1,3

Tabla 13. Captura de selección de material para fabricación del resorte con factor de seguridad 1.3 . Nota: elaboración propia

En este orden de ideas, se reafirma que el nuevo diseño del banco de pruebas elaborado entregó resultados favorables, lo cual confirma la hipótesis señalada en el capítulo uno, y en la que se menciona que el nuevo diseño sería significativamente más efectivo. Esto, si se lograra implementar la propuesta de diseño. Algo que se confirma gracias a los resultados de los cálculos realizados. De manera que, los materiales predispuestos para el diseño del cilindro resultado garantizan un equipo de calidad, teniendo en cuenta la función que cumple en cuanto a carga y esfuerzo.

- De igual manera, es importante señalar que al realizar el análisis de esfuerzos mediante Solidworks, se agregó una fuerza inicial de 7,8 kgs/N, la cual equivale a una presión inicial de trabajo de 250 PSI por el área del cilindro hidráulico que es de 4.560mm². Gracias a esto, se detallaron los esfuerzos y cargas en determinadas zonas del cilindro con el resorte, obteniendo resultados satisfactorios.

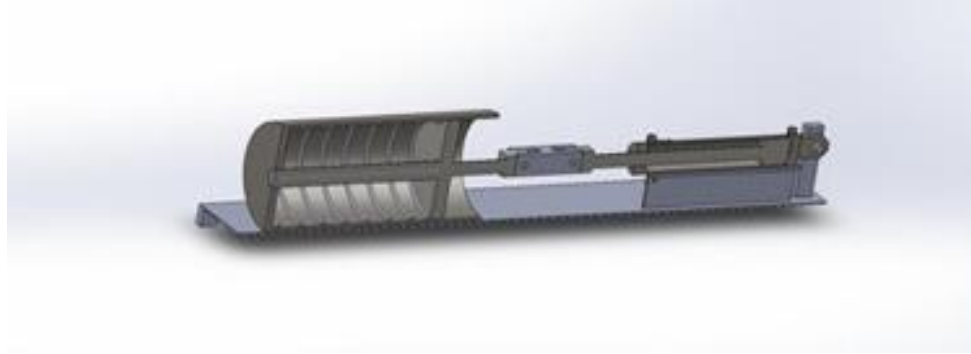


Figura 43. *Captura rediseño banco de pruebas.* Nota: elaboración propia.

- Para concluir el último objetivo y dar finalidad a este proyecto se desarrollan los cálculos pertinentes y se detalla una tabla comparativa mostrada en el capítulo 5.4 donde nos muestra la viabilidad de la propuesta, verificando cada uno de los materiales. Aquí mostramos también aspectos como son la fuerza máxima permisible, el factor de seguridad y algunos coeficientes de cargas.

Recomendaciones

Finalmente, con base en los resultados de la investigación y las conclusiones, es factible plantear un listado de recomendaciones.

- ✓ Darle implementación a esta propuesta de rediseño, en aras de buscar mejorar sus productos para la prestación de un mejor servicio.
- ✓ En caso de llevar la propuesta a fabricación, realizar seguimiento constante de los esfuerzos del CR.
- ✓ Llevar a cabo un estudio basado en el impacto de la implementación de este rediseño.
- ✓ Evaluar con constancia la efectividad del CR.
- ✓ Diseñar estrategias que estén a la vanguardia y en innovación en el sector de la ingeniería mecánica.
- ✓ Realizar mantenimiento preventivo al banco de pruebas con frecuencia.
- ✓ Verificar la capacidad de carga y esfuerzo de los cilindros hidráulicos para comprobar la efectividad de su funcionamiento.

Referencias bibliográficas

Aguilar Cruz, R. (2015). *Diseño de un banco de pruebas para bombas hidráulicas de alto caudal y presión* [Trabajo de grado, Universidad de San Carlos de Guatemala].

<https://www.repositorio.usac.edu.gt/133/1/Ricardo%20Daniel%20Aguilar%20Cruz.pdf>

Bunge, M. (1969). *La investigación científica. Su estrategia y su filosofía*. Ediciones Ariel.

Campos, G. et al. (2012). La observación, un método para el estudio de la realidad. *Xihmai*, 7(13), 45-60.

Castillo Bancallan, K. (2020). *Diseño de un banco de pruebas para cilindros oleohidráulicos con presiones de 600 – 2500 PSI* [Trabajo de grado, Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo]. <https://repositorio.unprg.edu.pe/handle/20.500.12893/8424>

Cuenya, L., Ruetti, E. (2010). Controversias epistemológicas y metodológicas entre el paradigma cualitativo y cuantitativo en psicología. *Revista Colombiana de Psicología*, 19 (2), 271-277.

Del Angel, E. (2014). *Hidráulica*. Universidad Autónoma del Estado de Hidalgo. <https://repository.uaeh.edu.mx/bitstream/bitstream/handle/123456789/16714/LECT146.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

EcuRed. (2020). *Cilindro hidráulico*. Recuperado el 17 de octubre del 2021, de https://www.ecured.cu/Cilindro_hidráulico

Equipo Marketing. (2020) *¿Cuáles son los componentes básicos de un banco de pruebas hidrostáticas?* Máxima presión, máxima tecnología MAXIPRESSTEC. Recuperado el 17 de octubre del 2021, de <https://www.maxipresstec.com/cuales-son-los-componentes-basicos-de-un-banco-de-pruebas-hidrostaticas/>

García, H. (2017) *¿Cuáles son los diferentes tipos de fluidos hidráulicos?* Puro Motores. Recuperado el 17 de octubre del 2017, de <https://www.puromotores.com/13115983/especificaciones-del-aceite-hidraulico-aw-46>

Gil Rodríguez, Á. (2015). *Diseño de experimento en banco hidráulico para prácticas de laboratorio*. [Trabajo de grado no publicado]. Universidad de Sevilla.

Groote, J. d. (1986). *Tecnología de Circuitos Hidráulicos*. Barcelona - España: CEAC.

Hernández Sampieri, R. (2014). *Metodología de la investigación*. McGraw-HILL / interamericana editores, s.a. de C.V.

Hidráulica & Neumática. (2019). *Cilindros hidráulicos*. Recuperado el 17 de octubre del 2021, de <https://hnsa.com.co/cilindros-hidraulicos/>

Kurowski, P. (2013). *Engineering Analysis with SolidWorks Simulation*. Schroff Development Corp.

John Deere. (2009). *Manual de uso y mantenimiento. Motor*. Recuperado el 17 de octubre del 2021, de <https://grupofeynsa.files.wordpress.com/2015/12/john-deere.pdf>

Made-In-China Connecting Buyers With Chinese Suppliers. (2019). *De alta presión Terek banco de prueba hidráulica hidrostática para la venta*. Recuperado el 17 de octubre del 2021, de <https://es.made-in-china.com>

Mena, W., Villareal, J. (1987). *Diseño y construcción de un banco de pruebas de sistemas oleohidráulico* [Trabajo de grado, Corporación Universitaria Autónoma de Occidente].

<https://red.uao.edu.co/bitstream/handle/10614/2516/T0000809.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

MotorGiga. (2021). *Banco de pruebas*. Recuperado el 17 de octubre del 2021, de <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/banco-de-pruebas-definicion-significado/gmx-niv15-con193089.htm>

Mott, R. et al. (2009). *Resistencia de materiales*. Pearson Prentice Hall.

Murillo, W. (2008). *La investigación científica*. Recuperado el 19 de octubre del 2021, de <https://www.monografias.com/trabajos15/invest-científica/investcientífica.shtm>

PCE Instruments. (2021). *Manómetro. Uso del manómetro*. Recuperado el 18 de octubre del 2021, de <https://www.pce-instruments.com/f/espanol/media/manometro-uso.pdf>

Powered by OXFORD LEXICO (2021). *Banco de pruebas*. Recuperado el 16 de octubre del 2021, de https://www.lexico.com/es/definicion/banco_de_pruebas

Ramos, C. (2015). Los paradigmas de la investigación científica. *Revista de la Facultad de Psicología y Humanidades*, 23(1), 9-17.

Rodríguez, A., Prieto, D. (2020). *Diseño de un banco de pruebas hidráulico para actuadores lineales* [Proyecto de grado, Universidad Antonio Nariño]. <https://repositorio.uan.edu.co/bitstream/123456789/2547/1/2020AlexanderRodriguezPolentino.pdf>

Ruano, J., Taimal, R. (2015). *Implementación del Sistema Hidráulico de la Excavadora Portátil, Impulsada por un Motor a Gasolina* [Trabajo de grado, Universidad Técnica del Norte]

<https://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/4797/1/05%20FECYT%202353%20TRABAJO%20DE%20GRADO.pdf>

Tecnología Pirineos. (2021). *Oleohidráulica*. Recuperado el 17 de octubre del 2021, de <https://tecnologiapirineos.blogspot.com/2013/01/oleohidraulica.html>

The McGraw-Hill Companies. (2021). *Automatización Oleohidráulica*. Recuperado el 17 de octubre del 2021, de https://es.scribd.com/document/52943063/UD9-Hidraulica#download&from_embed

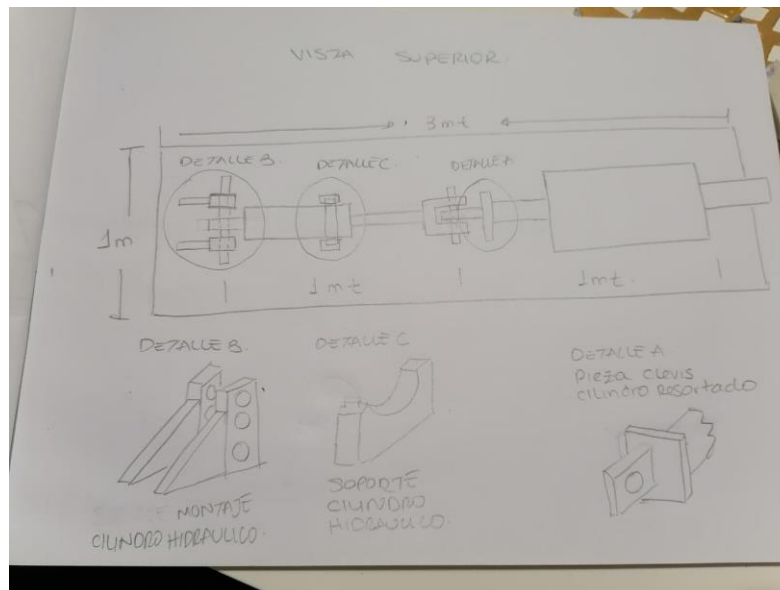
Vizcaya, D. (2012). *Cilindros de doble efecto*. Recuperado el 17 de octubre del 21, de <https://prezi.com/a00s22drjeti/cilindros-de-doble-efecto/>

Parker Hannifin Corporation. (2014) Heavy Duty Hydraulic. Roundline Cylinders. Recuperado el 27 de noviembre del 2021 de: <https://www.parker.com>

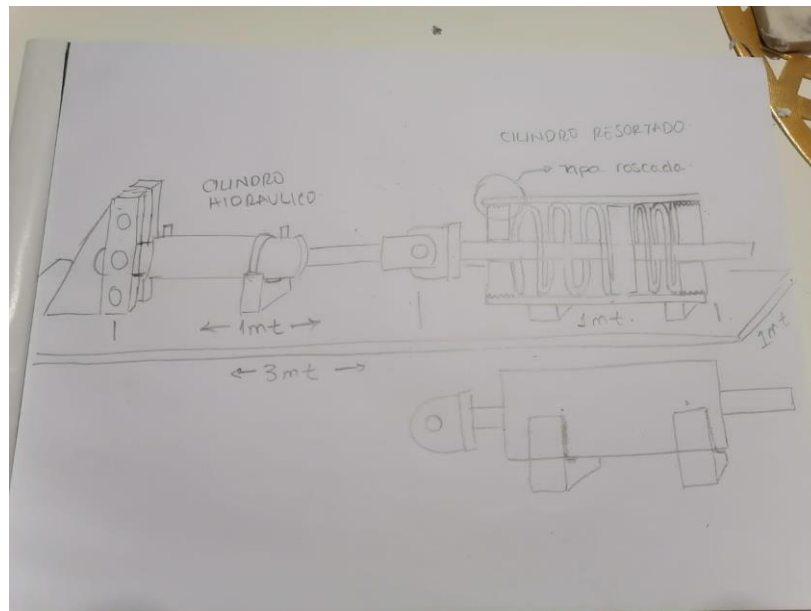
Anexos

Anexo 1

Dibujos preliminares etapa de diseño conceptual



Anexo 2



Anexo 3. Esquema de cilindro con resorte



En esta imagen el cilindro hidráulico doble efecto se encuentra totalmente recogido, cuando le ingresa la presión por el puerto pistón, transmite esta fuerza al resorte el cual se opone a su movimiento.

Anexo 4



En este punto el cilindro con resorte está generando oposición al avance del cilindro hidráulico durante todo su recorrido. Se verifica que no se presenten pases entre las cámaras internas del cilindro hidráulico, En el caso de que este siga avanzando. Si el cilindro hidráulico no avanza se concluye que está trabajando a presiones inferiores de 250 psi o presenta fallas internas.

Anexo 5



En este punto final de comprensión del cilindro con resorte, se podría verificar medidas de recorrido, correcto funcionamiento del cilindro hidráulico, verificación de fugas y estanqueidad. Realizando su retorno con presión hidráulica y volviendo a realizar el ciclo por el tiempo programado por el técnico.

Anexo 6

620MÁRQUEZ/AppData/Local/Microsoft/Windows/INetCache/IE/ER641K2F/Paso_a

paso a paso de pruebas realizadas en banco hidráulico . Después de haber realizado el técnico asignado el armado ajustes y ensamble del cilindro hidráulico debe :

- Realizar la correcta selección de los adaptadores o racores para la prueba.
- Trasladar el cilindro hidráulico con el puente grúa hasta el área de pruebas hidráulicas.
- Realizar el pre operacional del equipo hidráulico , verificando cada una de los puntos relacionados en el pre operacional para evitar riesgos y reportar cualquier anomalía en el equipo.
- conexión de mangueras de la unidad hidráulica al cilindro hidráulico, ajustadas en ambas puntas
- Encender el PLC del equipo y energizando los componentes eléctricos y electrónicos del tablero de control, indicando con el selector la operación en manual y proceder a pulsar los movimientos de avance y retroceso del cilindro hidráulico sin presión y en vacío, para poder llenar las cámaras de aceite y sacar el aire que está dentro del cilindro
- Después de haber realizado los movimientos sin presión , el técnico gradualmente va tarando la presión con la cual se va a realizar la prueba del cilindro hidráulico
- Luego de realizar los movimientos manualmente y tomando tiempo de recorridos de avance y retroceso, El técnico procede a programar el PLC los tiempos de recorridos para poder así iniciar la prueba de ciclaje.
- Con los datos y el tiempo a probar ya registrados en el PLC, el técnico indica en el selector AUTOMÁTICO y con el pulsador de inicio a la prueba de ciclaje del cilindro.
- En el lapso de tiempo de la prueba de ciclaje , el técnico debe ir tomando medidas del abierto y cerrado del cilindro, recorrido, verificación de fugas por todos los lados posibles que se puedan presentar fugas, correcto funcionamiento en el avance y retroceso.
- Toma de fotografías y videos, como evidencia de prueba.
- Al terminar la prueba de ciclaje el técnico procede a desconectar una de las líneas que se conecta al cilindro, esto para realizar prueba de estanqueidad. presurizado uno de los sentidos del cilindro para verificar que no haya pase entre las cámaras. este mismo proceso se realiza en ambos sentidos.
- Con ayuda de aire comprimido se recoge el cilindro hidráulico dejando el vástago cerrado por completo, todo esto para evitar golpes o maltratos al componente y retirar el aceite que está en las cámaras del cilindro.
- El técnico debe despresurizar las líneas del banco de prueba, descalibrar la válvula de alivio , desenergizar el equipo y dejar el área limpia y organizada.

Anexo 7

Entrevista

1. ¿Cuántas veces a la semana usa usted el banco de pruebas ?

el banco de prueba lo utilizo 5 veces a la semana o mas , depende también del flujo de trabajo en el taller

2. Llena el pre uso adecuadamente siempre?

si, el pre uso se debe llenar siempre antes de utilizar el banco de prueba para verificar el estado de cada uno de los componentes del equipo y no correr el riesgo de algún incidente o accidente antes durante y después de cada prueba

3. ¿Cree que el sistema actual de prueba para cilindros es eficiente?

En un 100% no lo es, por que hemos tenido garantías porque los cilindros hidráulicos han fugado en el sitio de operación con carga

4. ¿Cree que puede hacerlo aún mejor ?

Se podría mejorar el banco con un sistema de pruebas que simulan el trabajo o esfuerzo que hacen en campo y una mesa para poder ubicar los cilindros en prueba

5 Considera que el resultado de la prueba da un resultado confiable ?

totalmente confiable no, porque si fuera confiable no genera garantías o fugas en campo o después de reparados

6. ¿Qué parámetros o qué características del cilindro juzga la prueba que hacen ?

la presión que se tara en la prueba y el tiempo de ciclaje que se programa. son unos de los parámetros que se tienen en cuenta para la prueba y varían dependiendo de las dimensiones del cilindro

7 Cuando se prueban cilindros en vacío que desventajas trae

cuando se prueban en vacío no se está sometiendo a esfuerzo lineales, nada más se están presurizadas ambos sentidos al final de cada recorrido y no se esfuerzan durante los recorridos ,de esta forma no se está reflejando el trabajo del cilindro con carga

8 cree que rediseñando el banco de pruebas agregando un cilindro con resorte oponiéndose al avance y retroceso del cilindro hidráulico en prueba ayudará a simular el trabajo del cilindro hidráulico en campo ?

si, porque de esta forma se puede llevar el cilindro hidráulico en prueba después de reparado a realizar una simulación a el trabajo que hace en campo con la ayuda del cilindro resortado, porque este cilindro resortado lo que generaría es una oposición dificultando el avance y retroceso del cilindro hidráulico dando más confiabilidad en el proceso de reparación así poder disminuir las garantías por fuga

¿Qué cree que podría hacer que el banco de pruebas de resultados más acertados?

una posibilidad puede ser un rediseño del banco de prueba actual para poder aumentar la confiabilidad y garantizar una reparaciones de cilindros hidraulicos mas exitosa agregando

un dispositivo que simule el esfuerzo o trabajo que estos componentes ejecutan en el campo

¿Sigue un protocolo para el uso del banco?

si, se sigue un paso a paso desde la correcta selección del adaptador con que se realizará la prueba , los datos que se deben tomar del cilindro y las pruebas que se deben realizar

Anexo 8

Diseño del cuerpo del cilindro con resorte

La figura A8.1 presenta el dcl del cilindro con resorte y la sección crítica donde se analiza el esfuerzo crítico equivalente. Conservativamente se considera que el par y la fuerza se concentran en la sección A, presentándose el punto crítico en la zona donde esta el apoyo soldado al cilindro para asegurarlos tornillos de montaje a su base soporte. Esta situación cubre posible situación crítica de tornillos flojos.

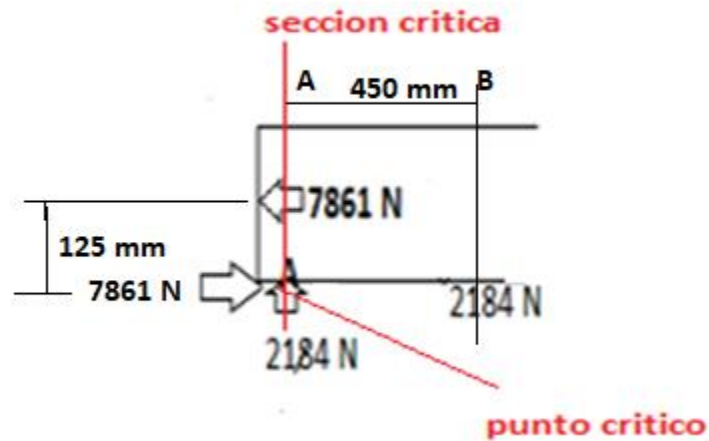


Figura A8.1. Esquema de dcl del cuerpo del cilindro con resorte.

En el punto crítico del cilindro con resorte ocurren esfuerzos de corte directo y esfuerzos normales por momento flector y compresión. Estos

Esfuerzo de corte directo

$$\tau = F / A_c = 7861 \text{ N} / 25 * 50 \text{ mm}^2 = 6,3 \text{ MPa (de corte directo)}$$

Esfuerzo normal por flexión

En este cilindro Se tiene una sección circular hueca con diámetro interno de 256 mm y externo de 260 mm, dado que el espesor de pared es de 2 mm.

$$I = \frac{\pi}{64} (260^4 - 256^4) = 13,488,855 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_f = \frac{M \cdot C}{I} = \frac{7861 \cdot 125 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 125 \text{ mm}}{13.488.855 \text{ mm}^4} = 9.1 \text{ MPa}$$

El esfuerzo de compresión para la fuerza de 2184 N se concentra en la misma área de corte para el apoyo con medidas rectangulares de 25*50 mm.

$$\sigma_c = F / A_c = 2184 / 25 \cdot 50 = 1,75 \text{ MPa}$$

el esfuerzo de corte es perpendicular al esfuerzo normal de compresión y definen un esfuerzo normal equivalente σ_e , calculado con la energía de distorsión máxima. La ecuación y valores son.

$$\sigma_e = \sqrt{1,75^2 + 3 \cdot 6,3^2} = 11 \text{ MPa}$$

Este esfuerzo normal equivalente es perpendicular al que corresponde a la flexión y el esfuerzo final resultante se estima como la hipotenusa de un triángulo rectángulo. El resultado final de esfuerzo equivalente máximo, es:

$$\sigma_e \text{ final} = \sqrt{11^2 + 9,1^2} = 14,27 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad contra fluencia para acero estructural AISI A 36 de resistencia de fluencia 250 MPa, es

$$F.S \text{ fluencia} = 250 / 14,27 = 17,5$$

Se aconseja su limpieza periódica y evitar la humedad dado la alta posibilidad de corrosión en nuestro medio.

Para el análisis de fatiga del cuerpo del cilindro con resorte, se considera que las cargas varían de 0 al valor máximo, lo que define un patrón de esfuerzo equivalente repetitivo, con $\sigma_a = \sigma_m =$

$$\sigma_{\max} / 2 =$$

$$\text{El límite de fatiga } S_e = 0,5 * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e$$

Para calcular K_a o factor de superficie, asumiendo mecanizado.

$$k_a = a S_{ut}^b$$

donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se encuentran en la tabla

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

$$K_a = 4.51 * 400^{-0.265} = 0,92$$

Para calcular K_b o factor de tamaño

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Para sección circular hueca el diámetro equivalente $d_e = 0,370 * D_e = 0,370 * 260 = 96.2 \text{ mm}$

$$K_b = 1.5 * 196,2^{-0.157} = 0,75$$

$$K_c = 1 \text{ (flexión equivalente)}$$

$$K_d = 1 \text{ (temperatura ambiente=)}$$

$$K_e = 0,753 \text{ (confiabilidad de 99,9 \%)}$$

$$S_e = 0.5 \cdot 400 \cdot 0.92 \cdot 0.75 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.753 = 103 \text{ MPa}$$

Para $\sigma_m > 0$, se calcula el factor de seguridad contra fatigan de la ecuación siguiente

$$\text{Goodman mod} \quad \frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

Insertando valores y despejando n

$$\frac{14,27}{103} + \frac{14,27}{400} = 0,18 = 1/n$$

$$N = 5.5$$

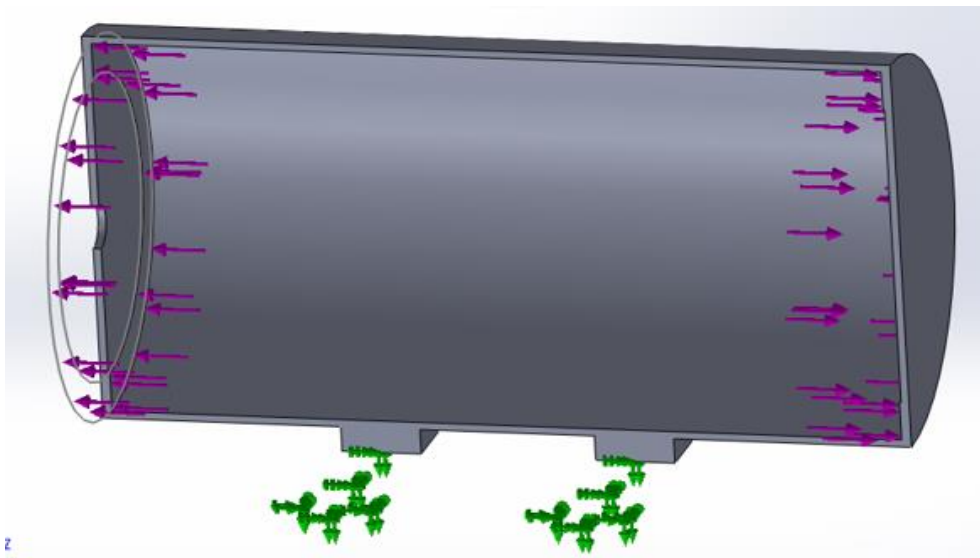


Figura A8.2. esquema de cargas para la carcasa del cilindro.

Anexo 9

Diseño del vástago del cilindro con resorte

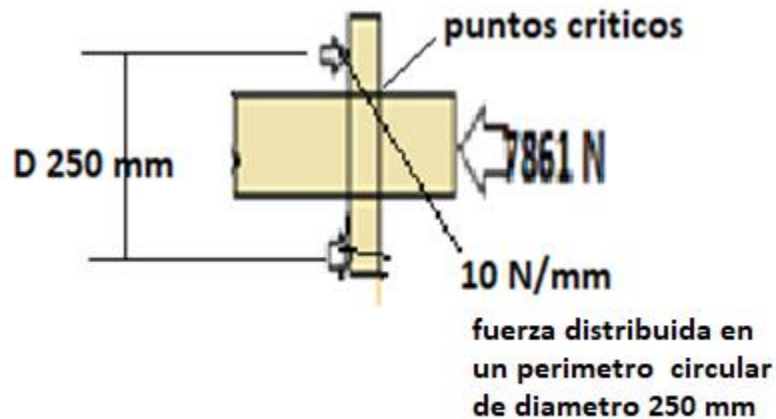


Figura A9.1. Esquema de dcl del vástago

Esta pieza presenta un estado combinado de carga.

Un efecto de pandeo por compresión y un efecto de corte entre el disco de apoyo y el eje del vástago. Los esfuerzos son

Análisis Por pandeo del vástago

Se calcula la relación L/k limite $\left(\frac{l}{K}\right)_1$ y l/k del componente para definir si se aplica el modelo Euler o el de Johnston. La condición de extremo $C = 1$, considerando extremos empotramiento - empotramiento

$$\left(\frac{l}{K}\right)_1 = \left(\frac{2\pi^2 C * E}{s_y}\right)^{0,5} = \left(\frac{2\pi^2 * 1 * 207000}{250}\right)^{0,5} = 127,8$$

Para sección circular el diámetro de vástago de 30 mm y largo de 800 mm. define lo siguiente

$$\text{Radio de giro } k = \sqrt{I/A} = [(\pi d^4 / 64) / (\pi d^2 / 4)]^{1/2} = d/4$$

$$K = 30/4 = 7,5 \text{ mm}$$

$$L/k = 800 / 7,5 = 106,6$$

$$A = 706,85 \text{ mm}^2$$

Como $l/k < (l/k)_1$, aplica el modelo de Johnston. El esfuerzo de compresión es

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_y - \left(\frac{S_y}{2\pi} \frac{l}{k} \right)^2 \frac{1}{CE} \quad \frac{l}{k} \leq \left(\frac{l}{k} \right)_1$$

$$\frac{P_{cr}}{A} = 250 - \left(\frac{250 \cdot 800}{2\pi \cdot 7,5} \right)^2 * \frac{1}{1 \cdot 207000} = 250 - 87 = 163 \text{ MPa}$$

$$P_{cr} = 163 \cdot 706,85 = 115,218 \text{ N}$$

$$F \text{ máxima de compresión} = 7861 \text{ N}$$

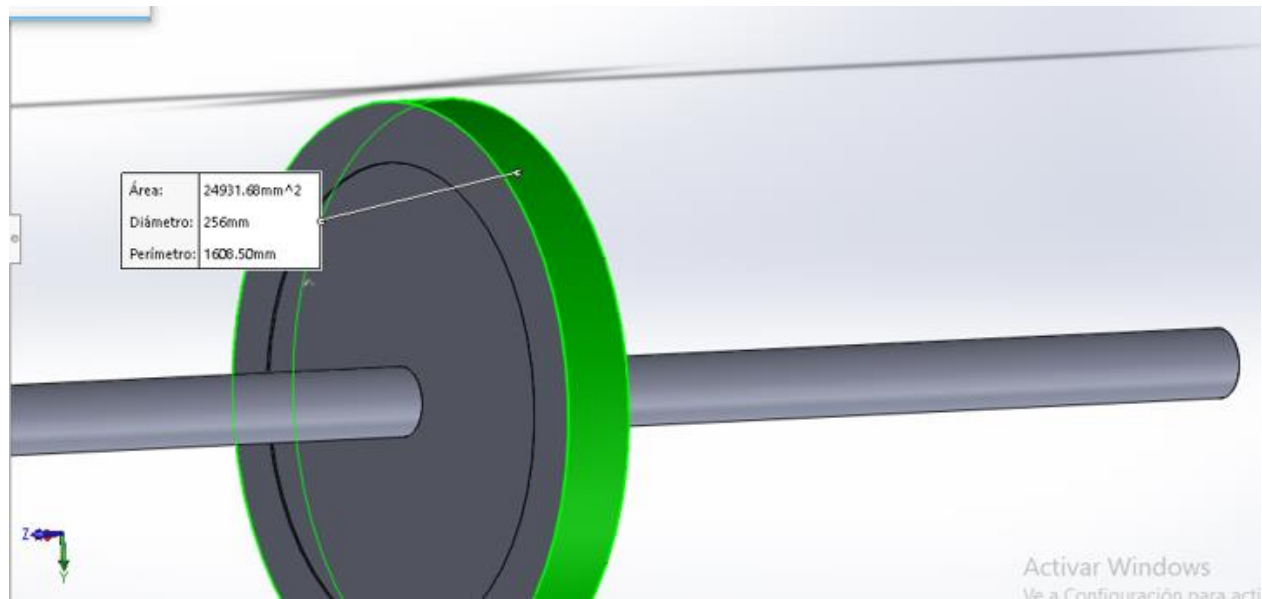
$$F.S \text{ contra pandeo} = 115,218 / 7861 = 14,65$$

Se concluye que no ocurre pandeo del vástago.

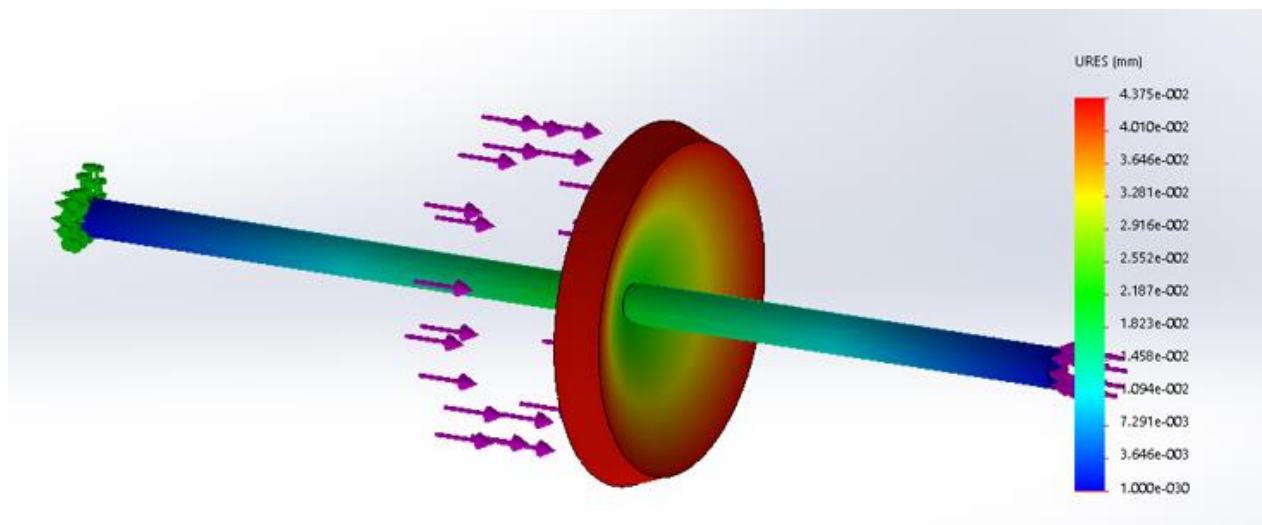
Al ser el vástago un miembro a compresión y la fatiga ser un fenómeno de creación y propagación de grietas por tensión, no se realiza comprobación a la fatiga, dado que las fuerzas de compresión cierran las grietas no las abre.

El esfuerzo de compresión simple se calcula dividiendo la fuerza $F = 7861 \text{ N}$ entre el área de diámetro 30 mm ($706,85 \text{ mm}^2$)

$$\sigma = 7861 / 706,85 = 11,12 \text{ MPa}$$



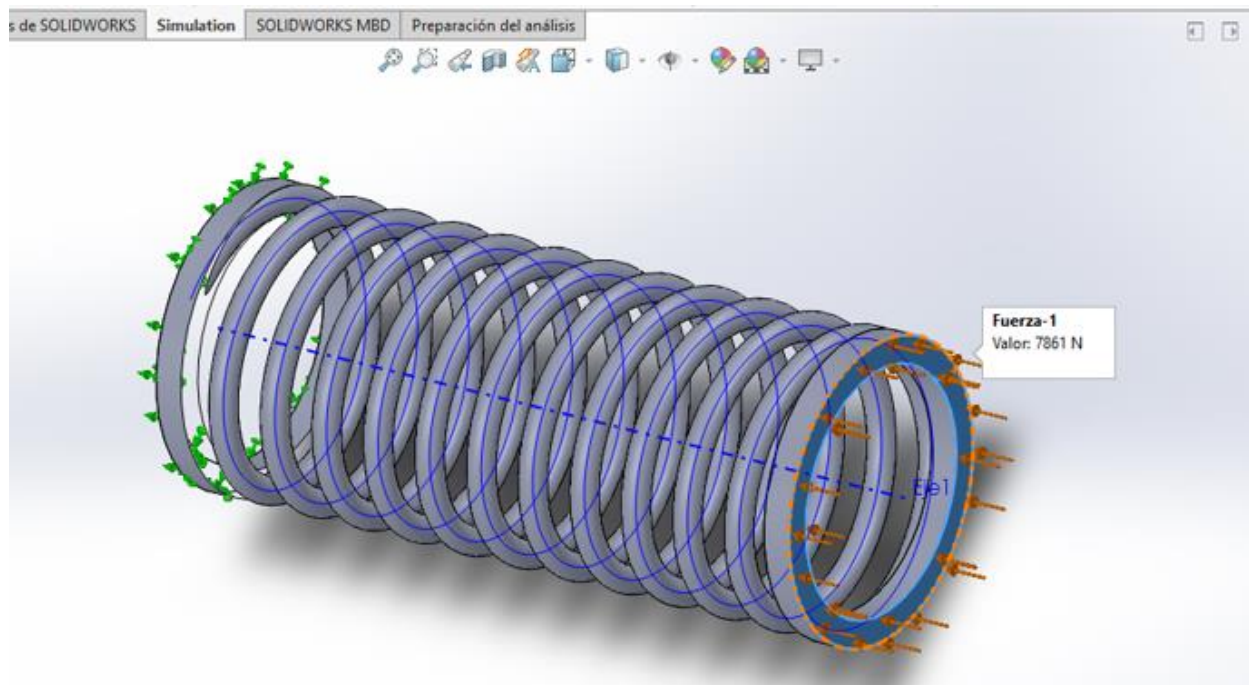
Geometría del vástago del cilindro con resorte



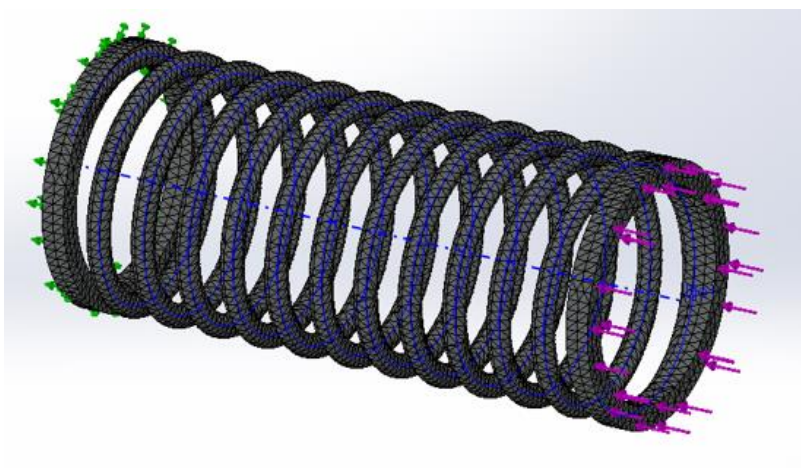
Perfil de deformaciones para el vástagos.

Anexo 10

Algunas simulaciones del resorte



Configuración de las cargas



Mallado final