



**FACULTAD DE INGENIERÍA ARQUITECTURA Y  
URBANISMO**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA  
ELÉCTRICA**

**TESIS**

**DISEÑO DE UN BANCO SEMIAUTOMATIZADO  
PARA LA REPARACIÓN DE CILINDROS  
HIDRÁULICOS CON CAPACIDAD DE SEIS  
PULGADAS DE DIÁMETRO Y OCHENTA  
PULGADAS DE LONGITUD**

**PARA OPTAR POR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO ELECTRICISTA**

**Autor:**

**Bach. Llatas Castro Edinson Brai**  
<https://orcid.org/0000-0002-3693-6391>

**Asesor:**

**Mg. Ing. Alvarado Silva Carlos Alexis**  
<https://orcid.org/0000-0002-3588-8869>

**Línea de la Investigación:**

**Infraestructura, Tecnología y Medio Ambiente**

**Pimentel – Perú  
2021**

**DISEÑO DE UN BANCO SEMIAUTOMATIZADO PARA  
LA REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS CON  
CAPACIDAD DE SEIS PULGADAS DE DIÁMETRO Y  
OCHENTA PULGADAS DE LONGITUD**

**Aprobación del jurado**

---

Mg. Coronel Rojas Angel Marcelo

**Presidente**

---

Mg. Vives Garnique Juan Carlos

**Secretario**

---

Mg. Carlos Alexis Alvarado Silva

**Vocal**

## DEDICATORIA

A Dios, quien ha sido el que me  
ha inspirado a diario y me ha dado las  
fuerzas necesarias para la realización de  
esta investigación, y poder así alcanzar mi  
objetivo tanto personal como profesional.

A mi madre Edita Castro Flores y a mi padre  
Ricardo Llatas Castro por su apoyo  
incondicional, por su aliento y por cada uno  
de sus consejos que a diario me dieron a  
pesar de la distancia y los obstáculos.

También mi gratitud, a cada uno de mis  
hermanos, por ser un ejemplo para mí,  
por siempre estar a mi lado brindándome  
su apoyo constante.

## **AGRADECIMIENTOS**

Son muchas las personas que han contribuido durante todo el proceso de esta investigación por lo que quiero extender un profundo agradecimiento para la Universidad Señor de Sipán por haberme permitido ser parte de ella y poder estudiar mi carrera universitaria.

Mi gratitud a la Escuela profesional de Ingeniería Mecánica y mi sincero agradecimiento a mi Asesor Carlos Alexis Alvarado Silva, por cada una de sus orientaciones brindadas durante el desarrollo de mi tesis.

Mi enorme reconocimiento a cada uno de los docentes por cada detalle y momento dedicado para aclarar cualquier tipo de duda que me surgiera, agradecerle por la caridad y exactitud con la que se me enseñó cada clase.

Finalmente, agradecer a cada uno de los que fueron mis compañeros de clase durante cada uno de los ciclos universitarios, por cada una de las experiencias y buenos momentos vividos, los cuales siempre serán un gran recuerdo.

# DISEÑO DE UN BANCO SEMIAUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS CON CAPACIDAD DE SEIS PULGADAS DE DIÁMETRO Y OCHENTA PULGADAS DE LONGITUD

## DESIGN OF A SEMI-AUTOMATED BENCH FOR THE REPAIR OF HYDRAULIC CYLINDERS WITH A CAPACITY OF SIX INCHES IN DIAMETER AND EIGHTY INCHES IN LENGTH

Llatas Castro Edinson Brai 1

### **Resumen**

*En este proyecto de investigación se diseñó un banco semiautomatizado para la reparación de cilindros hidráulicos, con una capacidad de 6 pulgadas de diámetro y 80 pulgadas de longitud.*

*Las necesidades de los trabajadores y de las empresas al reparar cilindros hidráulicos fueron evaluadas y recogidas a través de la observación, la entrevista, y de la misma experiencia vivida por parte del autor. Posterior a esto se busca una solución a todas las necesidades encontradas siguiendo el método normado y estandarizado de diseño; VDI – 2222, que sirve como una guía y con el cual se desarrolla toda la investigación.*

*Se evaluó y se eligió a la mejor propuesta de entren tres alternativas de solución. Posterior a ello se realizó el dimensionamiento, calculo, y la selección de elementos tanto para la estructura principal, como para el mecanismo de afloje y ajuste, el sistema hidráulico, y el sistema de control eléctrico.*

*Se usó diferentes tipos de programas computacionales como: MDSolids 4.0 para el cálculo de fuerzas y momentos; FluidSIM – Hidráulica para el diseño del sistema electrohidráulico; CADe\_SIMU para el diseño del sistema eléctrico; SOLIDWORKS 2016 para el modelado de todos los elementos, y el estudio estático de los principales componentes.*

*Todos los resultados obtenidos cumplieron con las expectativas esperadas, dado confiabilidad, y seguridad de que el diseño cumplirá con el trabajo para el fin que fue realizado. Finalmente se realiza una evaluación económica detallada con el fin de estimar el valor económico que costara el diseño y la construcción del proyecto.*

**Palabras claves:** Banco semiautomatizado, cilindro hidráulico, mecanismos, sistemas.

---

<sup>1</sup> Adscrito a la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica Eléctrica, Pregrado, Universidad Señor de Sipán, Pimentel, Perú, email: [lcastroedinsonb@crece.uss.edu.pe](mailto:lcastroedinsonb@crece.uss.edu.pe) y registro ORCID <https://orcid.org/0000-0002-3693-6391>.

## **Abstract**

*In this research project, a semi-automated bench was designed for the repair of hydraulic cylinders, with a capacity of 6 inches in diameter and 80 inches in length.*

*The needs of workers and companies when repairing hydraulic cylinders were evaluated and collected through observation, interview, and the same experience lived by the author. After this, a solution is sought to all the needs found following standardized design standards and methods; This is where the VDI-2222 Beginner Design Method is evaluated and chosen, which serves as a guide and with which all research is conducted.*

*Several alternative solutions were proposed, with different physical and geometric configuration, which would help solve the needs encountered, from which the best proposal was evaluated and chosen. Subsequently, the sizing, calculation, and selection of elements for the main structure, as well as for the loosening and adjustment mechanism, the hydraulic system, and the electrical control system were carried out.*

*Different types of computer programs were used such as: MDSolids 4.0 for the calculation of forces and moments; FluidSIM - Hydraulics for the design of the electrohydraulic system; CADe\_SIMU for the design of the electrical system; Solidworks 2016 for the modeling of all the elements, and the static study of the main components.*

*All the results obtained met the expected expectations, given reliability, and assurance that the design will fulfill the work for the purpose it was carried out.*

*Finally, a detailed economic evaluation is carried out in order to estimate the economic value that the design and construction of the project will cost.*

**Keywords:** *Semi-automated bench, hydraulic cylinder, mechanisms, systems.*

## ÍNDICE

DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTOS.....	iv
<i>Resumen</i> .....	v
<i>Abstract</i> .....	vi
ÍNDICE.....	vii
I. INTRODUCCIÓN.....	12
1.1. Realidad Problemática.....	12
1.2. Antecedentes de Estudio.....	16
1.3. Teorías Relacionadas al Tema.....	20
1.3.1. Conceptos básicos de una estación de trabajo.....	20
1.3.2. Conceptos básicos de automatización industrial.....	21
1.3.3. Conceptos básicos de hidráulica.....	24
1.3.4. Conceptos básicos de electrohidráulica.....	40
1.3.5. Método de diseño VDI – 2222.....	45
1.3.6. Selección de elementos hidráulicos y diseño del banco.....	45
1.4. Formulación del Problema.....	54
1.5. Justificación e Importancia del Estudio.....	54
1.5.1. Justificación Económica.....	54
1.5.2. Justificación Social.....	54
1.5.3. Justificación Técnica.....	54
1.6. Hipótesis.....	55
1.7. Objetivos.....	55
1.7.1. Objetivo General.....	55
1.7.2. Objetivos Específicos.....	55
II. MATERIAL Y MÉTODO.....	57
1.1. Tipo y Diseño de Investigación.....	57
1.2. Población y Muestra.....	57
1.3. Variables, Operacionalización.....	57
1.3.1. Variables.....	57
1.3.2. Operacionalización.....	58
1.4. Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos, Validez y Confiabilidad.....	59
1.4.1. Técnicas.....	59
1.4.2. Instrumentos de recolección de datos.....	60
1.4.3. Validez y confiabilidad.....	61
1.5. Procedimientos de Análisis de Datos.....	61
1.6. Criterios Éticos.....	61
1.6.1. Código de ética del Colegio de Ingenieros de Perú.....	61
1.6.2. Código de ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS).....	62
1.7. Criterios de Rigor Científico.....	62
1.7.1. Valor de la verdad.....	62
1.7.2. Transferibilidad.....	62
1.7.3. Dependencia.....	63
1.7.4. Confiabilidad.....	63
III. RESULTADOS.....	65
1.8. Resultados en Tablas y Figuras.....	65
1.8.1. Planeamiento o comprensión de la solución.....	68
1.8.2. Elaboración del concepto.....	69
1.8.3. Elaboración del proyecto y detalles de diseño.....	77

1.9.	Análisis de costos generales para el desarrollo del proyecto .....	125
1.10.	Discusión de Resultados. ....	127
IV.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....	130
1.11.	Conclusiones. ....	130
1.12.	Recomendaciones .....	131
	REFERENCIAS .....	132
	ANEXOS .....	136

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1:</b>	Modelos de estaciones de trabajo. ....	20
<b>Figura 2:</b>	Estructura de un sistema automatizado.....	22
<b>Figura 3:</b>	Sistema hidráulico en maquinaria de construcción. ....	24
<b>Figura 4:</b>	Aplicación de la ley de pascal.....	25
<b>Figura 5:</b>	Demostración del principio de Arquímedes. ....	26
<b>Figura 6:</b>	Prueba de viscosidad.....	27
<b>Figura 7:</b>	Representación de un grupo de accionamiento hidráulico. ....	28
<b>Figura 8:</b>	Vista interna de una bomba de engranajes. ....	29
<b>Figura 9:</b>	Vista interna de una bomba de paletas. ....	29
<b>Figura 10:</b>	Vista interna de una bomba de pistones axiales. ....	30
<b>Figura 11:</b>	Representación gráfica y simbólica de cilindros hidráulicos. ....	31
<b>Figura 12:</b>	Simbólica de motores hidráulicos.....	32
<b>Figura 13:</b>	Representación de válvula limitadora de presión. ....	33
<b>Figura 14:</b>	Representación de válvula reguladora de caudal.....	34
<b>Figura 15:</b>	Representación de válvulas distribuidoras de flujo. ....	34
<b>Figura 16:</b>	Manómetro de presión. ....	35
<b>Figura 17:</b>	Tanque hidráulico. ....	36
<b>Figura 18:</b>	Filtro de aceite hidráulico. ....	37
<b>Figura 19:</b>	Tubería flexible.....	39
<b>Figura 20:</b>	Tubería rígida.....	39
<b>Figura 21:</b>	Contacto NA, NC y conmutación.....	40
<b>Figura 22:</b>	Pulsador NA y NC. ....	41
<b>Figura 23:</b>	Interruptor NA y NC.....	41
<b>Figura 24:</b>	Final de carrera NC.....	42
<b>Figura 25:</b>	Representación de un relé.....	43
<b>Figura 26:</b>	Relé con retardo a la conexión.....	43
<b>Figura 27:</b>	Relé con retardo a la desconexión. ....	44
<b>Figura 28:</b>	Representación de válvula 4/3 monoestable.....	45
<b>Figura 29:</b>	Esfuerzo respecto al tiempo.....	52
<b>Figura 30:</b>	Caja negra, banco de armado y desarmado de cilindros hidráulicos.....	69
<b>Figura 31:</b>	Estructura de funciones.....	70
<b>Figura 32:</b>	Solución 01, plataforma básica de reparación. ....	72
<b>Figura 33:</b>	Solución 02, transmisión mecánica. ....	73
<b>Figura 34:</b>	Solución 03, estación electrohidráulica. ....	73
<b>Figura 35:</b>	Grafico de dispersión técnico económico. ....	76
<b>Figura 36:</b>	Cilindro de levante excavadora CAT 336 FE.....	77



<b>Figura 37:</b> Especificaciones de bomba seleccionada. ....	83
<b>Figura 38:</b> Especificaciones de cilindro hidráulico seleccionado. ....	83
<b>Figura 39:</b> Especificaciones de válvula distribuidora de caudal. ....	84
<b>Figura 40:</b> Especificaciones válvula reguladora de presión. ....	85
<b>Figura 41:</b> Pruebas típicas de fluidos hidráulicos. ....	86
<b>Figura 42:</b> Nomograma de dimensionamiento de tubería hidráulicas. ....	87
<b>Figura 43:</b> Especificaciones de filtro de succión. ....	88
<b>Figura 44:</b> Especificaciones filtro principal. ....	88
<b>Figura 45:</b> Diagrama hidráulico del sistema de actuadores lineales. ....	89
<b>Figura 46:</b> Especificaciones de bomba hidráulica. ....	90
<b>Figura 47:</b> Especificaciones de motor hidráulico. ....	91
<b>Figura 48:</b> Diagrama hidráulico del sistema hidrostático. ....	93
<b>Figura 49:</b> Bombas tipo tándem. ....	94
<b>Figura 50:</b> Especificaciones de motor eléctrico. ....	94
<b>Figura 51:</b> Sistema hidráulico completo. ....	97
<b>Figura 52:</b> Lista de elementos hidráulicos. ....	98
<b>Figura 53:</b> Disposición de la estructura base. ....	99
<b>Figura 54:</b> Resultado – Análisis estático – Tensiones. ....	100
<b>Figura 55:</b> Resultado - Análisis estático – Desplazamientos. ....	100
<b>Figura 56:</b> Resultado – Análisis estático – Factor de seguridad. ....	101
<b>Figura 57:</b> Disposición de elementos de ajuste y afloje. ....	101
<b>Figura 58:</b> Identificación de elementos de mecanismo de afloje y ajuste. ....	102
<b>Figura 59:</b> Factor de corrección de dientes / Factor de torones múltiples. ....	103
<b>Figura 60:</b> Representación de elementos de transmisión por cadena. ....	104
<b>Figura 61:</b> Cuadro de selección de cadenas. ....	104
<b>Figura 62:</b> Especificaciones de cadena ANSI 50. ....	105
<b>Figura 63:</b> Localización de fuerzas sobre eje. ....	106
<b>Figura 64:</b> Diagrama de cuerpo libre. ....	106
<b>Figura 65:</b> Diagrama de cuerpo libre, transmisión por cadena. ....	107
<b>Figura 66:</b> Fuerzas en el plano X – Y. ....	108
<b>Figura 67:</b> Fuerza cortante y momento flector plano X -Y. ....	109
<b>Figura 68:</b> Fuerzas en el plano X – Z. ....	109
<b>Figura 69:</b> Fuerza cortante y momento flector, plano X – Z. ....	110
<b>Figura 70:</b> DCL, momento torsor. ....	111
<b>Figura 71:</b> Resultado – Análisis estático – Tensiones. ....	114
<b>Figura 72:</b> Resultado – Análisis estático – Desplazamientos. ....	115
<b>Figura 73:</b> Resultado – Análisis estático – Factor de seguridad. ....	115
<b>Figura 74:</b> Especificaciones de rodamiento de rodillos cónicos. ....	117
<b>Figura 75:</b> Dimensionamiento d nervados. ....	117
<b>Figura 76:</b> Dimensionamiento de cuñas y cuñeros. ....	118
<b>Figura 77:</b> Dimensiones de tecla eléctrica. ....	118
<b>Figura 78:</b> Disposición de teclas. ....	119
<b>Figura 79:</b> Resultado – Análisis estático – Tensiones. ....	120
<b>Figura 80:</b> Resultado – Análisis estático – Desplazamiento. ....	121
<b>Figura 81:</b> Resultado – Análisis estático – Factor de seguridad. ....	121
<b>Figura 82:</b> Disposición de soportes y sujetadores. ....	122
<b>Figura 83:</b> Diagrama eléctrico de corriente alterna. ....	123
<b>Figura 84:</b> Diagrama electro – hidráulico, de corriente continua. ....	124

<b>Figura 85:</b> Proceso de afloje de tuerca de vástago. ....	137
<b>Figura 86:</b> Proceso de afloje de tapa de cilindro. ....	137

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1:</b> Viscosidad y temperatura recomendada para bombas hidráulicas. ....	27
<b>Tabla 2:</b> Rango de números ISO 4406, conteo de partículas. ....	37
<b>Tabla 3:</b> Operacionalización de variables para el sistema de afloje y ajuste de componentes. ....	58
<b>Tabla 4:</b> Operacionalización de variables para el sistema de montaje y desmontaje del conjunto cilindro embolo. ....	59
<b>Tabla 5:</b> Resumen de entrevista realizada a trabajadores de reparación de cilindros hidráulicos. ....	66
<b>Tabla 6:</b> Lista de exigencias que debe de cumplir el diseño. ....	68
<b>Tabla 7:</b> Desarrollo de matriz morfológica. ....	71
<b>Tabla 8:</b> Leyenda, matriz morfológica. ....	72
<b>Tabla 9:</b> Evaluación de criterios técnicos y económicos. ....	74
<b>Tabla 10:</b> Evaluación económica (yi). ....	75
<b>Tabla 11:</b> Evaluación técnica (xi). ....	75
<b>Tabla 12:</b> Especificaciones de cilindro de levante excavadora hidráulica 336 FE. ....	78
<b>Tabla 13:</b> Resumen de valores calculados para cilindros hidráulicos. ....	82
<b>Tabla 14:</b> Características de elementos principales. ....	95
<b>Tabla 15:</b> Valores de torsión que dispone el banco. ....	96
<b>Tabla 16:</b> Fuerzas que actúan sobre la estructura base. ....	99
<b>Tabla 17:</b> Cargas que actúan sobre la estructura del tecele. ....	120
<b>Tabla 18:</b> Costos generales del proyecto. ....	125
<b>Tabla 19:</b> Costos generales de proyecto (continuación). ....	126
<b>Tabla 20:</b> Costos generales de proyecto (continuación). ....	127
<b>Tabla 21:</b> Resumen de resultados de factor de seguridad. ....	128

# **CAPÍTULO I**

# **INTRODUCCIÓN**

## I. INTRODUCCIÓN

### 1.1. Realidad Problemática.

A lo largo del tiempo las instalaciones, maquinas, equipos y sistemas han ido evolucionando de manera rápida, haciéndose cada vez más complejos, exigiendo mejoras continuas en los procesos de mantenimiento y trabajos más rigurosos para los gestores de mantenimiento. INFRASPEAK divide al mantenimiento en tres grupos: mantenimiento correctivo “funcionar hasta romperse”, mantenimiento preventivo “mantenimiento regularizado”, mantenimiento predictivo “supervisión del equipo en funcionamiento”.(“¿Cuáles Son Los Diferentes Tipos de Mantenimiento? [2020] • Infrasppeak Blog,” 2020)

La internet de las cosas IOT ha cambiado la perspectiva de percibir el mundo, la industria 4.0 nos ha traído la IIOT (industrial internet of things) que significa en español la internet de las cosas industriales. En un futuro todas las maquinas podrán estar conectadas a la red, transmitir, analizar información y tomar decisiones solas. (“Mantenimiento Industrial Inteligente: El Poder de la IIoT • Infrasppeak Blog,” 2020)

El internet de las cosas IIOT se aplicará al mantenimiento industrial a través de sensores que recogerán datos de los equipos y/o maquinas a los cuales nunca se podía acceder, haciendo así más fácil la forma de prever cuándo ocurrirá la falla, y finalmente evaluar a través de un mantenimiento predictivo que está al alcance de las personas. (“Mantenimiento Industrial Inteligente: El Poder de la IIoT • Infrasppeak Blog,” 2020)

A nivel mundial se usa cilindros hidráulicos en equipos y maquinas diseñados especificarte para trabajos de construcción, como la maquinaria pesada usada para el desarrollo de proyectos de ingeniería civil, infraestructura, minería, agricultura, arquitectura, naval. Aquí se presentan algunas de las marcas más reconocidas de fabricación de maquinaria y sus países de origen (“LAS 10 MEJORES MARCAS EN MAQUINARIA PESADA 2019,” 2019).

CATERPILLAR empresa estadounidense fundada en 1925; KOMATSU fundada en 1917 como Komatsu Iron Works en Tokio Japón; TEREX fundada en 1925 en estados

unidos; VOLVO fundada en 1927 en Gotemburgo por SKF Suecia.; LIEBHERR fundada en 1949 en Suiza, HITACHI fundada en 1910 en Japón; JOHN DEERE corporación estadounidense fundad en 1837; SANY empresa china fundada en 1986; ZOOMLION fundada en China en 1992; SANDIVIK fundada en 1862 en Suecia, produce equipos de perforación (“LAS 10 MEJORES MARCAS EN MAQUINARIA PESADA 2019,” 2019).

TUXCO es una empresa estadounidense que desde 1970 se dedicó al diseño, desarrollo y producción del equipo de servicio de cilindros hidráulicos, que consiste en una máquina de desmontado y montado hidráulicamente de cilindros hidráulicos, de una manera más rápida, barata y segura. Actualmente sus equipos pueden proporcionar hasta 60 000 lb-ft de torque para desajustar las glándulas roscadas y tuercas altamente ajustadas sin ningún inconveniente.)(“Categoría: Equipos de servicio de cilindros hidráulicos | Productos,” 2020).

MICRON TECHNOLOGIES establecida en 1957 en Sudáfrica, es líder en la fabricación y distribución de equipos de reparación de cilindros hidráulicos, probadores de presión de cilindros, arandelas, máquinas de bruñido y equipos de perforación. Ofrece su equipo de reparación de cilindros para equipo pesado de la serie MCB con las siguientes prestaciones: capacidad torsional hasta 65 000 N.m, diámetro máximo de 620 mm, peso de la pieza hasta 6 000 kg y una longitud de 15 m (“Micron Technologies | EQUIPO DE REPARACIÓN DE CILINDRO HIDRÁULICO | Su especialista en equipos de reparación de cilindros,” 2017).

FERJOVI es una empresa española dedicada a la innovación en el diseño y la ingeniería hidráulica desde 1973, se encarga de solucionar problemas hidráulicos, mantenimiento a estructuras y maquinaria pesada. Los cilindros hidráulicos Ferjovi responden a todas las exigencias de seguridad, de trabajo pesado, de corrosión, independientemente de la aplicación de la que se trate(“▷ Cilindros hidráulicos y ‘grandes’ cilindros hidráulicos | FERJOVI ◁,” 2020).

En Latinoamérica la empresa “HEMS” (Heavy Equipment Maintenance Solutions) que en español tiene el significado de soluciones de mantenimiento para equipo pesado a través de su representante “ESVATE CORPORATION S.A.C” distribuye gran variedad de equipos de la marca TUXCO mencionada líneas más arriba, para el mantenimiento de maquinaria de

construcción ofreciendo entre ellos “banco de reparación/ desarme de cilindros hidráulicos” llegando a los países como Perú, Chile, Colombia, Bolivia, Brasil, Venezuela, Surinam, Guayanas, (“HEMS Latinoamérica | Distribuidor Exclusivo | LinkedIn,” 2020).

Brasil es la mayor economía de América del sur y la novena a nivel mundial según las estimaciones del Fondo Monetario Internacional publicadas por Rosa Fernández el 30 de abril del 2020. La industria de maquinaria representa el 7% del índice de producción a nivel nacional, el 90% de la maquinaria agrícola es comprada en el mismo país y además goza de un mercado regional muy importante, la industria de maquinaria también produce equipos de carretera y maquinaria de construcción (“Las Mayores Industrias En Brasil | 2020,” 2020).

La empresa argentina INTERMARES dedicada al diseño, fabricación y reparación de cilindros hidráulicos garantiza la funcionalidad completa de los componentes fabricados y reparados al trabajar con la norma SAE J214. Intermares dispone de un gran banco de reparación brindando la solución completa para desmontaje, servicio y montaje de componentes de gran envergadura. El poderoso sistema hidráulico, acompañado de un conjunto de accesorios, soportes, grúas, pinzas, hacen que el trabajo sea más sencillo, evitando procedimientos de la vieja escuela (“Servicio - Reparación de Cilindros Hidráulicos,” 2014).

A nivel nacional la empresa “HEMS” ofrece sus servicios en las regiones de Lima, Arequipa y Moquegua.

Las empresas más grandes de oleohidráulica aplicada a la maquinaria de construcción se encuentran en la ciudad de Lima y Arequipa, tal es el caso de INVEMET S.R.L (ingeniería de sistemas oleohidráulicos), WHINCO PERÚ, FAMAI, y entre otras empresas dedicadas a la fabricación y mantenimiento de cilindros hidráulicos. Estas ofrecen evaluación de cualquier tipo de cilindros hidráulicos, cromado de vástagos, bruñido de cilindros, armado monitoreado, prueba de hermeticidad, para ofrecer la calidad que el cliente exige. Cabe resaltar que dichas instalaciones cuentan con bancos de arme y desarme de cilindros específicamente para uso propio de la empresa (“Fabricación y Reparación de Cilindros Hidráulicos y Neumáticos - INVEMET,” 2019).

En la región Lambayeque las empresas distribuidoras de maquinaria agrícola y pesada ofrecen mantenimiento a sus clientes, generalmente empresas grandes de construcción y agricultura, los precios son un poco elevados, pero se trabaja con máquinas y equipos de la vanguardia de la tecnología. Por otra parte, una de las empresas más reconocidas de la región que brinda servicios a mediana y pequeña empresa es HIDRÁULICA CHICLAYO EIRL. Que tiene como oficio la reparación de todo lo relacionado a sistemas hidráulicos.

También existe un sin número de empresas (talleres) de reparación de maquinaria de construcción y agrícola en toda la región, las cuales cuentan con profesionales muy buenos en su oficio, pero que quizás no cuentan con los equipos y máquinas necesarias para poder desenvolver su profesión a niveles exigentes. Tal es el caso de la empresa SERVICIOS TÉCNICOS MECÁNICOS ELÉCTRICOS de la cual se hará referencia en esta investigación, y en la cual el autor de este trabajo investigativo se desempeñó como técnico mecánico.

Por la experiencia vivida en dicha empresa. Generalmente la reparación de los cilindros hidráulicos se realiza de forma totalmente manual, limitándose a reparar cilindros de pequeña y mediana envergadura. Para desenroscar y roscar las tapas de cilindro y tuercas de vástago los componentes se sujetan en una prensa hidráulica o en la misma máquina para facilitar el trabajo, a continuación, se aplica una fuerza de hasta cuatro personas en el extremo de una herramienta hasta lograr el objetivo; el desacoplamiento y acoplamiento del conjunto vástago cilindro muchas veces se realiza de manera descentrada conllevando al daño de los retenes y al derrame innecesario de aceite hidráulico a la superficie. No siendo esta la manera más adecuada de reparar un cilindro hidráulico, porque conlleva mucho tiempo en la manipulación de los componentes, poniendo en riesgo la salud de los trabajadores como problemas lumbares y riesgo de caída de objetos pesados, daño de retenes en la instalación, así como caídas y contaminación por derrames de aceite revisar **Anexo 5**.

De aquí surge la necesidad de diseñar un banco semiautomatizado que tenga la capacidad de satisfacer todas las necesidades de los técnicos al momento de reparar un cilindro hidráulico tales como: manejo fácil y sencillo, seguro y confiable, dar una postura confortable al operador, de fácil mantenimiento, capaz de manipular grandes elementos con

poco esfuerzo, capacidad de adaptarse a diferentes dimensiones, mejorar los tiempos, aumentar la productividad y generar ganancias desde el momento de su instalación.

## **1.2. Antecedentes de Estudio.**

**José Manaico Ormeño. Realizó la investigación “Automatización de pruebas de cilindros telescópicos de levante de tolva de camiones mineros” en la pontificia Universidad Católica del Perú el 28 de noviembre del 2017.**

Se desarrolló la investigación cumpliendo los parámetros de calidad de la norma SAE J1334 y parámetros de calidad de la empresa Komatsu Mitsui maquinarias Perú, los modelos de camiones usados son Komatsu 730 y 830 de los cuales se usa todos los parámetros de diseño y de funcionabilidad de los cilindros hidráulicos.

El diseño cuidará de la ergonomía de los trabajadores necesitando de ellos sólo el mínimo esfuerzo; el costo de desarrollo del proyecto estará entre \$25000 a \$30000 que es el gasto promedio que se asume al llevar un cilindro a evaluar al extranjero, y todos los elementos del sistema serán adquiridos en el mercado local para abaratar los precios y tener disponibilidad en cualquier momento.

Algunos datos de entrada necesarios para el diseño son que la bomba proporcione una presión de 241 bar y un caudal aproximado de 80 litros por minuto, el ancho de la estructura deberá ser de 7 m y con un largo de 8 m; la base del diseño será un banco de pruebas de Komatsu Chile que es operado manualmente y para el cual se propone tres conceptos diferentes de diseño y una matriz morfológica para comparar y seleccionar los componentes idóneos que más se adecue a las necesidades y exigencias de la investigación. Toda la información de los cilindros hidráulicos es autorizada por la empresa Komatsu Mitsui Perú para fines sólo investigativos.

Finalmente se logra el objetivo de desarrollo, el banco es aprobado y probado, en el sólo es necesario el modelo del cilindro aprobar y el operador sólo supervisará el proceso, además se logró un diseño adaptable que logrará probar diferentes modelos de cilindros hidráulicos siempre y cuando están dentro de las especificaciones y de la capacidad del banco de pruebas.



una de las recomendaciones es implementar un sistema de recolección de datos de forma automática para evitar errores en la toma de resultados.

**Santiago Rosero Cárdenas. Realizó “Diseño construcción e implementación de un sistema automatizado para el proceso de cortado y Doblado de chapa metálica” tesis de grado Universidad Tecnológica Equinacional, Ecuador 2016.**

La investigación se desarrolló en una serie de etapas que involucra la necesidad de un diseño mecánico, eléctrico, diseño de control en prototipo virtual y prototipo físico, múltiples etapas de prueba y finalmente la implementación y validación del sistema en la empresa.

La máquina debe cortar y doblar planchas de un espesor de 0.5 mm a 0.7 mm y producir material de una manera masiva, el ancho máximo de la maquina debe ser de 1.5 m con una altura máxima de 1.90 m, el tablero eléctrico funcionará a 220 volts y contendrá todos los elementos de mando.

Para un mejor desarrollo del proyecto se propusieron tres alternativas de diseño que al final darán la solución más óptima y adaptable según las necesidades de la empresa seleccionando la de mayor puntaje de acuerdo a sus evaluaciones.

Usan un programa de diseño CAD para hacer el modelamiento y el análisis de esfuerzos mecánicos de los elementos más críticos de la máquina, además complementaron los cálculos con los programas MDSolids y FluidSIM para calcular las fuerzas y simular el sistema hidráulico.

Todo el sistema de control es comandado por PLC 230RC; los componentes como motor eléctrico, bomba hidráulica, válvulas de control, actuadores, etc. fueron calculados de acuerdo a las necesidades del proyecto.

Se concluye que la máquina logra Cortés perfectos en menor tiempo que un operador común reduciendo el tiempo hasta un 50%, la máquina tiene un sistema mecánico poco complejo, pero necesariamente preciso para no afectar el desenvolvimiento de las partes móviles.

**Carrillo Anchundia Edwin y Reyes Zambrano Richard realizaron la investigación “Diseño, cálculo y construcción de un banco de pruebas de cilindros hidráulicos hasta 5 toneladas de capacidad con válvulas direccionales de flujo”, tesis de grado, Manta Ecuador 2015.**

Esta es una de las investigaciones en la que después de haber diseñado y calculado el proyecto es llevado a la realidad y puesto en funcionamiento inmediatamente después de su construcción.

La estructura principal fue construida de tubos de hierro cuadrado, el sistema hidráulico está diseñado de una manera sencilla para una fácil instalación en el momento de uso, se dimensiona adecuadamente el depósito de fluido hidráulico, y se seleccionan todos los componentes hidráulicos acorde a las dimensiones del banco. El sistema eléctrico actuara con seguridad en casos de emergencia además de tener la opción de bloqueo automático para ser usado solo por personal autorizado,

Después de la construcción se realizaron pruebas de sobrepresión y sobrecarga de corriente y tensión, además de una inspección visual para descartar cualquier tipo de fuga; observando elevadas presiones en el momento de extender y contraer el vástago de cilindro hidráulico; se determina que la capacidad del banco de pruebas es muy baja, Aunque para el laboratorio sería suficiente.

El banco de pruebas será diseñado y construido exclusivamente para el laboratorio de la Universidad concluyendo que se cumplió con el objetivo de la construcción del banco de pruebas y que los estudiantes podrán poner en práctica la teoría.

Pero dicha investigación no realiza una adecuada presentación de alternativas de diseño, ni una matriz morfológica para comprar diferentes opciones de materiales y métodos, así como una lista de exigencias para hacer un diseño de mayor calidad y garantía.

**Rubén Escandón y César Zamora. Realizaron el “Diseño de una estación semiautomatizada de mantenimiento para el desmontaje de rodillos rotos”, en la empresa Flexa Santiago de Cali 2015.**

La investigación sigue una línea definida de diseño que parte desde la planificación; desarrollo conceptual que abarca la identificación de necesidades, generación de conceptos de diseño; diseño a nivel de sistema donde se desarrollan los bocetos del diseño a través de un software CAD; diseño detallado donde se realizan todos los cálculos numéricos de los componentes del banco; prueba y refinamiento; escalado en la producción.

Se proponen dos conceptos diferentes para ser comparados entre ellos y elegir el mejor a través de una matriz de tamizaje donde se compra aspectos importantes como el costo, seguridad, eficiencia, ergonomía, manejo y mantenimiento.

Se realizó el modelado y análisis de los componentes estáticos y dinámicos de los más críticos para comprobar el correcto dimensionamiento.

Se usa la neumática, mecánica y electrónica para el diseño de la estación de trabajo; se programó un modelo lógico a través de un PLC para controlar todo el proceso de montaje y desmontaje de rodillos a partir de un diagrama de flujo de funcionamiento de la estación.

Se determinó los costos de fabricación a través de un estudio de Mercado. Se consideró la seguridad de los trabajadores como parte muy importante del diseño el diseño de la máquina que está limitada a un torque máximo de 22,5 N.m; y un desplazamiento máximo de la horquilla telescópica de 1.9 m.

Concluye que el diseño cumple las condiciones de mejora y aumenta en un 150% la producción disminuyendo Los costos, y los peligros ergonómicos de los trabajadores.

### 1.3. Teorías Relacionadas al Tema.

#### 1.3.1. Conceptos básicos de una estación de trabajo

##### 1.3.1.1. Que es un banco (estación de trabajo)

Un banco o una estación de trabajo es un conjunto de mecanismos o instalaciones destinadas a realizar una actividad determinada. Las estaciones están asociadas a un operador por lo que deben de proveerle de calidad, comodidad, productividad y flexibilidad (“Importancia del diseño de las estaciones de trabajo,” 2020).

Para diseñar correctamente una estación de trabajo **Figura 1** es importante conocer el tipo de tarea a realizar, si se realiza de pie o sentado, con rango de medidas promedio, de tal manera que la estación no provoque adoptar posturas incorrectas al usuario (“Importancia del diseño de las estaciones de trabajo,” 2020).



*Figura 1: Modelos de estaciones de trabajo.*

*Fuente: (“Importancia del diseño de las estaciones de trabajo,” 2020).*

Muchos estudios demuestran que las estaciones de trabajo con diseño ergonómico aumentan la productividad de los operarios, por lo que una instalación debe contar con buenos aspectos ergonómicos para beneficio de la salud y comodidad de los empleados los que recompensaran desarrollando su máximo potencial (“Importancia del diseño de las estaciones de trabajo,” 2020).

Para un diseño adecuado se debe considerar lo siguiente: (Parrga, 2003).

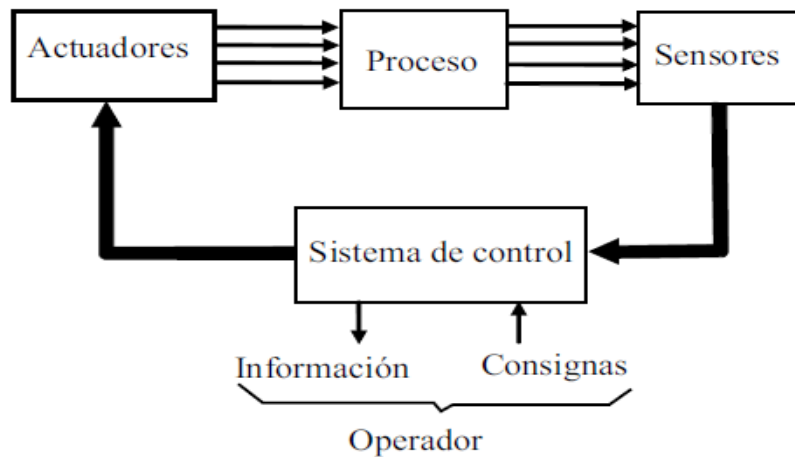
- Evitar cargas estáticas y dinámicas
- Evitar posturas fijas e inadecuadas
- Diseñar una altura de trabajo aproximadamente 5 cm bajo el codo
- Proporcionar una silla ajustable si fuera el caso
- Proporcionar ropa y calzado de seguridad
- Evitar repetición de tareas
- Establecer lugares fijos para materiales y tareas
- Proporcionar de información adecuada para los operarios

### **1.3.2. Conceptos básicos de automatización industrial**

#### **1.3.2.1. Qué es la automatización industrial**

Se define a la automática según la Real academia de ciencias físicas y exactas como un conjunto de procedimientos y métodos que sustituyen a un operario en tareas físicas y mentales programadas con anterioridad. De aquí se deriva la automatización cómo la aplicación de la automática al control de procesos industriales (Ponsa Asensio & Vilanova Arbós, 2000).

Se considera a un sistema máquina o proceso automatizado cuando es capaz de reaccionar de forma automática ante la presencia de cambios y realizando funciones adecuadas para cumplir la función para la cual fue diseñada (Acuña, 1990). En la **Figura 2** se muestra la estructura básica de un sistema automatizado.



**Figura 2:** Estructura de un sistema automatizado.

**Fuente:** (Acuña, 1990).

Al hablar de automatización se hace referencia al uso de sistemas de control, como ordenadores, PLCs, PACs, robots y tecnología de la información para manejar máquinas y procesos, eliminando de la mano de obra y reemplazando operaciones manuales peligrosas por operaciones automatizadas (“Automatización Industrial: qué es y cómo funciona | Aula21,” 2018).

### 1.3.2.2. Ventajas de la automatización de los procesos

- Mejora la eficiencia de los procesos productivos.
- Aumenta la precisión, reduce los errores y mejora la calidad de los productos.
- Mejora el control de los materiales.
- Ahorra tiempo en la ejecución de procesos.
- Baja los costes de producción.
- Aumenta la competitividad de la empresa.
- Reduce accidentes, la fatiga, el estrés y aumenta la seguridad laboral.

### 1.3.2.3. Desventajas de la automatización de los procesos

- Altas inversiones iniciales.
- Requiere un estricto planeamiento y control de mantenimiento.

- No puede advertir algún tipo de fallas que puede percibir un ser humano a través del sonido por desgaste de mecanismos.
- Pérdidas masivas de empleo.

#### **1.3.2.4. Tipos de automatización industrial.**

##### **✚ Sistema de automatización fija.**

En este proceso se usa equipos para agilizar procesos específicos en esta es casi imposible modificar los diseños del producto las industrias tienen que producir productos estables y sostenibles por largo tiempo.

##### **✚ Sistemas de automatización programable.**

Utilizada para fabricación de productos por lotes se tiene que cambiar la programación para obtener un nuevo lote con producto de diferente especificación. Generalmente los procesos de programación demandan mucho tiempo.

##### **✚ Sistema de automatización flexible.**

Es una forma de automatización programable más sofisticada y renovada está puede cambiar de equipos y producir diferentes productos de forma automática y sin pérdida de tiempo.

##### **✚ Sistema integrado de automatización.**

Es un conjunto de máquinas datos y procesos independientes de manera sincrónica bajo el mando de un único sistema de control. Usa las herramientas CAD CAM para controlar por ordenador robot grúas y cintas transportadoras utilizando programación y control de producción (“Automatización Industrial: qué es y cómo funciona | Aula21,” 2018.).

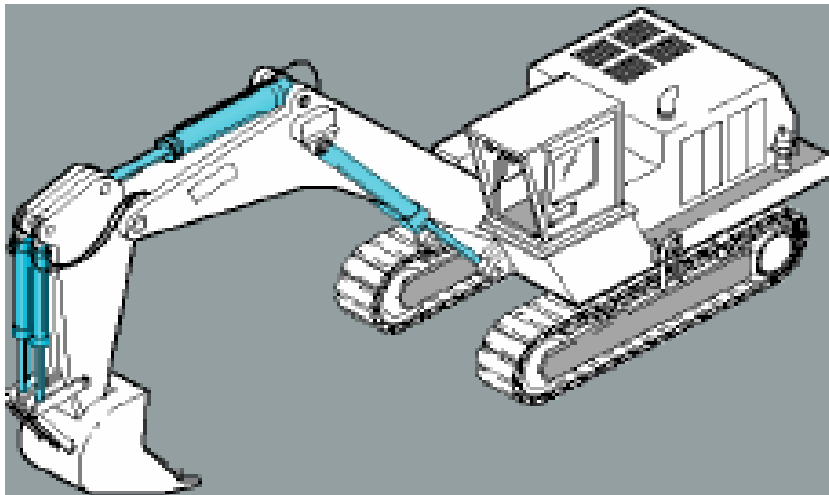
### 1.3.3. Conceptos básicos de hidráulica

#### 1.3.3.1. Definición de hidráulica y oleohidraulica

La hidráulica proviene del griego “hydro” que significa agua y “aulos” que significa cañería. Esta rama de la física desde su origen se centró en el estudio de los fenómenos físicos del agua en reposo y en movimiento subdividiendo sea así en hidrostática e hidrodinámica (Desarrollo Industrial, 2011).

La oleohidraulica es la tecnología que utiliza fluido hidráulico en base aceite mineral derivado del petróleo y de aquí su prefijo óleo. La oleohidraulica abarca un conjunto de técnicas para la transmisión control regulación de energía. en estos sistemas la energía hidráulica generada por una por una estación es controlada por válvulas y transmitida a través de líneas para ser utilizada posteriormente por actuadores motores entre otros elementos de trabajo para realizar una determinada función o facilitar el desempeño de cualquier otro ingenio mecánico (Heras, 2011).

En la **Figura 3** se muestra una de las tantas aplicaciones de la oleohidraulica.



**Figura 3:** Sistema hidráulico en maquinaria de construcción.

**Fuente:** (Rafael Duque, 2007).

La automatización de procesos productivos se ha convertido en una necesidad de las industrias para ser competitivas en el mercado la oleohidraulica es la parte

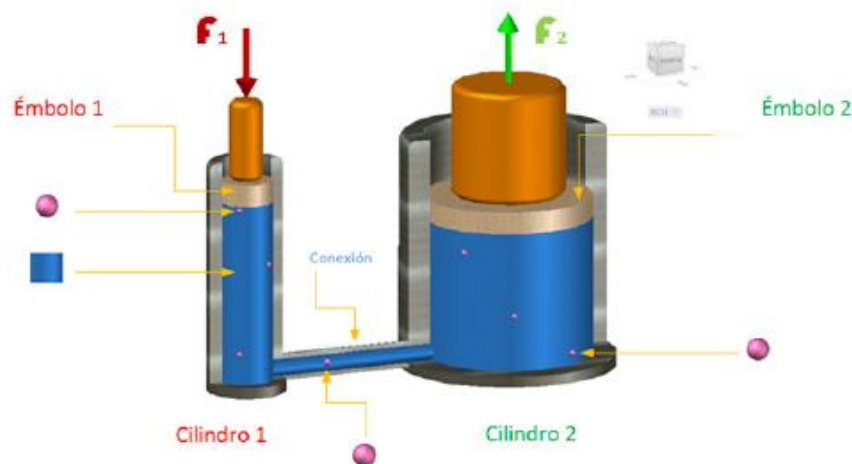


importante de la automatización permitiendo aumentar la flexibilidad y los ritmos de producción gracias a la alta adaptabilidad de sus componentes la oleohidráulica es de mayor preferencia cuando los niveles de esfuerzos son altos (Heras, 2011).

### 1.3.3.2. Principios fundamentales.

#### ✚ Principio de Pascal.

Pascal descubrió que “la presión aplicada a un fluido encerrado se transmite en igual magnitud en cada punto del fluido y a las paredes del recipiente”; este principio es aplicado en la prensa hidráulica utilizada para comprimir o prensar cuerpos, en la **Figura 4** se aplica una fuerza  $F_1$  sobre el embolo de área menor, generando una presión de igual magnitud en todas las partes del sistema, y teniendo como resultado una fuerza  $F_2 > F_1$  ya que el embolo 2 dispone de una área mayor (Hernandez, 2014).

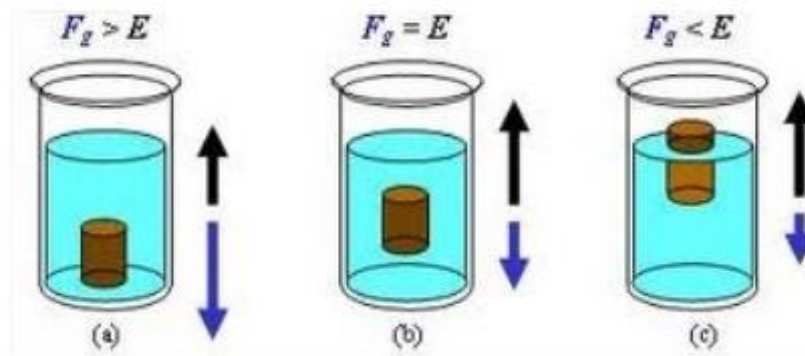


**Figura 4:** Aplicación de la ley de pascal.

**Fuente:** (Desarrollo Industrial, 2011).

#### ✚ Principio de Arquímedes.

Arquímedes descubrió que “todo cuerpo sumergido en un líquido recibe un empuje en sentido contrario y de igual magnitud al líquido que ha sido desplazado” (Hernandez, 2014). En la **Figura 5** se demuestra el principio al sumergir un objeto en un recipiente con agua.



*Figura 5: Demostración del principio de Arquímedes.*

*Fuente: (Hernandez, 2014).*

### 1.3.3.3. Fluido hidráulico

Los fluidos hidráulicos han ido evolucionando constantemente dejando al agua de lado por sus inconvenientes innatos y reemplazándolos por aceites de origen mineral derivados del petróleo. La exigencia del trabajo ha obligado la utilización de aditivos y aceites sintéticos (Heras, 2011).

Los aceites minerales tienen propiedades lubricantes, anticongelantes, anticorrosivos y de aislamiento eléctrico; además de que son fáciles de filtrar siendo idóneos para instalaciones con altos índices de contaminación. Por su lado los aceites sintéticos surgen a partir de la escasez de derivados petrolíferos y la necesidad de optar por prestaciones mejoradas.

La buena Selección del fluido hidráulico es crucial para un buen funcionamiento y durabilidad del sistema, siendo la característica más primordial la **viscosidad** que es la resistencia al fluir de los líquidos además de estar reforzada con buenos aditivos y de una adecuada temperatura de trabajo. Una viscosidad demasiado elevada aumenta las pérdidas por fricción y dificulta la succión en las bombas oleohidráulicas, pero si es demasiado baja no puede garantizar la lubricación de todas las partes móviles además de perder todas sus propiedades con el aumento de temperatura (Heras, 2011). En la **Figura 6** se muestra dos fluidos con diferente grado de viscosidad.



**Figura 6:** Prueba de viscosidad.

**Fuente:** (“Biofísica de los fluidos,” 2019)

En la **Tabla 1**; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se muestra los intervalos de viscosidad que recomiendan los fabricantes de acuerdo a las características de las diferentes instalaciones oleohidráulicas.

**Tabla 1:** Viscosidad y temperatura recomendada para bombas hidráulicas.

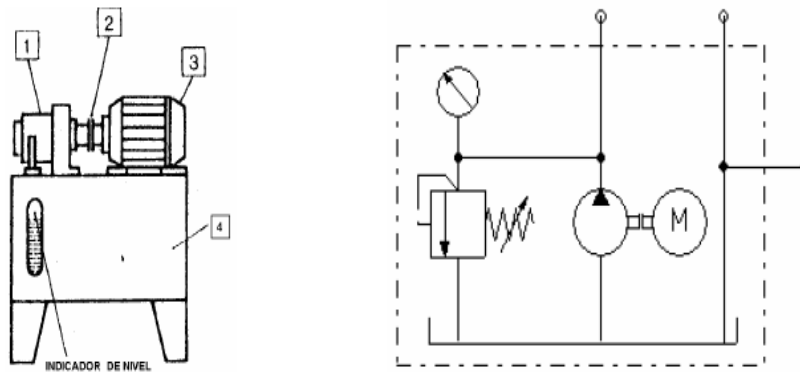
**Fuente:** (Heras, 2011).

Tipo de bomba	Grado ISO-VG			Viscosidad máxima [cSt]	Intervalo de viscosidad recomendado [cSt]
	32	46	68		
<b>Engranajes</b>	60°C	70°C	80°C	6	10--70
<b>Paletas</b>	60°C	70°C	80°C	860	13-54
<b>Pistones axiales</b>	60°C	70°C	80°C	220-1000	12--65
<b>Pistones radiales</b>	40°C	50°C	60°C	860	14-68

La temperatura promedio de un sistema hidráulico es de 65 °C, pues la velocidad de degradación de las propiedades aumenta rápidamente a partir de esta temperatura afectando las propiedades físico-químicas y específicamente la viscosidad, pues al aumentar la temperatura la viscosidad disminuye y tendrá la tendencia a fluir con demasiada fluidez (Heras, 2011).

#### 1.3.3.4. Grupo de accionamiento.

El grupo de accionamiento **Figura 7** es el encargado de suministrar flujo hidráulico de manera constante al sistema; comprende un depósito, un motor de accionamiento eléctrico o de combustión que básicamente dependerá del tamaño de la instalación, una bomba de engranes, paletas o pistones, válvulas de seguridad, y entre otros componentes (Rafael Duque, 2007).



**Figura 7:** Representación de un grupo de accionamiento hidráulico.

**Fuente:** (Rafael Duque, 2007).

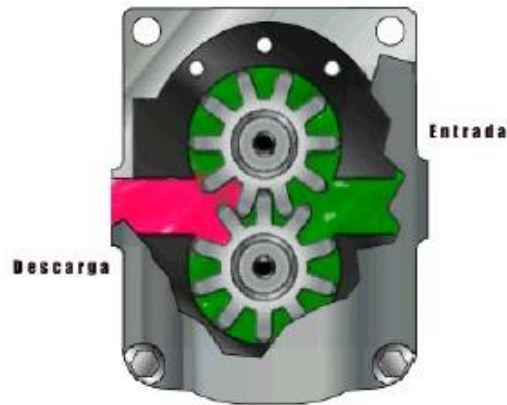
#### 1.3.3.5. Bombas oleohidráulicas.

Una bomba oleohidraulica es un dispositivo capaz de transformar la energía mecánica recibida un extremo de su eje de una fuente exterior en energía hidráulica, una bomba suministra un determinado flujo volumétrico hacia una instalación. Las bombas más comunes usadas para equipos y máquinas hidráulicas son las de engranajes (internos y externos), bombas de paletas o aspas, y bombas de pistones. La selección de estas dependerá de las características de la instalación. Válvulas de control y regulación (Rafael Duque, 2007).

##### **Bomba de engranajes.**

Las bombas de engranajes **Figura 8** son del tipo volumétricas rotativas y se usan en un gran abanico de aplicaciones. Las bombas de bajo caudal son excelentes bombas dosificadoras, mientras que las bombas industriales son ideales para el

trasiego de productos complicados. Una bomba de engranajes puede ser de engranajes externos o internos y sus aplicaciones cubren desde micro caudales hasta combas con más de 1000 m/h (“Bombas de engranajes | Bombas industriales | Técnica de Fluidos,” 2018).

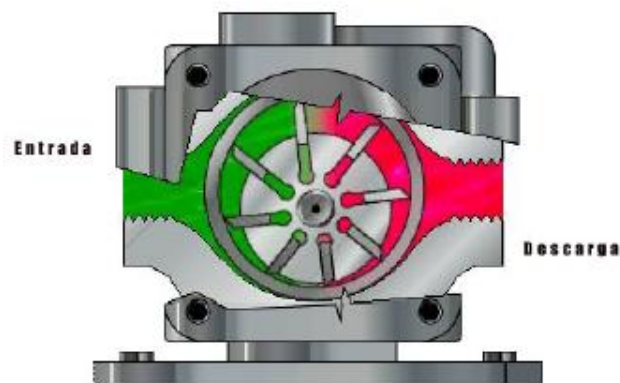


**Figura 8:** Vista interna de una bomba de engranajes.

**Fuente:** (Univeridad Politecnica Nacional, 2019).

#### **Bomba de paletas.**

La bomba de paletas **Figura 9** está compuesta por un rotor excéntrico y un conjunto de paletas deslizantes que corren dentro de una carcasa. La posición de las paletas es controlada a través de un anillo de levas; el fluido entra por la parte de succión, es capturado por las paletas y es obligado a pasar por un área reducida hacia la salida de presión del sistema.



**Figura 9:** Vista interna de una bomba de paletas.

**Fuente:** (Univeridad Politecnica Nacional, 2019).

La selección de entrega variable de flujo dependerá de la posición de las paletas, posición que podrá ser variada de forma manual, eléctrica, hidráulica o neumática. La capacidad común de estas bombas varía entre 2000 a 4000 psi (Mott, 2006).

### **Bomba de pistones.**

Estas bombas tienen pistones instalados en el eje distribuidos de forma axial o radial, su desplazamiento depende de la carrera de los pistones dentro del bloque de cilindros; los orificios de entrada y salida de la bomba están ubicadas de manera opuesta para alternar la carrera de aspiración y descarga (“Bombas a pistones | Distritec Hidráulica y Neumática,” 2019).

Para modificar el desplazamiento de la bomba de pistones es necesario el ángulo de la placa o del eje acodado.

Las bombas de pistones **Figura 10** tienen mayores prestaciones en comparación con la de paletas y engranajes, provee a las instalaciones de elevadas presiones de trabajo y tolerancias muy ajustadas que evitan la contaminación de los líquidos (“Bombas a pistones | Distritec Hidráulica y Neumática,” 2019).



**Figura 10:** Vista interna de una bomba de pistones axiales.

**Fuente:**(Universidad Politecnica Nacional, 2019).

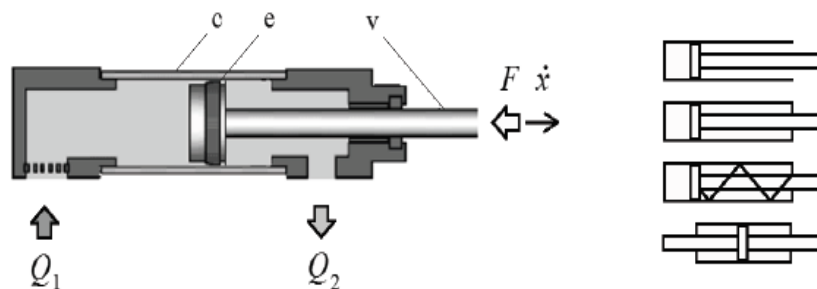
### 1.3.3.6. Actuadores hidráulicos.

El término actuador hidráulico es usado para aquellos componentes que tiene la capacidad de transformar la energía hidráulica de flujo volumétrico y presión en trabajo mecánico, los actuadores pueden ser actuadores lineales o cilindros y actuadores rotativos o motores (Heras, 2011).

#### ✚ Actuadores lineales.

El cilindro hidráulico **Figura 11** es el elemento final de un circuito hidráulico y es el encargado de convertir la energía hidráulica en mecánica lineal; su principio de funcionamiento se basa en el desplazamiento de un émbolo o pistón dentro de una camisa.

Por la infinidad de aplicaciones de uso existen múltiples de actuadores lineales como: cilindro con doble vástago, sin vástago, émbolo fijo, cilindro móvil, telescópicos, diferenciales, etc. Por lo general los actuadores soportan elevadas temperaturas y ambientes polvorientos (Heras, 2011).



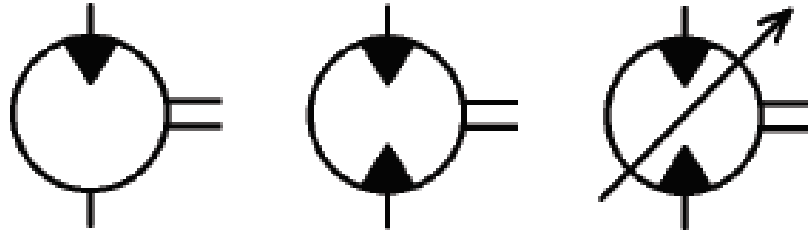
**Figura 11:** Representación gráfica y simbólica de cilindros hidráulicos.

**Fuente:** (Heras, 2011).

#### ✚ Motores hidráulicos.

Los motores oleohidráulicos **Figura 12** convierten la energía hidráulica en mecánica rotativa de giro continuo. En un motor el fluido hidráulico transmite el movimiento a los mecanismos internos forzando a girar el eje de salida (Heras, 2011).

Se puede decir que los motores son bombas que trabajan en sentido inverso, por lo que existen motores de engranajes, paletas y pistones; por lo que existen muchas bombas que pueden trabajar como motores sin apenas cambios.



*Figura 12: Simbólica de motores hidráulicos.*

*Fuente:(Heras, 2011).*

Los motores hidráulicos son robustos y con una muy buena relación potencia/peso, pueden realizar esfuerzos muy elevados a bajas velocidades lo que les hace ideal para trabajos extremos (Heras, 2011).

#### **1.3.3.7. Válvulas de control y regulación.**

El fluido hidráulico impulsado por la bomba llega a los actuadores después de pasar por una serie de conductos y diferentes válvulas. Las válvulas son elementos del sistema que permiten regular la presión, dirección y caudal de flujo. La velocidad y el esfuerzo de un actuador depende del control de la presión y del caudal ya que al controlar la presión se varía la energía potencial dentro del sistema y al variar el caudal se está regulando la cantidad de flujo que pasa por unidad de tiempo en un determinado punto del sistema; ambas regulaciones se pueden hacer de forma independiente e indistinta gracias a la alta incompresibilidad del fluido (Heras, 2011).

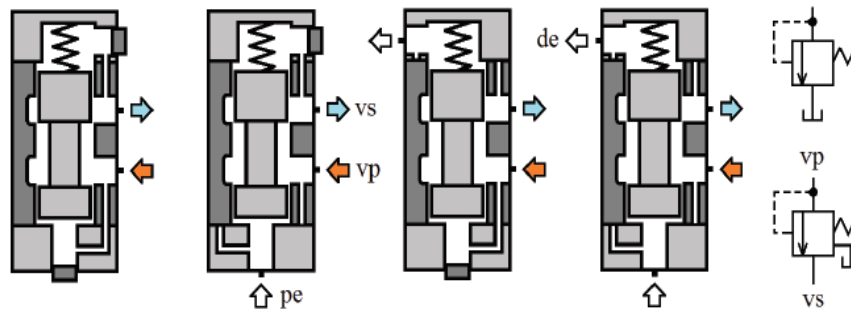
#### **✚ Válvulas reguladoras de presión.**

Las válvulas reguladoras de presión **Figura 13** cumplen los roles fundamentales en los sistemas oleohidráulicos: limitar la presión en un punto del circuito por razones de seguridad, sincronismo o control, impidiendo sobrepasar el valor prescrito. Estás



válvulas están en estado normalmente cerradas en reposo; y reducir la presión en algún punto del sistema para cumplir con algún requerimiento de carga. Estas válvulas están normalmente abiertas en reposo y pueden mantener la presión constante tanto en la entrada como a la salida (Heras, 2011).

A lo largo de los años también se les ha denominado de acuerdo a su función como válvulas limitadoras de seguridad, de descarga, de secuencia y contrapresión (Heras, 2011).



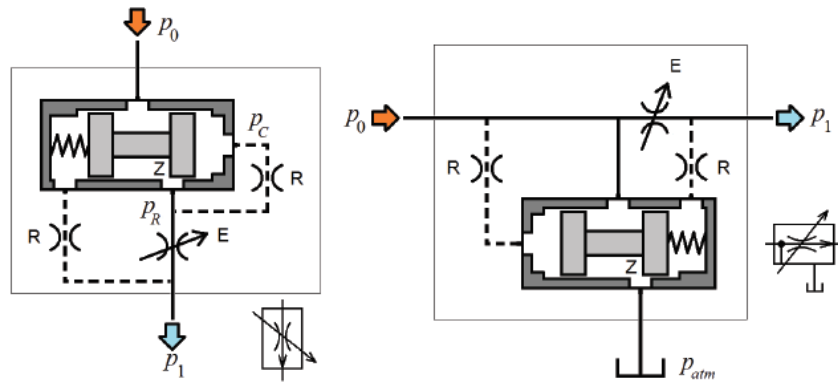
**Figura 13:** Representación de válvula limitadora de presión.

**Fuente:** (Heras, 2011).

### ✚ Válvulas reguladoras de caudal.

Las válvulas reguladoras **Figura 14** de caudal pueden ser compensadas, o no con presión y ajustables o no, desde el exterior; tienen la capacidad de mantener el caudal de la línea aproximadamente constante frente a los cambios de presión y pueden ser de dos o tres vías (Heras, 2011).

Las válvulas estranguladoras o no compensadas en presión, básicamente restringen el paso del fluido en las que el caudal se mantiene constante si lo es la pérdida de presión a su través y siempre que no varíe mucho la viscosidad del fluido. Se han de emplear válvulas compensadoras cuando se verifica que no se afecta el caudal regulado por las variaciones del trabajo (Heras, 2011).



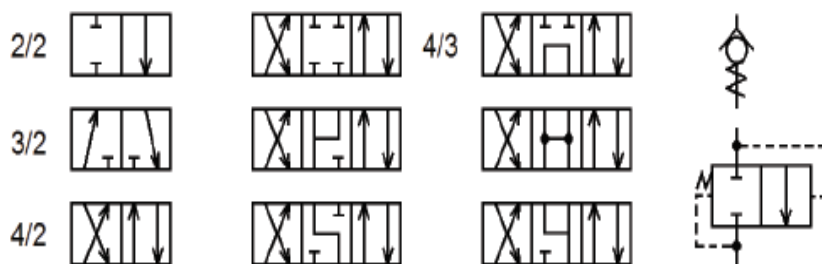
**Figura 14:** Representación de válvula reguladora de caudal.

**Fuente:** (Heras, 2011).

### 🚦 Válvulas de control direccional.

Las válvulas direccionales **Figura 15** permiten controlar el sentido de movimiento de los actuadores; estas válvulas disponen de una serie de vías que se conectan con cada una de los puertos. Según la posición de trabajo, estas se identificadas por el número de vías y sus posiciones posibles como válvulas 2/2; 3/2; 4/2; 4/3 etc. (Heras, 2011).

El distribuidor es un selector direccional que brinda al sistema hidráulico la flexibilidad que todos los actuadores necesitan. El cambio de dirección de flujo puede lograrse abriendo o cerrando un asiento o deslizando una corredera en el interior de una camisa, los puertos son designados mediante letras donde la **P** representa la entrada de presión, **A** y **B** son los puertos de trabajo, y **T** es el puerto de retorno del fluido al tanque (Heras, 2011).



**Figura 15:** Representación de válvulas distribuidoras de flujo.

**Fuente:** (Heras, 2011).

### 1.3.3.8. Dispositivos auxiliares.

Si bien la misión principal de un sistema oleo hidráulico está asegurada con bombas, actuadores y válvulas; el fluido a de almacenarse y mantenerse en condiciones adecuadas, función que cumplen los depósitos, filtros, acumuladores e intercambiadores de calor; además la instalación necesita de dispositivos como manómetros, presostatos, caudalímetros, termómetros, válvulas de aireación, etc. (Heras, 2011).

#### ✚ Manómetro.

El manómetro **Figura 16** es un dispositivo que mide la diferencia de presión en un sistema hidráulico y lo muestra en un dial calibrado en unidades de PSI, bar, PSIA. El más común es el de tubo de bourdon, el cual mueve una aguja conectada a un conjunto de engranes que a su vez están conectados a un tubo metálico el cual sufre variaciones al tener contacto con el fluido a presión del sistema (Univeridad Politecnica Nacional, 2019).



*Figura 16: Manómetro de presión.*

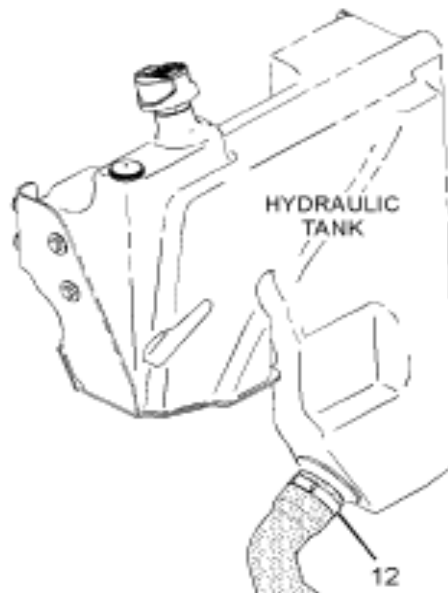
*Fuente: (Univeridad Politecnica Nacional, 2019).*

#### ✚ Depósitos.

Los depósitos **Figura 17** son esenciales en las instalaciones oleohidráulicas pues ellos contienen el aceite que fluirá por el sistema, por lo que es indispensable seleccionar un buen depósito con un tamaño y una capacidad adecuada; si bien

su función principal es almacenar fluido, también compensa fluctuaciones del nivel resultado del movimiento de los actuadores y de las fugas externas, así como disipa calor generado, y aloja el aceite para que se airee y las partículas contaminantes se alojen en el fondo (Heras, 2011).

La capacidad de almacenamiento debe ser entre dos a cuatro veces el caudal de la bomba; si la instalación es estacionaria se recomienda usar hasta cuatro veces la capacidad de la bomba.



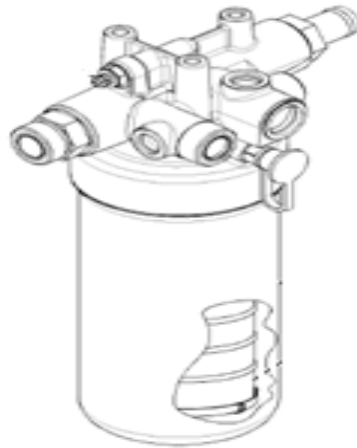
**Figura 17:** Tanque hidráulico.

**Fuente:** (Loader, 2005).

#### **✚ Sistema de filtración.**

Los filtros son de vital importancia en un sistema hidráulico, ya que los fluidos deben permanecer limpios y saneados para alargar la vida útil de los componentes y que el funcionamiento sea más eficiente; se ha demostrado que el 70% de fallas en sistemas hidráulicos se da a causa de un fluido contaminado, por lo que es indispensable contar con un buen sistema de filtrado (Heras, 2011).

Seleccionar un filtro **Figura 18** es muy importante porque debe garantizar el nivel de limpieza y su presencia no debe afectar el rendimiento del sistema; por lo general un filtro debe tener una buena capacidad de retención para evitar cambios a corto plazo, ser accesibles y facilitar el mantenimiento, no añadir contaminación adicional y ser compatibles con los niveles de presión.



**Figura 18:** Filtro de aceite hidráulico.

**Fuente:** (Loader, 2005).

La norma ISO 4406 determina la limpieza fijando el número de partículas superiores a 5  $\mu\text{m}$  y 15  $\mu\text{m}$  mediante un código de cifras de Y/Z, estos códigos se determinan mediante la **Tabla 2** y cada número de rango representa la cantidad de partículas por mL de fluido hidráulico (Heras, 2011).

**Tabla 2:** Rango de números ISO 4406, conteo de partículas.  
**Fuente:** (Heras, 2011).

Numero de partículas por mL		Numero de rango ISO 4406
Más de	Hasta	
80000	160000	24
40000	80000	23
20000	40000	22
10000	20000	21
5000	10000	20
2500	5000	19

<b>1300</b>	2500	18
<b>640</b>	1300	17
<b>320</b>	640	16
<b>160</b>	320	15
<b>80</b>	160	14
<b>40</b>	80	13
<b>20</b>	40	12
<b>10</b>	20	11
<b>5</b>	10	10
<b>2.5</b>	5	9
<b>1.3</b>	2.5	8
<b>0.64</b>	1.3	7
<b>0.32</b>	0.64	6
<b>0.16</b>	0.32	5
<b>0.08</b>	0.16	4
<b>0.04</b>	0.08	3
<b>0.02</b>	0.04	2
<b>0.01</b>	0.02	1

### **Conductores de fluido.**

Los conductores de fluidos son los elementos que se encargan de circular el fluido a través de todo el sistema; los conductores más comunes son las mangueras y los tubos de acero o cañerías (Univeridad Politecnica Nacional, 2019).

**Mangueras:** Las mangueras se usan cuando las líneas de fluido deben doblarse o flexionarse. Las mangueras tienen una clasificación de presión con un factor de seguridad de 4 a 1, para alcanzar dicho factor están reforzadas con fibra natural, sintética o alambre metálico, de forma trenzada o de una conexión en espiral. Las dimensiones de la manguera dependerán también de la velocidad y del volumen del fluido (Univeridad Politecnica Nacional, 2019).

El dimensionamiento de una manguera se designa por su diámetro interno, en la **Figura 19** se muestra una manguera hidráulica.



**Figura 19:** Tubería flexible.

**Fuente:** (Univeridad Politecnica Nacional, 2019).

**Tuberías:** Llamadas también cañerías de acero **Figura 20**; desde el punto de vista de rendimiento y costos son las preferidas, pero tiene la desventaja de ser difícil de instalar en ciertos circuitos y de ser necesario aplicar soldadura para proteger las fugas hacia el exterior.

Las tuberías son especificadas según su diámetro externo, aunque la capacidad de flujo real es determinada por el diámetro interno, por tal razón existen tuberías con el mismo diámetro externo, pero con diferente capacidad de flujo y diferente resistencia a la presión (Univeridad Politecnica Nacional, 2019).



**Figura 20:** Tubería rígida.

**Fuente:** (Univeridad Politecnica Nacional, 2019).

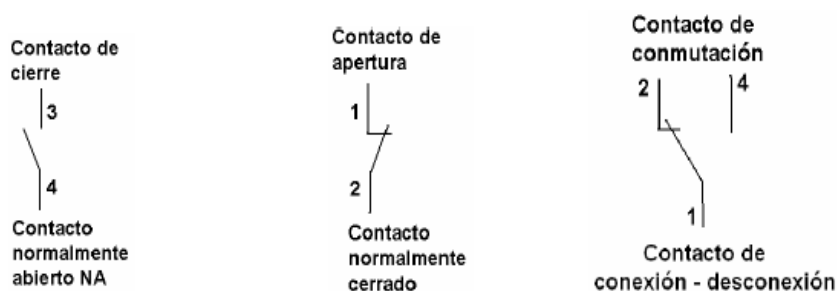
## ✚ Conceptos básicos de electrohidráulica.

En una instalación la energía eléctrica de trabajo y de mando es introducida, procesada y cursada por elementos operativos muy determinados; existen elementos de entrada, procesamiento, y conversión de señales eléctricas que gobiernan las instalaciones oleohidráulicas (Rafael Duque, 2007).

### 1.3.3.9. Elementos de entrada de señal.

Estos elementos tienen la función de introducir las señales eléctricas de un mando, con diferentes tipos y tiempos de duración de accionamiento. Cuando el control de los elementos sucede a causa de una unión de contactos eléctricos se denomina mando por contacto, en caso contrario se le denomina contacto electrónico. Los contactos se distinguen por ser de cierre, apertura o conmutación (Rafael Duque, 2007).

El accionamiento de estos elementos puede ser de forma manual mecánica o a distancia con mandos eléctricos y neumáticos. En la **Figura 21** se muestra los diferentes tipos de contacto de los elementos de entrada de señal.



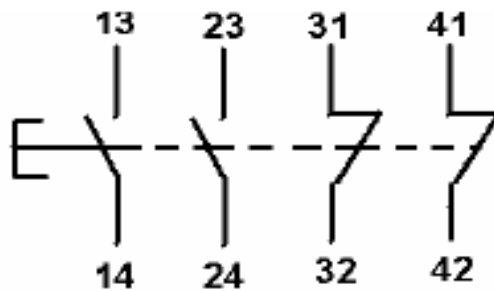
**Figura 21:** Contacto NA, NC y conmutación.

*Fuente:* (Rafael Duque, 2007).

## ✚ Pulsadores.

El pulsador **Figura 22** es un elemento que introduce la señal para poner en accionamiento una máquina o instalación, se dispone de pulsadores normalmente abiertos o normalmente cerrados; también podemos encontrar ambos tipos de pulsadores montados en un mismo cuerpo en varios tipos de combinaciones y alternativas.





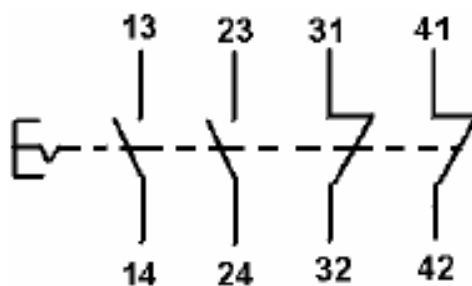
**Figura 22:** Pulsador NA y NC.

**Fuente:** (Rafael Duque, 2007).

Es necesario el uso de pulsadores figura en todas las aplicaciones donde se ha de comenzar ciclos de trabajo y alcanzarse determinados desarrollos funcionales por introducción de señales o donde por razones de seguridad se debe accionar continuamente.

#### ✚ Interruptores.

Los interruptores **Figura 23** son elementos capaces de introducir señal a la instalación quedando mecánicamente enclavados en el primer accionamiento; volviendo a su posición inicial y anulando el enclavamiento en el segundo accionamiento. El accionamiento puede ser por estirado o por giro (Rafael Duque, 2007).



**Figura 23:** Interruptor NA y NC.

**Fuente:** (Rafael Duque, 2007).

### ✚ **Finales de carrera mecánicos.**

Los finales de carrera son los que detectan posiciones determinadas de piezas o elementos de trabajo, normalmente a través de un contacto conmutado que puede ser lento en la velocidad de apertura y cierre; o contacto rápido donde no tiene importancia la velocidad de acceso (Rafael Duque, 2007).

El accionamiento de los finales de carrera **Figura 24** es a través de piezas fijas como levas o rodillos.



*Figura 24: Final de carrera NC.*

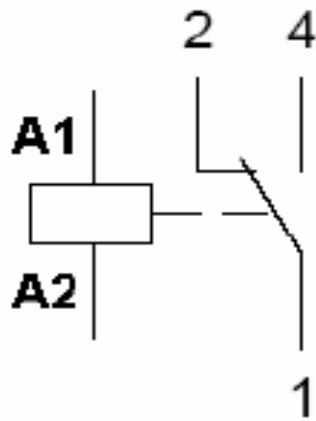
*Fuente: (Rafael Duque, 2007).*

### 1.3.3.10. **Elementos de procesamiento de señal.**

#### ✚ **Relé.**

El relé es un elemento de mando y de conexión de bajo coste energético llamado también interruptor de accionamiento electromagnético; su funcionamiento se basa en la energización de una bobina la cual crea un campo magnético que atrae a la armadura hacia el núcleo, dicha armadura tiene contacto mecánico a los contactos que llegan abrirse o cerrarse (Rafael Duque, 2007).

Los relés **Figura 25** usados para bancos electrohidráulicos están diseñados con 4 contactos de conexión y desconexión.

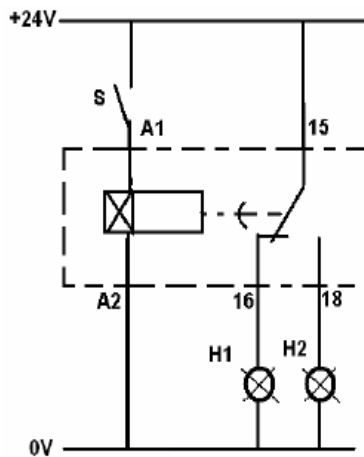


*Figura 25: Representación de un relé.*

*Fuente: (Rafael Duque, 2007).*

**✚ Relé temporizador con retardo de conexión (On delay).**

Este relé **Figura 26** tiene la función de cerrar el circuito después de haber transcurrido un tiempo ajustable determinado. Una señal de salida determina la progresión del mando (Rafael Duque, 2007).

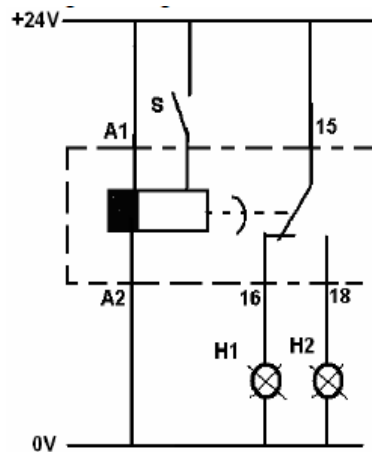


*Figura 26: Relé con retardo a la conexión.*

*Fuente: (Rafael Duque, 2007).*

### ✚ Relé temporizador con retardo a la desconexión.

Este relé **Figura 27** abre el circuito después de haber transcurrido el tiempo establecido, una vez anulada la señal de entrada empieza el conteo del tiempo ajustado (Rafael Duque, 2007).



*Figura 27: Relé con retardo a la desconexión.*

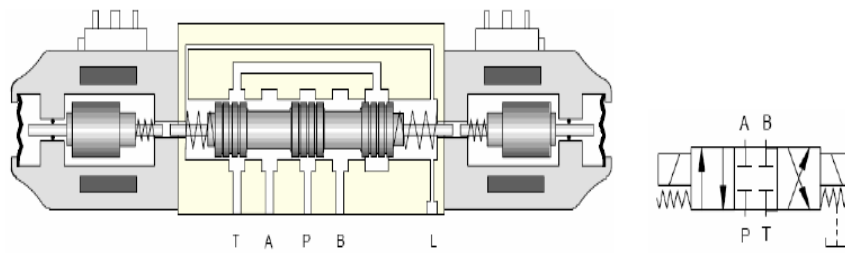
*Figura: (Rafael Duque, 2007).*

### ✚ Sistemas convertidores hidráulicos (válvulas electrohidráulicas).

Llamadas también electroválvulas, este elemento tiene la capacidad de gobernar un sistema hidráulico controlando la fuerza hidráulica a través de señales eléctricas recibidas del control de mando del sistema (Rafael Duque, 2007).

### ✚ Válvula 4/3.

Esta es la electroválvula **Figura 28** más común y más usada, porque mantiene los actuadores en reposo en su posición base y cuenta con 4 días y 3 posiciones (Rafael Duque, 2007).



**Figura 28:** Representación de válvula 4/3 monoestable.

**Fuente:** (Rafael Duque, 2007).

#### 1.3.4. Método de diseño VDI – 2222.

La asociación de ingenieros alemanes “**VDI**” es una asociación que colabora con todos los diseñadores de tecnología, con el objetivo del uso responsable de la misma; además de promocionar la ciencia y la investigación técnica (“Asociación de Ingenieros Alemanes - qaz.wiki,” 2020).

Los miembros de la asociación realizan trabajos técnicos y científicos en la normalización, y como gestor de proyectos para la financiación pública de investigaciones. Opera en representación nacional e internacional (“Asociación de Ingenieros Alemanes - qaz.wiki,” 2020).

Esta asociación de ingenieros creó la metodología normalizada VDI – 2222, diseñada para guiar a los diseñadores inexpertos a través de cuatro etapas fundamentales de diseño: planificación, concepción, proyecto y desarrollo (“Asociación de Ingenieros Alemanes - qaz.wiki,” 2020).

#### 1.3.5. Selección de elementos hidráulicos y diseño del banco.

##### 1.3.5.1. Sistemas hidráulicos.

Las formulas detalladas a continuación es un resumen propuesto por el fabricante y distribuidor hidráulico PARKER; formulas presentadas en sus catálogos de productos.

### **Presión de lado del pistón.**

La presión necesaria puede calcularse conociendo la fuerza deseada y la superficie del pistón.

$$P = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Donde:

*P: Presión (Pa)*

*F: Fuerza (N)*

*A: Área (m<sup>2</sup>)*

### **Volumen de cilindro de lado del pistón.**

El volumen de aceite que se necesita para una carrera de pistón, se determina mediante la superficie del pistón y la carrera necesaria.

$$V = A * Carrera \quad (2)$$

Donde:

*V: Volumen (lts).*

*Carrera: (cm).*

*A: Área (m<sup>2</sup>).*

### **Caudal.**

El caudal necesario a suministrar por la bomba se determina en base al volumen total de todos los actuadores, y el tiempo en el cual deben realizarse todos los movimientos.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (3)$$

Donde:

*Q: Caudal (lts/min).*

*V: Volumen (lts).*  
*t: Tiempo (min).*

$$Q = \frac{n * CC}{1000} \quad (4)$$

Donde:

*Q: Caudal (lts/min).*  
*CC: Capacidad volumétrica (lts/rev).*  
*n: Velocidad de rotación (rpm).*

#### **Capacidad volumétrica.**

Para determinar la capacidad volumétrica de una bomba, basta con conocer el volumen de flujo y la velocidad de rotación.

$$CC = \frac{V}{n} \quad (5)$$

Donde:

*CC: Capacidad volumétrica (lts/rev).*  
*V: Volumen (lts).*  
*n: Velocidad de rotación (rpm).*

#### **Rendimiento volumétrico.**

Internamente en una bomba siempre existirán pérdidas volumétricas que afectarán el rendimiento de la misma.

$$CC'S/rev = \frac{CC}{\eta} \quad (6)$$

Donde:

*CC'S/rev: Rendimiento volumétrico (cm<sup>3</sup>/rev).*

$CC$ : Capacidad volumétrica ( $cm^3/rev$ ).  
 $\eta$ : Eficiencia.

#### **Torsión.**

El par de torsión se puede determinar conociendo la potencia y la velocidad de rotación del eje del mismo.

$$T = \frac{H * 63625}{n} \quad (7)$$

Donde:

$T$ : Torque ( $lb.in$ ).

$H$ : Potencia ( $HP$ ).

$n$ : Velocidad de rotación ( $rpm$ ).

#### **Relación velocidad y capacidad volumétrica.**

Cuando los elementos son de las mismas características y pertenecen al mismo sistema, se puede generar diferentes tipos de relaciones para determinar cálculos rápidos, como la velocidad y la capacidad volumétrica.

$$n_1 * CC_1 = n_2 * CC_2 \quad (8)$$

Donde:

$n_1$ : Velocidad de rotación a la entrada ( $rpm$ ).

$n_2$ : Velocidad de rotación a la salida ( $rpm$ ).

$CC_1$ : Capacidad volumétrica a la entrada ( $cm^3/rev$ ).

$CC_2$ : Capacidad volumétrica a la salida ( $cm^3/rev$ ).

#### **1.3.5.2. Transmisión por cadena**

La cadena de rodillos pertenece a los elementos de máquinas flexibles, y se utiliza para transmitir potencia a distancias considerables. Las ecuaciones



detalladas a continuación hacen referencia al libro “Diseño en ingeniería mecánica de Shingley – novena edición”.

**✚ Relación número de dientes velocidad.**

$$N_1 * n_1 = N_2 * n_2 \quad (9)$$

Donde:

*N<sub>1</sub>: número de dientes de la Catarina impulsora.*

*n<sub>1</sub>: velocidad de rotación de Catarina impulsora (rpm).*

*N<sub>2</sub>: número de dientes de la Catarina impulsada.*

*n<sub>2</sub>: velocidad de rotación de Catarina impulsada (rpm).*

**✚ Potencia tabulada para determinar el tamaño de cadena.**

$$H_{tab} = \frac{n_d K_s H_{nom}}{K_1 K_2} \quad (10)$$

Donde:

*H<sub>tab</sub>: Potencia tabulada (HP).*

*n<sub>d</sub>: Factor de diseño.*

*K<sub>s</sub>: Factor de desvío de carga.*

*K<sub>1</sub>: Factor de corrección de diente.*

*K<sub>2</sub>: Factor de hileras múltiples.*

**✚ Diámetro de paso de Catarina.**

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{N}\right)} \quad (11)$$

Donde:

*D : Diámetro de paso de Catarina (mm).*

*N : Numero de dientes de Catarina.*

### 1.3.5.3. Dimensionamiento de ejes.

#### Vector fuerza.

Para encontrar los componentes de un vector fuerza a lo largo de cualquier eje, se extiende líneas desde la cabeza de la fuerza paralelas a los ejes (las componentes formaran los lados de un paralelogramo, y la resultante será la línea diagonal). Para determinar los valores de los componentes se usa la ley del triángulo para sumar fuerzas de punta a cola, y la ley de senos y cosenos (*Estática Ingeniería Mecánica Hibbeler 12° Ed.*, 2010).

La ley de senos y cosenos se muestra a continuación.

$$\frac{F_1}{\text{sen}\theta_1} = \frac{F_2}{\text{sen}\theta_2} = \frac{F_R}{\text{sen}\theta_R} \quad (12)$$

#### Relación potencia, torque y velocidad angular.

La potencia a través de un elemento rotativo se puede determinar a mediante la relación del producto del par de torsión y la velocidad angular. Cuando en un problema se dispone la potencia y la velocidad de la línea de paso, la relación par de torsión se acondiciona con elementos de conversión para determinar la carga transmitida en unidades conocidas (R. G. Budynas & Nisbett, 2008).

$$W_t = \frac{60\,000H}{\pi dn} \quad (13)$$

Donde:

$W_t$ : Carga transmitida (kN).

$H$ : Potencia (kW).

$d$ : Diámetro del engrane (mm).

$n$ : Velocidad (rpm).

#### ✚ Cálculo de momento máximo.

$$M = \sqrt{M_{yx}^2 + M_{zx}^2} \quad (14)$$

#### ✚ Resistencia a la fatiga.

Es el método analítico que más se acerca hacia una curva esfuerzo - vida. Se selecciona las variables de acuerdo a la aplicación del diseño (R. G. Budynas & Nisbett, 2008).

$$S'_e = 0.54 S_{ut} \quad S_{ut} \leq 200 \text{ KPSI (1400 MPa)} \quad \therefore 100 \text{ KPSI } S_{ut} > 200 \text{ KPSI} \quad (15)$$

$$S'_e = 0.45 S_{ut} \text{ (Carga axial)} \quad (16)$$

$$S'_e = 0.29 S_{ut} \text{ (torsión)} \quad (17)$$

#### ✚ Factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

Joseph Marín propuso algunos factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (18)$$

Donde:

$k_a$ : Factor de modificación de la condición superficial.

$k_b$ : Factor de modificación del tamaño.

$k_c$ : Factor de modificación de la carga.

$k_d$ : Factor de modificación de la temperatura.

$k_e$ : Factor de confiabilidad.

$k_f$ : Factor de modificación de efectos varios.

$S'_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

$S_e$ : Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de maquina en la geometría y condición de uso.

## ✚ Esfuerzos fluctuantes.

Los patrones periódicos **Figura 29** , representan un mínimo y máximo de fuerza respecto al tiempo imagen (R. G. Budynas & Nisbett, 2008).

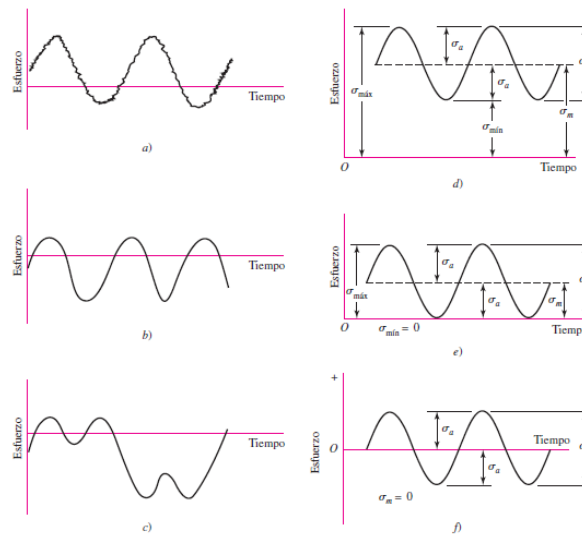
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (19)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (20)$$

Donde:

$\sigma_m$ : *Esfuerzo medio*

$\sigma_a$ : *Esfuerzo alternante*



**Figura 29:** *Esfuerzo respecto al tiempo.*

**Fuente:** (R. Budynas & Keith, 2008).

### ✚ Diámetro de ejes.

Se utiliza la ecuación de Goodman modificado para determinar el diámetro mínimo de eje en determinadas secciones.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[ 4(k_f M_a)^2 + 3(k_{fs} T_a)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(k_f M_m)^2 + 3(k_{fs} T_m)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

#### 1.3.5.4. Selección de cojinetes

Si un cojinete de contacto rodante se mantiene lubricado, aislado de la suciedad y se hace trabajar a temperaturas adecuadas, la única razón de falla será la fatiga del material, después de miles horas de trabajo, por lo que la vida de un cojinete está directamente relacionada con la carga que soporta, la velocidad y las horas de trabajo (R. G. Budynas & Nisbett, 2008).

$$C_{10} = F_R = F_D \left( \frac{L_D}{L_R} \right)^{1/a} = F_D \left( \frac{l_D n_D 60}{l_R n_R 60} \right)^{\frac{1}{a}} \quad (22)$$

$$X_D = \frac{L_D}{L_R} \quad (23)$$

Donde:

$C_{10}$ : Carga nominal de catálogo.

$F_R$ : Clasificación de cargas (kN).

$L_D$  y  $L_R$ : revoluciones por minuto deseados y reales.

$l$ : Vida nominal en horas

$n$ : Velocidad nominal (rpm)

$X_D$ : Múltiplo adimensional de la vida nominal.

Para determinar la carga nominal de catálogo se genera la siguiente relación carga – vida.

$$C_{10} = a_f F_D \left[ \frac{X_D}{X_0 + (\theta - X_0 (1 - R_0)^{\frac{1}{b}})} \right]^{1/a} \quad (24)$$

Donde:

$X$ : Mediada de la vida ( $x = 1/L_{10}$ ).

$X_0$ : Valor garantizado o mínimo de la variante.

$\theta$ : 63.2121 del percentil de la variante.

$b$ : Parámetro de la forma que controla el sesgo.

$F_D$ : Carga radial en el punto determinado.

$R_D$ : Confiabilidad.

#### **1.4. Formulación del Problema.**

¿Cuáles serán los parámetros físicos y geométricos, además de la disposición idónea de los componentes para el diseño ideal de un banco de armado y desarmado de cilindros hidráulicos?

#### **1.5. Justificación e Importancia del Estudio.**

##### **1.5.1. Justificación Económica**

Actualmente los trabajos relacionados a la reparación de cilindros hidráulicos son muy demandantes y de alto valor económico en el mercado, por está relacionado directamente con la construcción y la minería. Lo que busca el diseño de este proyecto es aumentar los ingresos económicos agilizando los tiempos de los procesos.

##### **1.5.2. Justificación Social.**

Aún en tiempos modernos donde prevalece la tecnología y la automatización de procesos industriales, nuestra región sigue realizando procesos de mantenimiento de manera convencional, volviendo al proceso cada vez más obsoletos y obligando a los operarios a regresar esfuerzos extremos perjudiciales para la salud.

##### **1.5.3. Justificación Técnica.**

El diseño del banco de armado y desarmado de cilindros hidráulicos busca aplicar las leyes físicas de la mecánica e hidráulica de una manera sencilla pero altamente eficiente.

## **1.6. Hipótesis.**

No aplica.

## **1.7. Objetivos.**

### **1.7.1. Objetivo General.**

- Diseñar un banco semiautomatizado, de armado y desarmado de cilindros hidráulicos con capacidad de seis pulgadas de diámetro y ochenta pulgadas de longitud.

### **1.7.2. Objetivos Específicos.**

- Especificar las necesidades e inconvenientes presentes para reparar un cilindro hidráulico, mediante entrevistas.
- Seleccionar de las alternativas el concepto que más se adapte a las expectativas de la investigación.
- Dimensionar la estación de trabajo a través del diseño paramétrico, mediante cálculos y selección de elementos electrohidráulicos según las necesidades del diseño.
- Realizar un análisis económico de diseño y fabricación de la estación de trabajo.

**CAPÍTULO II**  
**MATERIAL**  
**Y**  
**MÉTODO**



## II. MATERIAL Y MÉTODO

### 1.1. Tipo y Diseño de Investigación.

Es de tipo tecnológico porque está orientada a descubrir técnicas y procesos eficientes para producir cambios y perfeccionar un proceso productivo, a través de conocimientos tecnológicos validados.

El diseño de la investigación experimental donde el investigador tiene la capacidad de decidir y controlar la investigación manipulando variables independientes, para conocer las consecuencias sobre las variables dependientes (llamada también relación causa efecto).

### 1.2. Población y Muestra.

No aplica a este tipo de investigación.

### 1.3. Variables, Operacionalización.

Dada que esta investigación es un diseño de ingeniería asociada a una metodología, se adapta un esquema de variables donde se proponen variable de diseño, solución, intervinientes, que determinaran el funcionamiento de la estación de trabajo. Revisar **Tabla 3** y **Tabla 4**.

#### 1.3.1. Variables.

##### 1.3.1.1. Variables para el sistema de afloje y ajuste de componentes.

###### Variables Independientes:

- Torsión de ajuste y afloje de componentes (N.m).
- Peso de los cilindros hidráulicos (N).

###### Variables Dependientes:

- Capacidad de torsión de motor y cilindro hidráulico de afloje (N.m).
- Resistencia de la estructura (N).

### 1.3.1.2. Variables para el sistema de montaje y desmontaje del conjunto cilindro embolo.

#### ✚ Variables Independientes:

- Longitud de los cilindros hidráulicos (in).
- Presencia de fluidos hidráulicos (l).

#### ✚ Variables Dependientes

- Longitud y desplazamiento de la estructura (in).
- Capacidad del depósito de drenaje (l)

### 1.3.2. Operacionalización.

*Tabla 3: Operacionalización de variables para el sistema de afloje y ajuste de componentes.*

*Fuente: Propia.*

	VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
VARIABLES INDEPENDIENTES	Torsión de ajuste y afloje de componentes	Volumen de flujo Presión del sistema	Fuerza Distancia	N.m	Referencia bibliográfica Información técnica
	Peso de los cilindros hidráulicos	Diámetro Longitud Masa	Masa Gravedad	N	Uso de instrumentos y equipos Información técnica
VARIABLES DEPENDIENTES	Longitud y desplazamiento de la estructura	Volumen de fluido dentro del actuador Fuerza de empuje Longitud de acople	Fuerza Distancia	N.m	Referencia bibliográfica Información técnica Cálculos matemáticos
	Capacidad del depósito de drenaje	Largo Ancho Alto Espesor materiales	Masa Gravedad	N	Referencias bibliográficas Análisis estructural

**Tabla 4:** Operacionalización de variables para el sistema de montaje y desmontaje del conjunto cilindro embolo.

**Fuente:** Propio.

	VARIABLES	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<b>VARIABLES INDEPENDIENTES</b>	Longitud de los cilindros hidráulicos	Largo	Longitud	in	Observación Toma de datos Información técnica
	Presencia de fluidos hidráulicos	Volumen	Volumen	l	Observación Toma de muestras Medición de fluido
<b>VARIABLES DEPENDIENTES</b>	Longitud y desplazamiento de la estructura	Largo	Longitud	m	Observación Información técnica de grupo cilindro embolo
	Capacidad del depósito de drenaje	Volumen	Volumen	l	Recolección de datos Necesidades del sistema Cálculos matemáticos

#### 1.4. Técnicas e Instrumentos de Recolección de Datos, Validez y Confiabilidad.

Esta investigación sigue como referencia el proceso de diseño planteado por el método de diseño normalizado VDI – 222; este método es una guía muy práctica para diseñadores principiantes. El método comprende cuatro apartados que va desde el planeamiento, la elaboración del concepto, del proyecto y la elaboración de detalles.

##### 1.4.1. Técnicas

##### 1.4.1.1. Observación.

Para familiarizarse con el problema a resolver se visitó de manera constante las instalaciones de la empresa Servicios Técnicos Mecánicos Eléctricos, para recolectar información, acerca del procedimiento de reparación de cilindros hidráulicos.

En tales visitas se obtuvo información muy valiosa como: el dimensionamiento de los cilindros hidráulicos, el peso aproximado de los cilindros de acuerdo a su tamaño, la forma de desmontaje y montaje del cilindro en la máquina, la

cantidad de personal para manipular un determinado cilindro, los diferentes modelos de presentación de las tapas de cilindro, los diferentes modelos de émbolos y sellos, las diferentes dimensiones y ajustes de los pernos de sujeción del conjunto embolo en el vástago, la forma correcta del uso de herramientas y materiales.

#### **1.4.1.2. Entrevista**

Dicho método fue aplicado por mi persona, que en este caso sería el investigador, hacia todos los trabajadores de la empresa Servicios Técnicos Mecánicos Eléctricos, empezando por el gerente y llegando hasta el maestro mecánico y demás trabajadores de la empresa.

La entrevista con cada uno de ellos fue de manera no estructurada (el entrevistado otorga respuestas amplias sobre el tema), en donde se les pregunto temas como los inconvenientes, las oportunidades, las ventajas, desventajas y necesidades que se presentan en el actual proceso de reparación de cilindros hidráulicos; además se tocaron puntos muy importantes como la ergonomía y los esfuerzos físicos de cada uno de ellos en las diferentes etapas del proceso.

#### **1.4.1.3. Información bibliográfica**

Esta investigación se afianza en manuales de servicio, manuales de operación y mantenimiento de maquinaria pesada, para obtener datos específicos y precisos de sistemas hidráulicos; además de recopilar información de tesis, libros, artículos e internet, con la finalidad de hacer una investigación objetiva y veraz.

#### **1.4.2. Instrumentos de recolección de datos.**

Se utilizó cámaras fotográficas, entrevistas, laptops, internet, equipos y herramientas mecánicas e hidráulicas.

### **1.4.3. Validez y confiabilidad**

La validez de los resultados de la investigación están respaldados por el método normalizado de diseño VDI – 222, y la confiabilidad a través del uso de softwares autorizados en el campo del diseño y la ingeniería.

### **1.5. Procedimientos de Análisis de Datos.**

Los datos recolectados con anterioridad serán introducidos al desarrollo de la investigación a través de diferentes etapas, en forma de tablas, imágenes, gráficos y fórmulas matemáticas; para ser analizadas posteriormente.

El modelado y la resistencia de los materiales de la estructura serán analizados a través del software SOLIDWORKS 2016, a su vez el sistema electrohidráulico será diseñado y analizados a través del software FluidSIM y CADe\_SIMU.

### **1.6. Criterios Éticos.**

Esta investigación se basa en los criterios éticos profesionales del Colegio de Ingeniero del Perú (CIP,1999), y del código de ética de la Universidad Señor de Sipán (USS,2017).

#### **1.6.1. Código de ética del Colegio de Ingenieros de Perú.**

Aprobada en la ciudad de Tacna en abril de 1999, define conceptos y criterios para guiar la conducta profesional de los ingenieros a razón de los elevados fines de la profesión que ejerce. Ver **Anexo 1**. Aquí algunos de sus artículos:

**Art. 14** – Los ingenieros están al servicio de la sociedad. Por consiguiente, tienen la obligación de contribuir al bienestar humano, dando importancia primordial a la seguridad y adecuada utilización de los recursos en el desempeño de sus tareas profesionales.

**Art. 15** – Los ingenieros deben promover y defender la integridad, el honor y la dignidad de su profesión contribuyendo con su conducta a que el consejo público se forme y mantenga un cabal sentido de respeto hacia ella y sus miembros, basado en la honestidad e integridad con que la misma se desempeña.

### **1.6.2. Código de ética de investigación de la Universidad Señor de Sipán (USS).**

Ratificado por el consejo universitario con resolución rectoral N° 0851-2017. A continuación, lo más importante de las primeras páginas anexo.

**Art. 1** – Finalidad: Proteger el derecho a la vida, la salud, la intimidad, la dignidad, y el bienestar de las personas que participan en una actividad de investigación científica, ciñéndose a los acuerdos suscritos por nuestro país en la materia.

**Art. 2** – Objetivo: definir los principios éticos que orientan la actividad investigativa y su gestión, por las autoridades, investigadores, docentes, estudiantes y egresados de la USS.

**Art. 3** – Alcance: es de cumplimiento obligatorio para todas las autoridades académicas, administrativas, docentes, estudiantes y egresados y administrativo de la Universidad Señor de Sipán.

### **1.7. Criterios de Rigor Científico.**

Esta investigación está regida a los siguientes criterios de rigor científico.

#### **1.7.1. Valor de la verdad**

Llamada también credibilidad, implica en que la investigación tiene que ser creíble, a través de argumentación confiable y demostrable en los resultados del estudio en sincronía con el proceso de investigación.

#### **1.7.2. Transferibilidad**

Los resultados del presente estudio no pueden ser utilizados, transferidos, ni aplicados para otros contextos o ámbitos de acción.

### **1.7.3. Dependencia**

Este criterio hace referencia al nivel de consistencia de los resultados y hallazgos en el estudio.

### **1.7.4. Confiabilidad**

La investigación tiene que tener una extensión de la garantía, donde se compruebe que todos los datos usados en el proceso de desarrollo no fueron manipulados.

# **CAPITULO III**

# **RESULTADOS**



### III. RESULTADOS

#### 1.8. Resultados en Tablas y Figuras.

Se realizó la entrevista **Anexo 4** en la empresa Servicios Técnicos Mecánicos Eléctricos, autorizada por su gerente Segundo Carlos Ramos Herrera, hacia los diferentes trabajadores. Las preguntas se muestran a continuación y el resumen de los resultados se muestran en la **Tabla 5**.

- ¿Cuántos años tiene de experiencia en la reparación de cilindros hidráulicos?
- ¿La reparación la realiza de forma manual o automatizada?
- ¿Cuántas personas se utiliza para reparar un cilindro hidráulico?
- ¿De qué máquinas o equipo se apoya para facilitar su trabajo?
- ¿Qué tiempo emplea para reparar completamente un cilindro hidráulico?
- ¿Siente comodidad al realizar el trabajo?
- ¿Alguna vez vio o escucho de una plataforma de reparación de cilindros hidráulicos?
- ¿Le gustaría disponer de una estación adecuada para la reparación de cilindros hidráulicos?
- ¿Qué características le gustaría que disponga la estación de trabajo?
- ¿Usted cree que los profesionales de la región puedan desarrollar este proyecto?
- ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por una máquina de reparación de cilindros hidráulicos?
- ¿Sí adquiriera una estación que resultados esperaría de ella?
- ¿Qué condiciones exigiría para su seguridad?
- ¿Alguna vez tuvo accidente al reparar un cilindro hidráulico?
- ¿Cuál es el costo promedio de reparar un cilindro hidráulico entre 3 y 6 pulgadas de diámetro?

**Tabla 5:** Resumen de entrevista realizada a trabajadores de reparación de cilindros hidráulicos.

Fuente: Propio.

<b>PREGUNTAS</b>	<b>SEGUNDO RAMOS HERRERA</b>	<b>PEDRO REAÑO RUBIÑOS</b>	<b>JHONY RAMOS HERRERA</b>	<b>SEGUNDO SEGOVIA ROJAS</b>	<b>JOSÉ DÍAS SUAREZ</b>
¿Cuántos años tiene de experiencia en la reparación de cilindros hidráulicos?	40 años	40 años	20 años	5 años	4 años
¿La reparación la realiza de forma manual o automatizada?	Manual	Manual	Manual	Manual	Manual
¿Cuántas personas se utiliza para reparar un cilindro hidráulico?	3 personas	4 personas	De 3 a 5 personas	2 personas	3 personas
¿De qué máquinas o equipo se apoya para facilitar su trabajo?	Prensa hidráulica Tornillo de banco	Prensa hidráulica Tornillo de banco	Prensa hidráulica Tornillo de banco	Prensa hidráulica Tornillo de banco	Prensa hidráulica Tornillo de banco
¿Qué tiempo emplea para reparar completamente un cilindro hidráulico?	3 horas con todo desmontado de maquina	2 horas	De 2 a 3 horas	3 horas como máximo	2 horas
¿Siente comodidad al realizar el trabajo?	No porque se realiza mucho esfuerzo	Solo en algunos pasos del proceso	No la que desearía realmente	si	Si, cuando los cilindros son pequeños
¿Alguna vez vio o escucho de una plataforma de reparación de cilindros hidráulicos?	En ningún momento	No pero imaginaba que existiera en algún lugar	E visto solo por internet	No	Vi a través de internet
¿Le gustaría disponer de una estación adecuada para la reparación de cilindros hidráulicos?	Claro que si	Sí, mi trabajo tendría mejor garantía.	De todas maneras	Si, sería lo mejor	Por su puesto, seria de mucha ayuda
¿Qué características le gustaría que disponga la estación de trabajo?	Fácil de manejar Que repare todo tipo de cilindros	Que sea segura y confiable Que evite derrames de aceite	Que disminuya al máximo el esfuerzo humano Que cuide al operario	Que tenga buena capacidad de torsión Con buena capacidad extensiva	Diseño simple pero eficiente Que sea confiable

<b>¿Usted cree que los profesionales de la región puedan desarrollar este proyecto?</b>	Si, por su puesto	Sí, no veo que les impida para no poder hacerlo	Si, existen buenos profesionales	Por supuesto, todo es posible	Si, solo tienen que tener creatividad
<b>¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por una máquina de reparación de cilindros hidráulicos?</b>	30000 soles	15000 a 20000 soles	7000 a 1000 soles	Hasta 8 000 soles	Hasta 25 000 soles
<b>¿Sí adquiriera una estación que resultados esperaría de ella?</b>	Disminuir el tiempo de reparación	Utilizar el mínimo esfuerzo físico	Utilizar como máximo dos personas	Que sea completamente seguro	Aumentar la producción de la empresa
<b>¿Qué condiciones exigiría para su seguridad?</b>	No estar expuesto a elementos móviles	Estar protegido ante caídas de elementos pesados	Tener señalización de seguridad	Conocer los posibles riesgos	Practicar las 5S con la estación
<b>¿Alguna vez tuvo accidente al reparar un cilindro hidráulico?</b>	No	No, pero el riesgo de sufrirlo existe siempre	No, pero no somos ajenos a ello	No	No, pero si uno que otro riesgo por trabajos con equipo pesado.
<b>¿Cuál es el costo promedio para reparar un cilindro hidráulico entre 3 y 6 pulgadas de diámetro?</b>	S/. 400	S/. 500	S/. 450	S/. 620	S/.480

## 1.8.1. Planeamiento o comprensión de la solución

### 1.8.1.1. Lista de exigencias

*Tabla 6: Lista de exigencias que debe de cumplir el diseño.*

*Fuente: Propio.*

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 1 de 1
			Edición: Rev. 1
<b>PROYECTO</b>	"Diseño de un banco semiautomatizado para la reparación de cilindros hidráulicos con capacidad de seis pulgadas de diámetro y ochenta pulgadas de longitud"		Fecha: 01/04/2021
			Revisado: A.S.C.
<b>CLIENTE</b>	UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPÁN		Elaborado : LL.C.
Prioridad	Deseo o Exigencia	DESCRIPCIÓN	Responsable
1	E	<b>FUNCIÓN PRINCIPAL:</b> Acoplar y desacoplar conjunto embolo pistón y cilindro hidráulico.	LL.C.
2	E	<b>GEOMETRÍA:</b> Disposición simple de componentes.	LL.C.
3	E	<b>FUERZA:</b> La fuerza debe ser necesaria para aflojar y ajustar elementos con hasta 11000 N.m de torque.	LL.C.
4	E	<b>ENERGÍA:</b> Se aprovecha la energía hidráulica generada a partir de un motor eléctrico.	LL.C.
5	E	<b>SEGURIDAD:</b> Se protegerá los elementos móviles y la caída de elementos pesados.	LL.C.
6	E	<b>ERGONOMÍA:</b> La altura de la estación evitara que el operario se ponga en posturas inadecuadas.	LL.C.
7	E	<b>FABRICACIÓN:</b> Sera fabricada con materiales comunes de la región.	LL.C.
8	E	<b>MATERIA:</b> Los materiales serán seleccionados de acuerdo a sus propiedades.	LL.C.
9	D	<b>MONTAJE:</b> La disposición de los componentes debe ser sencilla de entender y armar.	LL.C.
10	D	<b>TRANSPORTE:</b> Diseñar una estación de la manera más compacta posible.	LL.C.
11	D	<b>MANTENIMIENTO:</b> Se elabora un plan de mantenimiento preventivo.	LL.C.
12	E	<b>MEDIO AMBIENTE:</b> Portar depósito para almacenaje de fluidos hidráulicos.	LL.C.
13	D	<b>COSTOS:</b> El costo será de acuerdo al mercado local de trabajos con equipo pesado.	LL.C.

## 1.8.2. Elaboración del concepto

En esta etapa de la investigación, se busca la solución más adecuada para llegar hacia un único concepto óptimo.

### 1.8.2.1. Abstracción: Caja Negra

La caja negra **Figura 30** o “Black - Box”, es donde se identifican magnitudes básicas de entrada y salida como: materia, señal y energía.



**Figura 30:** Caja negra, banco de armado y desarmado de cilindros hidráulicos.  
*Fuente: Propio.*

#### ✚ Definiciones de entrada y salida:

##### ➤ *Entrada*

**Materia:** Cilindro hidráulico con defectos de operación.

**Energía:** Energía eléctrica.

**Señal:** Corriente eléctrica, presión del sistema hidráulico.

##### ➤ *Salida*

**Materia:** Cilindro hidráulico reparado.

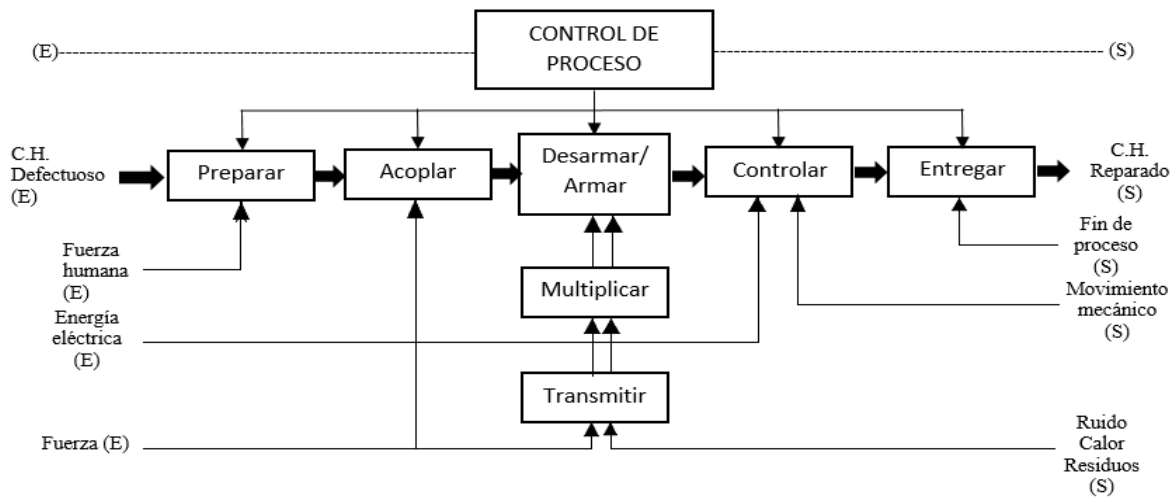
**Energía:** Energía hidráulica, sonidos, ruidos.

**Señal:** Variaciones de presión de acuerdo a la carga.

### 1.8.2.2. Estructura de funciones

En esta sección se describen todos los pasos que se llevarán a cabo para reparar un cilindro hidráulico. En la **Figura 31** se muestra el gráfico de la estructura de funciones.

- **Preparar:** Quitar suciedades de la parte externa del cilindro.
- **Acoplar:** Acoplar el cilindro hidráulico a la estación de trabajo.
- **Transmitir fuerza:** Transmitir la fuerza desde el punto de generación, hasta el punto de aplicación.
- **Multiplicar fuerza:** Se amplifica la fuerza para aflojar y ajustar elementos.
- **Desarmar/Armar:** Desarticular y articular elementos internos del cilindro hidráulico.
- **Controlar:** Manera de accionar los elementos de la estación.
- **Entregar:** Preparar el cilindro hidráulico y entregar al cliente.



*Figura 31: Estructura de funciones.*

*Fuente: Propio.*




### 1.8.2.3. Concepto para la obtención de la solución

En esta etapa se desarrolla la matriz morfológica **Tabla 7**, utilizando la estructura de funciones, junto con la lista de deseos y exigencias, para proponer soluciones y enrumbarse hacia el mejor diseño.

*Tabla 7: Desarrollo de matriz morfológica.  
Fuente: Propio.*

<b>MATRIZ MORFOLÓGICA</b>			
<b>PROYECTO</b>	<b>"DISEÑO DE UN BANCO SEMIAUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS CON CAPACIDAD DE SEIS PULGADAS DE DIÁMETRO Y OCHENTA PULGAS DE LONGITUD"</b>		
<b>CLIENTE</b>	<b>UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN</b>		
<b>FUNCIONES PRINCIPALES</b>	<b>ALTERNATIVA 1</b>	<b>ALTERNATIVA 2</b>	<b>ALTERNATIVA 3</b>
<b>PREPARAR</b>			
<b>ACOPLAR</b>			
<b>TRANSMITIR</b>			
<b>MULTIPLICAR</b>			
<b>DESARMAR/ARMAR</b>			
<b>CONTROLAR</b>			
<b>ENTREGAR</b>			

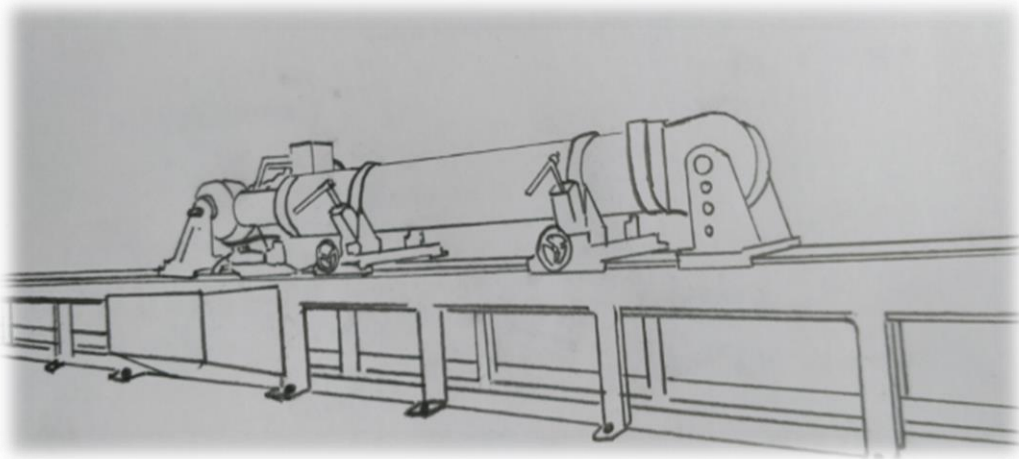
**Tabla 8:** Leyenda, matriz morfológica.  
**Fuente:** Elaboración propia.

Nº DE SOLUCIÓN	COLOR
1	
2	
3	

 **Disposición básica**

Se representa los elementos básicos que irán en la estructura del diseño, relacionados con la matriz morfológica; para transmitir una idea aproximada de lo que se quiere lograr (Huillica & Monzón, 2015).

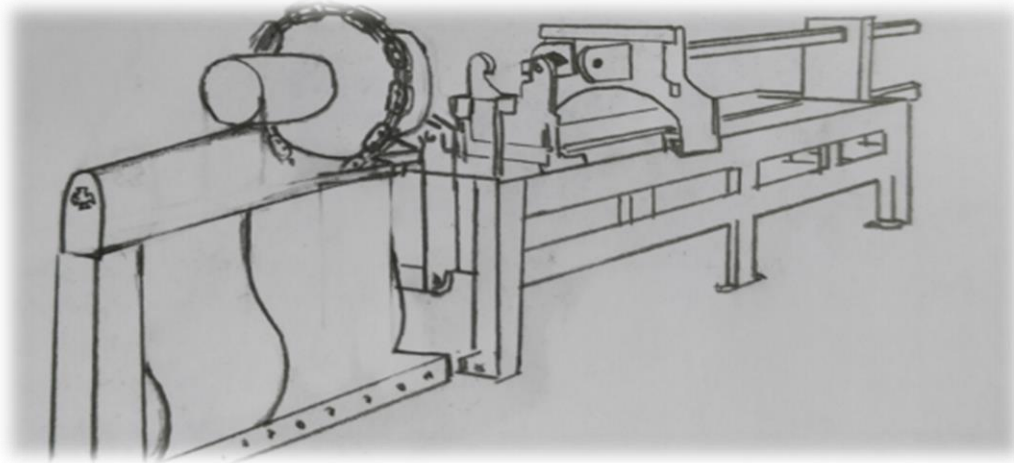
**Solución 01:** La primera solución **Figura 32**, muestra una sola estructura alargada de tubo con una longitud considerable en la parte inferior; un sistema de ajuste y afloje totalmente manual y mecánico.



**Figura 32:** Solución 01, plataforma básica de reparación.  
**Fuente.** Propio.



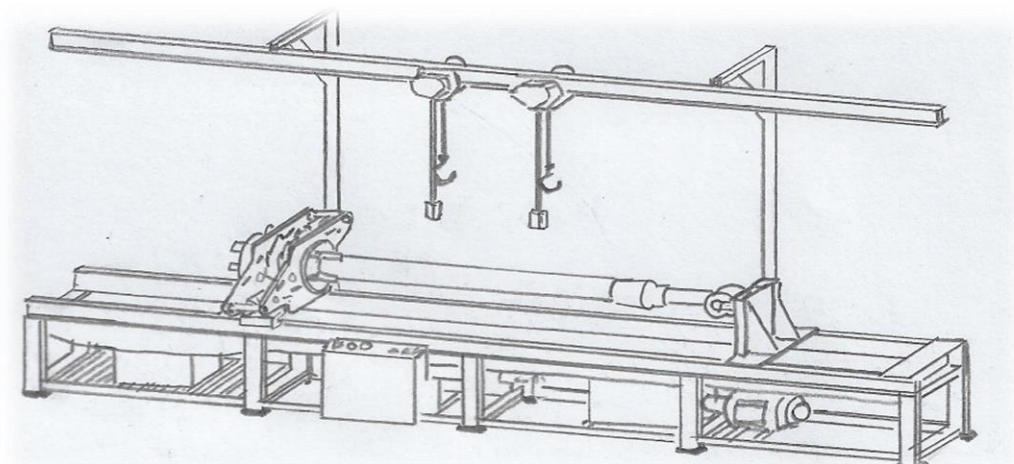
**Solución 02:** La segunda solución **Figura 33** muestra una estructura de dos cuerpos, uno de ellos desplazable para poder desarticular los componentes, en donde además lleva montado un sistema de transmisión mecánica que multiplicara la fuerza del operador para aflojar y ajustar componentes.



*Figura 33: Solución 02, transmisión mecánica.*

*Fuente: Propio.*

**Solución 03:** La tercera solución **Figura 34** muestra una estructura alargada de tubo cuadrado, montado a ello diferentes accesorios necesarios para la reparación de cilindros hidráulicos. Cuenta con un sistema de control eléctrico, y un sistema de accionamiento hidráulico; además de tecles para el levante de objetos pesados.



*Figura 34: Solución 03, estación electrohidráulica.*

*Fuente: Propio.*

### ✚ Evaluación del concepto de solución

Se evalúa los criterios técnicos y económicos de las tres soluciones; se compara en la **Tabla 9, Tabla 10, Tabla 11**, para encontrar la mejor solución; la solución más adecuada a de estar más cerca a la solución ideal. Los criterios de evaluación serán: 0 = insatisfecho; 1 = mínimo aceptable; 2 = suficiente; 3 = muy bien; 4 = ideal.

**Tabla 9:** *Evaluación de criterios técnicos y económicos.*  
**Fuente:** *Propio.*

<b>EVALUACIÓN DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN</b>				
<b>CRITERIOS TÉCNICOS Y ECONÓMICOS</b>	<b>SOLUCIÓN</b>			<b>SOLUCIÓN IDEAL</b>
	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	
Buen uso de energía	2	3	4	4
Seguridad	2	3	3	4
Rapidez	2	3	3	4
Estabilidad y Rigidez	4	3	3	4
Manipulación	3	3	3	4
Confiabilidad	3	3	3	4
Facilidad de manejo	2	3	4	4
Transportabilidad	3	4	3	4
Calidad de Trabajo	2	3	4	4
Menor complejidad	2	2	3	4
Cumplimiento de lista de exigencias	2	2	3	4
Posibilidades de automatización	3	3	4	4
Número de Piezas	2	2	2	4
Fácil adquisición de materiales de fabricación	3	2	3	4
Productividad	2	3	4	4
Pocos desperdicios	3	3	3	4
Numero de operarios	0	2	3	4
Costo de Tecnología	2	2	3	4
Fácil montaje	2	2	3	4

Fácil mantenimiento	4	3	3	4
Costos de Operación	4	4	4	4
<b>Total</b>	52	58	68	84
<b>Evaluación (%)</b>	0.6190476	0.6904762	0.8095238	1

**Tabla 10:** Evaluación económica (yi).

*Fuente:* Propio.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										
Valor Económico (yi)										
Proyecto: Diseño de un banco semiautomatizado para la reparación de cilindros hidráulicos.										
Criterios de evaluación para diseños en fase de conceptos o proyectos										
Variantes de concepto			Solución S1		Solución S2		Solución S3		Solución Ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	g	p	g*p	p	g*p	p	g*p	p	g*p
1	Costo de Material	4	3	12	3	12	3	12	4	16
2	Costo de Fabricación	4	4	16	3	12	4	16	4	16
3	Costo de Mantenimiento	4	3	12	2	8	4	16	4	16
4	Costo de Mano de Obra	4	3	12	3	12	3	12	4	16
<b>Puntaje Máximo</b>		16	13	52	11	44	14	56	16	64
<b>Valor Económico yi</b>				0.81		0.7		0.88		1

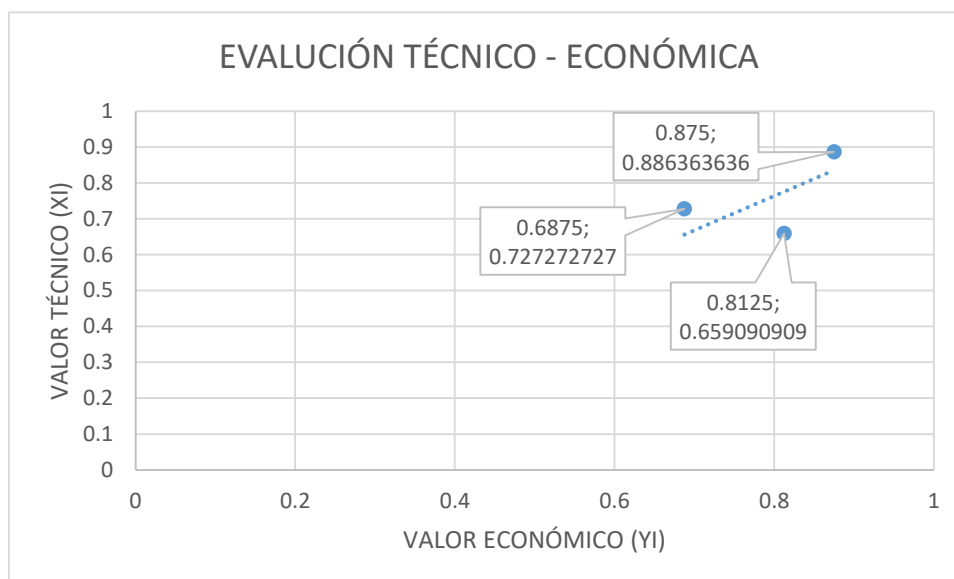
**Tabla 11:** Evaluación técnica (xi).

*Fuente:* Propia.

DISEÑO MECÁNICO - EVALUACIÓN DE PROYECTOS										
Valor Técnico xi										
Proyecto: Diseño de un banco semiautomatizado para la reparación de cilindros hidráulicos.										
Variantes de concepto			Solución S1		Solución S2		Solución S3		Solución Ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	g	p	g*p	p	g*p	p	g*p	p	g*p
1	Función	4	3	12	2	8	4	16	4	16
2	Forma	4	3	12	4	16	3	12	4	16

<b>3</b>	Diseño	4	3	12	3	12	3	12	4	16
<b>4</b>	Seguridad	4	2	8	3	12	3	12	4	16
<b>5</b>	Ergonomía	4	4	16	3	12	4	16	4	16
<b>6</b>	Fabricación	4	2	8	3	12	4	16	4	16
<b>7</b>	Control de calidad	4	2	8	3	12	3	12	4	16
<b>8</b>	Montaje	4	2	8	3	12	4	16	4	16
<b>9</b>	Trasporte	4	2	8	3	12	3	12	4	16
<b>10</b>	Uso	4	3	12	3	12	4	16	4	16
<b>11</b>	Mantenimiento	4	3	12	2	8	4	16	4	16
<b>Puntaje Máximo</b>		44	29	116	32	128	39	156	44	176
<b>Valor Económico xi</b>				0.7		0.73		0.89		1

El grafico de la **Figura 35** representa la evaluación técnico económica de las tres soluciones propuestas, en ella se muestra que la solución número tres se acerca más a la ideal (hacia el punto número uno). Por lo que a partir de este momento se diseñara la investigación, haciendo referencia a todas las características de la solución número tres.



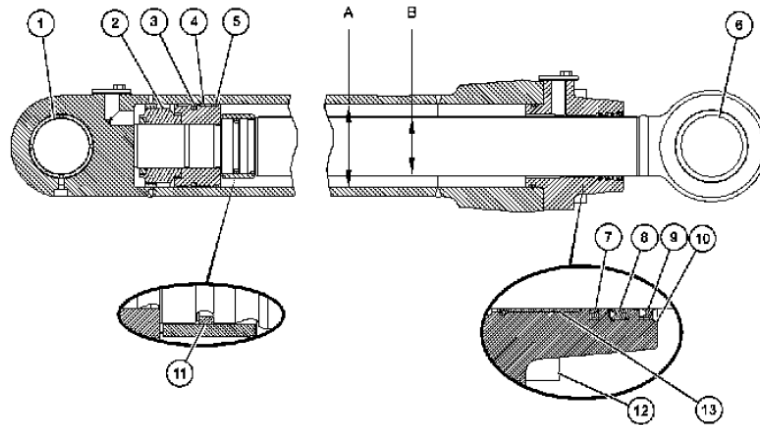
**Figura 35:** Grafico de dispersión técnico económico.  
**Fuente:** Propio.

### 1.8.3. Elaboración del proyecto y detalles de diseño.

A partir de la solución “S3” se buscará el mejor diseño, los mejores componentes, la mejor disposición, y los materiales más adecuados de acuerdo a las necesidades del diseño.

Se diseñan dos circuitos diferentes dentro del sistema hidráulico, un sistema hidráulico con actuadores lineales para el ajuste y afloje de componentes hidraulicos y el desplazamiento lineal de componentes; y un sistema hidrostático para aumentar los tiempos de enroscado de elementos.

Para el desarrollo del diseño se toma como objeto de estudio y referencia al cilindro hidráulico de levante (boom) de la excavadora hidráulica Caterpillar 336 FE **Figura 36**, cuyos datos específicos se muestran en la **Tabla 12**, y dato relevante es el diámetro interno de 5,88 pulgadas, una longitud de 75 pulgadas y un peso aproximado de 318 kg.



**Figura 36:** Cilindro de levante excavadora CAT 336 FE.

**Fuente:** (Motor, Modelo, Configuraci, & Motor, 2020).

**Tabla 12:** Especificaciones de cilindro de levante excavadora hidráulica 336 FE.  
**Fuente:** (Motor et al., 2020).

ARTICULO	PARTE	DESCRIPCIÓN
<b>1</b>	Cojinete de manguito	El diámetro antes del montaje es de $100,216 \pm 0.040$ mm ( $3.9455 \pm 0.0016$ pulgadas) La profundidad de instalación es de $9.85 \pm 0.30$ mm ( $0.388 \pm 0.012$ pulgadas)
<b>2</b>	Contratuerca	Antes del montaje lubrique la cara y alrededor de las roscas con aceite hidráulico. Apriete a $11000 \pm 550$ N.m ( $8113 \pm 406$ lb ft)
<b>3</b>	Sello como	Lubrique el diámetro interior y el exterior con grasa limpia.
<b>4</b>	Anillo	Lubrique el diámetro interior y el exterior con grasa limpia.
<b>5</b>	Anillo	Lubrique el diámetro interior y el exterior con grasa limpia.
<b>UNA</b>	Cilindro como	El diámetro interior es de $149.50 \pm 0.25$ mm ( $5.886 \pm 0.01$ pulgadas).
<b>Segundo</b>	Varilla como	El diámetro es de $104.93 \pm 0.03$ mm ( $4.131 \pm 0.001$ pulgadas).
<b>6</b>	Cojinete de manguito	El diámetro antes del montaje es de $11.222 \pm 0.040$ mm ( $0.4418 \pm 0.0016$ pulgadas).
<b>7</b>	Sello amortiguador	Lubrique ligeramente el labio de sellado con lubricante que se está llenando.
<b>8</b>	Sello de copa en U	Lubrique ligeramente el labio de sellado con lubricante que se está llenando.
<b>9</b>	Sello de labio	Lubrique ligeramente el labio de sellado con lubricante que se está llenando.
<b>10</b>	-	Antes del montaje aplique loctite verde en la ranura del sello limpiador.
<b>11</b>	Anillo de sello	La hendidura debe girar en la dirección del pistón.
<b>12</b>	Perno	Apriete a $300 \pm 30$ N.m ( $221 \pm 22$ lb ft) Gire un ángulo adicional de $30 \pm 5$ grados.
<b>13</b>	Buje	El diámetro exterior es de $110.148 \pm 0.033$ mm ( $4.3365 \pm 0.0013$ pulgadas). El grosor es de $2.475 \pm 0.025$ mm ( $0.0974 \pm 0.0010$ pulgadas)

### 1.8.3.1. Diseño de circuito hidráulico con actuadores lineales

#### Consideraciones

Se trata de diseñar un circuito para el accionamiento de dos cilindros doble efecto para aflojar y ajustar componentes, dispuesto de forma tangencial hacia una rueda de tracción; y un tercer cilindro doble efecto para el desplazamiento lateral de los componentes de ajuste y afloje. Como adicional se dispondrá de un conjunto de acoples rápidos para probar los cilindros una vez ya reparados. Se tendrá en cuenta las siguientes consideraciones:

- Los cilindros de afloje a generar una fuerza una fuerza de 34 000 N, al aplicar dicha fuerza con una distancia de 400 mm podrá aflojar y ajustar elementos hasta un torque de 9288.62 lb ft (12634.76 N.m). Un torque por encima de lo que necesita la contratuerca del cilindro de investigación.
- Se desea usar para ambas aplicaciones un cilindro hidráulico de 63 mm de diámetro de pistón y 36 mm de diámetro de vástago, con carreras de 200 mm y 2500 mm respectivamente.
- Los cilindros gemelos de afloje alcanzaran su desplazamiento máximo de avance en 10 segundos y el retroceso lo realizará solo en 5 segundos; el cilindro de desplazamiento lateral realizará el desplazamiento máximo de avance y retroceso en 30 segundos.
- Para la prueba de presión el diámetro del cilindro es de 149 mm **Tabla 12**, con una carrera de 1600 mm.
- Se dispone de energía eléctrica suficiente.

#### Calculo de presiones

Reemplazando la **Ecuación 1** se calcula la presión necesaria para generar la fuerza de 34 000 N en avance. También se calcula la fuerza del pistón en el retroceso.

$$P = \frac{F}{A} = \frac{34\,000}{\frac{\pi(0.0639)^2}{4}} = 10\,907\,065.89 \text{ Pa (1 581.5 PSI)}$$

$$P_r = \frac{F}{A} = \frac{34\,000}{\frac{\pi(0.0639 - 0.036)^2}{4}} = 1\,603\,310 \text{ Pa (232.48 PSI)}$$

Ya que el cilindro de desplazamiento lateral tendrá la misma área que los cilindros gemelos, entonces las presiones de trabajo serán las mismas.

Si la fuerza de empuje con el área máxima del pistón es de 34 000 N, entonces la fuerza de empuje con el área anular del pistón será de:

$$F_r = P * A = 10\,907\,065.89 * \frac{\pi(0.063 - 0.036)^2}{4} = 6\,244 \text{ N}$$

#### ✚ **Calculo de caudales**

El área de los cilindros es de afloje es  $A = \frac{\pi D^2}{4} = 31.17 \text{ cm}^2$ ; por cada centímetro requerirá de  $31.17 \text{ cm}^3$ ; entonces reemplazando la **Ecuación 2** se determina el volumen de fluido necesario para desplazar completamente los dos cilindros hidráulicos se necesita:

$$V = 31.17 \text{ cm}^2 * 20 \text{ cm} * 2 = 1246.8 \text{ cm}^3 = 1.24 \text{ lts.}$$

Como el movimiento de avance se debe de realizar en un tiempo de 10 segundos, la bomba debe suministrar 1.24 litros en 10 segundos o de 7.44 lts/min.

Para el retorno del cilindro el área anular del pistón es de  $5.72 \text{ cm}^2$ ; entonces se requerirá de un volumen de fluido de:

$$V = 5.72 \text{ cm}^2 * 20 \text{ cm} * 2 = 228.8 \text{ cm}^3 = 0.22 \text{ lts.}$$

Como se desea que los cilindros retrocedan al doble de la velocidad del avance, el tiempo de retroceso será de 5 segundos; por lo que la bomba a de suministrar 2.64 lts/min.



Para realizar la carrera completa del cilindro de desplazamiento lateral en un tiempo de 30 segundos se necesita:

$$V = 31.17 \text{ cm}^2 * 250 \text{ cm} = 1799.5 \text{ cm}^3 = 7.79 \text{ lts.}$$

La bomba debe suministrar 8 litros en 30 segundos o 16 lts/minuto.

El retorno del cilindro de desplazamiento lateral se realizará a la misma velocidad que el avance por lo que se necesita de un caudal de:

$$V = 5.72 \text{ cm}^2 * 250 \text{ cm} = 1430 \text{ cm}^3 = 1.43 \text{ lts.}$$

La bomba debe suministrar 1.43 lts. en 30 segundos o 2.86 lts/min.

#### **Tiempo de avance para el tamaño máximo de cilindro de prueba**

Reemplazando los datos en la **Ecuación 3** se determina el tiempo que tardara el cilindro de prueba en extender completamente su vástago.

$$D = 14.9 \text{ cm}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} * 160 = 27\,840 \text{ cm}^3 = 27.84 \text{ lts}$$

$$t = \frac{27.84 \text{ lts}}{16 \text{ lts/min}} = 1.74 \text{ min}$$

El tiempo que demora el sistema para extraer completamente el vástago del tamaño máximo de cilindro a reparar será de 104 segundos o 1 minuto con 44 segundos.

### ✚ Tabla de resumen de datos.

**Tabla 13:** Resumen de valores calculados para cilindros hidráulicos.

*Fuente:* Propio.

Cilindro	Estado	Movimiento (s)	Fuerza (N)	Carrera (cm)	Presión kPa (psi)	Caudal (lts/min.)
G	Avance	10	34 000	20	10907(1581.5)	7.44
	Retroceso	5	6 244	20	1603.3(232.5)	2.64
DL	Avance	30	34 000	250	10907(1581.5)	16
	Retroceso	30	6 244	250	1603.3(232.5)	2.86
De prueba	Avance	104	--	-	-	-

### ✚ Selección de bomba.

El sistema ha de ser accionado por un motor eléctrico a 1760 RPM, por lo que se calcula la capacidad volumétrica de la bomba reemplazando la **Ecuación 5**:

$$CC = \frac{16 \text{ lts}}{1760 \text{ rpm}} = 9.09 * 10^{-3} \text{ lts/rev} = 9.09 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

El rendimiento volumétrico de una bomba hidráulica es del 90%, se determina reemplazando la **Ecuación 6**.

$$CC'S/\text{rev} = \frac{9.09}{0.9} = 10.1 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

De acuerdo a catálogo del fabricante PARKER **Figura 37**, se selecciona una bomba con una capacidad volumétrica de 11 centímetros cúbicos por revolución, con una presión máxima hasta 3625 PSI, un diámetro de salida de 16 mm, código comercial **PG P 505 B 0110 C K1 H2 B**.

PGP 505 Specification - Standard Displacements

Pump Displacement	Code	0030	0040	0050	0060	0070	0080	0100	0110
	cm <sup>3</sup> /rev	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	10.0	11.0
Max. Continuous Pressure	bar	275	275	275	275	275	275	250	250
Minimum Speed @ Max. outlet pressure	rpm	500	500	500	500	500	500	500	500
Maximum Speed @ 0 Inlet & Max. outlet pressure	rpm	4000	4000	4000	3600	3300	3000	2800	2400
Pump Input Power @ Max. Pressure and 1500 rpm	kW	2.3	3.0	3.8	4.5	5.3	6.0	6.9	7.6
Dimension "L"	mm	41.1	43.8	46.5	49.1	51.8	54.5	59.8	62.5
Approximate Weight(1)	kg	2.22	2.27	2.32	2.38	2.43	2.48	2.58	2.63

Figura 37: Especificaciones de bomba seleccionada.


Fuente: (Parker Hannifin, 2019).

### ✚ Selección de motor eléctrico.

Los fabricantes de bombas hidráulicas ya disponen de una serie de diagramas para la selección de motores eléctricos. La selección dependerá de la presión, el flujo y las revoluciones por minuto. En la **Figura 37** el fabricante recomienda para esa capacidad de bomba un motor eléctrico de 7.6 kW o 10.19 HP.

### ✚ Selección de cilindros hidráulicos.

Los cilindros hidráulicos serán de 63 mm de diámetro de pistón y 36 mm de diámetro de vástago, dos de ellos tendrán una carrera de 20 cm y el otro de 250 cm. Con código de catálogo **FLU 63/36 35 BF DT HH**. Más detalles se puede ver en la **Figura 38**.






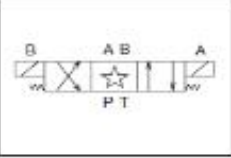
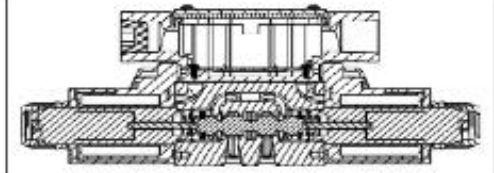
TIPO DTB	EJE	X	Y	A	C	D	E	F	G	W
FLU-032	016	1/4"G	M-12x1,25	156	19	20	38	20	38	42
FLU-040	020	1/4"G	M-16x1,5	172	23	30	45	25	43	50
FLU-050	025	3/8"G	M-20x1,5	213	28	40	51	30	41	60
FLU-063	036	3/8"G	M-27x2	222	30	45	61	35	60	75
FLU-080	040	3/8"G	M-33x2	231	35	50	69	40	60	95

Figura 38: Especificaciones de cilindro hidráulico seleccionado.

Fuente: (Hidr, 2021).

### ✚ Elementos de dirección.

Según catálogo, se selecciona una válvula distribuidora de cuatro vías, tres posiciones, centro tipo tándem, dos solenoides, centrada por resorte **Figura 39**. Soporta una presión de trabajo hasta 3000 psi, un flujo volumétrico hasta 19.7 centímetros cúbicos por revolución. El código de pieza es: **D-1V-W-008-C-N-J-C-L-H-P**.

Specifications			
Mounting Pattern	NFPA D03, CETOP 3, NG 6	Leakage Rates*	Maximum Allowable:
Mounting Interface	DIN 24340-A6 ISO 4401-AB-03-4-A CETOP R35H 4.2-4-03, NFPA D03	100 SSU @ 49°C (120°F)	19.7 cc (1.2 Cu. in.) per Minute/Land @ 69 Bar (1000 PSI)* 73.8 cc (4.5 Cu. in.) per Minute/Land @ 207 Bar (3000 PSI)*
Maximum Pressure	P, A, B 345 Bar (5000 PSI) Standard 207 Bar (3000 PSI) 10 Watt CSA  276 Bar (3750 PSI) Tank: 103 Bar (1500 PSI) AC only 207 Bar (3000 PSI) DC/AC Rectified Standard 207 Bar (3000 PSI) AC Optional CSA  103 Bar (1500 PSI)	*#008 and #009 Spools may exceed these rates. Consult Factory	Typical: 4.9 cc (0.3 Cu. in.) per Minute/Land @ 69 Bar (1000 PSI)* 26.2 cc (1.6 Cu. in.) per Minute/Land @ 345 Bar (5000 PSI)
			
			

**Figura 39:** Especificaciones de válvula distribuidora de caudal.

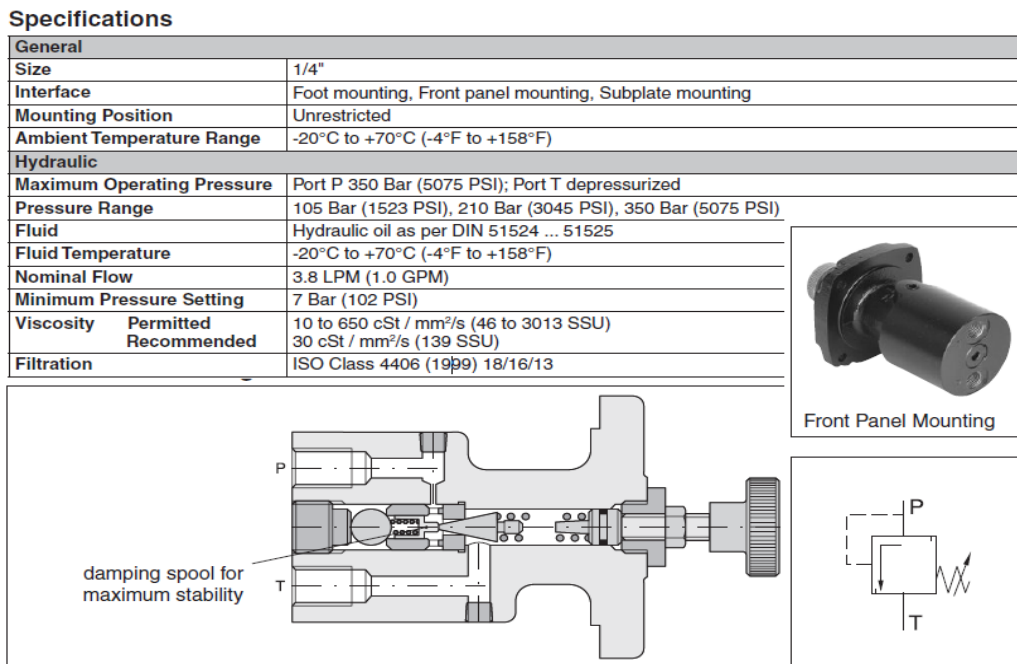
**Fuente:** (Us, 2019).

### ✚ Elementos de regulación y control.

El banco de armado y desarmado estará diseñado para reparar cilindros hidráulicos de diferentes dimensiones (como máximo 6 pulgadas de diámetro y 80 pulgadas de longitud); la variedad de tamaño necesitará de un sin número de torsiones para ajustar de manera adecuada cada contratuerca.

Para lograr tal variedad de torsiones, el sistema dispondrá de una válvula reguladora de presión manual. La torsión de la estación de trabajo dependerá directamente de la presión del sistema.

Se selecciona una válvula reguladora con capacidad mínima de 102 PSI y una máxima de hasta 3045 PSI. Las demás características se muestran en la **Figura 40**.



**Figura 40:** Especificaciones válvula reguladora de presión.

**Fuente:** (Us, 2019).

Para lograr que los cilindros de afloje avancen y retrocedan a diferentes velocidades, se le agrega a una de sus entradas una válvula limitadora de caudal, con una válvula anti retorno para permitir el libre paso del fluido en el sentido contrario.

#### ✚ Dimensionamiento del depósito de fluido.

El depósito hidráulico debe tener al menos 3 veces la capacidad del flujo máximo que requiere la bomba hidráulica, para abastecer de fluido constantemente y evitar la presencia de aire (Upc, 1998).

$$V_t = 16 \text{ tls} * 3 = 48 \text{ lts}$$

Para el sistema de doble cilindro será suficiente un volumen de fluido de 48 litros.

### Selección de fluido hidráulico.

Al igual que los sistemas hidráulicos de maquinaria de construcción, se usará un aceite hidráulico mineral SAE 10 W. que dispone de las siguientes características y aplicaciones:

- Aceite diseñado específicamente para la máxima protección de la bomba hidráulica.
- Excelente protección anti desgaste, inhibición de oxidación, y oxidación, así como supresión de espuma y aireación.
- Recomendado para aplicaciones móviles de servicio pesado dentro y fuera de carretera.
- Sistemas hidráulicos Caterpillar
- Sistemas hidráulicos donde se especifica un mínimo del 0.09 de aditivos de zinc.

En la figura se muestra su grado de viscosidad a diferentes temperaturas. Información completa del aceite en la ficha técnica del **Anexo 11**.

Número de Producto	273270
Número SDS	
USA	23577
Colombia	33075
El Salvador	33074
Gravedad API	31,2
Viscosidad, Cinemática	
cSt a 40°C	40
cSt a 100°C	6,5
Viscosidad, Saybolt	
SUS a 100°F	184,7
SUS a 210°F	48
Índice de Viscosidad	114
Punto de Inflamación, °C(°F)	234(452)
Pto de Ecurrimiento, °C(°F)	-33(-27)
Zinc, wt %	0,094

**Figura 41:** Pruebas típicas de fluidos hidráulicos.

**Fuente:** (El, 2016).

### ✚ Elementos de conexión hidráulica.

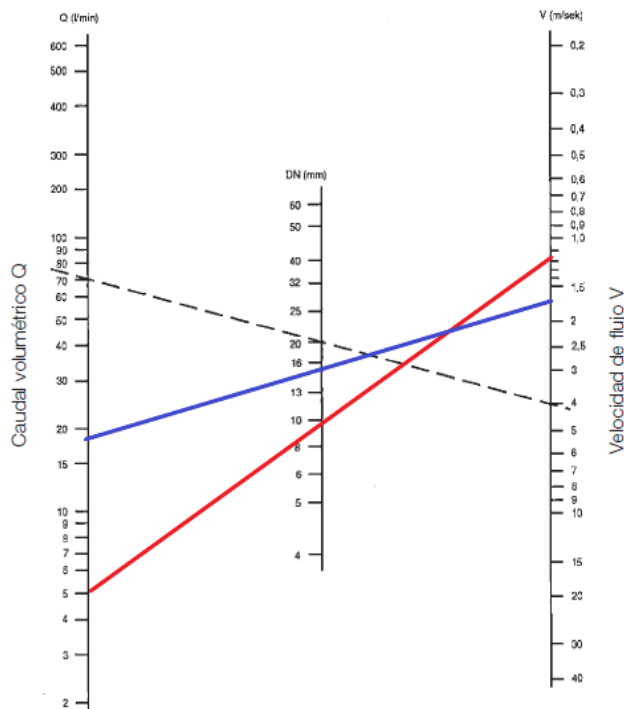
Se usará en su gran mayoría tuberías flexibles para todo el sistema, por su alto grado de maniobrabilidad.

Reemplazando la **Ecuación 3**, se determina la velocidad del fluido a la salida de la bomba.

$$Q = 19.3 \frac{\text{lbs}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} * \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ lbs}} = 3.17 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

$$V = \frac{3.17 * 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi(0.016)^2}{4} \text{ m}^2} = 1.57 \text{ m/s}$$

Con el caudal y la velocidad de salida del fluido, se determina cruzando la información en el nomograma **Figura 42**, que el diámetro interno de la tubería ha de ser de 16 mm, otras características de las tuberías se muestran en el **Anexo 9**.



**Figura 42:** Nomograma de dimensionamiento de tubería hidráulica.

**Fuente:** (ROEMHELD, 2020).

### ✚ Selección de elementos de filtrado.

La pureza del fluido hidráulicos se mantendrá con un filtro de depósito integrado, y un filtro de baja presión ubicado al retorno del sistema. El filtro de succión **Figura 43** tendrá una capacidad de hasta 25 litros por minuto y un filtrado de 125 micras.

Tamices de succión integrados en el depósito



**Características del producto**

La serie SE de Parker abarca una amplia gama de elementos de succión/filtros de depósito integrados. Los elementos están equipados con sistemas de malla de acero de 125 micras (ABS) y son capaces de tratar flujos de 15 a 500 l/min (4 - 132 GPM). Una gama de elementos de succión de alta calidad diseñada para complementar la instalación del depósito.

- Medio de acero inoxidable, cabezal de nilón con 30 % de refuerzo de vidrio y tubo central Zintec.
- Temperatura máxima de funcionamiento de 90 °C.
- Medio de filtración de 125 micras.

**Información para cursar pedidos**

Número de pieza	Caudal l/min	Conexión	Longitud	Diámetro
SE75111110	15	G ½	105,5 mm	46 mm
SE75221110	25	G ¾	109,5 mm	64 mm

**Figura 43:** Especificaciones de filtro de succión.

**Fuente:** (Parker Hannifin, 2019).

El filtro principal **Figura 44** tendrá una capacidad de filtrado de 10 micras, un caudal máximo de 80 litros por minuto, y una presión de operación máxima de 150 PSI, material de nitrilo, temperatura de trabajo de -40 °C a + 100 °C.

Número de pieza	Caudal l/min	Valor de filtración (micras)	Conexión	Puerto indicador
GLF1110QIBP2GG12MF	80	10	G¾	Conectado
GLF1210QIBP2GG16MF	140	10	G1	Conectado
GLF2110QIBP2GG16MF	250	10	G1	Conectado
GLF2210QIBP2GG20MF	350	10	G1 ¼	Conectado
GLF3110QIBP2GG20MF	450	10	G1 ¼	Conectado
GLF3210QIBP2GG24MF	600	10	G1 ½	Conectado
GLF3310QIBP2GR32MF	750	10	Brida SAE 2"-3000 M	Conectado
GLF4110QIBP2GR40MF	800	10	Brida SAE 2,5"-3000 M	Conectado
GLF4210QIBP2GR40MF	1.100	10	Brida SAE 2,5"-3000 M	Conectado
GLF4310QIBP2GR48MF	1.700	10	Brida SAE 3"-3000 M	Conectado



**Figura 44:** Especificaciones filtro principal.

**Fuente:** (Parker Hannifin, 2019).

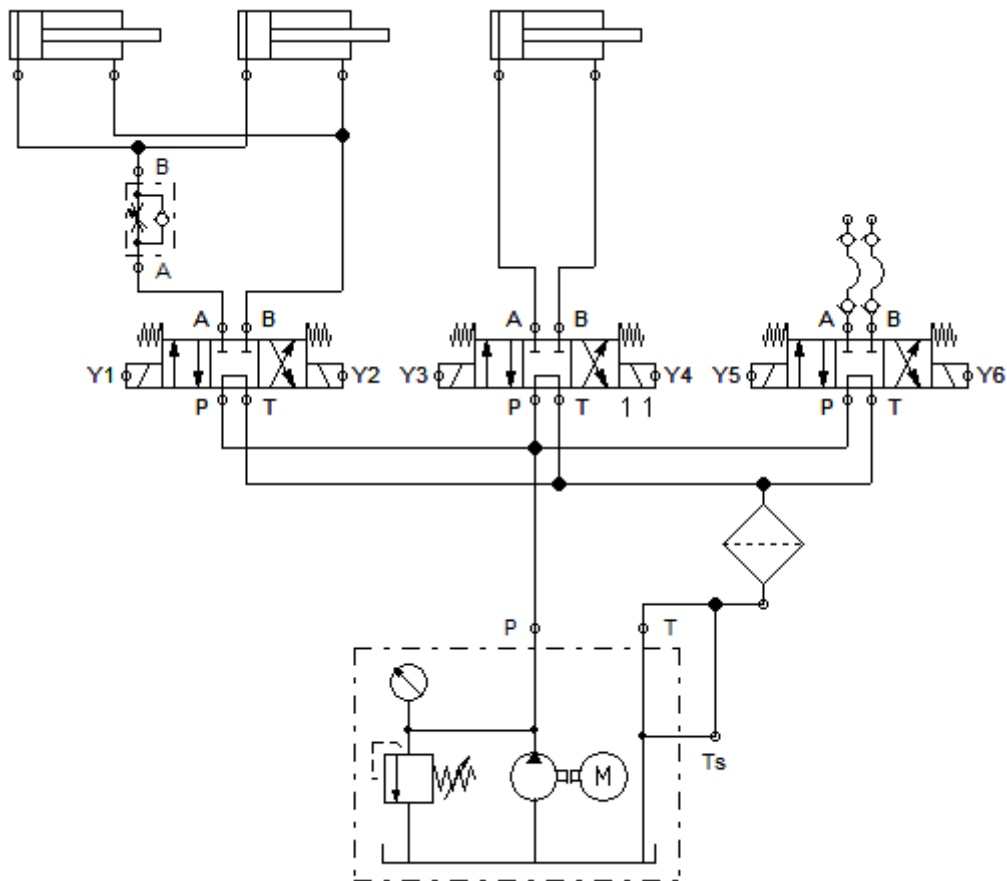


### ✚ Accesorios.

El sistema dispondrá de un visor de nivel, un respiradero, y manómetros de presión de hasta 4000 PSI de capacidad.

### ✚ Diagrama hidráulico.

En la **Figura 45** se muestra la representación del sistema hidráulico de actuadores lineales.



*Figura 45: Diagrama hidráulico del sistema de actuadores lineales.*

*Fuente: Propio.*

### 1.8.3.2. Diseño de circuito hidrostático

#### ✚ Consideraciones.

- El sistema hidrostático a de acelerar el enroscado y desenroscado de elementos por lo que no necesita disponer de una gran torsión.
- Se desea que la suma de potencias del circuito hidrostático más el del circuito doble cilindro no supere los 15 HP.

#### ✚ Selección de bomba hidráulica.

Como el sistema no requiere de un flujo volumétrico elevado, y se desea usa una potencia de accionamiento mínima; se selecciona una bomba hidráulica con un caudal de 3 centímetros cúbicos por revolución, un diámetro de salida de 10 mm, con código comercial **PG P 505 B 0030 C Q2 D2 B**; que necesita una potencia de entrada de 2.3 kW o 3.08 HP. En la **Figura 46** se muestra más características.

**PGP 505 Specification - Standard Displacements**

Pump Displacement	Code	0030	0040	0050	0060	0070
	cm <sup>3</sup> /rev	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0
Max. Continuous Pressure	bar	275	275	275	275	275
Minimum Speed @ Max. outlet pressure	rpm	500	500	500	500	500
Maximum Speed @ 0 Inlet & Max. outlet pressure	rpm	4000	4000	4000	3600	3300
Pump Input Power @ Max. Pressure and 1500 rpm	kW	2.3	3.0	3.8	4.5	5.3
Dimension "L"	mm	41.1	43.8	46.5	49.1	51.8
Approximate Weight1)	kg	2.22	2.27	2.32	2.38	2.43

**Figura 46:** Especificaciones de bomba hidráulica.

**Fuente:** (Parker Hannifin, 2019).

Reemplazando la **Ecuación 4**, se determina el caudal en litros por minuto que va a suministrar la bomba.

$$Q = \frac{1760 * 3.8}{1000} = 5.28 \text{ lts}/\text{min}$$

El torque que proporciona la bomba hidráulica se calcula reemplazando la **Ecuación 7**.

$$T = \frac{3.8 * 63625}{1760} = 111.34 \text{ lb.in} = 12.59 \text{ N.m}$$

**✚ Selección de motor eléctrico.**

Según las características de la bomba hidráulica **Figura 46** la potencia de entrada requerida del sistema hidrostático es de 3.08 HP.

**✚ Selección de motor hidráulico.**

Por criterio se selecciona un motor hidráulico con el doble de capacidad volumétrica que la bomba hidráulica; con estas características se reducirá a la mitad la velocidad de giro y se multiplicará la torsión. Con código comercial **PG M 511 A 0060 B K1 H2 N**. En la **Figura 47** se muestra más características.

**PGP/PGM 511 Specification - Standard Displacements**

Pump Displacement	Code	0060	0080	0100	0110	0140
	cm <sup>3</sup> /rev	6.0	8.0	10.0	11.0	14.0
Max. Continuous Pressure	bar	250	250	250	250	250
Minimum Speed @ 0 Inlet & Max. outlet pressure	rpm	500	500	500	500	500
Maximum Speed @ 0 Inlet & Max. outlet pressure	rpm	3500	3500	3500	3500	3500
Pump Input Power @ Max. Pressure and 1500 rpm	kW	4.5	6.0	7.5	8.3	10.5
Dimension "L"	mm	50.1	53.3	56.5	58.0	62.8
Approximate Weight <sup>1)</sup>	kg	3.40	3.47	3.55	3.57	3.71

**Figura 47:** Especificaciones de motor hidráulico.

**Fuente:** (Parker Hannifin, 2019).

Con la **Ecuación 8**, se calcula la velocidad de giro del motor hidráulico.

$$3 \text{ cm}^3/\text{rev} * 1760 \text{ rpm} = 6 \text{ cm}^3/\text{rev} * n_2$$

$$n_2 = 880 \text{ rpm}$$

Con un giro de 880 se determina el torque reemplazando la **Ecuación 7**.

$$T = \frac{3.8 * 63625}{880} = 274.74 \text{ lb.in} = 30.88 \text{ N.m}$$

#### ✚ Elementos de regulación y control.

El sistema estará protegido por una válvula reguladora de presión con capacidad máxima de 3045 PSI, incorporada en la bomba.

#### ✚ Dimensionamiento del depósito.

La bomba del sistema hidrostático proporciona 5.28 litros por minuto por lo que la capacidad necesaria del depósito ha de ser tres veces este valor.

$$V_t = 5.28 \text{ t/s} * 3 = 15.84 \text{ t/s}$$

#### ✚ Elementos de conexión hidráulica.

Reemplazando la **Ecuación 3**, se calcula la velocidad a la salida de la bomba hidráulica. Luego cruzando la información en el nomograma de la **Figura 42**. Se determina que debe usarse una tubería de 10 mm de diámetro interno ver **Anexo 9**.

$$Q = 5.28 \frac{\text{t/s}}{\text{min}} * \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} * \frac{1 \text{ m}^3}{1000 \text{ t/s}} = 8.8 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$$

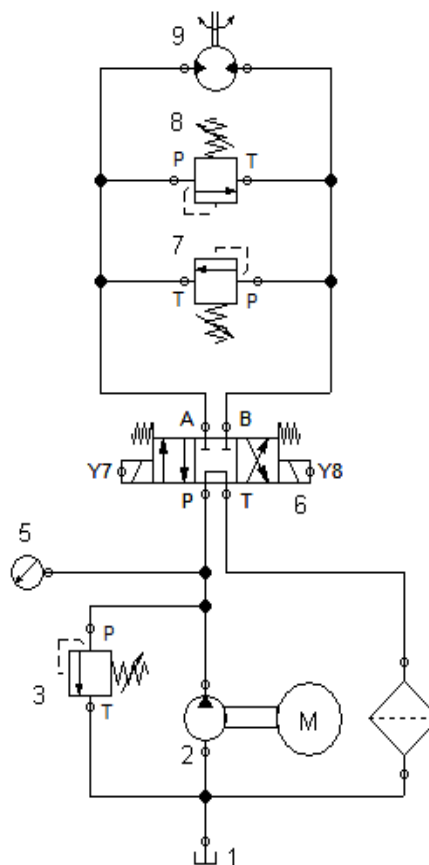
$$V = \frac{8.8 * 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}}{\frac{\pi(0.010)^2}{4} \text{ m}^2} = 1.120 \text{ m/s}$$

✚ **Otros.**

Tanto la válvula de dirección, el filtro, el tipo de fluido hidráulico, los manómetros, será de las mismas características que el circuito doble cilindro, ya que se dispondrá de un solo depósito para ambos sistemas.

✚ **Diagrama hidráulico.**

En la **Figura 48:** Diagrama hidráulico del sistema hidrostático. se representa el sistema hidrostático.



**Figura 48:** Diagrama hidráulico del sistema hidrostático.

**Fuente:** Propio.

### 1.8.3.3. Conclusiones del sistema hidráulico.

#### ✚ Conjunto de bomba hidráulica.

Las dos bombas hidráulicas estarán montadas en línea, formando un solo cuerpo y accionadas por un solo eje **Figura 49**.



**Figura 49:** Bombas tipo tándem.  
**Fuente:** (Parker Hannifin, 2019).

#### ✚ Motor eléctrico.

El motor eléctrico a de satisfacer la carga sometida por el conjunto de bombas, una bomba necesita de 10.19 HP y la otra de 3.08 HP; razón por la cual se selecciona un motor eléctrico de 15 HP. Las características se muestran en la **Figura 50**.

Potencia kW	HP	Referencia del motor	Tamaño constructivo	Rated Speed rpm	Eficiencia 100% %	Factor de potencia	Corriente nominal			Torque nominal Nm	Datos de arranque			Peso IM B3 kg
							220V A	380V A	440V A		Corriente de arranque x In	Torque de arranque x Tn	Torque Máximo x Tn	
<b>Datos eléctricos motores Serie 1LE0141 IE2 4 Polos 1800 rpm</b>														
0,55	0,75	1LE0141-0DB26-4AA4	80M	1720	75,5	0,77	2,55	1,46	1,26	3,1	6	2	2,7	14,5
0,75	1	1LE0141-0DB36-4AA4	80M	1705	78,0	0,78	3,2	1,86	1,61	4,2	6	2	2,7	15,5
1,1	1,5	1LE0141-0EB06-4AA4	90S	1730	84,0	0,79	4,4	2,55	2,2	6,1	6	2	2,7	22
1,5	2	1LE0141-0EB46-4AA4	90L	1720	84,0	0,81	5,8	3,35	2,9	8,3	6	2,6	2,7	25
2,2	3	1LE0141-0EB86-4AA4	90L	1740	87,5	0,79	8,5	4,9	4,25	12,1	7,5	2,6	3	28
3	4	1LE0141-1AB56-4AA4	100L	1735	87,5	0,83	10,8	6,2	5,4	16,5	7,5	2,5	3	45
3,7	5	1LE0141-1AB86-4AA4	100L	1720	87,5	0,83	13,5	7,8	6,7	20,5	7,5	2,5	3	45
5,5	7,5	1LE0141-1BB86-4AA4	112M	1750	89,5	0,78	21	12,2	10,5	30,0	8,5	2,5	3,5	50
7,5	10	1LE0141-1CB26-4AA4	132M	1760	89,5	0,82	26,5	15,4	13,3	40,7	8,5	2,5	3,5	70
11	15	1LE0141-1CB86-4AA4	132M	1760	91,0	0,82	39,5	23	19,7	59,7	8,5	2,5	3,5	85
15	20	1LE0141-1DB46-4AA4	160L	1760	91,0	0,84	51	29,5	25,5	81,4	8	2,2	3,5	110
18,5	25	1LE0141-1DB86-4AA4	160L	1765	92,4	0,88	60	35	30	100	8	2,2	3,5	140

**Figura 50:** Especificaciones de motor eléctrico.

**Fuente:** (Siemens, 2020).

### ✚ Capacidad del depósito.

El circuito doble cilindro necesita un volumen del depósito de 48 litros, y el circuito hidrostático de un volumen de 15.84 litros, por lo que la capacidad mínima del depósito será de 70 litros o 0.07 metros cúbicos.

### ✚ Cuadro resumen de elementos.

**Tabla 14:** Características de elementos principales.

**Fuente:** Propio.

Elemento	Código de Catalogo	Cantidad	Observación
<b>Bomba hidráulica de engranajes</b>	PG P 505 0110 C K1 H2 B	1	19 lts/min
<b>Bomba hidráulica de engranajes</b>	P 505 B 0030 C Q2 H2 B	1	5.28 lts/min
<b>Motor eléctrico</b>	1LE0141 1CB86 4AA4	1	15 HP
<b>Cilindros hidráulicos</b>	FLU 63/36 35 BF DT HH	2	
<b>Válvulas distribuidoras</b>	D 1V W 008 C N J C L H P	4	
<b>Válvulas de presión</b>	R1E02 2 3 2 1 A 1	2	3045 PSI
<b>Fluido hidráulico</b>	10W		
<b>Filtro de aceite</b>	GLF 1110Q1BP2GG12MF	2	
<b>Motor de engranajes</b>	PG M 511 A 0060 B K1 H2 N	1	10.56 lts/min
<b>Deposito</b>		1	>70 lts

### ✚ Tabla de presiones y torques.

Para ajustar de forma correcta diferentes tipos y tamaños de contratueras se dispone una amplia gama de torsiones, controladas regulando la presión del sistema a través de la válvula reguladora de presión controlada de forma manual.

La **Tabla 15** muestra que el banco de armado podrá ajustar desde 311.15 lb ft (423.23 N.m) hasta 9288.6 lb ft (12634.76 N.m); valores por encima de lo requerido por el cilindro hidráulico de estudio.

**Tabla 15:** Valores de torsión que dispone el banco.  
**Fuente:** Propia.

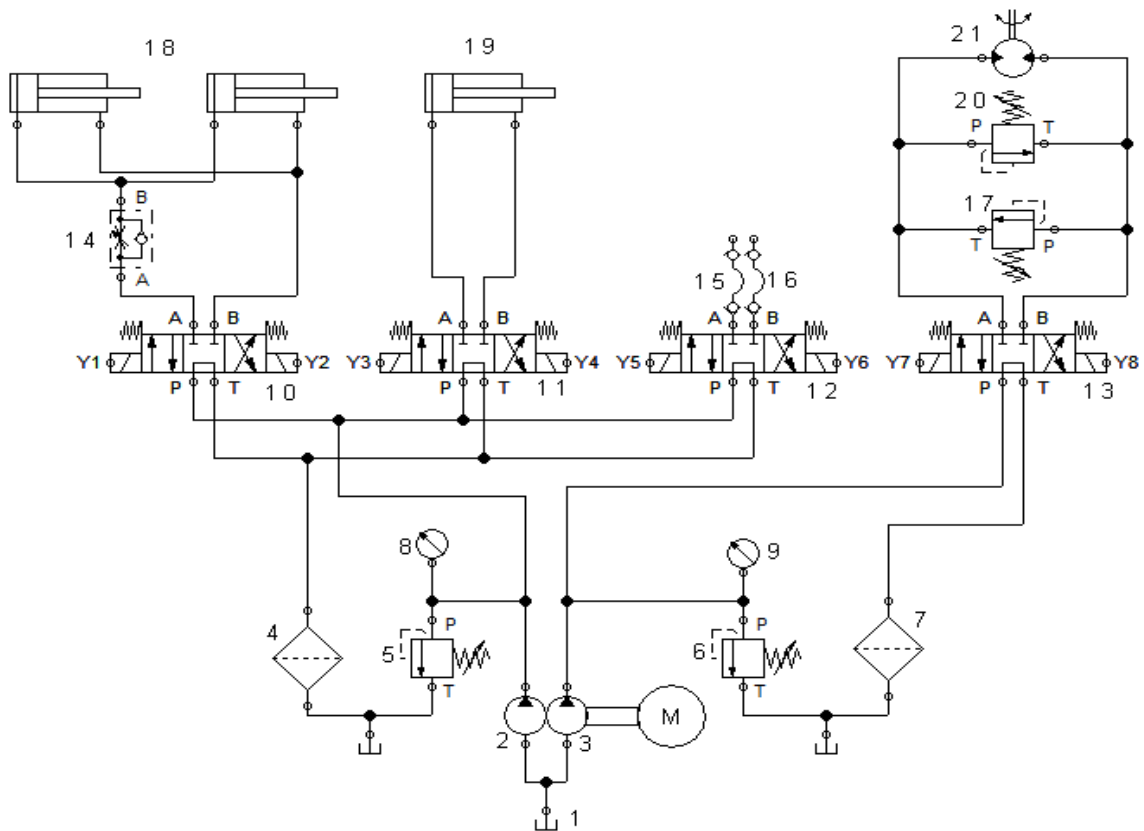
<b>PRESIÓN DE LA VÁLVULA REGLADORA (PSI)</b>	<b>FUERZA DE LOS CILINDROS (lb)</b>	<b>TORQUE</b>		
		<b>lb in</b>	<b>lb ft</b>	<b>N.m</b>
<b>102</b>	501.84	3748.74	311.15	423.23
<b>202</b>	993.84	7423.98	616.19	838.17
<b>302</b>	1485.84	11099.22	921.24	1253.10
<b>402</b>	1977.84	14774.46	1226.28	1668.04
<b>502</b>	2469.84	18449.70	1531.33	2082.97
<b>602</b>	2961.84	22124.94	1836.37	2497.91
<b>702</b>	3453.84	25800.18	2141.42	2912.84
<b>802</b>	3945.84	29475.42	2446.46	3327.78
<b>902</b>	4437.84	33150.66	2751.51	3742.71
<b>1002</b>	4929.84	36825.90	3056.55	4157.64
<b>1102</b>	5421.84	40501.14	3361.60	4572.58
<b>1202</b>	5913.84	44176.38	3666.64	4987.51
<b>1302</b>	6405.84	47851.62	3971.68	5402.45
<b>1402</b>	6897.84	51526.86	4276.73	5817.38
<b>1502</b>	7389.84	55202.10	4581.77	6232.32
<b>1602</b>	7881.84	58877.34	4886.82	6647.25
<b>1702</b>	8373.84	62552.58	5191.86	7062.19
<b>1802</b>	8865.84	66227.82	5496.91	7477.12
<b>1902</b>	9357.84	69903.06	5801.95	7892.06
<b>2002</b>	9849.84	73578.30	6107.00	8306.99
<b>2102</b>	10341.84	77253.54	6412.04	8721.93
<b>2202</b>	10833.84	80928.78	6717.09	9136.86
<b>2302</b>	11325.84	84604.02	7022.13	9551.79
<b>2402</b>	11817.84	88279.26	7327.18	9966.73
<b>2502</b>	12309.84	91954.50	7632.22	10381.66



<b>2602</b>	12801.84	95629.74	7937.27	10796.60
<b>2702</b>	13293.84	99304.98	8242.31	11211.53
<b>2802</b>	13785.84	102980.22	8547.36	11626.47
<b>2902</b>	14277.84	106655.46	8852.40	12041.40
<b>3002</b>	14769.84	110330.70	9157.45	12456.34
<b>3045</b>	14981.4	111911.06	9288.62	12634.76

**Diagrama.**

En la **Figura 51** se representa el diagrama completo de todo el sistema hidráulico, diagrama diseñado en el programa FluidSIM – Hidráulica.



**Figura 51:** Sistema hidráulico completo.  
Fuente: Propio.

En la **Figura 52** se muestra todos los componentes hidráulicos designados con referencia a la **Figura 51**, proporcionado por FluidSIM – Hidráulica.

Cantidad	Denominación de componentes
1	Fuente de tensión (0V)
1	Fuente de tensión (24V)
1	Hidromotor
1	Interruptor (Franqueador)
1	Válvula antirretorno estranguladora
2	Aparato de medición de presión
2	Bomba de desplazamiento constante
2	Cilindro doble efecto
2	Filtro
2	Tubo flexible con acoplamiento de cierre rápido
3	Tanque
4	Válvula limitadora de presión
4	Válvula direccional cuádruple de 3 vías a solenoide con posición de bloqueo
8	Franqueador
8	Obturador
8	Pulsador (Obturador)
8	Relé
8	Solenoide de válvula

**Figura 52:** Lista de elementos hidráulicos.

*Fuente: Propio.*

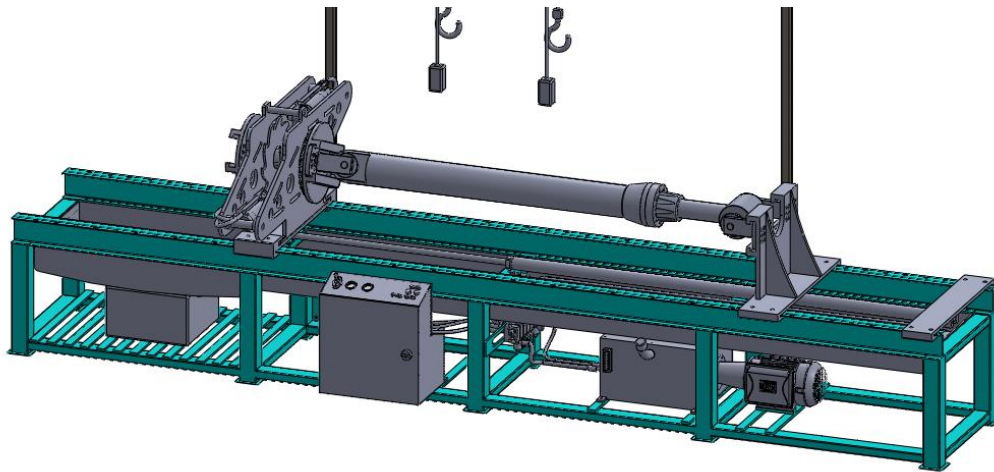
El modelado del sistema hidráulico se puede visualizar en el **anexo 12**, en planos de diseño.

#### 1.8.3.4. Mecánica y estructura.

##### Estructura principal.

La estructura base (banco) **Figura 53**, es el soporte de todos los demás elementos, tiene una longitud de 5.60 m, un ancho de 0.91 m y una altura de 0.80 m.

El cuerpo principal está construido de tubo cuadrado de acero al carbono ASTM A500 de 100 mm x 100 mm x 9.17 mm, y tubo rectangular de 100 mm x 50 mm x 4 mm, en la parte superior se usa dos vigas de ala ancha ASTM A36 de 6 in que sirve de soporte y desplazamiento de elementos móviles; también se usa barras de acero de 12 mm y 16 mm para acoplar elementos al cuerpo principal.



*Figura 53: Disposición de la estructura base.*

*Fuente: Propio.*

**✚ Análisis de la estructura base, mediante método de elemento finito.**

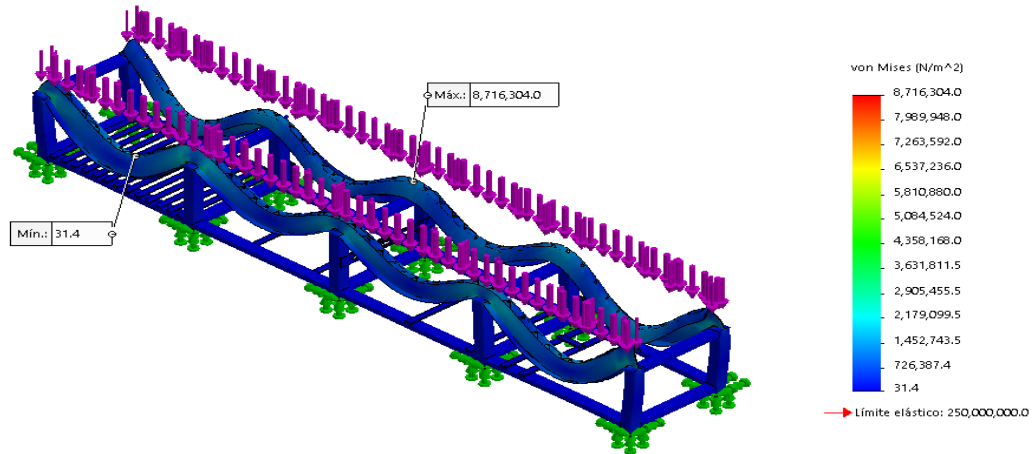
Se realiza el estudio de la estructura principal, a través de análisis de elementos finitos con el software SOLIDWORKS 2016, se considera todas las cargas mostradas en la **Tabla 16**:

*Tabla 16: Fuerzas que actúan sobre la estructura base.*

*Fuente: Propio.*

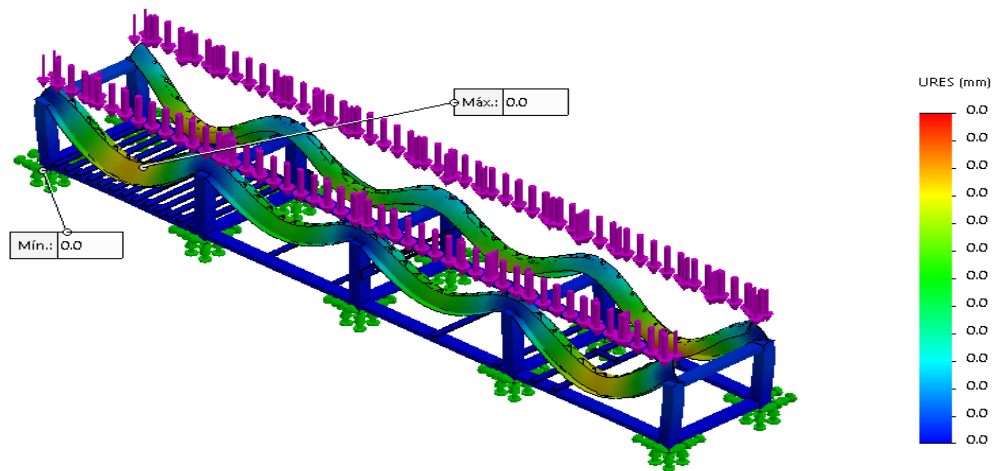
Elemento	Masa (kg)	Newton (N)
Cilindro hidráulico de prueba	318	3119.58
Cilindro hidráulico de desplazamiento	150	1471.5
Mecanismo ajuste afloje	500	4905
Soportes (varios)	100	981
Otros	80	784.8
Total		11261.88

En la **Figura 54**, se muestra el resultado del análisis estático, donde indica que la tensión máxima es de 8.71 MPa, resultado muy por debajo de los 250 MPa del límite elástico del material. Garantizando la fortaleza de la estructura base.



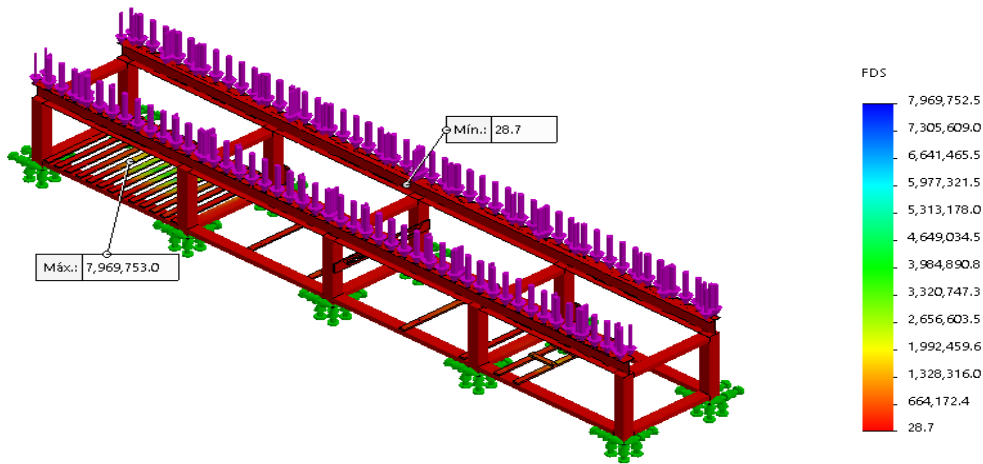
*Figura 54: Resultado – Análisis estático – Tensiones.  
Fuente: Propio.*

En la **Figura 55**, se muestra el resultado del análisis de desplazamiento estático, donde valida que la estructura no se desplaza ni un milímetro y que es totalmente confiable.



*Figura 55: Resultado - Análisis estático – Desplazamientos.  
Fuente: Propio.*

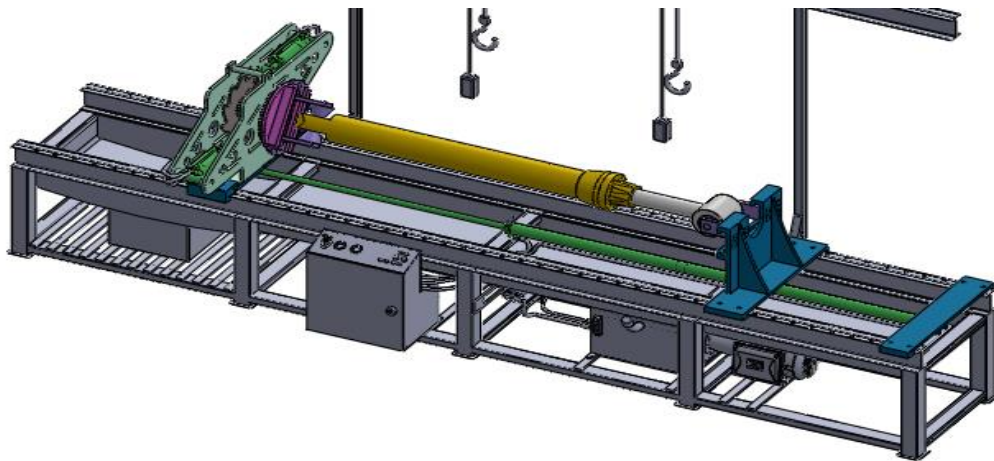
En la **Figura 56**, se muestra que el valor mínimo del factor de seguridad según Von Mises es de 28.7; valor que da la confiabilidad necesaria a la estructura.



*Figura 56: Resultado – Análisis estático – Factor de seguridad.  
Fuente: Propio.*

#### **✚ Mecanismo de ajuste y afloje.**

Es un conjunto de elementos mecánicos he hidráulicos de accionamiento eléctrico que tendrá como finalidad aflojar y ajustar elementos con una capacidad de torsión de hasta 9288.00 lb ft (12634.76 N.m). En la **Figura 57** se muestran sus elementos y su distribución en el banco.



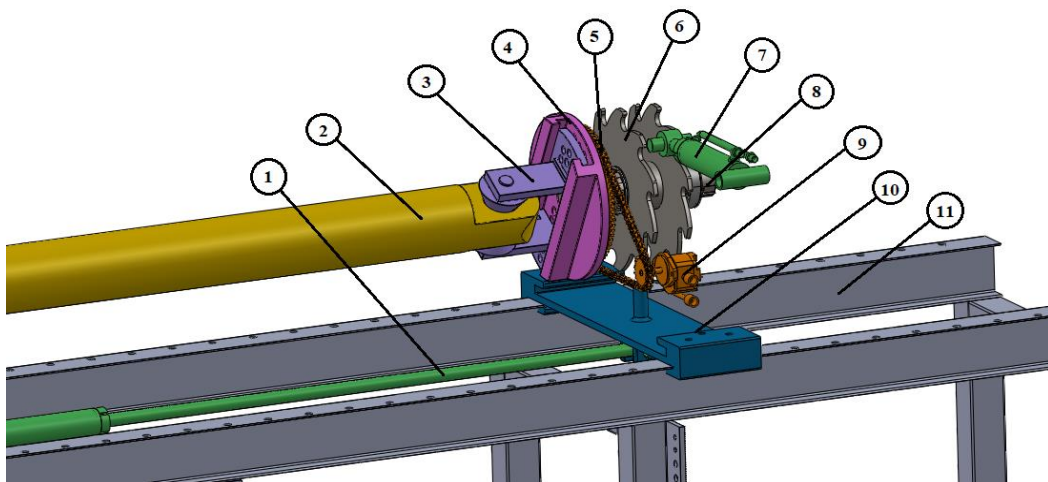
*Figura 57: Disposición de elementos de ajuste y afloje.  
Fuente: Propio.*

El cuerpo base del mecanismo está construido de plancha de alta resistencia de 20 mm de espesor. Revisar **Anexo 8**.

#### **Funcionamiento del mecanismo para afloje.**

Según la **Figura 58**, cuando el cilindro a reparar (2) se encuentre en posición y sujetado por los soportes cónicos (3) en la rueda (4); se acciona eléctricamente los cilindros gemelos (7) que giran la rueda de tracción (6) para vencer la torsión de ajuste; a continuación, se acciona el motor hidráulico (9) que a través de la cadena (5) desenrosca los elementos de manera más rápida; posteriormente se acciona el cilindro (1) que separa de forma lateral la camisa de cilindro de los componentes internos.

Todo el mecanismo de es capaz de girar 360 grados, para invertir el sentido de giro del eje de acuerdo a la aplicación a ser usado; este movimiento se realiza gracias al eje central del soporte (10) y la disposición de acoplamientos rápidos para la conexión de los elementos hidráulicos.



**Figura 58:** Identificación de elementos de mecanismo de afloje y ajuste.

**Fuente:** Propio.

✚ Selección de componentes de transmisión por cadena del mecanismo de afloje y ajuste.

Se selecciona los componentes para una transmisión por cadena de rodillos, con los datos que se muestran a continuación:

- Potencia nominal  $H_{nom}$ : 3.0843 HP
- Rotación de eje:  $n_1 = 880 \text{ rpm}$
- Horas de trabajo diarias: 12 h
- Factor de diseño: 1.5
- Dientes del piñón:  $N_1 = 17 \text{ dientes}$  (recomendada para una operación suave).
- Factor de desvío de carga:  $K_s = 1.3$
- Factor de corrección de diente:  $K_1 = 1$  (Figura 59).
- Factor de hileras múltiples:  $K_2 = 1$  (Figura 59).

Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo, $K_1$	Potencia posextremo, $K_1$
11	0.62	0.52
12	0.69	0.59
13	0.75	0.67
14	0.81	0.75
15	0.87	0.83
16	0.94	0.91
17	1.00	1.00
18	1.06	1.09
19	1.13	1.18
20	1.19	1.28
$N$	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

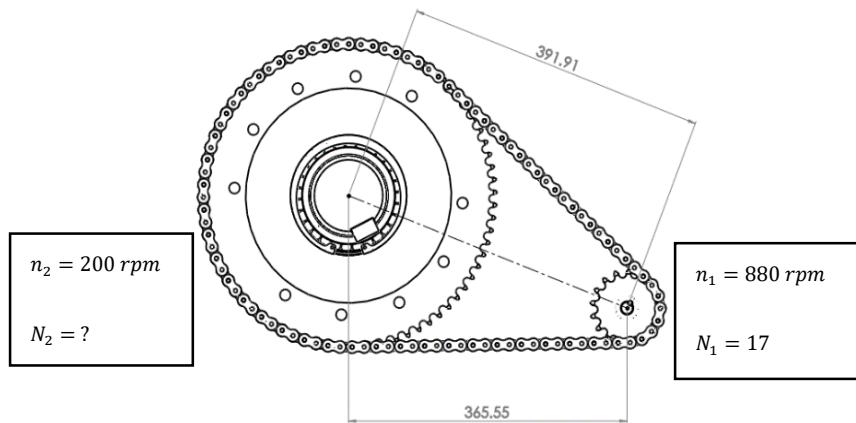
  

Número de torones	$K_2$
1	1.0
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6
8	6.0

Figura 59: Factor de corrección de dientes / Factor de torones múltiples.

Fuente: (R. G. Budynas & Nisbett, 2008).

En la Figura 60 se muestra la disposición de los elementos.



**Figura 60:** Representación de elementos de transmisión por cadena.

**Fuente:** (R. G. Budynas & Nisbett, 2008).

Reemplazando la **Ecuación 9**, se determina el número de dientes de la Catarina impulsada, se desea una velocidad de salida de 200 rpm.

$$N_2 = 17 * \frac{880}{200} = 75 \text{ dientes}$$

Con la **Ecuación 10**, se calcula la potencia tabulada para determinar el tamaño de la cadena al interpolar con la velocidad de giro.

Velocidad de la catarina, rpm	Número ANSI de cadena					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1 000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1 200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1 400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1

**Figura 61:** Cuadro de selección de cadenas.

**Fuente:** (R. G. Budynas & Nisbett, 2008).



$$H_{tab} = \frac{0.1 * 1.3 * 3.0843}{1} = 6.01 \text{ HP}$$

Tabulando la velocidad de rotación 880 rpm y la potencia tabulada 60.01 HP, según la **Figura 61** para este diseño corresponde una cadena ANSI 50.

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamiento de torones múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)

**Figura 62:** Especificaciones de cadena ANSI 50.

**Fuente:** (R. G. Budynas & Nisbett, 2008).

Remplazando la **Ecuación 11** y con las características de la cadena ANSI 50 **Figura 62**, se determina el diámetro de paso de la Catarina impulsora he impulsada.

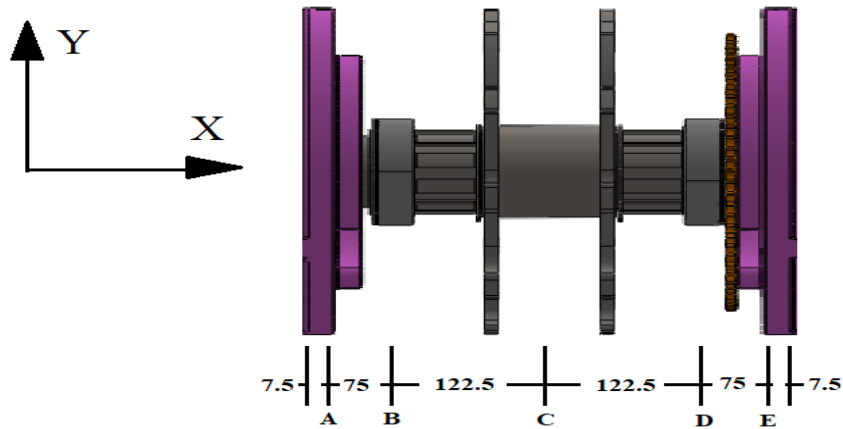
$$D = \frac{0.625}{\text{sen}\left(\frac{180}{17}\right)} = 3.40 \text{ in} = 86.39 \text{ mm}$$

$$D = \frac{0.625}{\text{sen}\left(\frac{180}{75}\right)} = 14.92 \text{ in} = 379.098 \text{ mm}$$

#### ✚ Dimensionamiento de eje del mecanismo de afloje y ajuste.

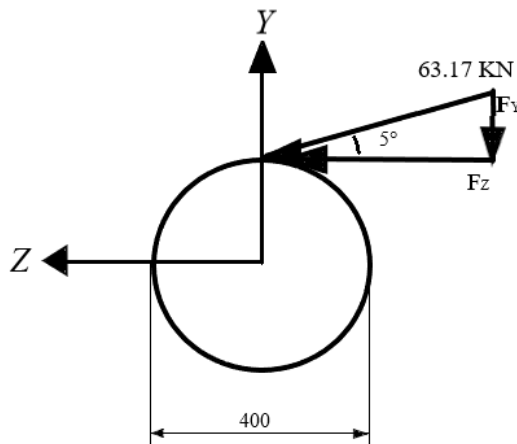
El eje ha de tener la capacidad de soportar sin ningún inconveniente todos los esfuerzos externos recibidos desde los actuadores hidráulicos.

Según **Tabla 15** los cilindros gemelos aplican una fuerza máxima de 14981.4 lb (63.17 N) hacia la rueda de tracción de 40 cm de diámetro; dicha torsión es transmitida al eje en la zona nervada del punto “C” . Por su parte el motor hidráulico transmite una torsión de 30.88 N.m a través de una cadena de rodillos hacia la rueda de transmisión y al eje a través de una chaveta en el punto “E” **Figura 63**.



**Figura 63:** Localización de fuerzas sobre eje.  
Fuente: Propio.

En el punto “C” se descompone la fuerza resultante de 63.17 KN de forma vectorial; según la ley del paralelogramo para encontrar la magnitud de las componentes respecto al plano Y – Z. En la **Figura 64** se muestra el diagrama de cuerpo libre.



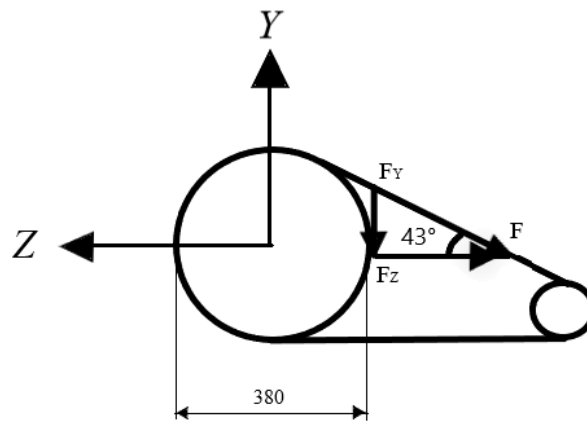
**Figura 64:** Diagrama de cuerpo libre.  
Fuente: Propio.

Remplazando la **Ecuación 12**, según la ley de senos y cosenos se obtiene:

$$F_Y = 63.17 \operatorname{sen} 5^\circ = 5.50 \text{ KN}$$

$$F_Z = 63.17 \operatorname{cos} 5^\circ = 62.92 \text{ KN}$$

Para el punto “E” se calcula la fuerza tangencial y radial en el plano Y – Z. La catarina de 38 cm de diámetro de paso recibe una potencia de 2.3 kW del motor hidráulico a través de una cadena de rodillos, haciéndola girar a una velocidad de 200 rpm. En la **Figura 65** se muestra la representación en un diagrama de cuerpo libre.



**Figura 65:** Diagrama de cuerpo libre, transmisión por cadena.

*Fuente: Propio.*

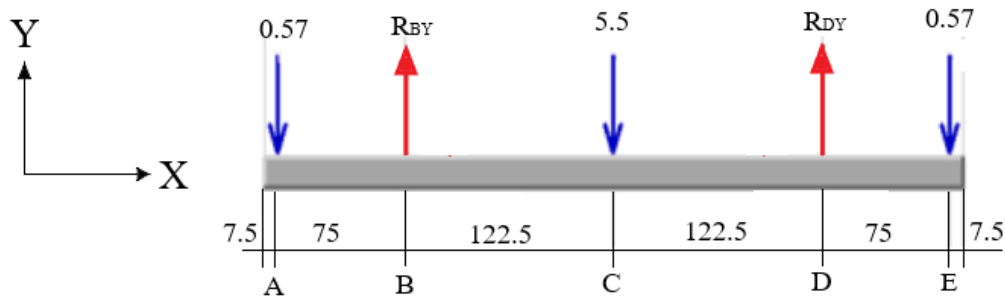
Reemplazando la **Ecuación 13**, se calcula la carga transmitida hacia la catarina (que es de igual magnitud que la fuerza tangencial).

$$W_t = F^t = \frac{60\,000 * 2.3}{\pi * 380 * 200} = 0.57 \text{ KN}$$

Por la ley de senos y cosenos **Ecuación 12**, se determina la fuerza radial en el eje “Z”.

$$F^r = 0.57 \tan(45^\circ) = 0.53 \text{ KN}$$

Con el diagrama de cuerpo libre de la **Figura 66** se calcula las reacciones en el plano X – Y, igualando a cero la suma de fuerzas en la dirección “Y” y el momento en el punto “A”.



**Figura 66:** Fuerzas en el plano X – Y.

*Fuente: Propio.*

$$\sum F_{yx} = 0$$

$$-0.57 + R_{BY} - 5.5 + R_{DY} - 0.57 = 0$$

$$R_{BY} + R_{DY} = 6.64 \text{ KN}$$

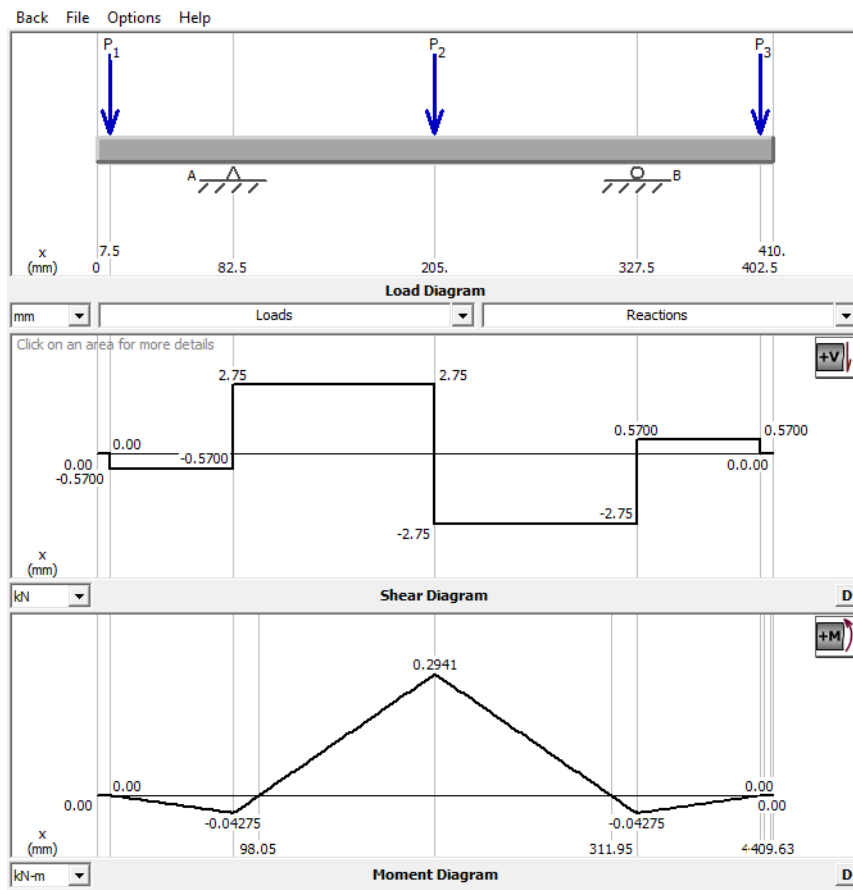
$$\sum M_A = 0$$

$$- (0.57 * 75) + (5.5 * 122.5) - (R_{DY} * 245) + (0.57 * 320) = 0$$

$$R_{DY} = 3.32 \text{ KN}$$

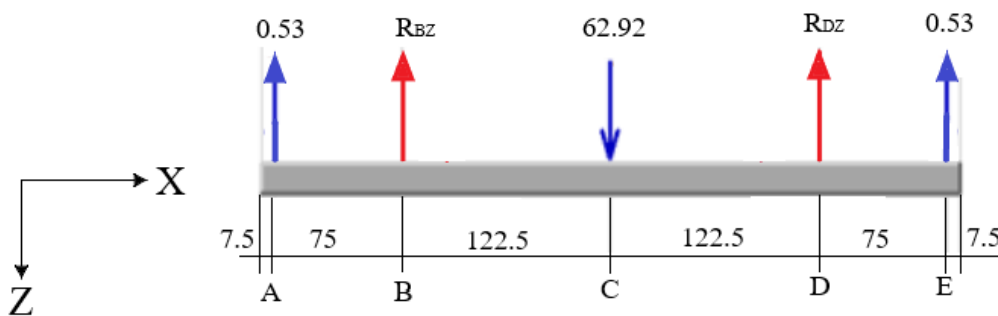
$$R_{BY} = 3.32 \text{ KN}$$

El diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano X – Y se muestra en la **Figura 67**, realizado en MDSolids 4.0.



**Figura 67:** Fuerza cortante y momento flector plano X -Y  
Fuente: Propio.

Con el diagrama de cuerpo libre de la **Figura 68** se calcula las reacciones en el plano X – Z, igualando a cero la suma de fuerzas en la dirección “Z” y el momento en el punto “A”.



**Figura 68:** Fuerzas en el plano X – Z.  
Fuente: Propio.

$$\sum F_{yx} = 0$$

$$-0.53 + R_{BZ} - 62.92 + R_{DZ} - 0.53 = 0$$

$$R_{BY} + R_{DY} = 30.93 \text{ KN}$$

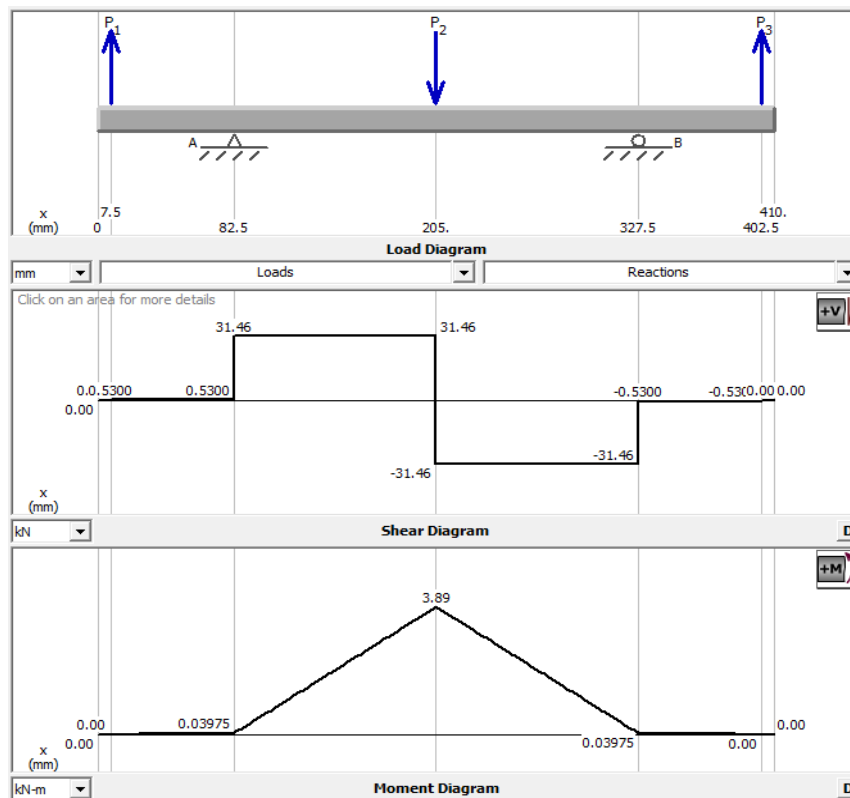
$$\sum M_A = 0$$

$$-(0.53 * 75) + (62.92 * 122.5) - (R_{DZ} * 245) - (0.53 * 320) = 0$$

$$R_{DZ} = 30.92 \text{ KN}$$

$$R_{BZ} = 30.92 \text{ KN}$$

El diagrama de fuerza cortante y momento flector en el plano X – Z es mostrado en la **Figura 69**, realizado en MDSolids 4.0.



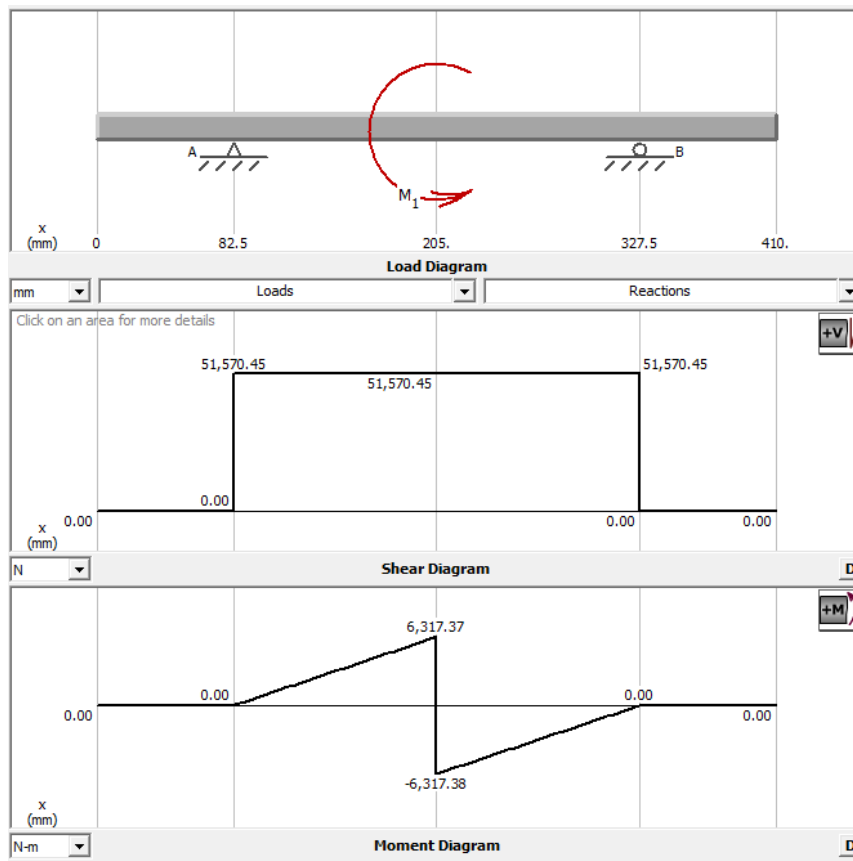
**Figura 69:** Fuerza cortante y momento flector, plano X – Z  
Fuente: Propio.

A partir de la **Ecuación 14**, se puede determinar el momento máximo en el punto “C” y “D”.

$$M_C = \sqrt{(4203.90)^2 + 874.24)^2} = 3.90 \text{ KN}$$

$$M_D = \sqrt{(0.04275)^2 + (0.03975)^2} = 0.058 \text{ KN}$$

En la **Figura 70** se muestra el diagrama de cuerpo libre del momento torsor, para la fuerza recibida de 12634.76 N.m, en la rueda de tracción por parte de los cilindros hidráulicos gemelos.



**Figura 70:** DCL, momento torsor.

*Fuente: Propio.*

El material asumido para el diseño del eje es un acero AISI 1045 CD (estirado en frio) ver **Anexo 10**; la resistencia a la tracción y a la fluencia se muestran a continuación respectivamente.

$$S_{ut} = 630 \text{ MPa}$$

$$S_y = 530 \text{ MPa}$$

Se calcula el límite de resistencia a la fátiga, y el límite de la resistencia a la fatiga corregida emplazando la **Ecuación 15**, **Ecuación 18**.

$$S'_e = 0.54 \times 630 = 340.2 \text{ MPa}$$

$$k_a = 4.51 \times (630)^{-0.265} = 0.83$$

$$k_b = 1.24 \times (50.8)^{-0.107} = 0.814$$

$$k_c = 0.59$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 0.897$$

$$S_e = 340.20 \times 0.83 \times 0.814 \times 0.59 \times 0.897 = 121.69 \text{ MPa}$$

Se considerando la concentración de esfuerzos y la sensibilidad a la muesca como:

$$k_t = k_f = 1.7$$

$$k_{ts} = k_{fs} = 1.5$$



Reemplazando la **Ecuación 19**, **Ecuación 20** para el punto “C”, se determina los esfuerzos medios y alternantes.

$$M_C = 3900 \text{ N.m} \begin{cases} M_m = 0 \\ M_a = 3900 \text{ N.m} \end{cases}$$

$$T_C = 12634.76 \text{ N.m} \begin{cases} T_m = 6317.38 \text{ N.m} \\ T_a = 6317.38 \text{ N.m} \end{cases}$$

Resolviendo la **Ecuación 21** de Goodman se determina el diámetro mínimo del eje para el punto “C”.

$$d = \left( 7,63 \left\{ \frac{1}{121.64} [4(1,7 \times 3900)^2 + 3(1,5 \times 6317.38)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{630 \times 10^6} [3(1,5 \times 6317.38)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_C = 0.11m = 110 \text{ mm.}$$

Reemplazando la **Ecuación 19**, **Ecuación 20** para el punto “D” se determina los esfuerzos medios y alternantes.

$$M_C = 58.00 \text{ N.m} \begin{cases} M_m = 0 \\ M_a = 58.00 \text{ N.m} \end{cases}$$

$$T_C = 30.88 \text{ N.m} \begin{cases} T_m = 15.44 \text{ N.m} \\ T_a = 15.44 \text{ N.m} \end{cases}$$

Resolviendo la **Ecuación 21** de Goodman se determina el diámetro mínimo del eje para el punto “D”.

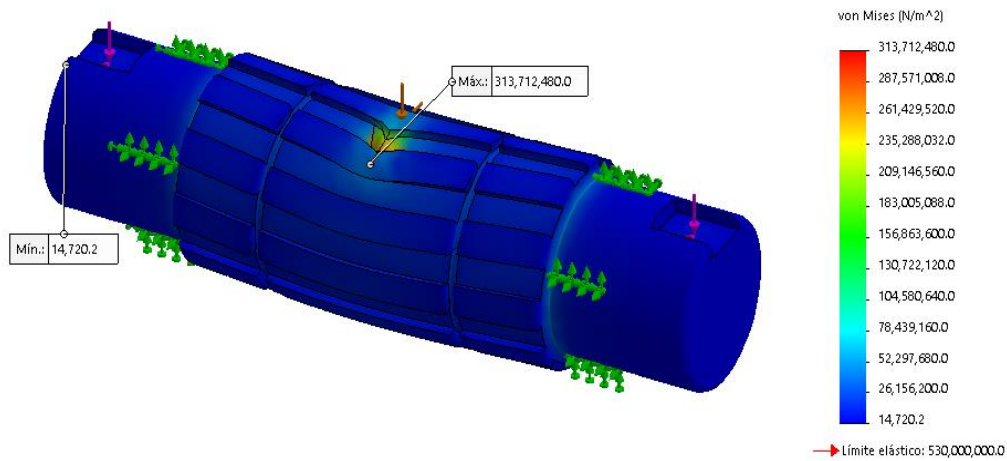
$$d = \left( 7,63 \left\{ \frac{1}{121.64} [4(1,7 \times 58.00)^2 + 3(1,5 \times 15.44)^2]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{630 \times 10^6} [3(1,5 \times 15.44)^2]^{\frac{1}{2}} \right\} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_c = 0.023 = 23 \text{ mm.}$$

### ✚ Análisis de eje mediante método de elementos finitos.

El análisis del eje se realiza mediante el software SOLIDWORKS 2016. Los resultados se muestran a continuación.

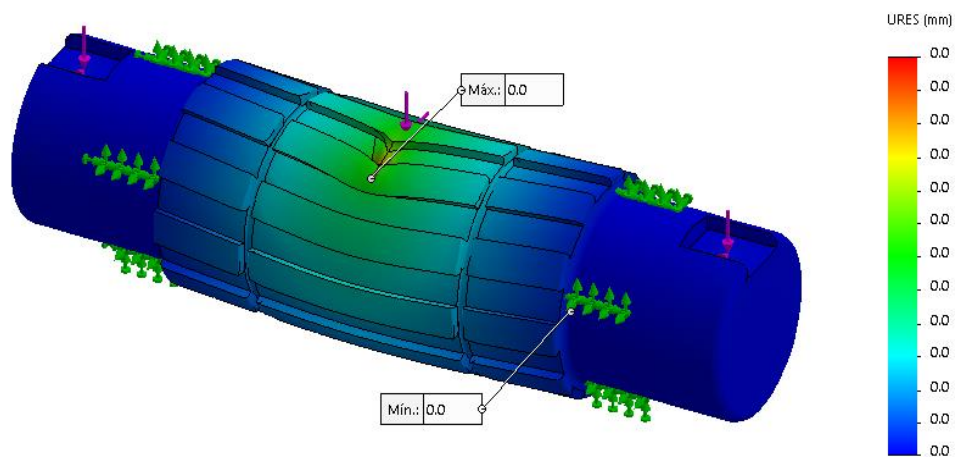
En la **Figura 71** se muestra que la tensión máxima 313.72 MPa está por debajo del límite elástico de fluencia del material 530 MPa, indicativo de que el material es el correcto.



**Figura 71:** Resultado – Análisis estático – Tensiones.

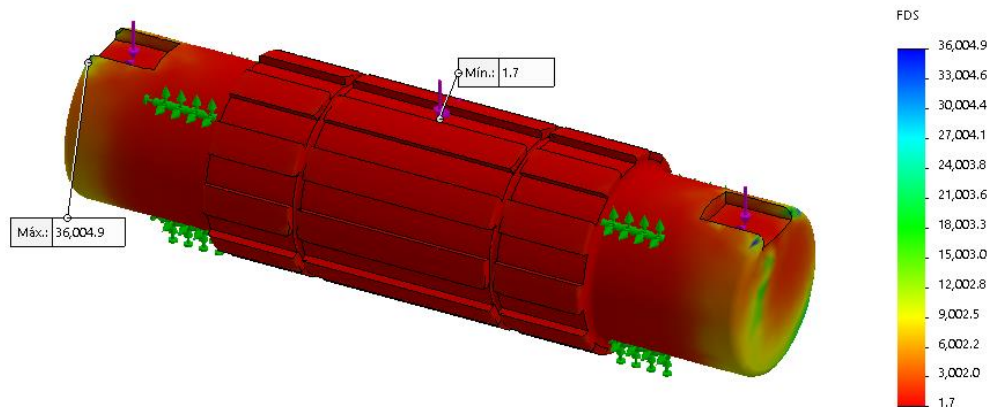
**Fuente:** Propio.

En la **Figura 72** se observa que el eje no sufre ningún tipo de deformación, lo que es un resultado muy bueno.



**Figura 72:** Resultado – Análisis estático – Desplazamientos.  
**Fuente:** Propio.

La confiabilidad del diseño y del material seleccionado se muestra en la **Figura 73**, donde se observa que el factor de seguridad está por encima del mínimo 1.5 permitido.



**Figura 73:** Resultado – Análisis estático – Factor de seguridad.  
**Fuente:** Propio.

### ✚ Selección de rodamientos para eje de mecanismo de afloje y ajuste.

Se selecciona un rodamiento de rodillos cónicos, para un mejor soporte de fuerzas radiales y axiales. Se desea una vida de 12000 h, y una confiabilidad de 99 %, el diámetro del eje es 90 mm, y gira a 200 rpm.

Las fuerzas que actúan sobre la ubicación del rodaje están calculadas en la sección anterior de dimensionamiento de eje, el resultado es mostrado a continuación.

$$R_{BY} = 3.32 \text{ KN}$$

$$R_{BZ} = 30.92 \text{ KN}$$

$$R_B = 34.24 \text{ KN}$$

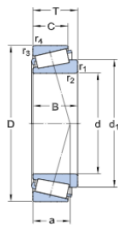
Reemplazando la **Ecuación 23**, se calcula el múltiplo adimensional de la vida nominal.

$$X_D = \frac{L_D}{L_R} = \frac{60 * 12000 * 200}{10^6} = 144$$

Con el valor del múltiplo adimensional y los esfuerzos se calcula la carga nominal de catálogo reemplazando la **Ecuación 22**.

$$C_{10} = 34.24 \left[ \frac{144}{(0.02) + (6.32 - 0.02)(1 - 0.99)^{1/1.48}} \right]^{1/10/3} = 218 \text{ kN}$$

Según catálogo de distribuidor SKF se selecciona dos rodamientos de código comercial M178100 cónicos cuyas características se muestran en la **Figura 74**.



DIMENSIONES

d	90 mm
D	145 mm
T	35 mm
d <sub>1</sub>	≈ 117.18 mm
B	34 mm
C	27 mm
r <sub>1,2</sub>	min. 6 mm
r <sub>3,4</sub>	min. 2.5 mm
a	32.691 mm

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	246 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	305 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	33.5 kN
Velocidad de referencia		3 600 r/min
Velocidad límite		4 300 r/min
Factor de cálculo	e	0.44
Factor de cálculo	Y	1.35
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	0.8

Figura 74: Especificaciones de rodamiento de rodillos cónicos.

Fuente: (Skf, 2015).

✚ Selección de nervado y cuneros para eje de mecanismo de ajuste y afloje.

Existen nervados ya estandarizados teniendo como referencia al diámetro del eje. Para un eje de 110 mm de diámetro le corresponde el tipo de nervado mostrado en la Figura 75.

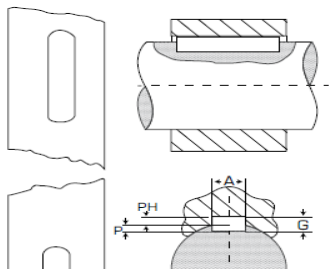
Diámetro nominal d	Serie ligera			Serie media			Serie pesada		
	Nº nervios N	D	B	Nº nervios N	D	B	Nº nervios N	D	B
11	-	-	-	6	14	3	-	-	-
13	-	-	-	6	16	3.5	-	-	-
16	-	-	-	6	20	4	10	20	2.5
18	-	-	-	6	22	5	10	23	3
21	-	-	-	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	58	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	68	12	8	72	12	16	72	6
72	10	78	12	10	82	12	16	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	98	14	10	102	14	20	102	7
102	10	100	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	8

Figura 75: Dimensionamiento d nervados.

Fuente: (Dibujo Industrial., 2016).

La selección de cuñas y cuñeros también tiene relación directa con el diámetro del eje, para este eje le corresponde una cuña y un cuñero con las características de la **Figura 76**.

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS




Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8+ a 10	3 x 1,6	3 x 3	3
10+ a 12	4 x 2,2	4 x 4	4
12+ a 17	5 x 2,7	5 x 5	5
17+ a 22	6 x 3,2	6 x 6	6
22+ a 30	8 x 3,7	8 x 7	8
30+ a 38	10 x 4,7	10 x 8	10
38+ a 44	12 x 4,7	12 x 8	10
44+ a 50	14 x 5,2	14 x 9	14
50+ a 58	16 x 5,7	16 x 10	14
58+ a 65	18 x 6,6	18 x 11	18
65+ a 75	20 x 7,1	20 x 12	18
75+ a 85	22 x 8,6	22 x 14	22
85+ a 95	25 x 8,6	25 x 14	22
95+ a 110	28 x 8,6	28 x 16	22
110+ a 130	32 x 10,6	32 x 18	30
130+ a 150	36 x 11,6	36 x 20	30

**Figura 76:** Dimensionamiento de cuñas y cuñeros.

**Fuente:** (Intermec, 2019).

#### ✚ Selección de tecle y estructura de soporte.

La finalidad de usar mecanismos de elevación de cargas pesadas, es colocar en posición de desarmado cualquier cilindro hidráulico dentro de la capacidad de diseño del banco sin ningún sobre esfuerzo de los operarios. Por tal razón este diseño usara dos tecles de accionamiento eléctrico con una capacidad de carga individual de 500 kg; capacidad suficiente dado que el cilindro de mayor dimensión a reparar tiene un peso de 318 kg. En la **Figura 77** se muestra las características del tecla.



**Polipasto Electrico de Cadena C/Gancho**

Polipastos electricos de cadena c/gancho de suspension desde 0.5t hasta 10t TXK Trifásicos, doble voltaje: 220/380 o 220/440, frecuencia:60hz. Incluye: Cadena de carga: 3mt // Cable de mando:3mt // Portacadena estándar Botonera de control: 2,4,6 pulsadores + parada de emergencia + inicio de operaciones

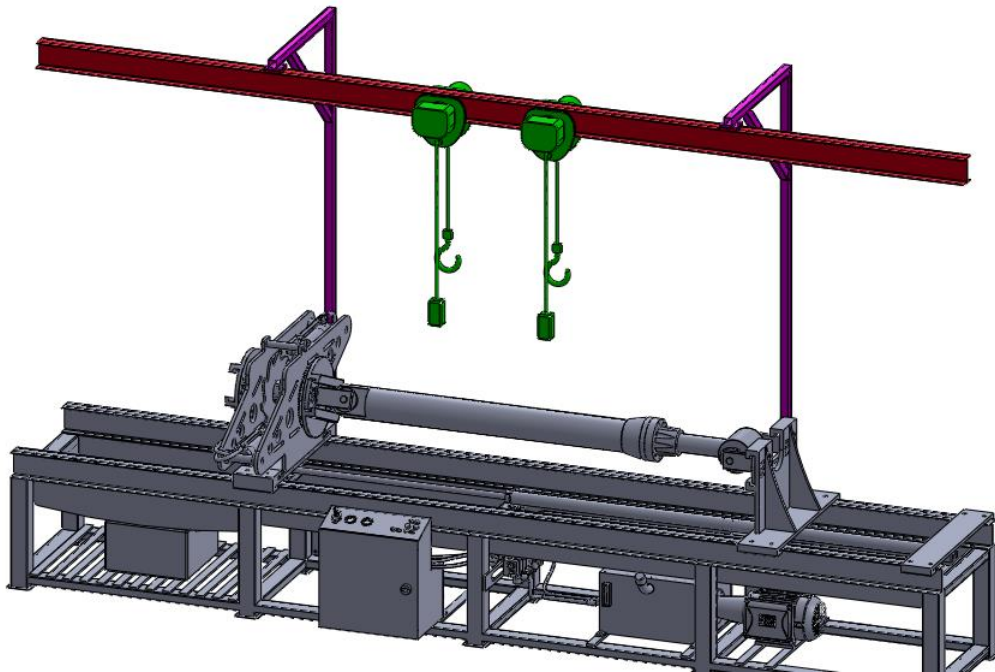
Capacidad (T)	Velocidad Elevación m/min	Potencia Tecla (Kw)	Ramales x Cadena (# x mm)	Peso Tecla (Kg)	Voltaje (V)
0.5	8.1	0.75	1 x 6.3mm	38	220/380-220/440
1	7.9	1.5	1 x 7.1mm	54	220/380-220/440
2	7.9	3	1 x 10.0mm	105	220/380-220/440

**Figura 77:** Dimensiones de tecla eléctrico.

**Fuente:** ("Multilineaperu SAC," 2016).

La estructura del tecle es formada por tubo cuadrado ASTM A 500 de 50 mm x 50 mm x 4.32 mm; en la parte superior cuelga una viga ASTM A36 de ala ancha de 6 in, que servirá como riel a los tecles eléctricos.

El tecle estará ubicado a 3 m de altura con referencia a la base del banco, u tendrá un alcance de levante de 2.70 m. En la **Figura 78** se muestra la disposición de los componentes.



*Figura 78: Disposición de tecles.*

*Fuente: Propio.*

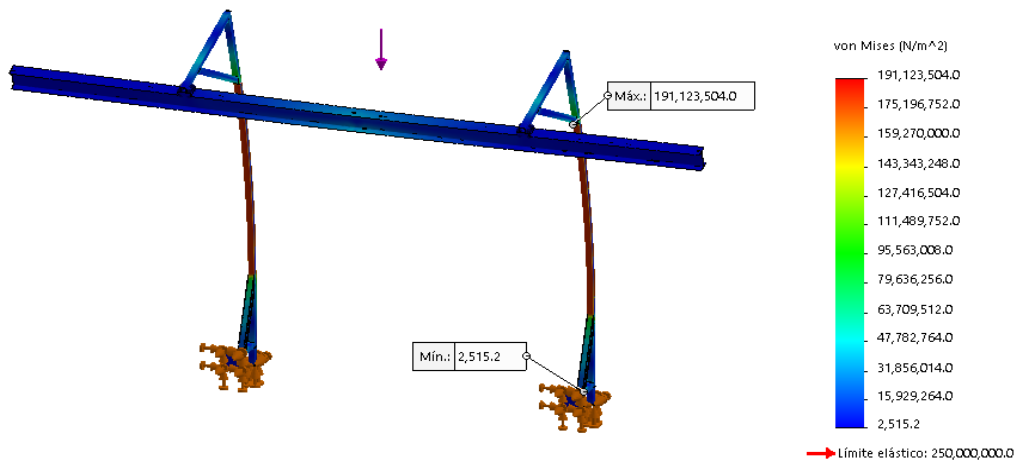
#### **✚ Análisis de estructura de tecle mediante elementos finitos.**

Se realiza el estudio de la estructura de tecle, a través de análisis de elementos finitos con el software SOLIDWORKS 2016, se considera la carga de los tecles y de la viga en H mostradas en la **Tabla 17**.

**Tabla 17:** Cargas que actúan sobre la estructura del tecle.  
**Fuente:** Propio.

Elemento	Masa (kg)	Newton (N)
Tecla eléctrica (dos unidades)	74	725.94
Viga en H	77	755.37
Cilindro hidráulico de estudio	318	3119.58
Total		4600.89

En la **Figura 79**, se muestra el resultado del análisis estático, donde indica que la tensión máxima es de 191 MPa, está por debajo de los 250 MPa del límite elástico del material.

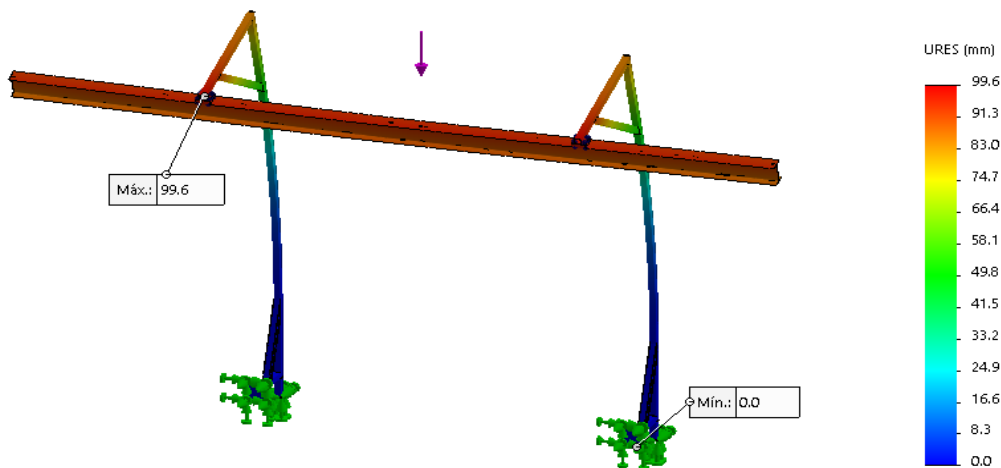


**Figura 79:** Resultado – Análisis estático – Tensiones.

**Fuente:** Propio.

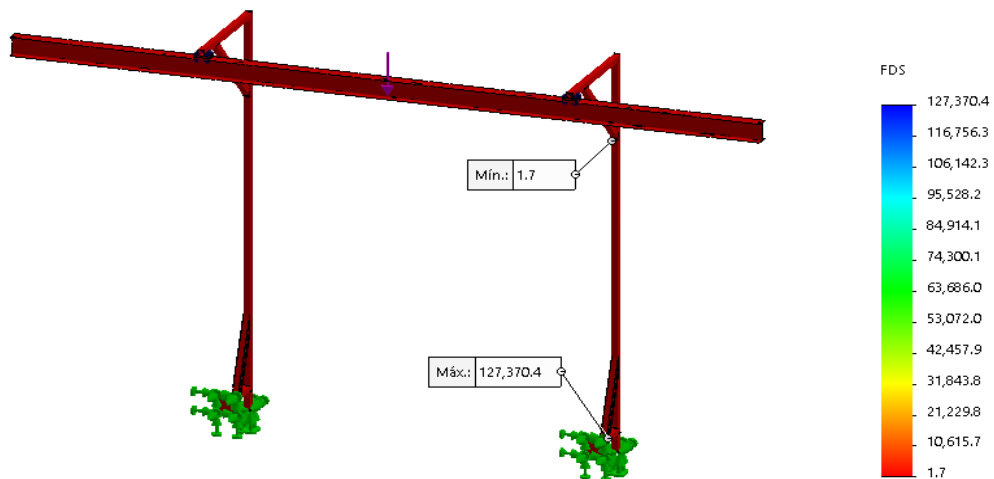
En la **Figura 80**, se muestra que el desplazamiento máximo de la estructura es de 99.6 mm.





**Figura 80:** Resultado – Análisis estático – Desplazamiento.  
Fuente: Propio.

En la **Figura 81**, se muestra que el valor mínimo del factor de seguridad según Von Mises es de 1.7; valor con el cual garantiza su funcionamiento sin fallas.



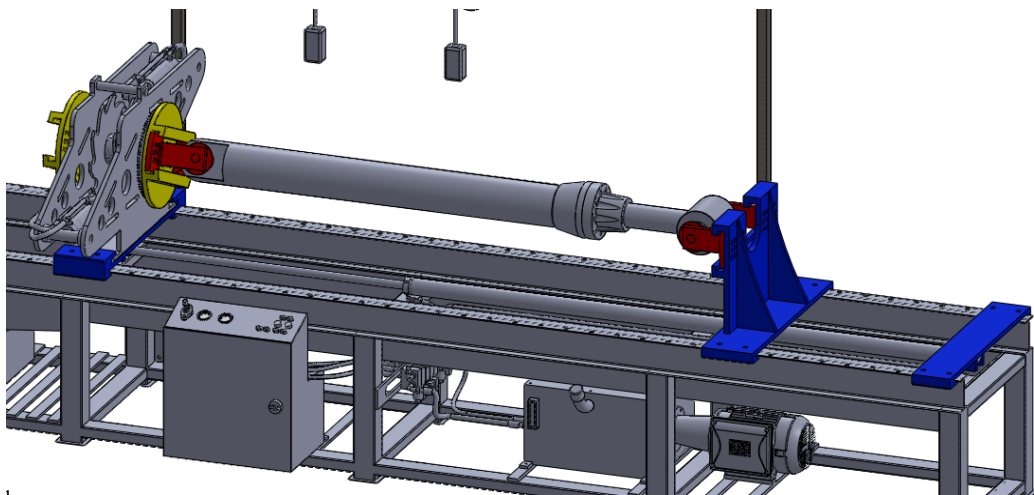
**Figura 81:** Resultado – Análisis estático – Factor de seguridad.  
Fuente: Propio.

### ✚ Diseño de soportes y sujetadores.

Los soportes y los sujetadores son los encargados de mantener en suspensión elementos del banco de armado como el mecanismo de ajuste y afloje, o del cilindro hidráulico al cual se le está haciendo un trabajo. Están diseñados en base a planchas

de acero de alta resistencia **Anexo 8**. Tienen desplazamiento libre, se acopla y mantiene fijo de ser necesario, a través de pines y agujeros presentes en su estructura.

Los sujetadores **Figura 82** tendrán el trabajo específico de inmovilizar un extremo del cilindro hidráulico para poder ajustar o aflojar componentes. Por lo que se proveerá de diferentes modelos de acuerdo a los tamaños y características de cada cilindro.



*Figura 82: Disposición de soportes y sujetadores.  
Fuente: Propio.*

### 1.8.3.5. Diseño de sistema eléctrico

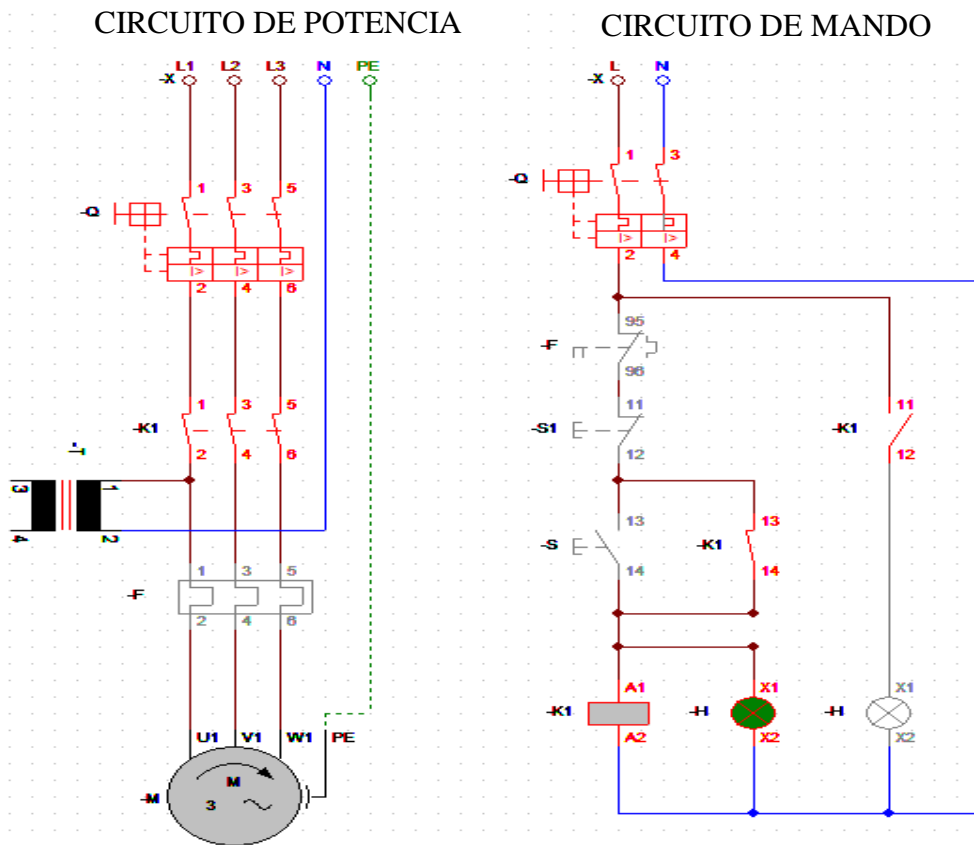
#### ✚ Sistema eléctrico de corriente alterna.

El banco estará conectado al tablero general a través de una conexión trifásica de 380 V, recordemos que para el sistema hidráulico usará un motor trifásico de 15 HP, además de usar dos teclas eléctricas para la elevación de objetos pesados con motor trifásico de 1 HP.

El circuito eléctrico **Figura 83** diseñado en el programa CADe\_SIMU 4.0 gobernara a través del pulsador de encendido el arranque del motor eléctrico y la alimentación al circuito de mando del sistema hidráulico con 24 V en corriente continua. Cuenta con elementos de protección como interruptor termo magnético, relé

térmico, pulsador de parada de emergencia; además de un contactor, luces piloto, y un transformador de 220 V de corriente alterna a 24 V en corriente continua.

Los teclados eléctricos como ya disponen de un circuito de mando independiente instalado de fábrica se conectarán directamente del interruptor termo magnético del circuito de corriente alterna.

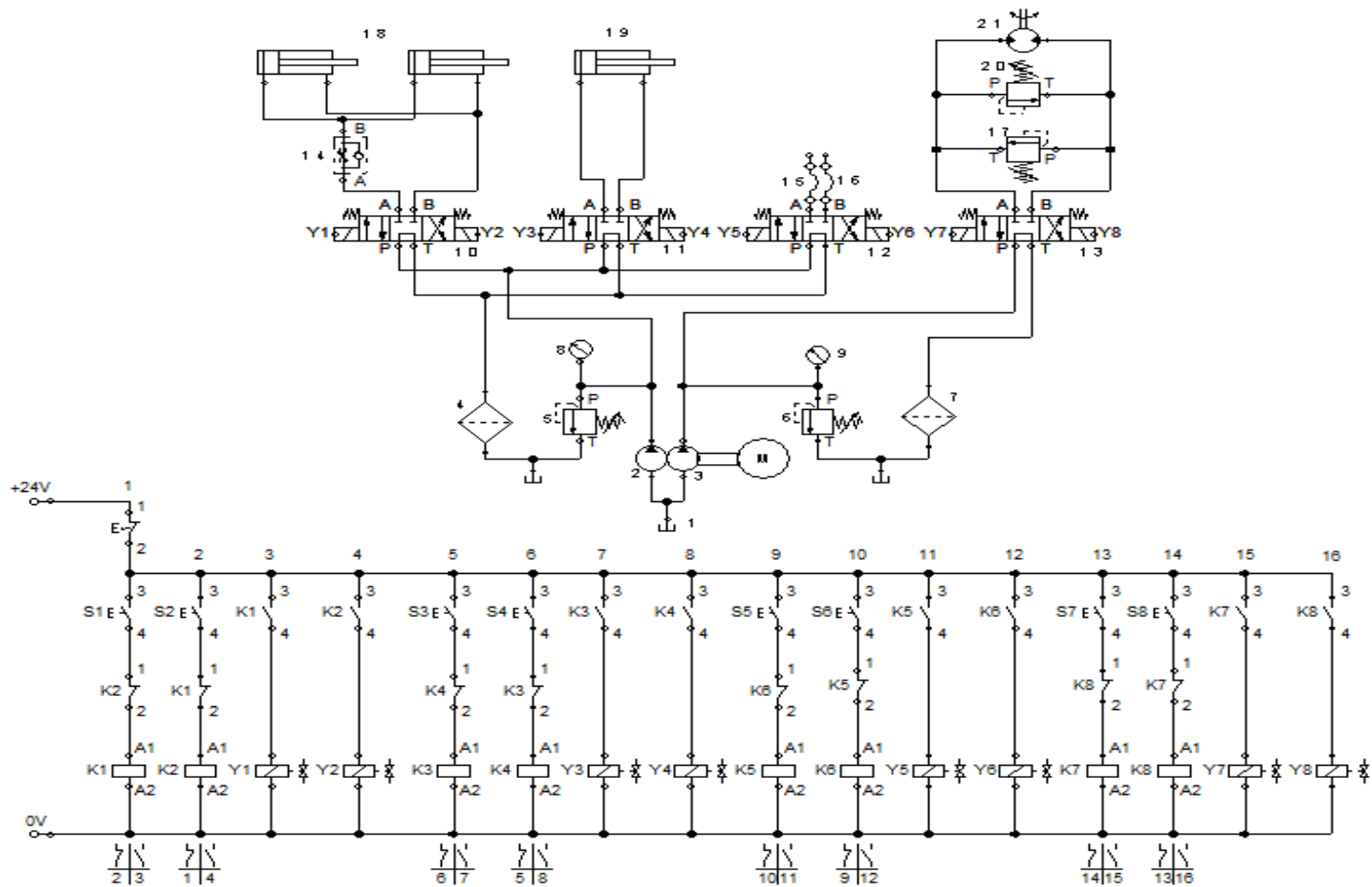


*Figura 83: Diagrama eléctrico de corriente alterna.*

*Fuente: Propia.*

#### Circuito de control de corriente continua.

El circuito de control **Figura 84** de corriente continua de 24 voltios se diseñó en el programa FluidSIM - Hidráulica. Este circuito gobernara todo el sistema hidráulico de manera sencilla; cada actuador hidráulico será controlado a través de dos pulsadores, para avance y retroceso o para giro horario y giro anti horario; además contara con un interruptor de parada de emergencia.



**Figura 84:** Diagrama electro – hidráulico, de corriente continua.  
**Fuente:** Propio.

## 1.9. Análisis de costos generales para el desarrollo del proyecto

En la **Tabla 18**, **Tabla 19** y **Tabla 20** se detalla todos y cada uno de los elementos utilizados; se subdivide en elementos hidráulicos, eléctricos de corriente alterna, eléctricos de corriente continua, mecánica y estructura, y costos ingenieriles.

**Tabla 18:** Costos generales del proyecto.

**Fuente:** Propio.

ÍTEM	DESCRIPCIÓN	CANT	UND	COSTO UNITARIO		COSTO TOTAL	
1	Motor hidráulico PG/M/511/A/0060/B/K1/H2/N	1	Unid	S/	420.00	S/	420.00
2	Válvula anti retorno estranguladora	1	Unid	S/	8.90	S/	8.90
3	Manómetro de presión	2	Unid	S/	130.00	S/	260.00
4	Bomba de engranajes PGP/505/B/0030/C/Q2/D2/B	1	Unid	S/	350.00	S/	350.00
5	Bomba de engranajes PG/P/505/B/0110/C/K1/H2/B	1	Unid	S/	490.00	S/	490.00
6	Cilindro doble efecto FLU/63-36/35/BF/DT/HH	2	Unid	S/	603.99	S/	1,207.98
7	Cilindro doble efecto FLU/63-36/35/BF/DT/HH	1	Unid	S/	1,300.03	S/	1,300.03
8	Filtro de succión 25 lts/min	2	Unid	S/	22.05	S/	44.10
9	Filtro de aceite 80 lts/min	2	Unid	S/	34.62	S/	69.24
10	Distribuidor de flujo	1	Unid	S/	12.00	S/	12.00
11	Acople motor - bomba	1	Unid	S/	13.40	S/	13.40
12	Acople rápido	4	Unid	S/	12.87	S/	51.48
13	Electroválvula distr. D/1V/W/008/C/N/J/C/L/H/P	4	Unid	S/	599.32	S/	2,397.28
14	Válvula de seguridad	3	Unid	S/	20.40	S/	61.20
15	Válvula limitadora de presión 5/8"	1	Unid	S/	148.20	S/	148.20
16	Tubería rígida de 10 mm x 6 m	1	Unid	S/	91.20	S/	91.20
17	Tubería rígida de 16 mm x 6 m	1	Unid	S/	103.10	S/	103.10
18	Tubería flexible SAE 100 R16 de 10 mm x 4 m	1	Unid	S/	218.55	S/	218.55
19	Tubería flexible SAE 100 R16 de 16 mm x 20 m	1	Unid	S/	1,291.24	S/	1,291.24
20	Aceite hidráulico 10 W	18	Galones	S/	44.30	S/	797.40

**Tabla 19: Costos generales de proyecto (continuación).**  
**Fuente: Propio.**

21	<b>Tubo cuadrado de 100 mm x 100 mm x 9.17 mm</b>	1	Unid	S/	270.00	S/	270.00
22	Tubo cuadrado de 50 mm x 50 mm x 4.32 mm	3	Unid	S/	150.00	S/	450.00
23	Tubo rectangular de 100 mm x 50 mm x 4 mm	3	Unid	S/	150.00	S/	450.00
24	Viga en H de 6 in	3	Unid	S/	420.00	S/	1,260.00
25	Plancha de latón de 1500 mm x 5800 mm x 8 mm	1	Unid	S/	300.00	S/	300.00
26	Plancha de acero de 1500 mm x 6000 mm x 10 mm	1	Unid	S/	2,826.00	S/	2,826.00
27	Plancha de acero de 1500 mmx 6000 mm x 8 mm	1	Unid	S/	2,260.00	S/	2,260.00
28	Plancha de acero de 1200 mmx 2500 mm x 20 mm	1	Unid	S/	1,884.00	S/	1,884.00
29	Plancha de acero de 1200 mmx 2500 mm x 12 mm	1	Unid	S/	1,130.00	S/	1,130.00
30	Plancha de acero de 500 mm x 500 mm x 25 mm	1	Unid	S/	196.25	S/	196.25
31	Plancha de acero de 1000 mm x 1000 mm x 12 mm	1	Unid	S/	376.80	S/	376.80
32	Plancha de acero de 500 mm x 500 mm x 20 mm	1	Unid	S/	157.00	S/	157.00
33	Barra de acero AISI 1045 de 110 mm x 410 mm	1	Unid	S/	115.48	S/	115.48
34	Rodamientos de rodillos cónico	2	Unid	S/	98.00	S/	196.00
35	Tecla eléctrico 0.5 toneladas	2	Unid	S/	499.00	S/	998.00
36	Cadena de rodillos ANSI 50	1	Unid	S/	25.60	S/	25.60
37	Catarina 17 dientes ANSI 50	1	Unid	S/	40.00	S/	40.00
38	Catarina 75 dientes ANSI 50	1	Unid	S/	55.00	S/	55.00
39	Anillo de retención interior	2	Unid	S/	3.50	S/	7.00
40	Anillo de retención exterior	2	Unid	S/	3.40	S/	6.80
41	Pernos y tuercas	1	Unid	S/	50.00	S/	50.00
42	Motor 15 HP ILEO141/1CB86/4AA4	1	Unid	S/	2,060.00	S/	2,060.00
43	Interruptor termomagnetico trifásico 380 V	1	Unid	S/	89.00	S/	89.00
44	Contactador	1	Unid	S/	92.00	S/	92.00
45	Relé térmico	1	Unid	S/	86.00	S/	86.00
46	Transformador 22 V AC – 24 V DC	1	Unid	S/	150.00	S/	150.00
47	Pulsador NA	1	Unid	S/	4.60	S/	4.60
48	Pulsador NC	1	Unid	S/	4.60	S/	4.60
49	luces piloto	2	Unid	S/	1.50	S/	3.00
50	Cables y otros	1	Unid	S/	50.00	S/	50.00

**Tabla 20:** Costos generales de proyecto (continuación).

**Fuente:** Propio.

51	Interruptor NC	1	Unid	S/	6.30	S/	6.30
52	Pulsador NA	8	Unid	S/	1.30	S/	10.40
53	Pulsador NC	8	Unid	S/	1.30	S/	10.40
54	Relé NA	8	Unid	S/	2.30	S/	18.40
55	Relé NC	8	Unid	S/	2.30	S/	18.40
56	Cables y otros	1	Unid	S/	20.00	S/	20.00
<b>Costos Ingenieriles</b>						<b>S/</b>	<b>5,000.00</b>
<b>TOTAL COSTOS</b>						<b>S/</b>	<b>30,012.33</b>

En la tabla se muestra que el costo aproximado para la ejecución del proyecto es de 30012.33 nuevos soles.

### 1.10. Discusión de Resultados.

En conjunto el sistema hidráulico de actuadores lineales con el mecanismo de afloje y ajuste lograron alcanzar el objetivo de disponer de un par de torsión máximo de 9288.2 lb ft (12634.16 N.m); con el cual se podrá reparar una amplia gama de cilindros hidráulicos que requieran valores iguales o menores de torsión al dispuesto, para el ajuste de sus componentes.

El sistema hidrostático dispone de un diseño simple, ya que en los requerimientos sólo se le pide que aumente la velocidad de rotación del mecanismo de afloje y ajuste; por lo que proporciona una velocidad de rotación de 200 rpm y un torque de 30.88 N.m.

El diseño del sistema eléctrico de corriente alterna trifásica de 380 V realizado en CADe\_SIMU 4.0 es de lo más práctico posible, pero a la vez brinda seguridad para los elementos del sistema como para el operario.

El diseño del circuito de control en FluidSIM para corriente continua de 24 V logra reducir completamente los esfuerzos del operario, ahora se podrá controlar casi todo el proceso desde el tablero de mando. A esto se le debe el nombre de banco semiautomatizado.

Elegir el diseño de una estructura donde disponga de dos tecles en suspensión con una capacidad de carga de 0.5 toneladas cada uno fue una gran decisión, ya que se facilitará la manipulación de los cilindros hidráulicos y evitará el uso de máquinas como montacargas.

Los elementos considerados fundamentales para el funcionamiento del banco fueron puestos a prueba en un estudio estático a través del simulador de SOLIDWORKS; los resúmenes de los factores de seguridad se muestran a continuación en la **Tabla 21**.

**Tabla 21:** Resumen de resultados de factor de seguridad.

**Fuente:** Propio.

<b>ELEMENTO</b>	<b>FDS</b>
Estructura base	28.7
Eje	1.7
Estructura de tecla	1.7

Según los resultados se puede interpretar que todos los elementos están por encima del límite mínimo de diseño, pero también cabe resaltar que la estructura base está sobredimensionada.



**CAPITULO IV**  
**CONCLUSIONES Y**  
**RECOMENDACIONES**

## **IV. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

### **1.11. Conclusiones.**

Se diseñó un banco para el armado y desarmado de cilindros hidráulicos con capacidad de 80 pulgadas de longitud y 6 pulgadas de diámetro; además se dispondrá de una amplia gama de valores de torsión siendo el máximo valor 9288.62 lb ft (12634.76 N.m).

El control eléctrico de los componentes hidráulicos conocido como electrohidráulica, hace que este proyecto deje de ser convencional y pase a ser una maquina semiautomatizada.

Fue indispensable y fundamental determinar las necesidades e inconvenientes presentes en la reparación de cilindros hidráulicos mediante las entrevistas y la observación directa. A partir de esas necesidades encontradas se empezaron a buscar diferentes métodos de solución que lograron afianzar las bases del diseño y de toda la investigación en conjunto; obteniendo como producto final el dimensionamiento adecuado del diseño.

El diseño final fue seleccionado de entre otras dos alternativas que tenían en común el mismo objetivo final. Con la técnica de comparar, conocer y evaluar las ventajas y desventajas de un concepto frente a las demás, logrando así elegir la mejor opción de acuerdo a una serie de evaluaciones.

El dimensionamiento y la selección de elementos mecánicos, eléctricos e hidráulicos se determinó mediante la aplicación de la matemática y la física, usada para resolver los principios fundamentales que rigen cada rama de la ingeniería.

El análisis económico estima un valor de S/. 30012. 3 nuevos soles necesarios para el diseño y la fabricación de una estación de trabajo con las características que se detallan en esta investigación.

## **1.12. Recomendaciones**

Evaluar los ingresos generados por una empresa a partir de la reparación de sistemas hidráulicos, para estimar el tiempo en el cual se estaría recuperando la inversión al adquirir un banco de trabajo.

Es recomendable evaluar y diseñar nuevos sistemas de control, como por ejemplo programación en PLC, además de proponer nuevas formas de energía sostenible que satisfagan las necesidades del diseño y volver cada vez más autónoma la estación de trabajo.

## REFERENCIAS

- ¿Cuáles Son Los Diferentes Tipos de Mantenimiento? [2020] • Infraspak Blog. (2020). Retrieved June 13, 2020, from <https://blog.infraspak.com/es/tipos-de-mantenimiento/>
- ▷ Cilindros hidráulicos y “grandes” cilindros hidráulicos | FERJOVI ◁. (2020). Retrieved June 14, 2020, from <https://www.ferjovi.com/es/cilindros-hidraulicos/>
- Acuña, J. (1990). Automatización Industrial. In *Tecnología en Marcha* (Vol. 10).
- Asociación de Ingenieros Alemanes - qaz.wiki. (2020). Retrieved March 29, 2021, from [https://dees.qaz.wiki/wiki/Verein\\_deutscher\\_Ingenieure#Aufgabe](https://dees.qaz.wiki/wiki/Verein_deutscher_Ingenieure#Aufgabe)
- Automatización Industrial: qué es y cómo funciona | Aula21. (n.d.). Retrieved September 11, 2020, from <https://www.cursosaula21.com/que-es-la-automatizacion-industrial/>
- Biofísica de los fluidos. (2019). Retrieved September 28, 2020, from [https://biofiscasug.blogspot.com/2019/01/biofisica-de-los-fluidos\\_31.html](https://biofiscasug.blogspot.com/2019/01/biofisica-de-los-fluidos_31.html)
- Bombas a pistones | Distritec Hidráulica y Neumática. (2019). Retrieved September 20, 2020, from <https://www.distritec.com.ar/bombas-a-pistones/>
- Bombas de engranajes | Bombas industriales | Técnica de Fluidos. (2018). Retrieved September 20, 2020, from <https://www.tecnicafluidos.es/bombas-de-engranajes-t-11-es>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley* (P. E. Roig Vásquez & M. T. Zapata Terrasas, Eds.). Mc Graw Hill.
- Budynas, R., & Keith, J. (2008). Diseño en ingeniería mecánica. In *Diseño en ingeniería mecánica*.
- Categoría: Equipos de servicio de cilindros hidráulicos | Productos. (2020). Retrieved June 14, 2020, from <https://www.tuxco.com/products-category/hydraulic-cylinder-service-equipment/>

Código de Ética de Investigación USS. (2019). Retrieved March 30, 2021, from <https://www.uss.edu.pe/uss/TransparenciaDoc/RegInvestigacion/Codigo de Etica USS.pdf>

El, E. P. (2016). *U h o 10w*. 51–52.

*Estática Ingeniería Mecánica Hibbeler 12° Ed.* (2010). Retrieved from <https://es.slideshare.net/Spartan1931/esttica-ingenieria-mecanica-hibbeler-12-ed>

Fabricación y Reparación de Cilindros Hidráulicos y Neumáticos - INVEMET. (2019). Retrieved June 21, 2020, from <https://www.invemetperu.com/servicios/repuracion-y-fabricacion-de-cilindros-hidraulicos-y-neumaticos/>

HEMS Latinoamérica | Distribuidor Exclusivo | LinkedIn. (2020). Retrieved June 17, 2020, from <https://pe.linkedin.com/showcase/hems-tuxco-latinoamerica>

Heras, S. de las. (2011). *Fluidos, bombas e instalaciones hidráulicas*.

Hernandez, E. (2014). Hidráulica.pdf. *Universidad Autónoma Del Estado de Hidalgo*, 18.

Hidr, C. (2021). *Cilindros Hidráulicos*.

Huillica, M., & Monzón, A. (2015). Pontificia Universidad Católica. *Propuesta Pucp*.

Importancia del diseño de las estaciones de trabajo. (2020). Retrieved October 9, 2020, from <https://www.ingenieriaindustrialonline.com/lean-manufacturing/importancia-del-diseno-de-las-estaciones-de-trabajo/>

Industrial., Dibujo. (2016). *DI2\_Fundamentos\_Nervados.pdf*.

Industrial, Desarrollo. (2011). *Sistemas Oleohidráulicos*. (2010), 62–69.

Intermec. (2019). *Estándares De Cuñas Y Cuñeros (Chavetas Y Chaveteros)*.

LAS 10 MEJORES MARCAS EN MAQUINARIA PESADA 2019. (2019). Retrieved June 14, 2020, from <http://www.obraplaza.com.mx/post.php?id=367>

- Las Mayores Industrias En Brasil | 2020. (2020). Retrieved June 17, 2020, from <https://es.ripleybelieves.com/biggest-industries-in-brazil-908>
- Loader, W. (2005). *Parts Manual Parts Manual. 1*(December), 1–491.
- Mantenimiento Industrial Inteligente: El Poder de la IIoT • Infraspak Blog. (2020). Retrieved June 13, 2020, from <https://blog.infraspak.com/es/mantenimiento-industrial-inteligente-iiot/>
- Micron Technologies | EQUIPO DE REPARACIÓN DE CILINDRO HIDRÁULICO | Su especialista en equipos de reparación de cilindros. (2017). Retrieved June 14, 2020, from <http://www.microntech.co.za/hydraulic-cylinder-repair-equipment.html>
- Motor, C. O. N. E. L., Modelo, E., Configuraci, E. F. E. L., & Motor, C. O. N. E. L. (2020). *Cilindro de pluma*. 9–12.
- Mott, R. (2006). Mecanica de Fluidos. In *Mecanica de fluidos*.
- Multilineaperu SAC. (2016). Retrieved March 27, 2021, from <https://www.multilineaperu.com/Catalogo/productos/1-polipastos-electricos-de-cadena>
- Parker Hannifin. (2019). *Gear Pumps / Motors Series PGP / PGM Fixed Displacement Pumps, Cast-Iron and Aluminium Designs. Catalogue HY30-3300/UK*. Retrieved from [https://www.parker.com/literature/PMDE/Catalogs/Gear\\_Units/PGP\\_PGM/HY30-3300-UK.pdf](https://www.parker.com/literature/PMDE/Catalogs/Gear_Units/PGP_PGM/HY30-3300-UK.pdf)
- Parrga, M. (2003). El Diseño Correcto. *Industrial Data, 1*(6), 95–98.
- Ponsa Asensio, P., & Vilanova Arbós, R. (2000). *Automatización de procesos mediante la guía GEMMA*. 118.
- Rafael Duque, J. (2007). Tabla de contenido. *Procede Del Padre y Del Hijo*. <https://doi.org/10.3726/978-3-0352-0094-2/1>
- ROEMHELD. (2020). *Cosas interesantes a conocer sobre cilindros hidráulicos*. 1–21.

Servicio - Reparación de Cilindros Hidráulicos. (2014). Retrieved June 17, 2020, from <https://www.intermares.com.ar/soporte-reparacion-cilindros.html#>

Siemens. (2020). Simotics, El portafolio de motores eléctricos más amplio del mundo. *Siemens Ingenuity for Life*, 56. Retrieved from <https://assets.new.siemens.com/siemens/assets/api/uuid:782b04d0-82f4-488a-936b-514cd8bb5d5f/version:1580149154/arteimpresioncatalogosimotics.pdf>

Skf. (2015). *Rodamientos de bolas*.

Univeridad Politecnica Nacional. (2019). *Hidraulica Básica 3.0* (p. 161). p. 161.

Upc, E. (1998). *Prólogo*.

Us, C. H.-. (2019). *Industrial Hydraulic Valves*. (April).

## ANEXOS

*Anexo 1: Código de ética del colegio de ingenieros del Perú.*



### **CÓDIGO DE ETICA DEL CIP**

**APROBADO EN LA III SESIÓN ORDINARIA DEL CONGRESO NACIONAL DE CONSEJOS  
DEPARTAMENTALES DEL PERÍODO 1998 - 1999  
EN LA CIUDAD DE TACNA 22, 23 Y 24 ABRIL 1999**

*Fuente: (cip-trujillo.org, 1999).*



*Anexo 2: Código de ética de investigación de la universidad señor de Sipán.*



*Fuente: ("Codigo de Ética de Investigación USS," 2019).*

*Anexo 3: Instrumento de recolección de datos.*



**AUTORIZACIÓN PARA EL RECOJO DE INFORMACIÓN**

Chiclayo 10 de enero del 2021

Quien suscribe:

Sr. Segundo Carlos Ramos Herrera

Representante Legal – Empresa: Servicios Técnicos Mecánicos eléctricos.

**AUTORIZA:** Permiso para recojo de información pertinente en función del proyecto de investigación, denominado: **DISEÑO DE UN BANCO SEMIAUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS CON CAPACIDAD DE SEIS PULGADAS DE DIÁMETRO Y OCHENTA PULGADAS DE LONGITUD.**

Por el presente, el que suscribe, Segundo Carlos Ramos Herrera, gerente general de la empresa Servicios Técnicos Mecánicos Eléctricos, autorizo al alumno Édinson Brai Llatas Castro, identificado con DNI: 71291261, estudiante de la escuela profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA y autor del trabajo de investigación denominado: **DISEÑO DE UN BANCO SEMIAUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS CON CAPACIDAD DE SEIS PULGADAS DE DIÁMETRO Y OCHENTA PULGADAS DE LONGITUD**, al uso de dicha información que conforma el expediente técnico, así como hojas de memoria, cálculos, entre otros, como planos para exclusivamente académicos de la elaboración de tesis de **DISEÑO DE UN BANCO SEMIAUTOMATIZADO PARA LA REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS CON CAPACIDAD DE SEIS PULGADAS DE DIÁMETRO Y OCHENTA PULGADAS DE LONGITUD**, enunciada líneas arriba de quien solicita se garantice la absoluta confidencialidad de la información solicitada.

Atentamente.

---

SEGUNDO CARLOS RAMOS HERRERA

DNI: 16437757

GERENTE

*Anexo 4: Entrevista para la determinación de necesidades de diseño.*

**ENTREVISTA PARA LA DETERMINACIÓN DE NECESIDADES DE DISEÑO  
DE UN BANCO SEMIAUTOMATIZADO DE REPARACIÓN DE CILINDROS  
HIDRÁULICOS**

Nombre y Apellido: JOSE DIAS SUAREZ  
Cargo: TECNICO MECANICO  
Empresa: SERVICIOS TECNICOS MECANICOS ELECTRICOS  
Rubro de la empresa: MANTENIMIENTO Y REPARACION DE MAQUINARIA  
Entrevistador: EDINSON BRAI LLATAS CASTRO

**CUESTIONARIO**

**Pregunta N° 1:** ¿Cuántos años tiene de experiencia en la reparación de cilindros hidráulicos?

- ya cuento con 5 años

**Pregunta N° 2:** ¿La reparación la realiza de forma manual o automatizada?

- de forma completamente manual.

**Pregunta N° 3:** ¿Cuántas personas se utiliza para reparar un cilindro hidráulico?

- yo creo que con dos personas es suficiente.

**Pregunta N° 4:** ¿De qué máquinas o equipo se apoya para facilitar su trabajo?

- De una prensa hidráulica y de un tornillo de banco; para sujetar diferentes componentes.

**Pregunta N° 5:** ¿Qué tiempo emplea para reparar completamente un cilindro hidráulico?

- Entre 1 a 3 horas como máximo.

**Pregunta N° 6:** ¿Siente comodidad al realizar el trabajo?

- Si; ya la costumbre lo hace sentirse comodo a uno.

**Pregunta N° 7:** ¿Alguna vez vio o escucho de una plataforma de reparación de cilindros hidráulicos?

- No nunca .

**Pregunta N° 8:** ¿Le gustaría disponer de una estación adecuada para la reparación de cilindros hidráulicos?

- Si por supuesto ; sería de mucha ayuda .

**Pregunta N° 9:** ¿Qué características le gustaría que disponga la estación de trabajo?

- Que tenga una buena capacidad de torsión y una buena capacidad extensiva .

**Pregunta N° 10:** ¿Usted cree que los profesionales de la región puedan desarrollar este proyecto?

- Por supuesto , todo es posible .

**Pregunta N° 11:** ¿Cuánto estaría dispuesto a pagar por una máquina de reparación de cilindros hidráulicos?

- Como unos 8000 soles .

**Pregunta N° 12:** ¿Sí adquiriera una estación que resultados esperaría de ella?

- Que sea completamente segura .

**Pregunta N° 13:** ¿Qué condiciones exigiría para su seguridad?

- Conocer los posibles riesgos que ocasionaría la máquina .

**Pregunta N° 14:** ¿Alguna vez tuvo accidente al reparar un cilindro hidráulico?

- No ; ninguno .

**Pregunta N° 15:** ¿Cuál es el costo promedio de reparar un cilindro hidráulico entre 3 y 6 pulgadas de diámetro?

- Depende del tamaño pero sería justo unos 620. Soles .

*Anexo 5. Técnicas comunes para reparar cilindros hidráulicos.*



***Figura 85: Proceso de afloje de tuerca de vástago.***  
***Fuente: Propio.***



***Figura 86: Proceso de afloje de tapa de cilindro.***  
***Fuente: Propio.***

Anexo 6: Ficha técnica tubo ASTM 500.

# Tubo ASTM A500 LAC y GALV

## PARA ESTRUCTURAS

**DENOMINACIÓN:**

TNM RED NDA 500, TNM RED OD A500, TNM CUA A500, TNM RECA 500.  
TGM RED OD A500, TGM RED ND A500, TGM CUA A500, TGM RECA 500.

**DESCRIPCIÓN:**

Tubo fabricado con acero al carbono laminado en caliente o con superficie galvanizada, utilizando el sistema de soldadura de resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW). Las secciones de fabricación son redondas, cuadradas y rectangulares.

**USOS:**

Diversas estructuras livianas y pesadas, correcerías, tijerales, postes, etc.

**NORMAS TÉCNICAS DE FABRICACIÓN:**

Las propiedades mecánicas, dimensiones, pesos y espesores se fabrican según la norma ASTM A500 - Grados A y B según lo solicitado.

**PRESENTACIÓN:**

- Longitud:
  - Redondos: 6.40 m y 6 m.
  - Cuadrados y rectangulares: 6 m.
  - Otras longitudes a pedido.
- Acabado de extremos: Refrentado (plano), limpios de rebordes.

**DIMENSIONES Y PESOS NOMINALES en Kg/m:**

DESIGNACIÓN NOMINAL	DIMENSIÓN EXTERIOR (mm)	ESPEORES (mm)								
		1.5	1.8	2.0	2.3	2.5	3.0	3.3	4.0	
REDONDO NOMINAL	1/4"	13.70	0.53	0.58	0.65					
	3/8"	17.10	0.68	0.75	0.84					
	1/2"	21.30	0.87	0.95	1.08	1.16	1.35			
	3/4"	26.70	1.11	1.22	1.38	1.49	1.75			
	1"	33.40	1.40	1.55	1.76	1.91	2.25			
	1 1/4"	42.30	1.79	1.98	2.26	2.45	2.90			
	1 1/2"	48.30	2.06	2.28	2.61	2.82	3.35	3.66	4.37	
	2"	60.30	2.60	2.88	3.20	3.56	4.24	4.64	5.56	
	2 1/2"	73.00		3.50		4.35	5.18	5.67	6.81	
	3"	88.90		4.29		5.33	6.36	6.97	8.38	
4"	114.30		5.54		6.90	8.24	9.04	10.88		

■ Negro y Galvanizado.  
(=) Dimensiones y Tolerancias.

DESIGNACIÓN NOMINAL	DIMENSIÓN EXTERIOR (mm)	ESPEORES (mm)								
		1.5	1.8	2.0	2.5	3.0	4.0	4.5	6.0	
CUADRADO L.E	-	25 x 25	1.06		1.46					
	-	30 x 30	1.30		1.70					
	-	40 x 40	1.78		2.24			3.32		
	-	50 x 50	2.25		3.12	3.87	4.32			
	2"	50,8			3.12	3.87	4.32			
	-	75 x 75			4.50	5.56	6.81			
-	100 x 100			6.17	7.68	9.17	12.13	13.59	16.98	

■ Negro y Galvanizado.

**SISTEMA INGLÉS:**

DESIGNACIÓN NOMINAL	DIMENSIÓN EXTERIOR (mm)	ESPEORES (mm)								
		1.5	1.8	2.0	2.3	2.5	3.0	4.0	4.5	6.0
CUADRADO L.E	1"	-	1.36	1.50	1.70	1.84	2.17			
	1 1/4"	-	1.71	1.90	2.16	2.34	2.77			
	1 1/2"	-	2.07	2.29	2.62	2.84	3.37			
	2"	-	2.79	3.09	3.54	3.83	4.56	5.99		
	3"	-	4.69	5.37	5.83	6.96	9.18			
RECT. L.E	4"	-	6.28		7.82	9.35	12.37	13.86		
	1" x 2"	-	2.10	2.32						
	2" x 3"	-	3.54	3.92		4.87	5.81			
	2" x 4"	-	4.71	5.85	6.98	9.21	10.31			
	2" x 6"	-	6.34	7.89	9.43	12.48	13.98			
4" x 10"	-								34.60	

■ Negro y Galvanizado.

**SISTEMA MÉTRICO:**

DESIGNACIÓN NOMINAL	DIMENSIÓN EXTERIOR (mm)	ESPEORES (mm)													
		1.5	1.8	2.0	2.3	2.5	3.0	4.0	4.5	6.0	8.0	10.0	12.0		
CUADRADO L.E	25mm	1.12	1.33	1.47		1.81									
	30mm		1.62	1.79											
	38mm		2.07	2.29		2.83	3.36								
	40mm		2.18	2.41		2.99	3.55								
	50mm		2.75	3.04		3.77	4.49		6.57	8.53					
	75mm			4.61		5.73	6.84	9.03	10.10	13.24					
	80mm			4.93		6.13	7.31	9.65	10.81						
	100mm			6.18		7.70	9.20	12.17	13.63	17.95					
	125mm					11.55			17.16	22.66					
	150mm						13.91		20.70	27.37	36.10	44.64			
	200mm						18.62		27.76	36.79	48.66	60.34			
	250mm								34.83	46.21	61.22	76.04			
	300mm										73.79	91.74	109.49		
	400mm											123.14	147.18		

■ Negro y Galvanizado.

Anexo 7: Ficha técnica, vigas en H de ala ancha.

# Vigas H Alas Anchas WF

## ESTÁNDAR AMERICANO

**DENOMINACIÓN:**  
VIGAS HALAS ANCHAS (WF).

**DESCRIPCIÓN:**  
Producto laminado en caliente con sección en forma de "H" (con alas paralelas), de calidad estructural en cumplimiento con las normas ASTM A36, ASTM A572 Grado 50 o la ASTM A992. Asimismo, pueden presentarse en calidad dual.

**USOS:**  
En la fabricación de estructuras metálicas, edificios, puentes grúas, estructuras en general, cerchas, etc.

**NORMAS TÉCNICAS:**  
- Composición Química y Propiedades Mecánicas: ASTM A36/A36M, ASTM A572/A572M, ASTM A992/A992M.  
- Tolerancia Dimensional: ASTM A6 /A6M.

**PRESENTACIÓN:**  
Se comercializan en barras de 20, 30 y 40 pies. Otras longitudes a pedido.

**DIMENSIONES ESTÁNDAR:**

DESIGNACIÓN NOMINAL		PERALTE ALTURA ALMA (d) pulgada	ALA (b) pulgada	ESPESOR NOMINAL	
pulgada	lb/pie			ALA (f)	ALMA (w)
4"	13.00	4.16	4.06	8.76	7.11
6"	9.00	5.90	3.94	5.46	4.32
6"	12.00	6.03	4.00	7.11	5.84
6"	16.00	6.28	4.03	10.29	6.60
6"	15.00	5.90	5.90	6.60	5.84
6"	20.00	6.20	6.02	9.27	6.60
6"	25.00	6.38	6.08	11.56	8.13
8"	10.00	7.89	3.94	5.21	4.32
8"	13.00	7.90	4.00	6.48	5.84
8"	15.00	8.11	4.02	8.00	6.22
8"	18.00	8.14	5.25	8.38	5.84
8"	21.00	8.28	5.27	10.16	6.35
8"	24.00	7.93	6.50	10.16	6.22
8"	28.00	8.06	6.54	11.81	7.24
8"	31.00	8.00	8.00	11.05	7.24
8"	35.00	8.12	8.02	12.57	7.87
8"	40.00	8.25	8.07	14.22	9.14
8"	48.00	8.50	8.11	17.40	10.16
8"	58.00	8.75	8.22	20.57	12.95
8"	67.00	9.00	8.28	23.75	14.48
10"	12.00	9.87	3.96	5.33	4.83
10"	15.00	9.90	4.00	6.86	5.84
10"	17.00	10.11	4.01	8.38	6.10

DESIGNACIÓN NOMINAL	PERALTE ALTURA ALMA (d) pulgada	ALA (b) pulgada	ESPESOR NOMINAL		
			ALA (f)	ALMA (w)	
10"	19.00	10.24	4.02	10.03	6.35
10"	22.00	10.17	5.75	9.14	6.10
10"	26.00	10.33	5.77	11.18	6.60
10"	30.00	10.47	5.81	12.95	7.62
10"	33.00	9.73	7.96	11.05	7.37
10"	39.00	9.92	7.99	13.46	8.00
10"	45.00	10.10	8.02	15.75	8.89
10"	49.00	9.98	10.00	14.22	8.64
10"	54.00	10.09	10.03	15.62	9.40
10"	60.00	10.22	10.08	17.27	10.67
10"	68.00	10.40	10.13	19.56	11.94
10"	77.00	10.40	10.19	22.10	13.46
10"	88.00	10.84	10.27	25.15	15.37
10"	100.00	11.10	10.34	28.45	17.27
12"	14.00	11.91	3.97	5.72	5.08
12"	16.00	11.99	3.99	6.73	5.59
12"	19.00	12.16	4.01	8.89	5.97
12"	22.00	12.31	4.03	10.80	6.60
12"	26.00	12.22	6.49	9.65	5.84
12"	30.00	12.34	6.52	11.18	6.60
12"	35.00	12.50	6.56	13.21	7.62
12"	40.00	11.94	8.01	13.08	7.49
12"	45.00	12.06	8.05	14.61	8.51
12"	50.00	12.19	8.08	16.26	9.40
12"	53.00	12.06	10.00	14.61	8.76
12"	58.00	12.19	10.01	16.26	9.14
12"	65.00	12.12	12.00	15.37	9.91
12"	72.00	12.25	12.04	17.02	10.92
12"	79.00	12.38	12.08	18.67	11.94
12"	87.00	12.53	12.13	20.57	13.08
12"	96.00	12.71	12.16	22.86	13.97
12"	106.00	12.89	12.22	25.15	15.49
12"	120.00	13.12	12.32	28.07	18.03
12"	136.00	13.41	12.40	31.75	20.07
12"	152.00	13.71	12.48	35.56	22.10
14"	22.00	13.74	5.00	8.51	5.84
14"	26.00	13.91	5.03	10.67	6.48
14"	30.00	13.84	6.73	9.78	6.86
14"	34.00	13.98	6.75	11.56	7.24
14"	38.00	14.10	6.77	13.08	7.87
14"	43.00	13.66	8.00	13.46	7.75
14"	48.00	13.79	8.03	15.11	8.64
14"	53.00	13.92	8.06	16.76	9.40
14"	61.00	13.89	10.00	16.38	9.53
14"	68.00	14.04	10.04	18.29	10.54
14"	74.00	14.17	10.07	19.94	11.43
14"	82.00	14.31	10.13	21.72	12.95
14"	90.00	14.02	14.52	21.72	11.18

# Planchas de Alta Resistencia

## NAXTRA® 700 QL

**DENOMINACIÓN:**  
PNAXTRA® M700 QL

**DESCRIPCIÓN:**  
Plancha de acero estructural de micro aleación con altas propiedades mecánicas.

**USOS:**  
En construcciones soldadas de todo tipo, como recipientes a presión, compuertas, puentes y estructuras, así como vehículos de transporte, grúas móviles, equipos de minería, montacargas y equipos de movimiento de tierras, que se utilizan en diferentes tipos de condiciones climáticas.

**NORMAS TÉCNICAS:**  
UNE-EN 10025-6  
Hot-rolled steel plates 3 mm thick or above - Tolerances on dimensions and shape.

**PRESENTACION:**  
Pueden suministrarse sueltas como enzunchadas con forro.

**COMPOSICIÓN QUÍMICA(%):**

C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
0.2	0.8	1.6	0.02	0.01	1.5	0.6

**DIMENSIONES ESTÁNDAR:**

DIMENSIONES (mm)	PESO TEÓRICO EN kg/plancha			CEV máximo
	1,280 x 5,800 (mm)	1,500 x 5,800 (mm)	1,500 x 6,000 (mm)	
12.0	699.34	819.54	847.80	0.49
16.0			1,130.40	0.49
20.0			1,413.00	0.49
25.0			1,766.25	0.49
32.0			2,260.80	0.52
38.0			2,684.70	0.52

**PROPIEDADES MECÁNICAS:**  
Propiedades mecánicas en el estado de entrega a temperatura ambiente (probetas transversales según ISO 6892-1, método B).

GRADO DE ACERO	LÍMITE ELÁSTICO MÍNIMO (ReH*) MPa (ksi)			RESISTENCIA A LA TRACCIÓN Rm MPa (ksi)			ALARG. MÍNIMO A LA FRACTURA A%
	≤ 65 mm (≤ 2.559 in.)	> 65 ≤ 100 mm (> 2.559 ≤ 3.937 in.)	> 100 mm (> 3.937 in.)	≤ 65 mm (≤ 2.559 in.)	> 65 ≤ 100 mm (> 2.559 ≤ 3.937 in.)	> 100 mm (> 3.937 in.)	
N-A-XTRA® (M) 700	700 (101.5)	650 (94.3)	630 (91.4)	770-940 (111.7-136.3)	760-930 (110.2-134.9)	710-900 (103.0-130.5)	14

(\*) Si se produce un rendimiento continuo, el límite elástico se determina como Rp0.2  
Preparación de las probetas de tracción según EN 10025-1.  
En los casos en que se haya acordado una prueba de flexión en el pedido, el diámetro del mandril es D = 4a para transversales probetas y D = 3a para probetas longitudinales (ángulo de flexión = 180 °; a = espesor de la probeta). El número de las pruebas y la dirección de la muestra deben acordarse al realizar el pedido.

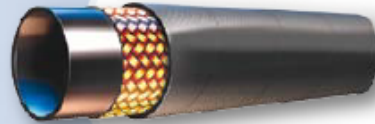


## 441 – Manguera *No-Skive*

ISO 11237 Tipo R16 – SAE 100 R16

### Características principales

- Construcción de manguera *No-Skive*
- Construcción de malla de alambre – funcionamiento doble malla de alambre
- Temperatura de trabajo +125 °C
- Apropriada con terminales serie 46 y 48



### Aplicaciones primarias / Restricciones

Aplicaciones industriales y móviles, con uso típico en maquinaria agrícola o en circuitos de potencia

### Especificaciones aplicables

ISO 11237 Tipo R16 – SAE 100 R16

### Construcción de manguera

**Tubo:** Goma sintética  
**Refuerzo:** Construcción de malla de alambre  
**Cubierta:** Goma sintética

### Fluidos recomendados

Fluidos con base de petróleo y agua-glicol, aceites lubricantes, aire y agua. Para aire por encima de 1,7 Mpa debe picarse la cubierta de la manguera. Consulte la sección de compatibilidad química en pág. Ab-16 para información detallada.

**Rango de temperatura** -40 °C hasta +125 °C

Excepción: Aire.....máx. +70 °C  
 Agua.....máx. +85 °C

**Terminales serie**



Referencia	Manguera D.I.				Manguera D.E.	Índices de presión				min. radio de curvatura mm	Peso kg/m
	DN	Pulg.	Módulo	mm	mm	Presión máx. de trabajo MPa	psi	Presión de rotura mín. MPa	psi		
441-4	6	1/4	-4	6,3	13,4	34,5	5000	138,0	20000	50	0,27
441-5	8	5/16	-5	7,9	15,0	29,3	4250	117,0	17000	55	0,32
441-6	10	3/8	-6	9,5	17,4	27,5	4000	110,0	16000	65	0,42
441-8	12	1/2	-8	12,7	20,7	24,0	3500	96,0	14000	90	0,50
441-10	16	5/8	-10	15,9	23,8	19,0	2750	76,0	11000	100	0,65
441-12	20	3/4	-12	19,1	27,8	15,5	2250	62,0	9000	120	0,80
441-16	25	1	-16	25,4	35,8	13,8	2000	55,0	8000	150	1,22

Anexo 10: Ficha técnica, barra redonda de acero AISI 1045.

H



AISI : 1045      W N°: 1.1191  
DIN : CK 45

Tipo de aleación promedio : C 0,45 Si 0,3 Mn 0,7 %  
Color de identificación : Rojo - Blanco - Rojo  
Estado de suministro : Dureza natural 193 HB máx.

**ACERO FINO AL CARBONO DE ALTA CALIDAD**  
**Gran pureza de fabricación y estricto control de calidad.**

**APLICACIONES:** Partes de maquinaria y repuestos sometidos a esfuerzos normales. Árboles de transmisión, ejes, pernos, tuercas, ganchos, pines de sujeción, pasadores, cuñas, chavetas, etc. También para herramientas de mano, portamatrices, etc.

**INDICACIONES PARA EL TRATAMIENTO TÉRMICO**

**Forjar:** 1100 - 850 °C  
**Normalizar:** 840 - 870 °C  
**Recocer:** 650 - 700 °C

Enfriamiento lento en el horno

**Temple: al agua (\*)** 820 - 850 °C

**Dimensiones menores: al aceite** 830 - 860 °C

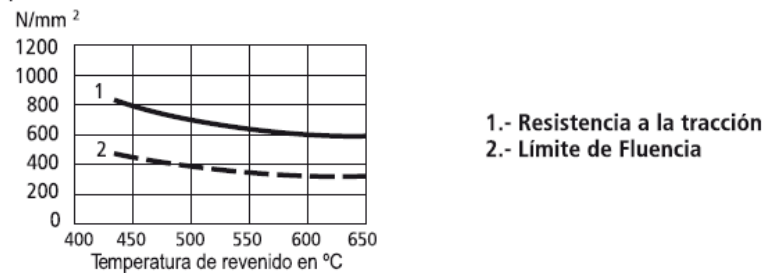
**Revenido: Según el uso** 100 - 300 °C

**Nitrurado: en baño de sal** 580 °C

**SOLDADURA:** Con soldadura especial de alta resistencia.

Según tamaño y complejidad del trabajo, se recomienda un precalentamiento entre 200-300°C. Electrodo BÖHLER UTP 76/ UTP 6020

28



Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Diámetro mm.	Límite de fluencia N/mm <sup>2</sup>	Resistencia a la tracción N/mm <sup>2</sup>	Alargamiento (Lo = 5d) mín. %	Contracción mín. %
Natural	-	370	650	15	35
Recocido	16 - 100	340	650 - 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	-

## URSA® HYDRAULIC OIL 10W

---

### DESCRIPCIÓN DE PRODUCTO

El aceite Ursa® Hydraulic Oil 10W es un aceite hidráulico de servicio pesado dentro y fuera de la carretera que es recomendado para aplicaciones SAE 10W y para equipo con requerimientos Caterpillar TO-2.

### BENEFICIOS PARA EL CLIENTE

El aceite Ursa Hydraulic Oil 10W proporciona valor a través de:

- **Satisface los requerimientos de los principales fabricantes de bombas** — Para fluidos hidráulicos de tipo anti-desgaste de sistemas hidráulicos móviles en servicio pesado dentro y fuera de la carretera. Excelente desempeño Eaton-Vickers 35VQ25A.
- **Inhibición de espuma** — Contiene un supresor especial de espuma para minimizar los problemas de espuma y aireación.
- **Excelentes propiedades anti-desgaste** — Formulado con aditivos de desempeño anti-desgaste.
- **Excelente estabilidad térmica** — En la presencia de cobre y acero.
- **Excelente filtrabilidad** — Su estabilidad térmica e hidrolítica ayuda a evitar la formación de depósitos, los cuales pueden interferir con la filtración en equipos con tolerancias cercanas.

### CARACTERÍSTICAS

El aceite Ursa Hydraulic Oil 10W es un aceite hidráulico premium específicamente diseñado para dar máxima protección a la bomba hidráulica en aplicaciones hidráulicas de servicio pesado dentro y fuera de la carretera en donde se especifica un aceite para motor SAE 10W.

El aceite Ursa Hydraulic Oil 10W proporciona excelente protección anti-desgaste, inhibición de oxidación y corrosión, así como supresión de espuma y aireación.

Los aditivos anti-desgaste en el aceite Ursa Hydraulic Oil 10W crean una película protectora en las superficies de metal. Esta película protectora minimiza el contacto metal-con-metal, el cual es más severo en bombas de tipo vane- y de pistón-.

El aceite Ursa Hydraulic Oil 10W es totalmente compatible con aceites para motor que pueden ser típicamente utilizados en aplicaciones hidráulicas.

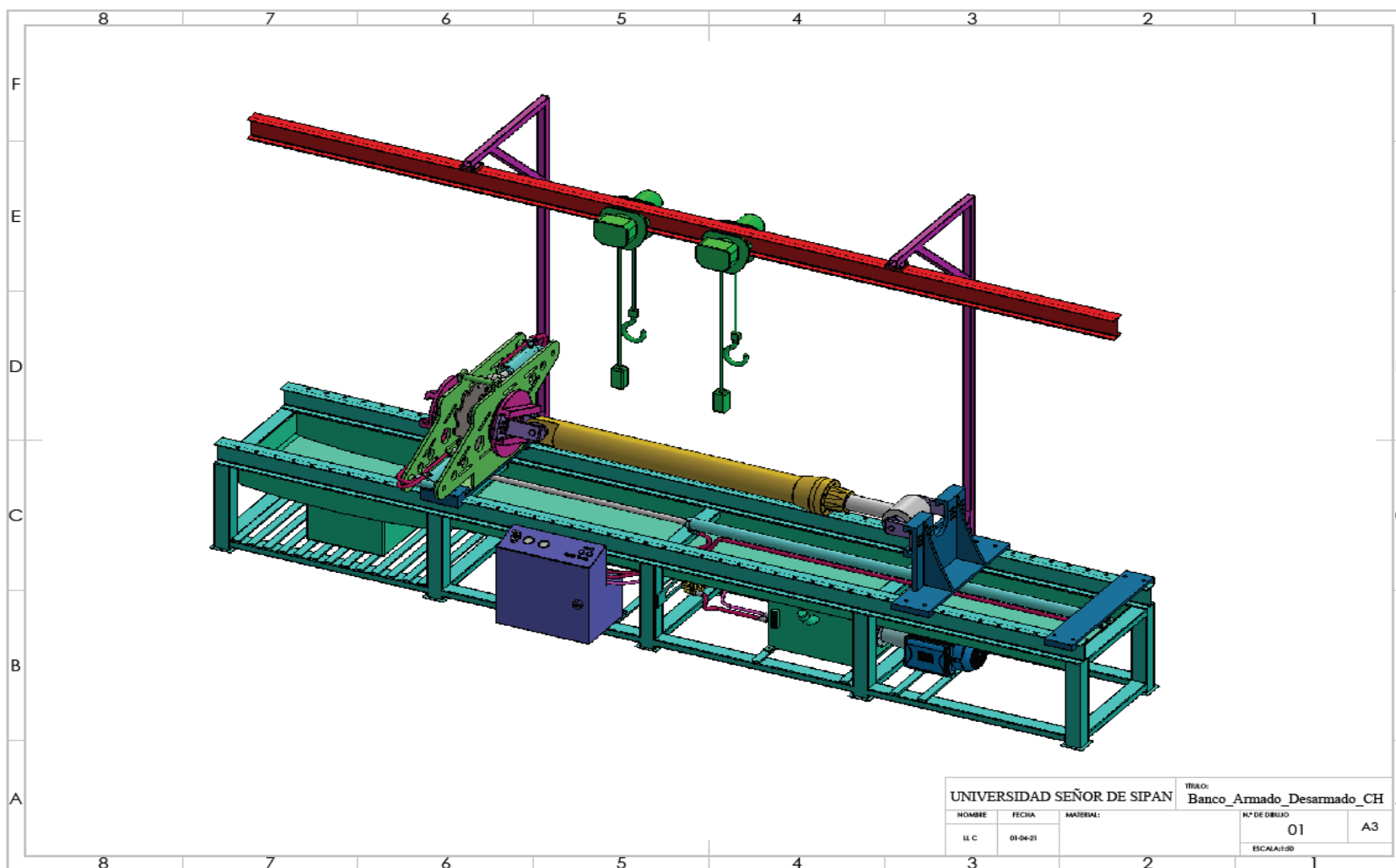
### APLICACIONES

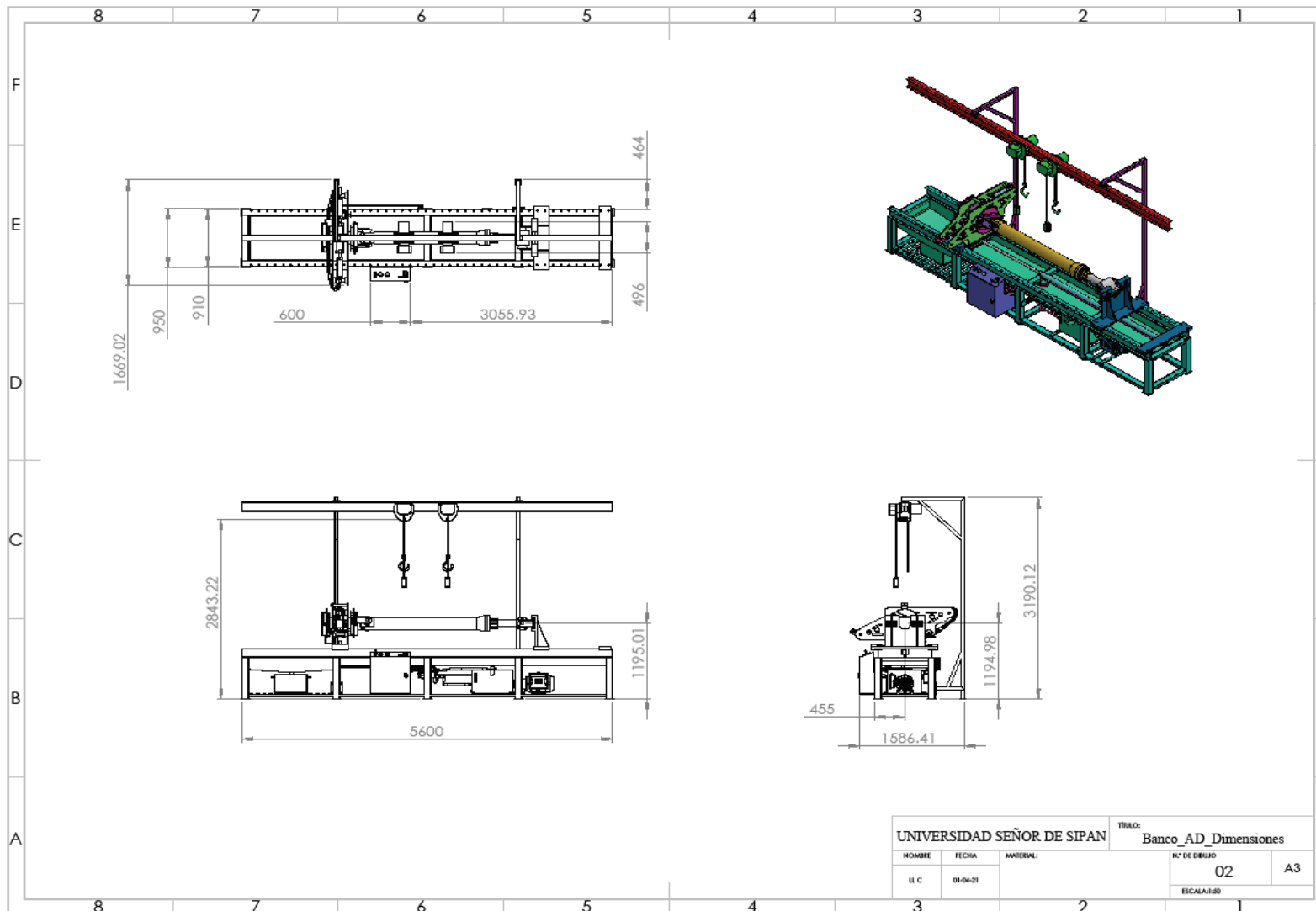
El aceite Ursa Hydraulic Oil 10W se recomienda para:

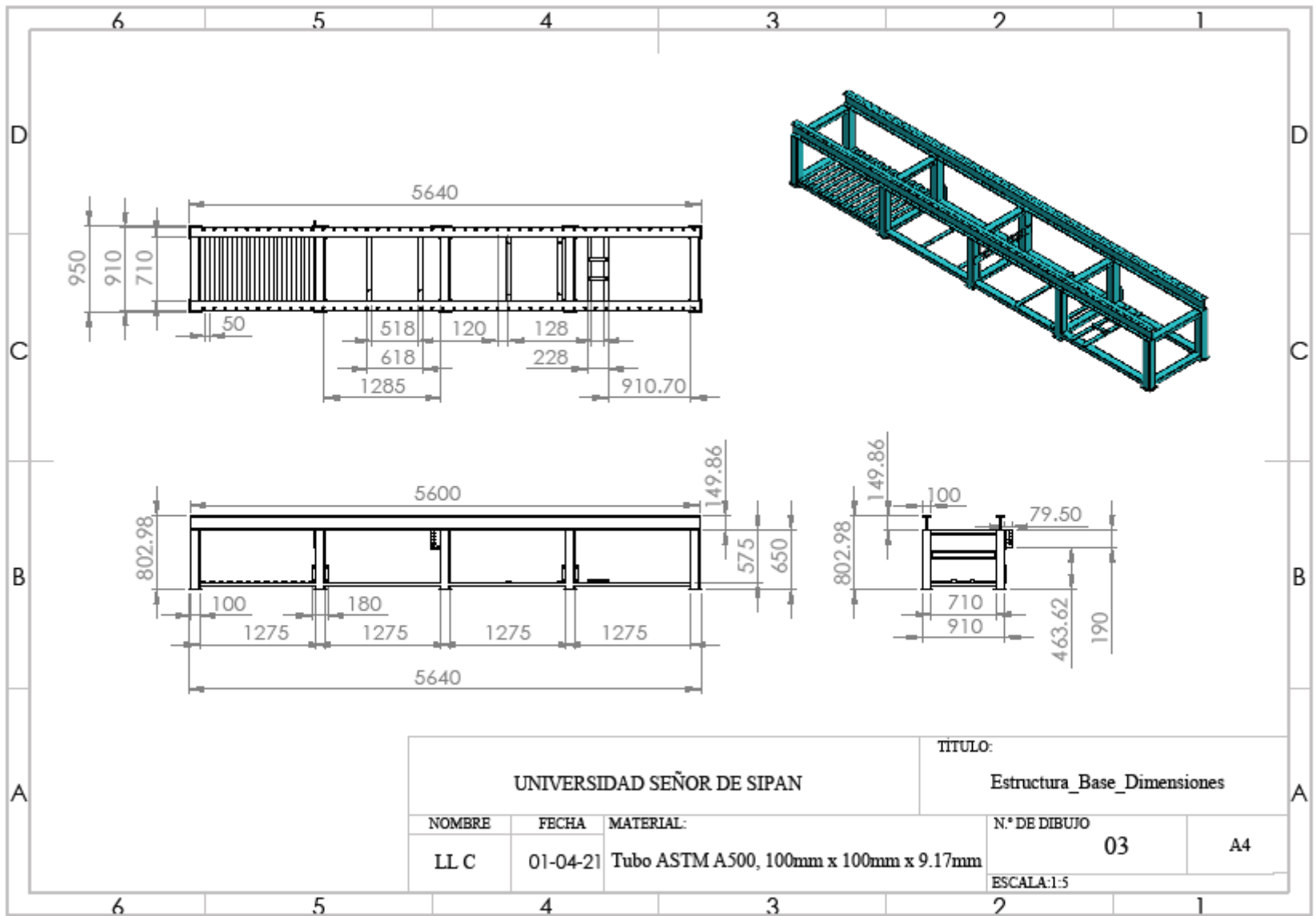
- Sistemas hidráulicos móviles de servicio pesado dentro y fuera de la carretera en donde se especifica un aceite para motor SAE 10W.
- Sistemas hidráulicos Caterpillar en donde se requiere de un fluido **Caterpillar TO-2**.
- Sistemas hidráulicos Caterpillar en donde se especifica un mínimo del 0,09 por ciento (900 ppm) de aditivo de zinc.
- Aplicaciones de bombas que requieren de un aceite hidráulico **Eaton-Vickers 35VQ25A**.

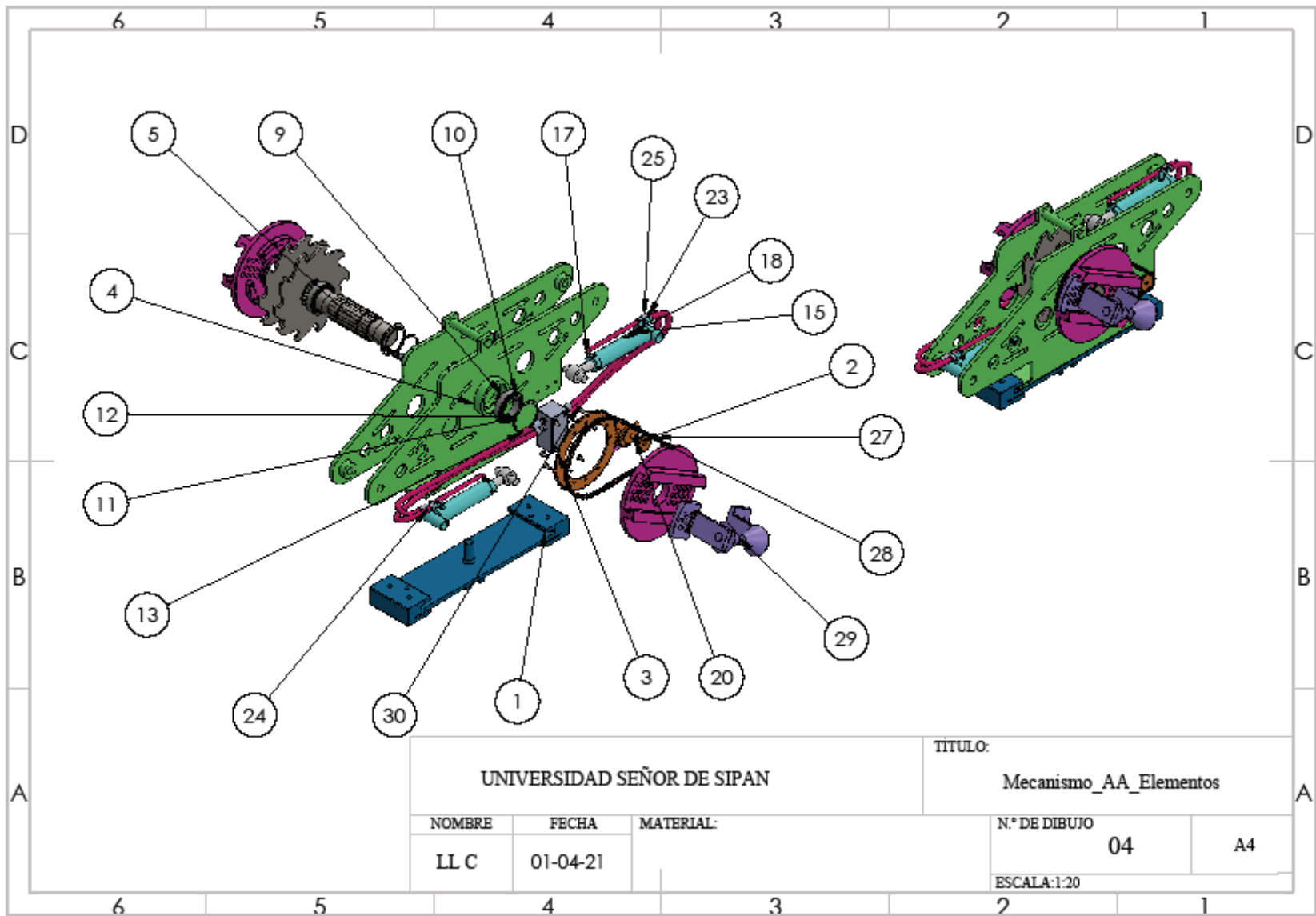
No se utilice este producto en sistemas de alta presión en la cercanía de las llamas, chispas y superficies calientes. Use solamente en áreas bien ventiladas. Mantenga el contenedor cerrado.

**Anexo 12:** Planos de diseño.









	4	3	2	1
F				
E				
D				
C				
B				
A				

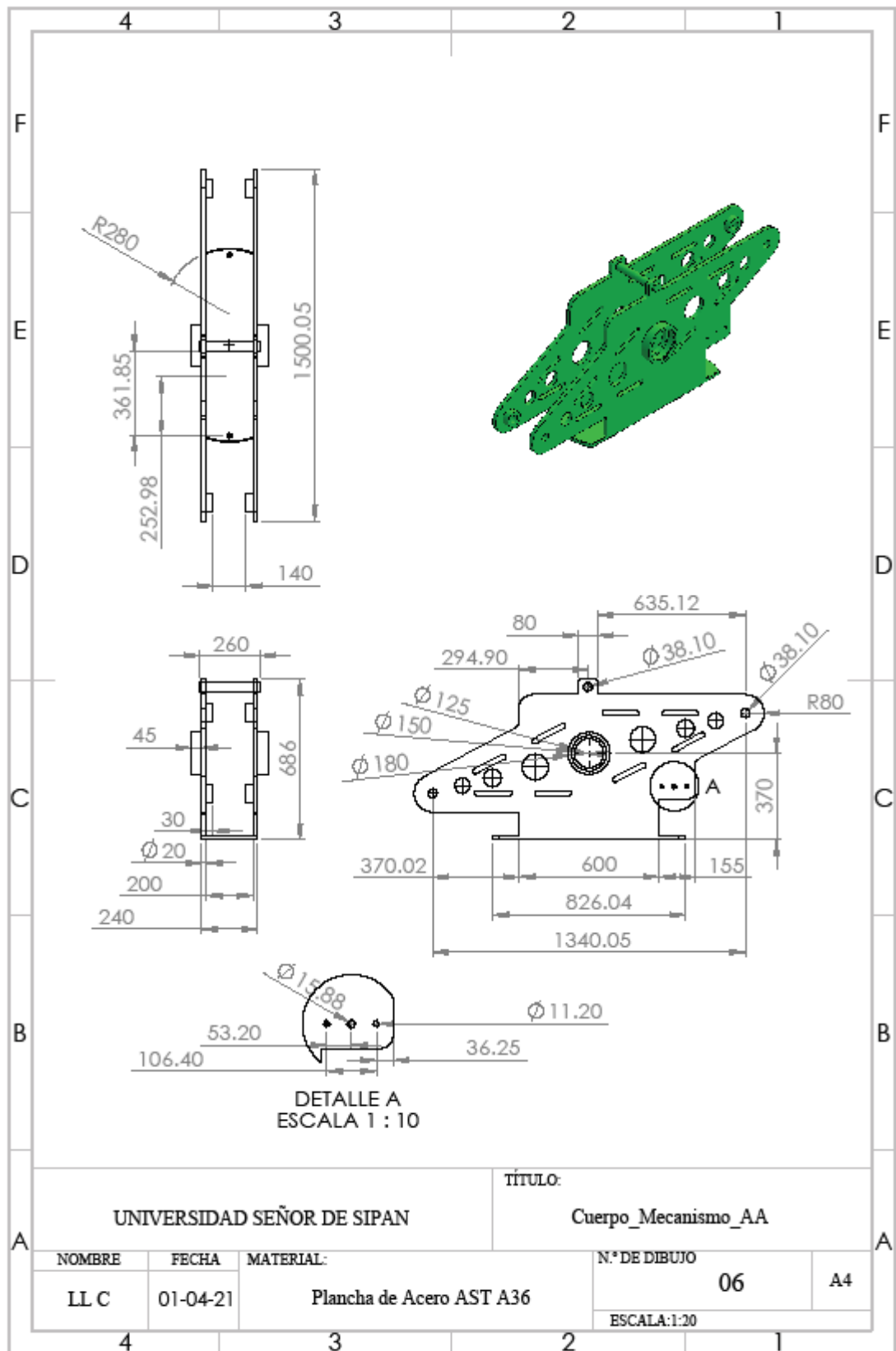
  

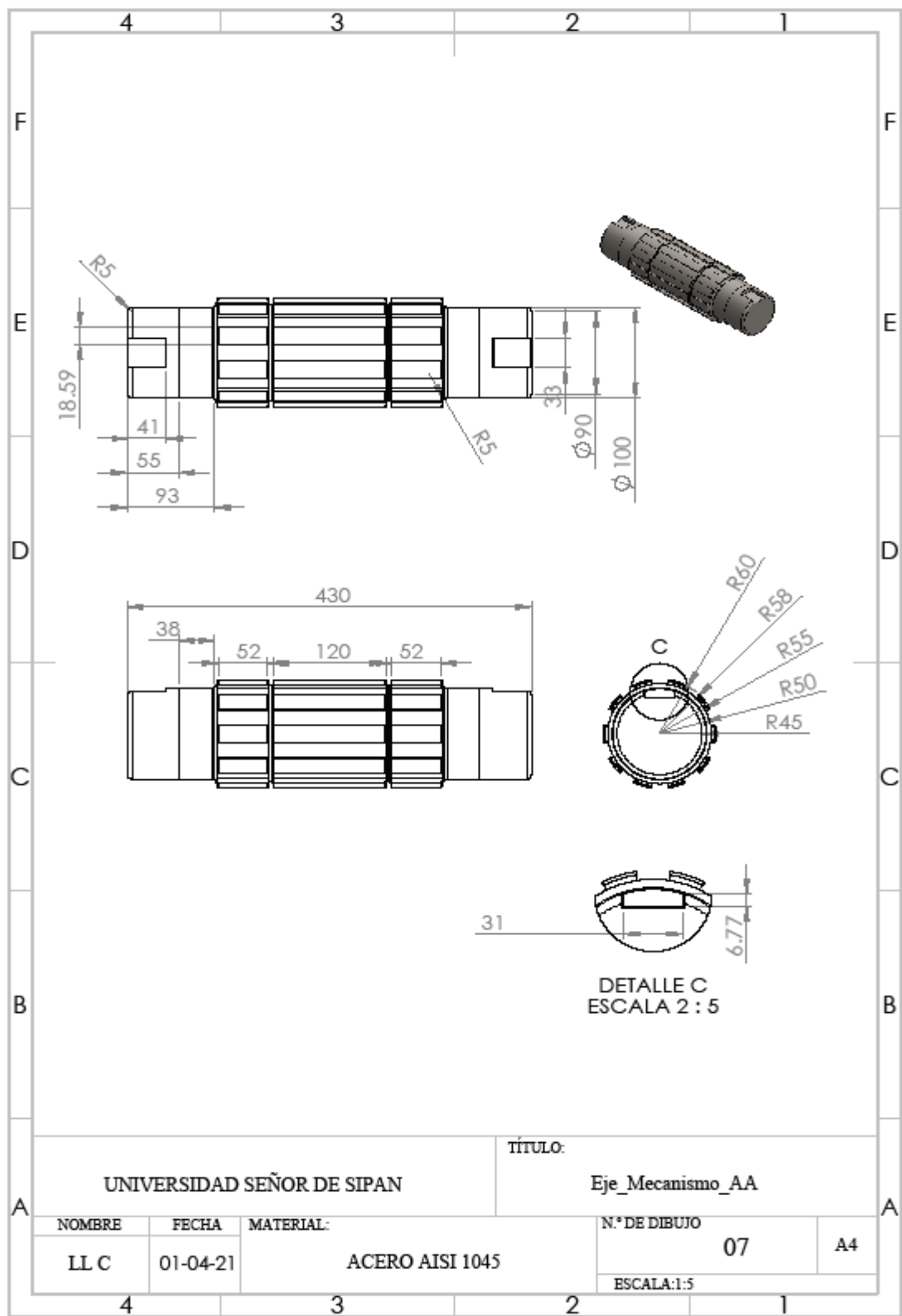
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Soporte_MAA	1
2	Catarina_17D_MAA	1
3	Catarina_75D_MAA	1
4	Cuerpo_MAA	1
5	Cuña_MAA	2
6	Eje_MAA	1
7	Rueda_Tracción_MAA	1
8	Rueda_Transmisión_MAA	2
9	Rodamiento	2
10	B27.7M - 3BM1-145	2
11	B27.1 - NA1-475	2
12	Camisa_CHAA	2
13	Pasador_CHAA	2
14	Tapa_CHAA	2
15	Vástago_CHAA	2
16	Cuña_MH	1
17	Eje_MH	1
18	Motor_Hidráulico	1
19	Distribuidor_Flujo	1
20	Manguera_16mm_DFC2	1
21	Manguera_16mm_DFC4	1
22	Manguera_16mm_DFC	1
23	Manguera_16mm_DFC3	1
24	Eslabón_1	49
25	Eslabón_2	49
26	Soporte-Cónico	2
27	HHBOLT 0.5000-20x1x1-N	10

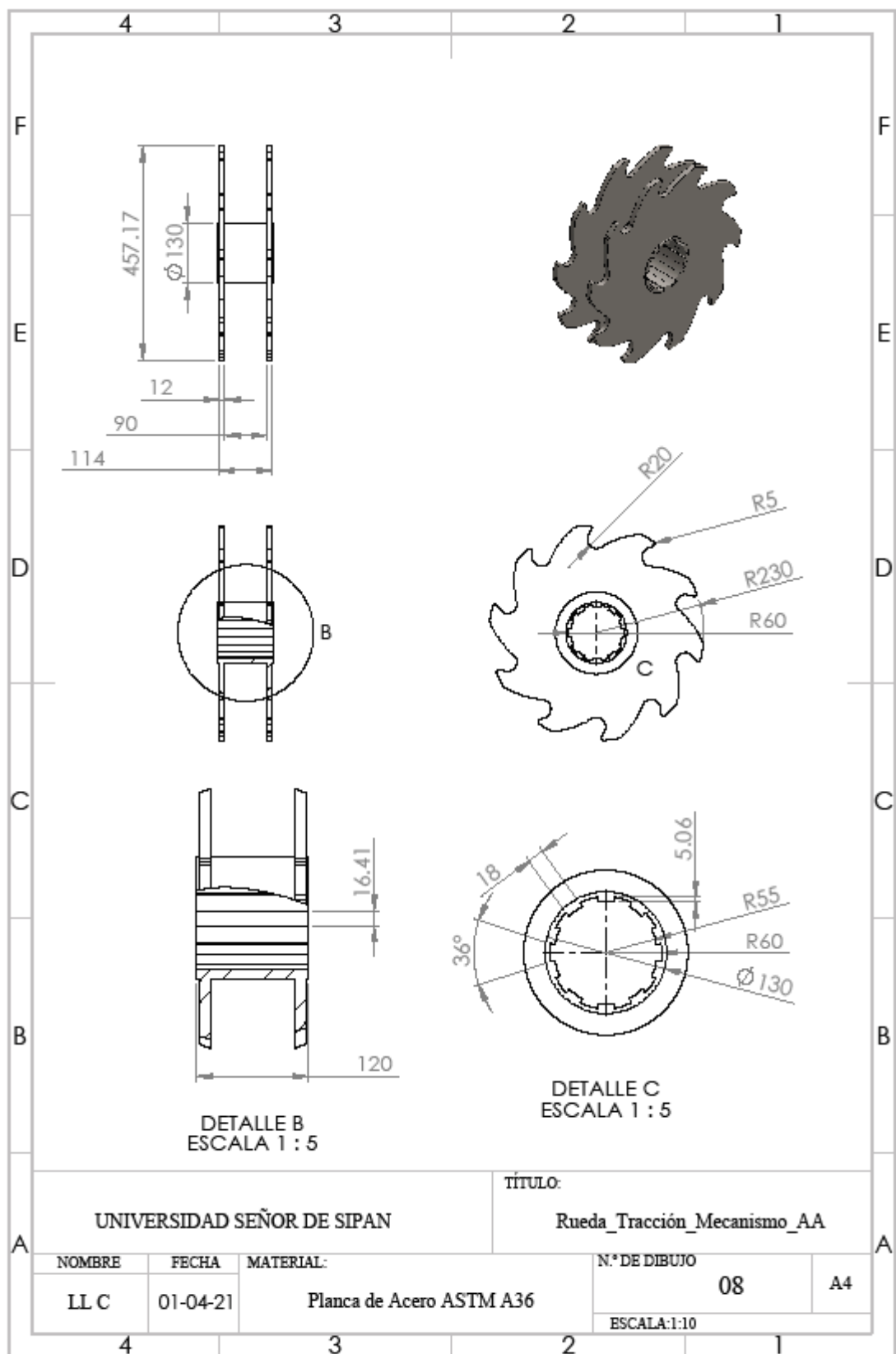
UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN		TÍTULO: Mecanismo_AA_Lista_Elementos	
NOMBRE	FECHA	MATERIAL:	N.º DE DIBUJO
LL C	01-04-21		05
		A4	
		ESCALA:1:50	
4	3	2	1



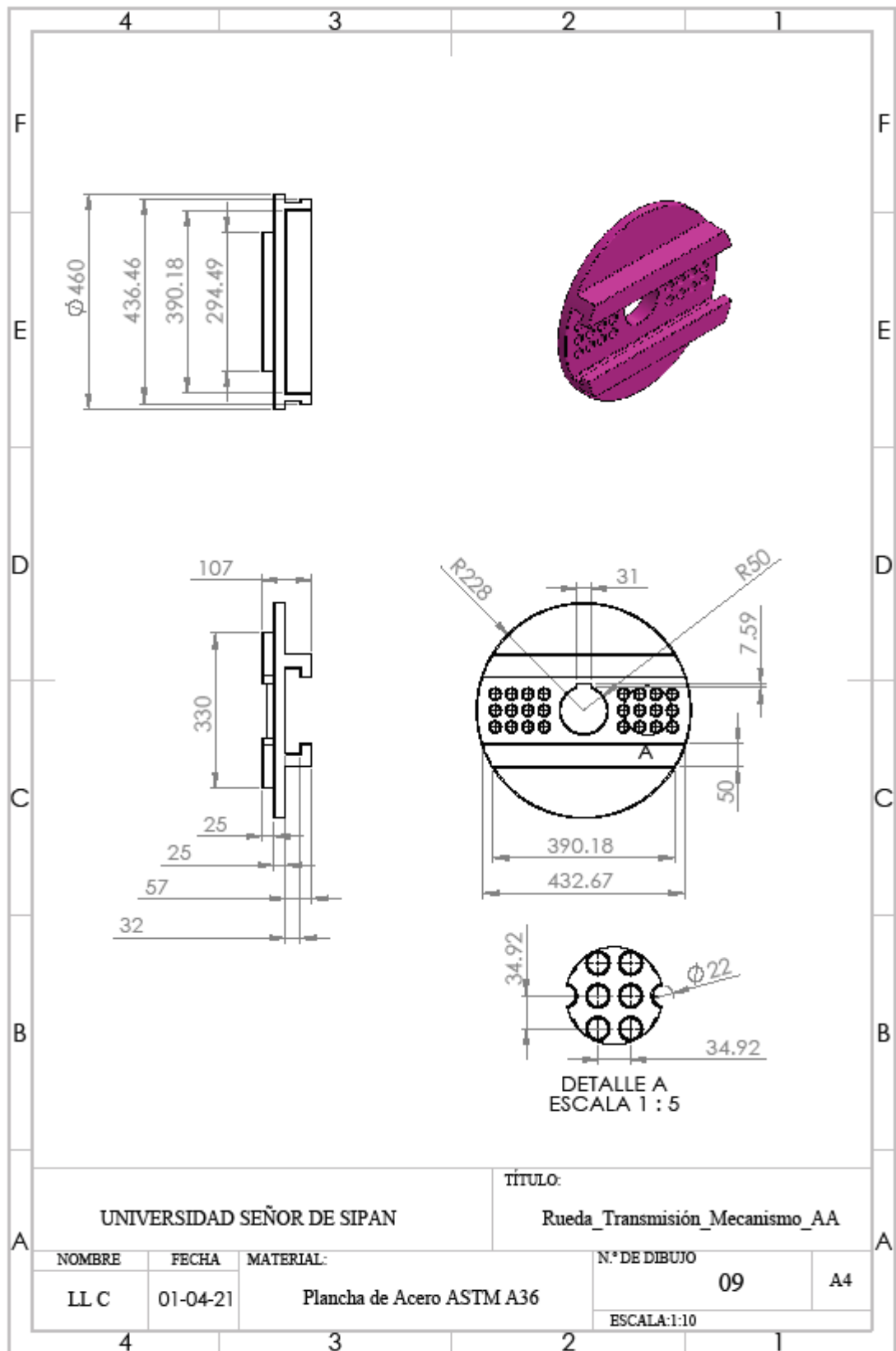




UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN			TÍTULO: Eje_Mecanismo_AA	
NOMBRE	FECHA	MATERIAL:	N° DE DIBUJO	A4
LL C	01-04-21	ACERO AISI 1045	07	
			ESCALA:1:5	



UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN			TÍTULO: Rueda_Tracción_Mecanismo_AA	
NOMBRE	FECHA	MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	
LL C	01-04-21	Placa de Acero ASTM A36	08	A4
			ESCALA:1:10	



UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN

TÍTULO:

Rueda\_Transmisión\_Mecanismo\_AA

NOMBRE

FECHA

MATERIAL:

N.º DE DIBUJO

LL C

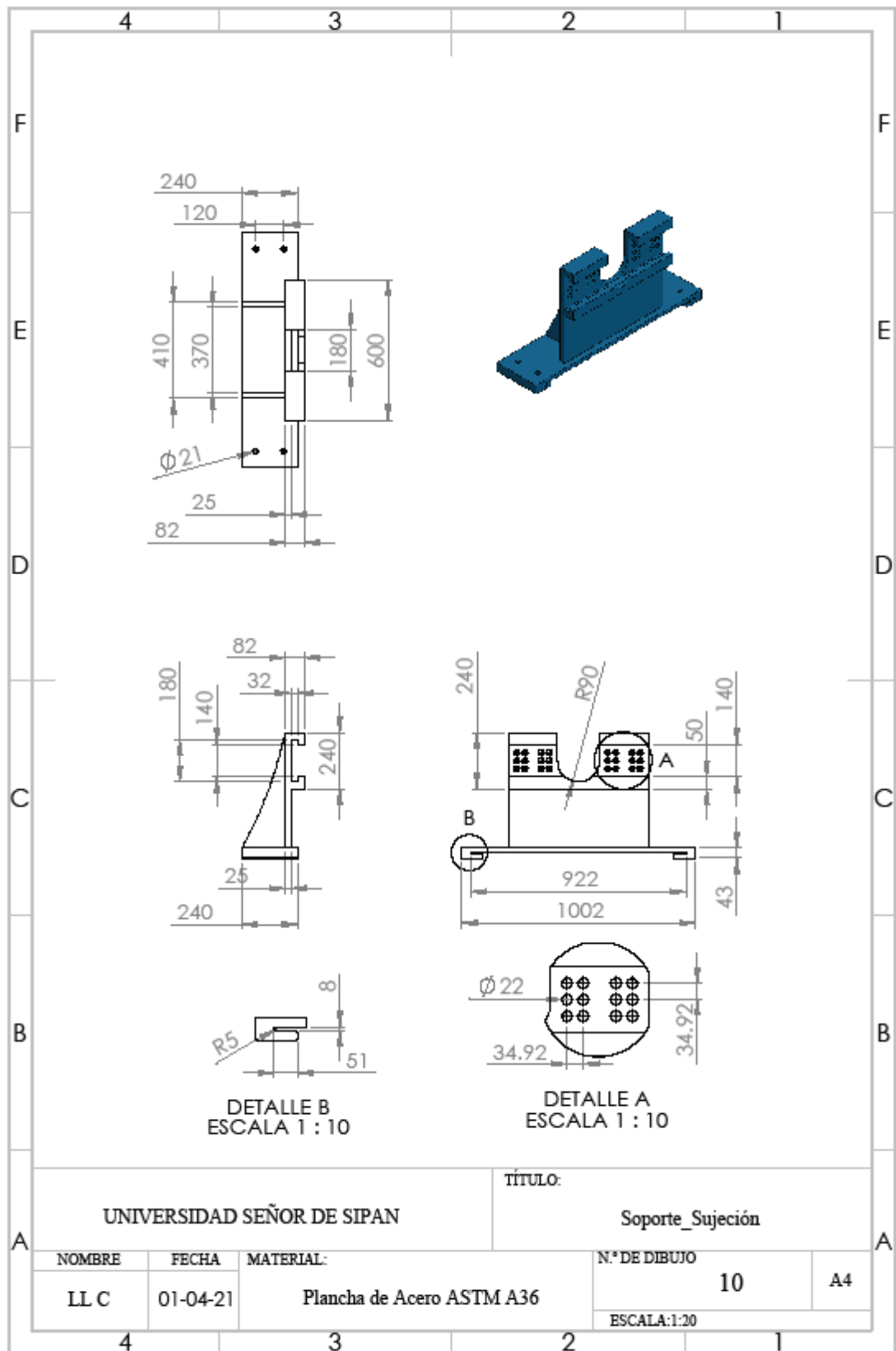
01-04-21

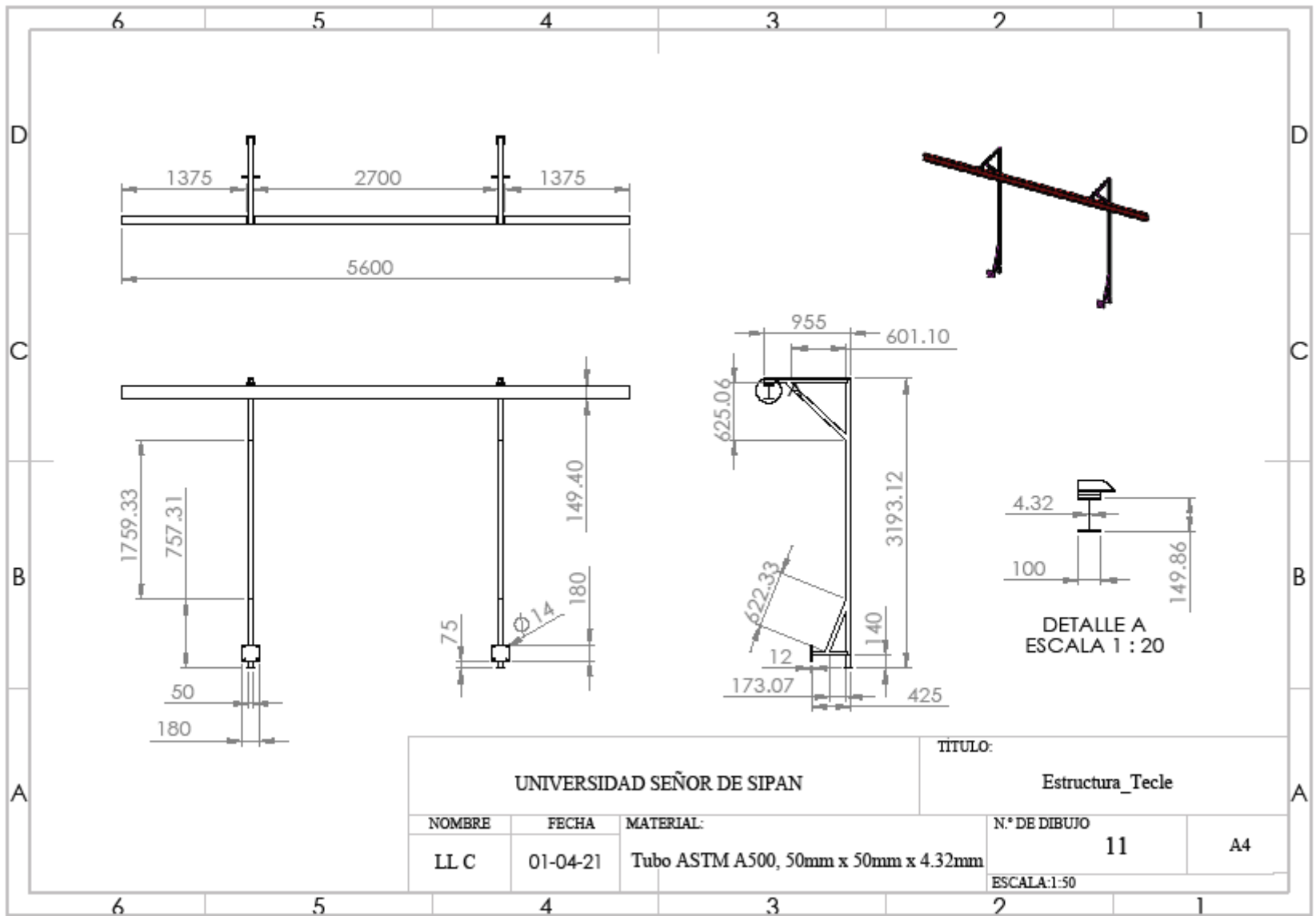
Plancha de Acero ASTM A36

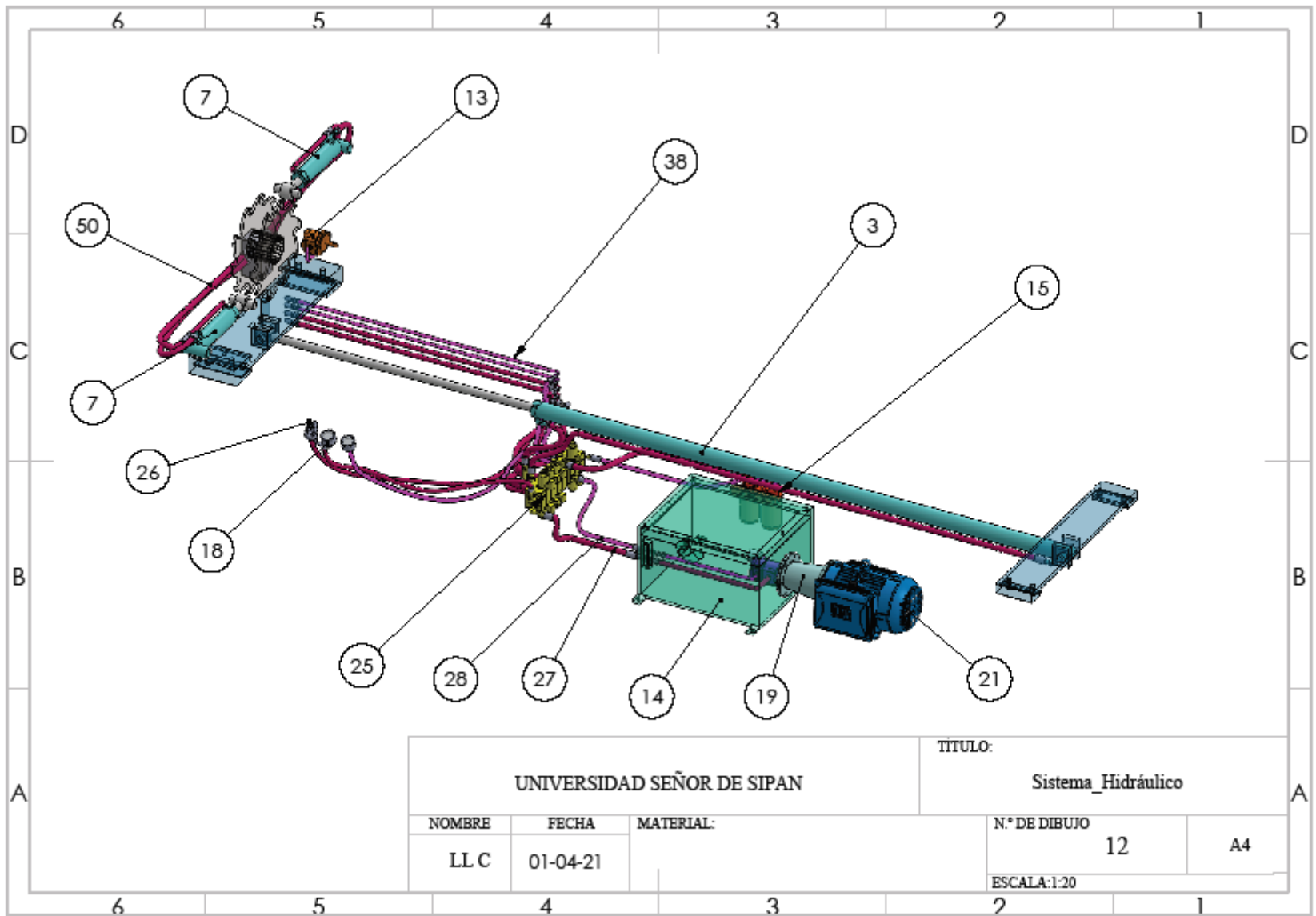
09

A4

ESCALA:1:10







UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN			TITULO: Sistema_Hidráulico	
NOMBRE	FECHA	MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	A4
LL C	01-04-21		12	
			ESCALA: 1:20	

	6	5	4	3	2	1																																														
D	<table border="1"> <thead> <tr> <th>N.º DE ELEMENTO</th> <th>N.º DE PIEZA</th> <th>CANTIDAD</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>3</td> <td>Camisa_CHD</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>7</td> <td>Camisa_CHAA</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>13</td> <td>Motor_Hidráulico</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>14</td> <td>Deposito_Fluido_Hidráulico</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td>Filtro_Returno</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>18</td> <td>Manómetro</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>19</td> <td>Acople_Motor_Bomba</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>21</td> <td>Motor_Eléctrico</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td>Válvulas_Distribuidoras</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>26</td> <td>Válvula_Reguladora_Presión</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>27</td> <td>Manguera_16mm_DC</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>28</td> <td>Manguera_10mm_DC</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>38</td> <td>Tubería_Rígida_10mm_CA</td> <td>2</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td>Manguera_16mm_DFC3</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>						N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	3	Camisa_CHD	1	7	Camisa_CHAA	2	13	Motor_Hidráulico	1	14	Deposito_Fluido_Hidráulico	1	15	Filtro_Returno	1	18	Manómetro	2	19	Acople_Motor_Bomba	1	21	Motor_Eléctrico	1	25	Válvulas_Distribuidoras	1	26	Válvula_Reguladora_Presión	1	27	Manguera_16mm_DC	1	28	Manguera_10mm_DC	1	38	Tubería_Rígida_10mm_CA	2	50	Manguera_16mm_DFC3	1	D
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD																																																		
3	Camisa_CHD	1																																																		
7	Camisa_CHAA	2																																																		
13	Motor_Hidráulico	1																																																		
14	Deposito_Fluido_Hidráulico	1																																																		
15	Filtro_Returno	1																																																		
18	Manómetro	2																																																		
19	Acople_Motor_Bomba	1																																																		
21	Motor_Eléctrico	1																																																		
25	Válvulas_Distribuidoras	1																																																		
26	Válvula_Reguladora_Presión	1																																																		
27	Manguera_16mm_DC	1																																																		
28	Manguera_10mm_DC	1																																																		
38	Tubería_Rígida_10mm_CA	2																																																		
50	Manguera_16mm_DFC3	1																																																		
C							C																																													
B							B																																													
A	UNIVERSIDAD SEÑOR DE SIPAN				TITULO: Sistema_Hidráulico_Lista_Elementos		A																																													
	NOMBRE LL C		FECHA 01-04-21		MATERIAL:		N.º DE DIBUJO 13																																													
							A4																																													
	ESCALA:1:20																																																			
	6	5	4	3	2	1																																														