



**UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA  
ELÉCTRICA**

Diseño de un dispositivo extractor de tapas para optimizar el  
proceso de reparación de cilindros hidráulicos en  
retroexcavadoras

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:**

Ingeniero en Mecánico Electricista

**AUTORES:**

Calderon Barrios, Gustavo (orcid.org/0000-0001-7329-5899)

Garcia Mogollon, Julio Exequiel (orcid.org/0000-0002-1351-6896)

**ASESOR:**

Dr. Dávila Hurtado, Fredy (orcid.org/0000-0001-8604-8811)

**LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:**

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos

**LÍNEA DE RESPONSABILIDAD SOCIAL UNIVERSITARIA:**

Desarrollo económico, empleo y emprendimiento

CHICLAYO – PERÚ

2024

## Declaratoria de autenticidad del asesor

Yo, DAVILA HURTADO FREDY, docente de la FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA de la escuela profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA de la UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO SAC - CHICLAYO, asesor de Tesis titulada: "Diseño de un Dispositivo Extractor de Tapas para Optimizar el Proceso de Reparación de Cilindros Hidráulicos en Retroexcavadoras", cuyos autores son GARCIA MOGOLLON JULIO EXEQUIEL, CALDERON BARRIOS GUSTAVO, constato que la investigación tiene un índice de similitud de 6%, verificable en el reporte de originalidad del programa Turnitin, el cual ha sido realizado sin filtros, ni exclusiones.

He revisado dicho reporte y concluyo que cada una de las coincidencias detectadas no constituyen plagio. A mi leal saber y entender la Tesis cumple con todas las normas para el uso de citas y referencias establecidas por la Universidad César Vallejo.

En tal sentido, asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada, por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas vigentes de la Universidad César Vallejo.

CHICLAYO, 22 de Julio del  
2024

Apellidos y Nombres del Asesor:	Firma
DAVILA HURTADO FREDY <b>DNI:</b> 16670066 <b>ORCID:</b> 0000-0001-8604-8811	Firmado electrónicamente por: FRDAVILAH el 14-08- 2024 21:46:08

Código documento Trilce: TRI - 0828618



**FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA**

**Declaratoria de Originalidad de los Autores**

Nosotros, CALDERON BARRIOS GUSTAVO, GARCIA MOGOLLON JULIO EXEQUIEL estudiantes de la FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA de la escuela profesional de INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA de la UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO SAC - CHICLAYO, declaramos bajo juramento que todos los datos e información que acompañan la Tesis titulada: "Diseño de un Dispositivo Extractor de Tapas para Optimizar el Proceso de Reparación de Cilindros Hidráulicos en Retroexcavadoras", es de nuestra autoría, por lo tanto, declaramos que la Tesis:

1. No ha sido plagiada ni total, ni parcialmente.
2. Hemos mencionado todas las fuentes empleadas, identificando correctamente toda cita textual o de paráfrasis proveniente de otras fuentes.
3. No ha sido publicada, ni presentada anteriormente para la obtención de otro grado académico o título profesional.
4. Los datos presentados en los resultados no han sido falseados, ni duplicados, ni copiados.

En tal sentido asumimos la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de la información aportada, por lo cual nos sometemos a lo dispuesto en las normas académicas vigentes de la Universidad César Vallejo.

<b>Nombres y Apellidos</b>	<b>Firma</b>
GUSTAVO CALDERON BARRIOS <b>DNI:</b> 74728071 <b>ORCID:</b> 0000-0001-7329-5899	Firmado electrónicamente por: CCALDERONBA11 el 22-07-2024 21:46:10
JULIO EXEQUIEL GARCIA MOGOLLON <b>DNI:</b> 71631789 <b>ORCID:</b> 0000-0002-1351-6896	Firmado electrónicamente por: JGARCIAAMO6 el 22-07-2024 21:46:31

## **Dedicatoria**

La presente tesis primordialmente a Dios, a quien agradecemos por permitirnos concluir nuestra carrera de manera satisfactoria; además, deseamos expresar el profundo agradecimiento a nuestros padres, quienes estuvieron siempre a nuestro lado, brindándonos un apoyo incondicional en nuestro camino hacia el éxito profesional.

## **Agradecimiento**

Primeramente, expresamos nuestro sincero agradecimiento a la universidad César Vallejo por la oportunidad de ser parte de su entorno académico y permitirnos estudiar la carrera de ingeniería Mecánica Eléctrica. Además, deseamos extender nuestra gratitud a los diversos docentes que, a lo largo de nuestro recorrido académico, compartieron sus conocimientos y nos brindaron su apoyo constante, lo que nos permitió avanzar día tras día.

En particular, queremos reconocer y agradecer al Dr. Dávila Hurtado Fredy, nuestro asesor, por habernos dado la oportunidad de aprovechar su vasta experiencia, paciencia y orientación durante la elaboración de nuestro informe de indagación.

## Índice de contenidos

Declaratoria de autenticidad del asesor .....	ii
Declaratoria de originalidad del autor(es) .....	iii
Dedicatoria.....	iv
Agradecimiento.....	v
Índice de contenidos.....	vi
Índice de tablas.....	vii
Índice de figuras .....	viii
Resumen.....	xi
Abstract.....	xii
I. INTRODUCCIÓN .....	1
II. METODOLOGÍA .....	13
III. RESULTADOS .....	16
IV. DISCUSIÓN.....	60
V. CONCLUSIONES .....	64
VI. RECOMENDACIONES .....	65
REFERENCIAS.....	66
ANEXOS.....	70

## Índice de tablas

Tabla 1.	Reparaciones durante la recolección de datos.....	17
Tabla 2.	Fuerza de requerido por el cilindro .....	28
Tabla 3.	Diámetro mínimo del émbolo .....	29
Tabla 4.	Potencia del motor requerido .....	30
Tabla 5.	Torque requerido en el motor.....	31
Tabla 6.	Presión requerida por el pistón .....	50
Tabla 7.	Leyenda de elementos del sistema hidraulico .....	51
Tabla 8.	Presupuesto de para fabricación .....	54
Tabla 9.	Costo de elementos seleccionados .....	56
Tabla 10.	Costo de instalación .....	56
Tabla 11.	Costo total de la máquina.....	56
Tabla 12.	Tiempo utilizado para montaje y desmontaje de la tapa .....	57
Tabla 13.	Costo beneficio de la máquina.....	59

## Índice de figuras

Figura 1.	Partes de la retroexcavadora .....	7
Figura 2.	Cilindro de simple efecto .....	8
Figura 3.	Representación gráfica de cilindro de doble efecto.....	8
Figura 4.	Esquema de un cilindro telescópico de simple y doble efecto. ....	9
Figura 5.	La figura muestra las diferentes partes de un cilindro hidráulico. ....	9
Figura 6.	a) tapa roscada con agujeros en la cara plana exterior, b) tapa roscada con muescas en la cara plana superior y c) esta tapa está provistos de agujeros. ...	11
Figura 7.	Flujograma de proceso de reparación de cilindros .....	16
Figura 8.	Medidas a respetar en el diseño de la pinza de agarre.....	22
Figura 9.	Elementos que conforman la pinza de agarre .....	23
Figura 10.	Diseño de pinza de agarre, a) para cilindro de 200 mm, b) para cilindro de 100 mm .....	24
Figura 11.	Soporte de torque frontal diseñado para soportar la base corredora.....	24
Figura 12.	Soporte de torque posterior con corona 57Z- P1 <sup>n</sup> -ASA.....	25
Figura 13.	Engranaje Interno de cabezal móvil.....	26
Figura 14.	Eje principal donde irán montados los soportes y el engranaje .....	26
Figura 15.	Distancia de ubicación del pistón dentro de la máquina.....	29
Figura 16.	Pistón seleccionado .....	29
Figura 17.	Características técnicas del motor hidráulico VINCKE VNKP 50.....	31
Figura 18.	Características técnicas del piñón seleccionado de 11 dientes. ....	32
Figura 19.	Especificaciones técnicas de la cadena .....	33

Figura 20.	a) esquema de posición de corona, piñón y cadena, b) longitud del trayecto de la cadena 1678.14 mm.....	33
Figura 21.	Armado de eje principal, engranaje interno y cilindros sobre placa soporte. ....	34
Figura 22.	Posición del conjunto corona, cadena y piñón.....	34
Figura 23.	Montaje de la pinza de agarre sobre soporte de torque .....	35
Figura 24.	Placa y base del cabezal de torque .....	35
Figura 25.	Cabezal de torque .....	36
Figura 26.	Sujeción del pistón para extracción de la tapa .....	37
Figura 27.	Bancada Propuesta.....	38
Figura 28.	Bancada Propuesta dimensiones laterales.....	38
Figura 29.	Bancada Propuesta dimensiones laterales.....	39
Figura 30.	Componentes de las mordazas: a) mordaza lateral (ASTM A36), b) mordaza fija (ASTM A36), c) dado para sujetar (AISI 4340), d) armado completo....	40
Figura 31.	Pines para sujetar tapas internas por medio de tornillos pasantes.....	40
Figura 32.	Pinzas de sujeción modeladas en software.....	41
Figura 33.	Proceso de sujeción de los cilindros, a) para pistones con tapa externa y b) para pistones con tapa interna.....	42
Figura 34.	Sujeción de caras donde irán las chavetas la sujeción se muestra por flechas verdes. ....	43
Figura 35.	Aplicación de las fuerzas de los pistones .....	44
Figura 36.	Factor de seguridad del conjunto engranaje interno y eje principal resultando de $FS = 7$ .....	44

Figura 37. Sujeción del eje que atraviesa la base del pistón a desarmar. ....	45
Figura 38. Aplicación de fuerza sobre cada de chavetas en soporte de torque.....	46
Figura 39. Factor de seguridad del conjunto de componentes utilizado para generar torque en el eje de sujeción del cilindro a destapar, resultando de FS = 8.9.....	47
Figura 40. Sujeción en la cara de la chaveta el piñón .....	48
Figura 41. Ubicación de las fuerzas en el soporte que contiene la corona .....	48
Figura 42. Factor de seguridad del conjunto de conjunto piñón, cadena y corona, resultado de FS=2.....	49
Figura 43. Circuito hidráulico.....	51
Figura 44. Simulación en el software Festo Hidráulico .....	53

## Resumen

La presente investigación tuvo como objetivo diseñar una máquina dispositivo extractor de tapas para optimizar el proceso de reparación de cilindros hidráulicos en retroexcavadoras el diagnóstico del proceso manual de reparación de cilindros hidráulicos reveló varias ineficiencias, con tiempos de reparación significativos y la necesidad de entre 3 y 4 técnicos, resultando en un tiempo total anual de 249.1 horas. Se recomienda implementar un sistema de seguimiento del tiempo para optimizar estos procesos. El diseño del dispositivo extractor incluye parámetros clave como niveles de tensión de 380V trifásico y 220V monofásico, y una capacidad para cilindros con diámetros de 120 mm a 200 mm y longitudes de 40 cm a 300 cm, con un torque de trabajo de 775 N.m. Se sugiere realizar revisiones periódicas y añadir mejoras tecnológicas para mantener la eficiencia. El cabezal de torque del dispositivo soporta fuerzas significativas y torques elevados, con componentes diseñados para un torque de 232.5 N.m y una potencia de 347.8 W. Se recomienda un programa de mantenimiento preventivo para asegurar el rendimiento óptimo. El análisis de costo-beneficio mostró un costo total de S/. 27,143.56 y un ahorro anual de S/ 4,454.07, indicando una recuperación de la inversión en 6.09 años. Se sugiere actualizar anualmente este análisis y explorar opciones de financiamiento para reducir el impacto inicial y acelerar el retorno de la inversión.

**Palabras clave:** Diseño de dispositivo extractor, reparación de cilindros hidráulicos, análisis costo-beneficio

## **Abstract**

The objective of this research was to design a cap extractor device machine to optimize the repair process of hydraulic cylinders in backhoes. The diagnosis of the manual process of repair of hydraulic cylinders revealed several inefficiencies, with significant repair times and the need for between 3 and 4 technicians, resulting in a total annual time of 249.1 hours. It is recommended to implement a time tracking system to optimize these processes. The design of the extractor device includes key parameters such as voltage levels of 380V three-phase and 220V single-phase, and a capacity for cylinders with diameters from 120 mm to 200 mm and lengths from 40 cm to 300 cm, with a working torque of 775 N.m. It is suggested to carry out periodic reviews and add technological improvements to maintain efficiency. The device's torque head supports significant forces and high torques, with components designed for a torque of 232.5 N.m and a power of 347.8 W. A preventive maintenance program is recommended to ensure optimal performance. The cost-benefit analysis showed a total cost of S/. 27,143.56 and an annual savings of S/ 4,454.07, indicating a recovery of the investment in 6.09 years. It is suggested to update this analysis annually and explore financing options to reduce the initial impact and accelerate the return on investment.

**Keywords:** Extractor device design, hydraulic cylinder repair, Cost-benefit analysis

## I. INTRODUCCIÓN

En las actividades propias de mantenimiento de equipo mecánico pesado, se encuentran inmersas estructuras como los cilindros hidráulicos, quienes trabajan a grandes presiones y es por ello que es de suma importancia su hermeticidad entre la tapa, el vástago y la camisa del cilindro, en el cual los retenes y empaques ayudan con la hermeticidad de los componentes antes mencionados. Es por ello que es importante esta investigación de un diseño de un mecanismo que me permita retirar las tapas y los pistones fácilmente porque eliminaría los daños a la estructura, para así conservar la hermeticidad que el equipo necesita.

Actualmente se sabe que los cilindros hidráulicos son de suma importancia en la industria metalmecánica, ya que estos generan desplazamientos lineales y fuerza, encontrándose inmerso en la mayoría de los equipos o máquinas que necesitan, para su óptimo funcionamiento, el cual cumple la función de mover una carga linealmente en un recorrido gracias a la facultad de la energía hidráulica. (Maldonado, 2023)

En esa línea, según Gustavo de la hoz (2021) uno de los problemas que tienen las empresas de mantenimiento de máquinas de línea amarilla, es la carencia de equipos idóneos que les permitan realizar las revisiones y/o reparaciones, ocasionando una mayor demora en el tiempo de realización del trabajo, además con el peligro del deterioro de los componentes de máquina, todo ello colabora a un posible incremento de costos operativos que se encuentran al momento de ejecutar el mantenimiento preventivo y correctivo de las máquinas de línea amarilla.

Ahora bien, por la experiencia laboral que se ejecuta en el centro de labores, se viene suscitando problemas de mantenimiento con los cilindros hidráulicos que acarrear gran cantidad de tiempo, para su mantenimiento y/o reparación, ello se debe a que el desmontaje y montaje de las tapas de los cilindros hidráulicos (Gemelos de retroexcavadoras), se realiza de forma manual. Por ende se requiere de dos a tres técnicos mecánicos para poder desmontar la tapa roscada, utilizando un tornillo de

banco para sujetar la camisa del cilindro y una llave stilson, con una extensión de tubo de acero, aplicando palanca, para el desajuste de las tapas en los cilindros hidráulicos; estas tapas llegan con un apriete de ajuste y pegamento de rosca (Loctite), haciendo que su desmontaje sea difícil de realizar y que, al no contar con un dispositivo de reparación de cilindros hidráulicos, demanda mayor tiempo, mayor utilización de mano de obra en su mantenimiento, con lo cual, origina menos ganancias, merma de clientes y mayor tiempo inoperativo de las maquinarias.

Esta investigación busca aportar ideas, criterios enmarcados en el objetivo 9 de la ODS, innovación e infraestructura, contemplado en una de sus metas, para aumentar la investigación científica y mejorar la capacidad tecnológica de los sectores industriales.

En razón a lo antes mencionado planteamos el siguiente problema de investigación:

¿Cómo optimizar el proceso de reparación de cilindros hidráulicos, mediante el diseño de un dispositivo extractor de tapas en una empresa metalmecánica en Chiclayo?

Esta investigación aportó con el problema que se tiene con la reparación de los cilindros hidráulicos, ya que se realizó un diseño compacto del dispositivo el cual permitió ejecutar de manera eficiente los trabajos de mantenimiento y reparación de los cilindros hidráulicos. Asimismo, tendrá una ventaja económica, lo que permitirá generar mayores ingresos.

El objetivo general de la presente investigación es diseñar un dispositivo extractor de tapas para optimizar el proceso de reparación de cilindros hidráulicos en retroexcavadoras, en una empresa metalmecánica en Chiclayo, Considerando los siguientes objetivos específicos:

- Realizar un diagnóstico de la situación actual del proceso de reparación de cilindros hidráulicos en la empresa.
- Determinar los parámetros de diseño del dispositivo, según las condiciones de operación.
- Dimensionar los componentes electromecánicos del dispositivo, según los parámetros de diseño, empleando simulación con software CAD.
- Realizar un presupuesto indicando el costo beneficio del proyecto.

Los diseños de maquinaria y equipos han evolucionado notoriamente con los avances tecnológicos, es por ello que se encontró los siguientes antecedentes relacionados con el tema de estudio.

Tenemos a Lamchimba (2018), quien desarrolló su investigación en el sector de ingeniería mecatrónica en la ciudad de Imbabura – Ecuador, con la cual buscan simular y seleccionar un cilindro hidráulico adecuado para el equipo UTM-30 y luego implementarlo en la estructura de una máquina universal de ensayos destructivos. Inicialmente, se desarmó y evaluó la integridad de una máquina donada a los laboratorios de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas, verificando cada uno de sus componentes, con un tiempo promedio de desensamble de 5 y una evaluación detallada que involucró más de 20 componentes. clave. Posteriormente, se determinó la capacidad del cilindro hidráulico adecuado para la máquina universal de ensayos destructivos mediante simulaciones utilizando software de análisis de elementos finitos, realizando más de 50 simulaciones que permitieron identificar un cilindro con una capacidad de carga de hasta 30 toneladas. Se diseñó y construyó la estructura que albergaría el sistema hidráulico, incluyendo la selección y montaje de componentes como bombas con caudales de hasta 2500 psi, válvulas y mangueras de alta resistencia. Finalmente, se validó el funcionamiento del sistema hidráulico y su integración en la máquina mediante pruebas prácticas y simulaciones, ejecutando más

de 100 ciclos de prueba para asegurar su operatividad y eficiencia en la realización de ensayos de tracción, compresión y flexión de materiales.

Por su parte Quispe y Valle (2019), en su investigación desarrollada en la empresa Grupo Hidráulico Peruano SAC de la ciudad de Lima, buscaron determinar la mejora de reparaciones de equipos hidráulicos, perfeccionando el proceso de reparación para ello, estudiaron en el periodo de noviembre de 2018 hasta abril del 2019 a 78 equipos hidráulicos. Para lo cual, se utilizaron en el flujo real aplicado al proceso de reparación de un motor un mapeo de procesos, así también utilizaron encuestas y entrevistas realizadas a los jefes y técnicos del taller para identificar las causas, problemas con relación a los procedimientos y fichas de los equipos hidráulicos. Esta investigación concluyó que se generó un incremento en la satisfacción del cliente en un 62.90% respecto de la reparación de equipos hidráulicos.

Por otro lado Aldana y Sandoval (2020) quienes desarrollan su investigación respecto a los sobrecostos aplicados a los reprocesos en reparación de cilindros hidráulicos en las instalaciones que cuentan con maquinaria pesada, en la ciudad de Bogotá-Colombia; tal es así que buscaron evaluar los costos de los reprocesos y el impacto en las maquinarias pesadas de la empresa de materia del estudio; para ello, estudiaron a las empresas del rubro de reparación y mantenimiento de componentes hidráulicos en maquinarias pesadas. Para tal efecto, ahondaron la más relevante información con relación a los estados financieros de los cinco últimos años, es decir de 2015 al 2019 en las empresas del estudio; así también identificaron los diferentes costos: directos, indirectos y los costos de ordenes de producción. Finalmente, esta investigación concluyó que un 37% de las reparaciones representa el mayor movimiento en sobrecostos de los cilindros hidráulicos, el cual tiene un 6,31% en sobrecosto por reprocesos o garantías, lo que genera un impacto de las utilidades.

Conforme a Alanís y Cruz (2018) en su investigación desarrollada en el sector hidráulico en la Ciudad de la Paz- Bolivia, buscaron diseñar un banco que desarme cilindros hidráulicos tanto para diámetros como para longitudes de dimensiones variables, para ello, estudiaron los tipos de cilindros hidráulicos, los diferentes sistemas y subsistemas de un banco de desarme de cilindro hidráulico. Para dicha investigación, aplicaron el estudio de manuales de operación y de mantenimiento referidos a los bancos de desarme de cilindro hidráulico. Finalmente, la investigación concluye que el diseño de un banco de desarme de cilindros hidráulicos constituye un importante aporte para la tecnología en el país de Bolivia, generando expectativas y garantías a los clientes, en general brindando fiabilidad y soporte técnico.

Para Llamo (2020) como solución al problema de extracción de ruedas de buses y camiones, en donde se comprometía la seguridad de los técnicos además de suponer un elevado tiempo de desmontaje. Para lograr ese fin, realizó mediciones de fuerza de extracción (7105 N), para en base a ello determinar los parámetros de los elementos del circuito hidráulico del extractor (bomba y cilindro hidráulico). Finalmente, el perfil de acero estructural seleccionado fue de 75 mm×5.2 mm×2.5 mm, por otro lado, el análisis económico determinó que el valor neto para su implementación fue de S/. 1948.91 soles.

Canales y Espinoza (2021), en su trabajo de investigación identificaron el desperdicio de tiempo que se generaba en las etapas de evaluación y cotización de una empresa del rubro metalmecánico dedicada a la reparación y fabricación de cilindros y pistones hidráulicos. Para solucionar ese problema plantearon el desarrollo de dos metodologías: Lean Manufacturing y Quick Response Manufacturing, para reducir el tiempo de espera y consecuentemente acaparar mayor cantidad de órdenes. En sus conclusiones mencionan que una vez puesto en marcha el plan piloto de validación de resultados en los tres procesos principales, se logró incrementar el índice de entregas a tiempo (ODT), de 37.50% a 58.82%.

Munayco (2017), en su investigación realizada tiene enfocado determinar de manera óptima la selección de componentes mediante los siguientes análisis: contextual, estado de la tecnología y diseño conceptual, además de la utilización de software TIAL PORTAL para la simulación y operación de mantenimiento, lo que permitió de manera eficiente desarrollar un diseño compacto de reparación de cilindros hidráulicos dando como conclusiones el desarrolló un sistema flexible, lo cual permite realizar la pruebas para una variedad de cilindros hidráulicos dentro de las limitaciones de presión y carrera del sistema.

Teniendo en cuenta Castillo (2020), en su tesis la cual tiene como objetivo calcular y seleccionar los componentes y elementos del banco de pruebas de cilindros hidráulicos teniendo en cuenta las dimensiones y sus parámetros de su funcionamiento los cuales deben cumplir los datos técnicos elaborados para los ensayos correspondientes de acuerdo al fabricante, se diseñó, simuló y se realizó los estudios en el software Autodesk inventor analizando su factor de seguridad de 2.44 y una deformación máxima de 0.92 mm, se determinó la factibilidad económica del banco de pruebas con la evaluación técnico-económica, con un retorno de dos años, con un TIR de 91.03% y un VAN de S/. 30648.92 soles

Por consiguiente, se detallan algunos conceptos básicos de importancia en esta investigación.

La retroexcavadora, esta máquina compacta, tiene doble función de trabajo. En su parte frontal cuenta con un cucharón, para poder transportar material, realizando el trabajo de un cargador frontal y también cuenta con un brazo articulado, unidos por cilindros hidráulicos para su movimiento y dos cilindros hidráulicos (gemelos) estos para poder girar la pluma. Y para su mayor estabilidad cuenta con dos estabilizadores y un cucharón, para excavar zanjas. En la figura 1 se muestran las partes principales de una retroexcavadora.

## PARTES GENERALES DE RETROEXCAVADORA



Figura 1. Partes de la retroexcavadora

Según MINERO (2019) Los cilindros hidráulicos son actuadores mecánicos el cual se emplean para dar fuerza a través de un recorrido lineal, es decir que convierte la potencia en una línea recta, o movimiento. La presión del fluido que se ejerce establece la fuerza del impulso del cilindro, y el caudal es el que determina la velocidad del desplazamiento de este. Los cilindros hidráulicos consisten en un émbolo móvil unido a un vástago operando dentro de un tubo cilíndrico comúnmente. Este tipo de cilindros se utilizan generalmente en aplicaciones que requieran una función de empuje como de tracción los cilindros se usan en todo tipo de industria para ejecutar trabajos de alta fuerza.

Los diferentes tipos de cilindros hidráulicos son definidos por su sistema de movimiento.

- . Cilindros hidráulicos de simple efecto: este tipo de cilindro tiene la particularidad de tener una entrada de fluido y solo ejercer presión en el momento de su desplazamiento y su retorno suelen ser por gravedad o resortes. En la figura 2 se muestra el cilindro de simple efecto.

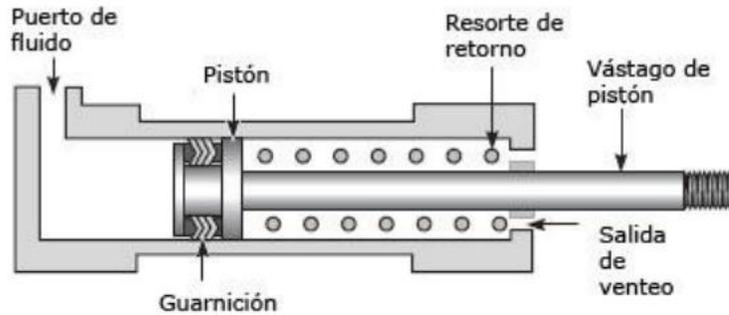


Figura 2. Cilindro de simple efecto

b. Cilindro hidráulico de doble efecto: estos cilindros hidráulicos tienen en sus extremos entrada y salida de fluido y ejerce presión al desplazarse el pistón y regresar. Son muy usados en maquinaria pesada, en la figura 3 se muestra el cilindro de doble efecto

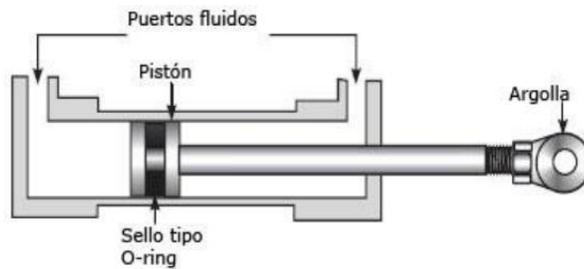


Figura 3. Representación gráfica de cilindro de doble efecto.

c. Cilindros hidráulicos telescópicos: estos cilindros se encuentran en las grúas de elevación, pueden ser de simple efecto y doble efecto. Estos cilindros pueden contener 4 a 6 camisas en un mismo cilindro. En la figura 4 se muestra el cilindro telescópico.

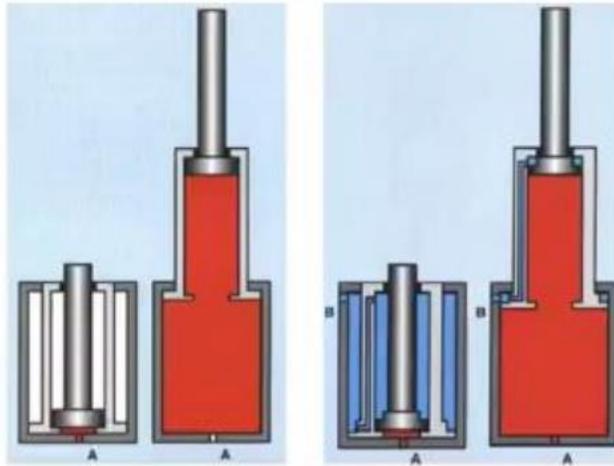


Figura 4. Esquema de un cilindro telescópico de simple y doble efecto.

El cilindro hidráulico se compone por varias partes, pero las más relevantes son las mostradas en la figura 5.

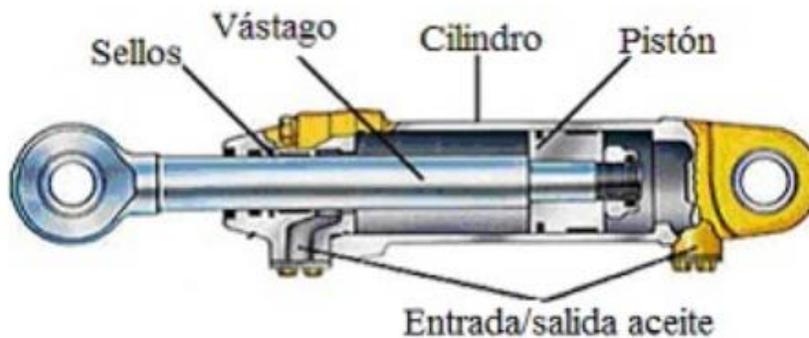


Figura 5. La figura muestra las diferentes partes de un cilindro hidráulico.

La Camisa del cilindro, es un tubo, cuya pared interior está mecanizada, rectificada y pulida, con el fin de que el pistón se desliza sin menor esfuerzo.

Los cabezales de cilindros, son aquellos que se encuentran a los extremos de la camisa, es donde se encuentra la entrada y salida del fluido. Estas contienen un

orificio, por donde ingresa el fluido moviendo al pistón de forma lineal. Este mismo debe contar con sellos y guías que no permitan las fugas del fluido.

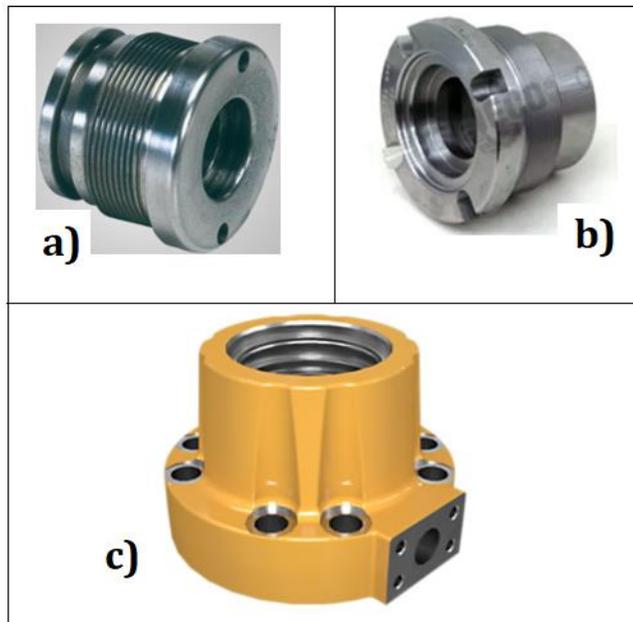
El vástago es un eje laminado en frío, recubierto por una capa cromada. Este está unido al pistón, que en conjunto realizan el trabajo. Por lo general su montaje vástago-pistón se realiza de manera roscada.

Según Alanís y Cruz (2018), el pistón es la parte móvil que se desliza de manera lineal dentro de la camisa del cilindro hidráulico. Los pistones son fabricados de acero y en su cuerpo lleva ranuras donde encaja los sellos y guías que los conforman. Son ellos, que impiden que la presión de aceite hidráulico atraviese por el pistón a la otra cámara. Las diferencias de presiones en las cámaras generan el empuje y tracción. Los sellos que se usan en el pistón varían en su diseño y tipos de materiales de acuerdo con los requisitos de temperatura y presiones requeridos por el cilindro hidráulico.

Tapas de los cilindros hidráulicos: son piezas en acero al carbono y en fundición, su función es soportar al vástago y al aceite, son de cilíndricas, roscadas en su diámetro exterior o con agujeros en su circunferencia, las cuales llevan sellos y guías en su parte interna, donde se desliza el vástago y en su parte externa el cual se une con la camisa del cilindro.

Tipos de tapas roscadas que ingresan a la empresa, su diámetro más pequeño es de 50 mm y el más grande de 120 mm, se encuentran en los cilindros hidráulicos pequeños, estas se calcula su torque requerido dependiendo del diámetro de rosca, tipo de material y el paso de la rosca.

Tapas con agujeros en su circunferencia, estas tapas están provistas de agujeros pasantes, y su amarre es por medio de pernos anclados en la camisa del cilindro hidráulico, el torque de los pernos se muestra por tablas de torque.



*Figura 6. a) tapa roscada con agujeros en la cara plana exterior, b) tapa roscada con muescas en la cara plana superior y c) esta tapa está provistos de agujeros.*

El extractor de tapas roscadas de los cilindros hidráulicos comprenderá diferentes elementos, que en su conjunto aportarán funcionalidad. Se priorizará características de reducir tiempo de extracción de tapas y colocación de estas, sin dañar la superficie de las tapas. Mejorando el proceso de reparación de cilindros hidráulicos.

El extractor de tapas roscadas se conforma por la bancada o estructura fija, esta parte del diseño extractor de tapas, es la que soportan el peso de los cilindros hidráulicos, como también a los elementos de ajuste. Se diseñará y simulará esta estructura con acero al carbono, para poder seleccionar el material idóneo para el diseño.

Los elementos de ajuste, Son todos aquellos elementos que aportaron de alguna manera, para poder sujetar y amarrar a la bancada. Se utilizan soportes en V que sujetan a la bancada y soporta al cilindro. Otro elemento es la plataforma deslizante, esta pieza se desliza en la bancada para poder centrar el cilindro hidráulico.

Por último, el cabezal de torque se conforma a dos cilindros hidráulicos, que ejercerán el torque a unos engranajes que están unidos al vástago de los cilindros, este también

contempla un motor hidráulico que se acciona cuando ya no tiene torque la tapa y la camisa del cilindro.

En el sistema de control existen el control ON/OFF con este pulsador se enciende y se apaga el extractor de tapas y el EXTENDER-RETRAER con el cual, al presionar la válvula para extender, realiza la operación de extender el vástago del cilindro. La válvula retraer, realiza la operación de retraer el vástago del cilindro.

## II. METODOLOGÍA

El estudio de investigación adopta un tipo aplicado, siguiendo las directrices del Manual Oslo de la OCDE (2018), y emplea un método de investigación cuantitativo. Se tratará de un diseño no experimental en el que las variables no son manipuladas durante el curso del estudio. En su lugar, se recopiló información para abordar una problemática específica, basándose en teorías y conceptos relacionados con el diseño, funcionamiento y cálculos de un extractor de tapas. El objetivo es optimizar el proceso de reparación de cilindros hidráulicos en retroexcavadoras.

El diseño de un dispositivo extractor de tapas de cilindros hidráulicos se refiere al proceso de concepción y desarrollo de un instrumento mecánico específicamente diseñado para facilitar la extracción de tapas de cilindros hidráulicos.

Dentro de esta investigación se consideró tener dos variables ambas de tipo cuantitativo, una independiente y otra dependiente. La primera fue “diseño de un dispositivo extractor de tapas” cuyas dimensiones que se analizaron fueron: parámetros de diseño y presupuesto del dispositivo a diseñar. Mientras que para la segunda consistió en “optimizar el proceso de reparación de cilindros hidráulicos en retroexcavadoras” en las que se analizaron las dimensiones de reducción de tiempo de extracción y colocación de tapas. En el anexo 01 se muestra el cuadro de operacionalización de variables.

En cuanto a la población, estuvo conformada por las diferentes tapas de todos los cilindros hidráulicos de la región y la muestra la constituyen las diferentes tapas de los cilindros hidráulicos que ingresan a la empresa para su respectiva reparación.

En cuanto a la selección de la muestra se utilizó el muestreo no probabilístico por conveniencia debido a que se tiene un acceso limitado de la población ya que no se podrá recoger la data de todas las empresas destinadas a la reparación de cilindros hidráulicos en la región Lambayeque debido a que muchas son informales ya que se cuenta con recursos limitados en cuanto a la disposición de movilidad y herramientas de búsqueda de todas las empresas, así como aceptación y autorización para la

realización del estudio debido al celo empresarial que tienen y por último al tiempo limitado ya que el requerido para la investigación que es de 16 semanas por que la selección de la muestra será a conveniencia del investigador.

Para la recolección de datos se utilizaron dos técnicas la primera fue la observación directa en la cual se identificó las características del proceso de reparación y los datos de los requerimientos tanto en términos de tiempo como de acciones para esto se desarrolló y aplicó el instrumento Fichas de Apuntes, también se utilizó la técnica análisis de documentos con la cual se analizó las fichas técnicas de los cilindros reparados y se recogió de ellas las características técnicas de torque y algunas dimensiones específicas para el diseño de la máquina para esto se utilizó el instrumento Fichas de datos técnicos.

De acuerdo con la política universitaria vigente para este tipo de instrumentos no requieren de una validación de expertos. Por tanto, al recolectar datos cuantitativos y analizarlos para definir indicadores, se concluye que los instrumentos empleados se ajustan a la política universitaria y no requieren de dicha validación.

Cuadro de validación de instrumentos de recolección de datos anexo 02

Para los métodos de análisis de datos será en primera instancia descriptivo donde se estableció mediante estadística descriptiva valores promedios, máximos y mínimos y se generó mediante operaciones matemáticas parámetros para el diseño general de la máquina, paso seguido se utilizó un método de elementos finitos por computadoras con ayuda de SolidWorks con el cual se determinó la validez del diseño en las partes claves o principales de la máquina como los son ejes, y engranajes.

En este proyecto, se han priorizado los principios éticos en todas las etapas de investigación y participación de las personas involucradas. Se ha realizado una evaluación ética previa para evitar riesgos, garantizando la autonomía y la participación voluntaria de los trabajadores. Se ha obtenido la autorización correspondiente de los gerentes o jefes de taller para observar las instalaciones, asegurando justicia y fiabilidad. Se ha mantenido un compromiso constante con la ética

ambiental, diseñando tecnologías que beneficien sin dañar el medio ambiente. Además, se ha cumplido con la normativa de la Universidad César Vallejo en todo momento.

### III. RESULTADOS

#### 3.1. Diagnóstico de la situación actual del proceso de reparación de cilindros hidráulicos en la empresa.

Para la reparación de los cilindros hidráulicos de forma manual, se realiza una secuencia de pasos que se muestran en la figura 7

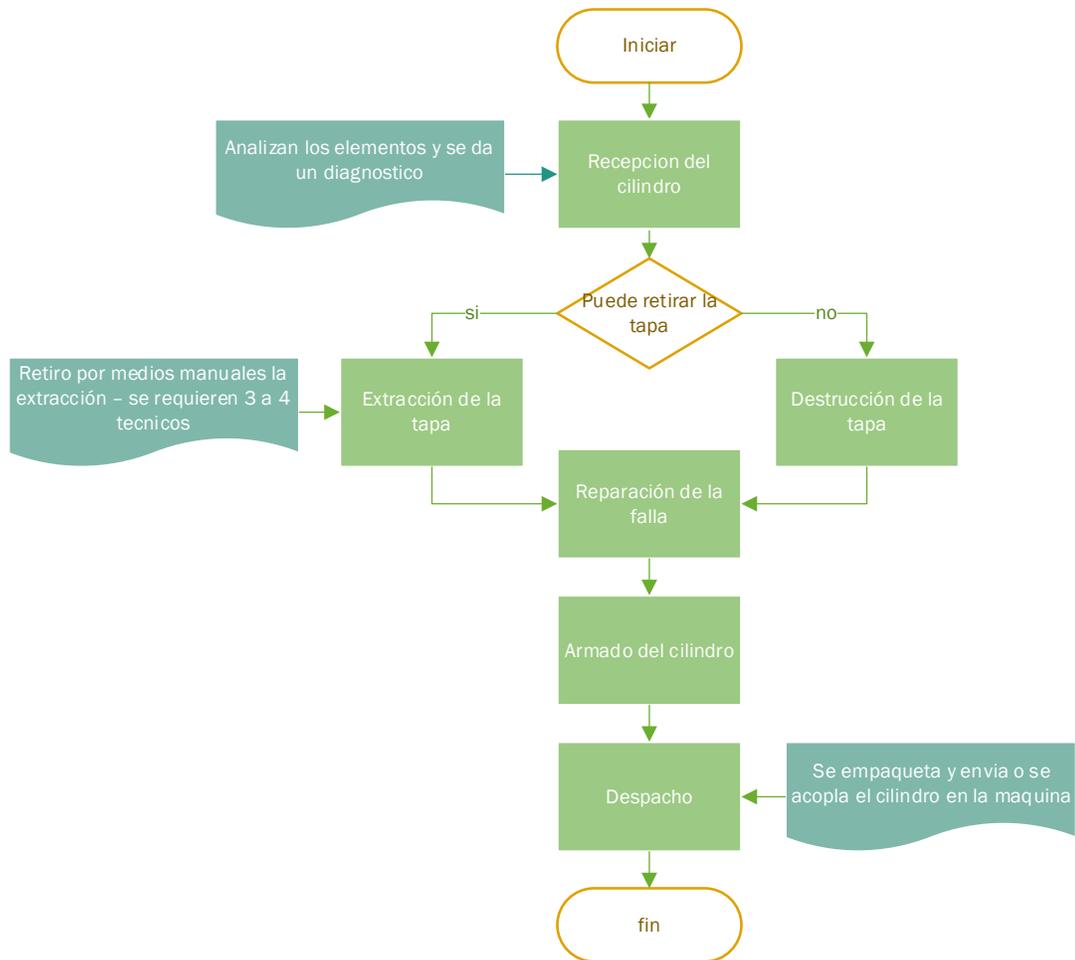


Figura 7. Flujograma de proceso de reparación de cilindros

En la figura 7 se puede apreciar que el proceso de extracción empieza la recepción del cilindro donde se analiza si este puede ser desmontado o debe destruirse la tapa para la reparación, la extracción al ser manual se realiza utilizando un tornillo de banco para la sujeción de la camisa del cilindro, un banco que soporta el extremo donde se

encuentra la tapa y por último se usa una llave stilson, para ello se requieren de 3 a 4 técnicos, después de extraída la tapa del cilindro se realiza la reparación, se vuelve a armar nuevamente el cilindro y se empaca o monta en la maquina terminando el proceso de reparación. Se tomó los tiempos empleados durante 8 semanas en la cual la empresa ha realizado diferentes tipos de reparaciones estas actividades fueron determinantes en el registro de tiempos en cada reparación en la tabla 1 se muestra las reparaciones durante la recolección de datos.

**Tabla 1.** *Reparaciones durante la recolección de datos*

Ítem	Descripción	Número de reparaciones	Tiempo empleado por cada reparación (min)
1	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	1	54
2	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	2	53
3	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	3	76
4	cambio de pistón diámetro 100 mm y kit de sellos de pistón (cilindros de giro de retroexcavadora gemelos)	1	66
5	cambio de pistón diámetro 100 mm y kit de sellos de pistón (cilindros de giro de retroexcavadora gemelos)	2	62
6	mantenimiento correctivo de cilindro de levante de excavadora CAT diámetro 180 mm, longitud 150 cm, por fugas de aceite (gemelos)	1	55
7	mantenimiento correctivo de cilindro de levante de excavadora CAT diámetro 180 mm, longitud 150 cm, por fugas de aceite (gemelos)	2	56
8	mantenimiento correctivo de cilindro de retroexcavadora CAT diámetro 140 mm x 120 cm, por vástago doblado (cilindro de giro del cucharón)	1	71
9	mantenimiento correctivo de cilindro cargador frontal diámetro 200 mm x 90 cm, por rotura de vástago y cambio de tapa nueva. (cilindro de volteo de lampón)	2	66

10	Mantenimiento correctivo de cilindro de volteo de cargador frontal, diámetro 200 mm x 90 cm, por descarga de presión.	3	62
11	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	1	76
12	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	2	75
13	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	3	60
14	cambio de pistón diámetro 100 mm y kit de sellos de pistón (cilindros de giro de retroexcavadora gemelos)	1	60
15	cambio de pistón diámetro 100 mm y kit de sellos de pistón (cilindros de giro de retroexcavadora gemelos)	2	62
16	mantenimiento correctivo de cilindro de levante de excavadora CAT diámetro 180 mm, longitud 150 cm, por fugas de aceite (gemelos)	1	63
17	mantenimiento correctivo de cilindro de levante de excavadora CAT diámetro 180 mm, longitud 150 cm, por fugas de aceite (gemelos)	2	78
18	mantenimiento correctivo de cilindro de retroexcavadora CAT diámetro 140 mm x 120cm, por vástago doblado (cilindro de giro del cucharón)	3	75
19	mantenimiento correctivo de cilindro cargador frontal diámetro 200 mm x 90cm, por rotura de vástago y cambio de tapa nueva. (cilindro de volteo de lampón)	1	74
20	Mantenimiento correctivo de cilindro de volteo de cargador frontal, diámetro 200 mm x 90 cm, por descarga de presión.	2	76

Los tiempos de reparación fueron diferentes estos se tomaron a cronómetro durante las operaciones del proceso de desarmado del cilindro, así como del armado considerando por separado los tiempos de desmontaje y montaje de la tapa, estos tiempos se muestran en la tabla 2.

**Tabla 1.** *Tiempo de montaje y desmontaje de la tapa del cilindro*

Ítem	Tiempo de retiro de la tapa		Tiempo real de reparación		Tiempo de montaje de la tapa		Tiempo total empleado	
	min	%	min	%	min	%	min	%
1	33	61%	11	20%	10	19%	54	100%
2	32	60%	11	21%	10	19%	53	100%
3	42	55%	25	33%	9	12%	76	100%
4	34	52%	22	33%	10	15%	66	100%
5	31	50%	21	34%	10	16%	62	100%
6	6	11%	38	69%	11	20%	55	100%
7	15	27%	31	55%	10	18%	56	100%
8	32	45%	29	41%	10	14%	71	100%
9	25	38%	31	47%	10	15%	66	100%
10	30	48%	21	34%	11	18%	62	100%
11	44	58%	22	29%	10	13%	76	100%
12	43	57%	22	29%	10	13%	75	100%
13	35	58%	15	25%	10	17%	60	100%
14	28	47%	21	35%	11	18%	60	100%
15	32	52%	21	34%	9	15%	62	100%
16	35	56%	18	29%	10	16%	63	100%
17	45	58%	22	28%	11	14%	78	100%
18	42	56%	23	31%	10	13%	75	100%
19	41	55%	22	30%	11	15%	74	100%
20	45	59%	21	28%	10	13%	76	100%

Se observa que el tiempo promedio de demora en retirar la tapa es de 33.5 minutos (50%), el tiempo promedio para colocar la tapa es de 10.15 minutos (16%) y el tiempo promedio requerido para la reparación es de 22.35 minutos (34%).

### 3.2. Parámetros de diseño del dispositivo según las condiciones de operación

Se determina los siguientes parámetros de diseño:

- **Nivel de tensión:** Los diversos equipos que cuenta la empresa operan a un nivel de tensión 380 voltios trifásico y otros 220 voltios monofásico. razón por la cual se empleó dichos datos como los valores de tensión para el diseño del dispositivo, usando 380 trifásico.
- **Capacidad del equipo:** Para la determinación de la capacidad del equipo se tomaron en consideración dos tamaños de cilindros hidráulicos, el más pequeño que es usado en las retroexcavadoras, su medida es 120 mm de diámetro de la camisa y su longitud de 40 cm y el cilindro más grande que operan en las excavadoras orugas con una medida de 200 mm de diámetro de la camisa y su longitud de 150 cm y su longitud de camisa y vástago de 300 cm. Teniendo en consideración que el dispositivo está apto para operar en ese rango de medidas.
- **Torque de ajuste:** Para determinar el torque máximo que desarrolla el dispositivo extractor se tomó en cuenta el valor del torque de ajuste de la tapa del cilindro de mayor tamaño (775 Nm), a este torque se le debe aplicar un factor de seguridad según el elemento a seleccionar o diseñar.
- **Torque de trabajo:** Este debe hacer según los proveedores de los cilindros hidráulicos aproximadamente el 30% de la fuerza de ajuste final.
- **Longitud de trabajo:** Para el diseño de la mesa del dispositivo extractor, se tomó como referencia el cilindro más grande que se repara en la empresa, siendo este su longitud de trabajo final de 300 cm, por ello se consideró las siguientes dimensiones: Ancho 90 cm, alto 70 cm y su longitud de 400 cm. También debe soportar este mismo cilindro, el cabezal de ajuste y utillajes de ajuste, por ello se consideró 800 kg que soportará la mesa.

- **Velocidad de trabajo:** La velocidad de trabajo se establece considerando el menor tiempo encontrado durante el recojo de datos es de 6 minutos, y considerando las vueltas del cilindro de mayor longitud de rosca que fueron 65 vueltas, lo que equivale tener redondeando 11 rpm.

### **3.3. Dimensionar los componentes electromecánicos del dispositivo, según los parámetros de diseño, empleando simulación con software CAD.**

El diseño de la máquina sigue la tendencia de las máquinas para este proceso existentes en el mercado, esto lleva consigo que existan dos tipos de elementos dentro de ellas los diseñados y fabricados según requisitos de diseño y los seleccionados y adquiridos de fabricante por medio de una compra directa.

#### **3.3.1. Diseño del cabezal de torque**

El cabezal de torque se diseñó para poder lograr el afloje y ajuste de las tapas de los cilindros hidráulicos el diseño sigue los lineamientos de las máquinas de esta índole, este componente se divide en:

- Pinza de agarre
- Soportes para torque
- Engranaje interno del cabezal móvil
- Pistones de ajuste y desajuste
- Conjunto piñón cadena
- Características del motor hidráulico

### a) Pinza de agarre

El primer elemento en diseñarse es la pinza de agarre el cual es un conjunto de elementos que permitirán sujetar el pistón por el soporte de sujeción que tienen estos al montados en la retroexcavadora y están unidos a la camiseta del pistón, las condiciones para el diseño de este elemento son primero contar espacio suficiente para que ingrese el pistón de mayor diámetro, contar con elemento de sujeción que se acondicione a los pistones de menor a mayor diámetro y segundo ser removible por completo para reemplazar algún componente y/o facilitar el montaje del pistón. Las medidas requeridas se muestran de acuerdo a los pistones sobre los que trabajara en la figura 8

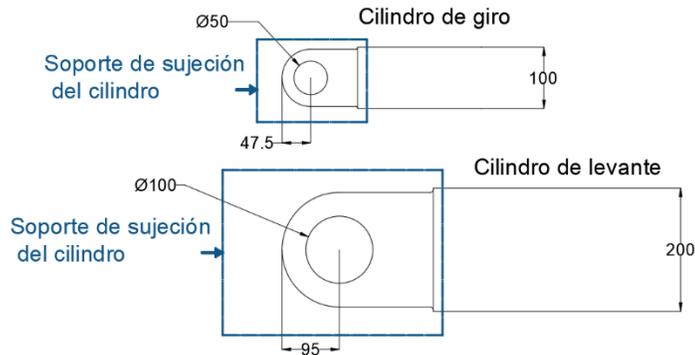


Figura 8. Medidas a respetar en el diseño de la pinza de agarre

Considerando la forma del soporte que tienen los cilindros para ser sujetados en la maquinaria, se toma en consideración el diseño de la pinza que logre soportar los cilindros de la misma manera mediante un eje sólido de 30mm cuya longitud se adecua según el montaje de todos los elementos, el agujero de los cilindros son superiores al eje por lo que se pondrán dos conos para ajuste tendrán como mínimo 34 mm de diámetro en la punta y 150 mm en el otro extremo para asegurar el agarre de los cilindros utilizados y los desmontados, el soporte para el eje se diseña teniendo en cuenta que debe montarse en una base tipo corredera y debe sujetar el cono para que el eje sea pasante sobre ella, además todo se debe montar en una base sujeta de cuatro lados para mejor agarre y que debe montarse sobre un soporte que emitirá

el torque de giro además, que al solo trabajar girando el cilindro el criterio más optimo que se utilizó para el diseño fue el sujetarlos tal cual se hace en la maquinaria donde trabaja el cilindro para poder generar el torque lo que establece que los componentes de la pinza de agarre sean los mostrados en la figura 9.

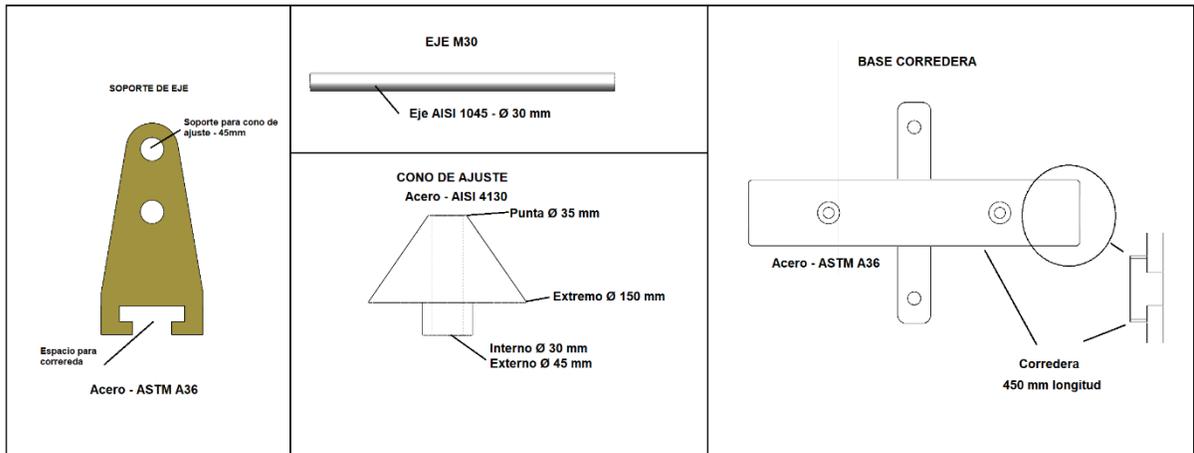


Figura 9. Elementos que conforman la pinza de agarre

Al realizar el montaje de la pinza esta podría sostener y sujetar los cilindros ya sean de 100 mm o 200 mm que son los que ingresan en el taller la forma de funcionamiento se muestra en la figura y es totalmente manual, en la figura 10 se muestra la pinza de agarre considerando su función.

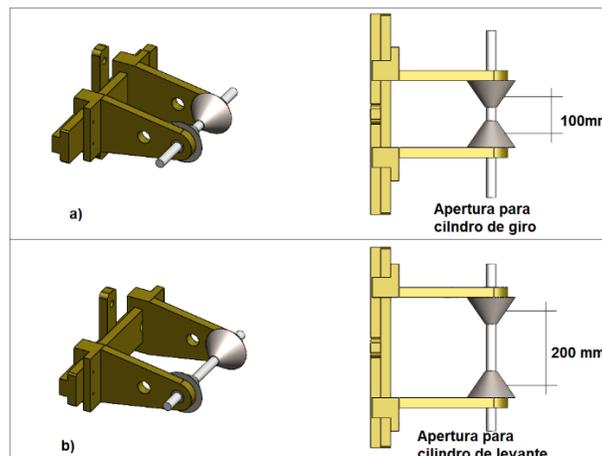


Figura 10. Diseño de pinza de agarre, a) para cilindro de 200 mm, b) para cilindro de 100 mm

### b) Soportes para torque

El soporte para torque es donde montará de manera fija la pinza de agarre por lo que se dimensiona con el suficiente diámetro para albergar la base corredora de la pinza, además al ser este el encargado de generar el giro para transmitir a la pinza de agarre y poder dar el torque suficiente para enroscar o desenroscar la tapa del cilindro, en la figura se muestra un esquema considerando la forma del soporte en consideración de la longitud de la base corredora, en la figura 11 se muestra el cabezal de torque comparado con la base corredora de la pinza de agarre

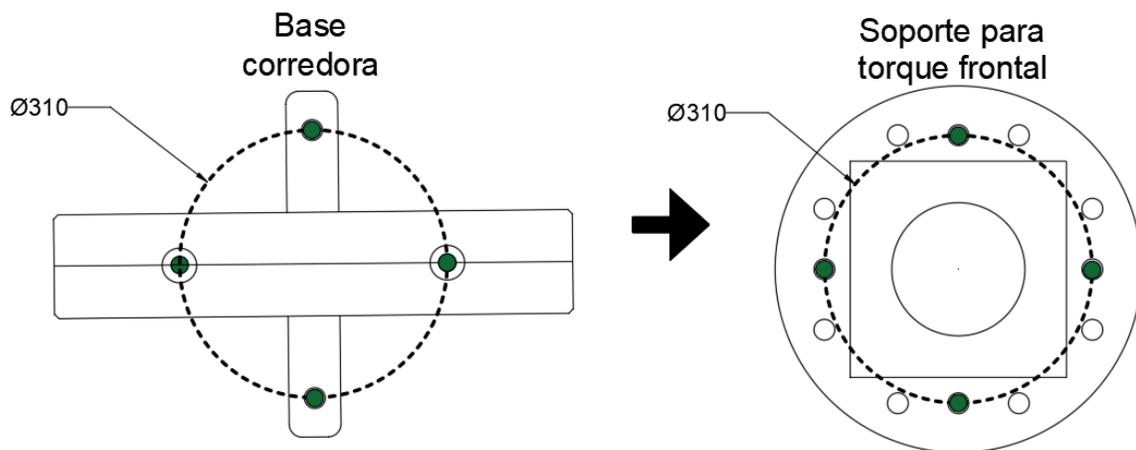
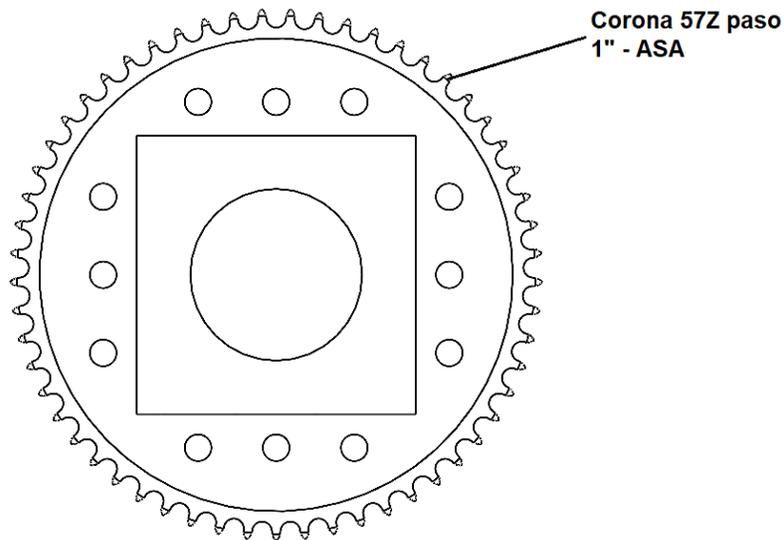


Figura 11. Soporte de torque frontal diseñado para soportar la base corredora.

Debido a que se requiere que este soporte gire en los dos sentidos y debido a que el diseño de todo el cabezal de torque no permitirá el cambio de giro del motor para solucionar este problema, se considera voltear el cabezal para lograr este cambio de giro es así que el soporte para torque posterior tendrá la misma forma para poder

montar la base corredora y además de que tendrá una corona de 57 dientes con 1" de paso para lograr moverlo mediante un motor hidráulico, en la figura se muestra el cabezal de torque posterior con la corona echa sobre dicho soporte.



*Figura 12. Soporte de torque posterior con corona 57Z- P1"-ASA*

En resumen, los dos soportes donde se aloja la pinza de agarre para sujetar el cilindro hidráulico a trabajar giraran por medio de una transmisión de cadena por lo que un soporte estará dentado este transmitirá aproximadamente el 30% del torque de sujeción según los fabricantes de cilindros hidráulicos siendo esta de 232.5 Nm aproximadamente considerando el factor de diseño de cilindros hidráulicos que se explica en los próximos títulos.

### **c) Engranaje interno del cabezal móvil**

Es un engranaje especial adaptado para el ingreso del pistón y poder generar el empuje de afloje inicial o de cierre último, este se utiliza para lograr el giro del cilindro y poder así conseguir retirar la tapa se muestra en la figura 13, este engranaje se diseñó estableciendo el funcionamiento único durante el proceso de cierre y ajuste, durante el resto del desenroscado de la tapa este engranaje no genera ninguna acción,

sus dimensiones se determinaron considerando las explicas en el mercado.

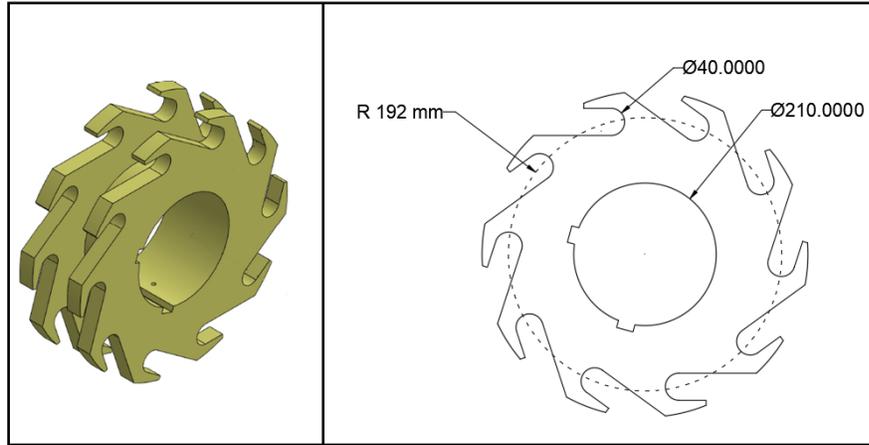


Figura 13. Engranaje Interno de cabezal móvil

#### d) Eje principal

Tanto los soportes de torque como el engranaje interno del cabezal móvil están unidos mediante un eje este tendrá la capacidad de sostener ambos elementos y poder transmitir el movimiento del engrane o del soporte dentado hacia la pinza de agarre las dimensiones se lograron de acuerdo a las propuestas en para el engrane interno y los soportes de torque en la figura 14 se muestra las dimensiones del eje.

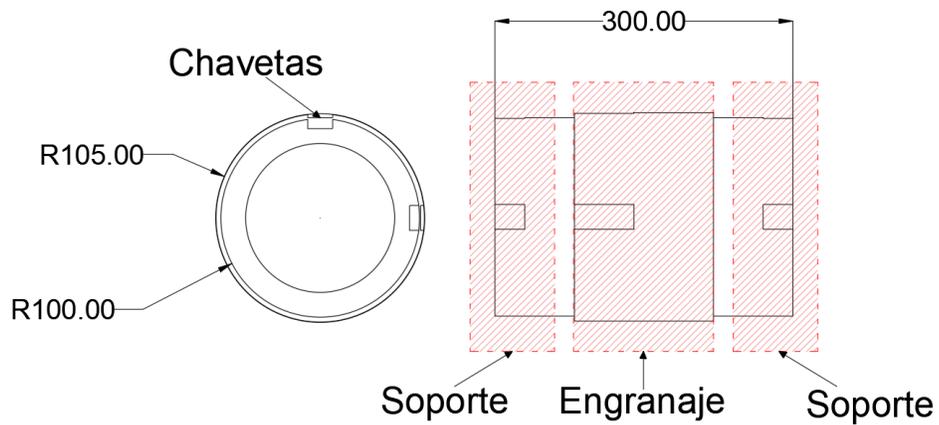


Figura 14. Eje principal donde irán montados los soportes y el engranaje

La transmisión de fuerza que tendrá el soporte con corona o el engranaje principal se realizará mediante chavetas, considerando las dimensiones un poco grandes se tomó en consideración tener dos chavetas por elemento así se podría aplicar la fuerza en el eje de manera distribuida en dos puntos.

#### **e) Pistones de ajuste y desajuste**

Para realizar el ajuste considerando el torque final se utilizarán cilindros hidráulicos considerando el equilibrio de la máquina se proponen dos para su selección se establece la fuerza que deberá mover cada cilindro considerando el torque requerido a aplicar, esta se calcula con la ecuación que se presenta a continuación la cual se modificó a la cantidad de cilindros ya que según la cantidad de estos la fuerza se dividirá en la misma proporción.

$$F_c = \frac{T}{C_c r}$$

Donde:

F<sub>c</sub> : fuerza requerida por el cilindro

T : Torque a aplicar

C<sub>c</sub> : Cantidad de cilindros requeridos

r : radio de aplicación del torque

Según el diseño propuesto el radio se estableció del engranaje interno de cabezal móvil mostrado en la figura 10 y la condición de apriete del troque establecido en

parámetros de diseño, se determinan para 2 cilindros por lo que la fuerza se muestra en la siguiente tabla 2.

**Tabla 2.** *Fuerza de requerido por el cilindro*

Parámetro	Cantidad	Unidad
Fc	1987.18	N
R	0.195	m
T	775	Nm
Cc	2	

Esta fuerza debe considerarse como la de apriete, pero no la de cálculo debido a que para cilindros hidráulicos se debe tener un factor de seguridad para su diseño que según Gámez et al (2009) debe de estar entre 2.5 y 4, para este diseño se tuvo en cuenta el mayor factor de 4 la fuerza total requerida sería de 7948.72 N la cual se establece como carga crítica del cilindro ( $K_{cr}$ ), según las condiciones de trabajo del cilindro se determina el diámetro mínimo para el pandeo según la ecuación siguiente.

$$D_v = \sqrt[4]{\frac{K_{cr} 64 S_k^2}{\pi^3 E}}$$

Donde:

$D_v$  : Dímetro mínimo del vástago para evitar pandero

$K_{cr}$  : Carga crítica del cilindro

$S_k$  : Factor de longitud efectiva

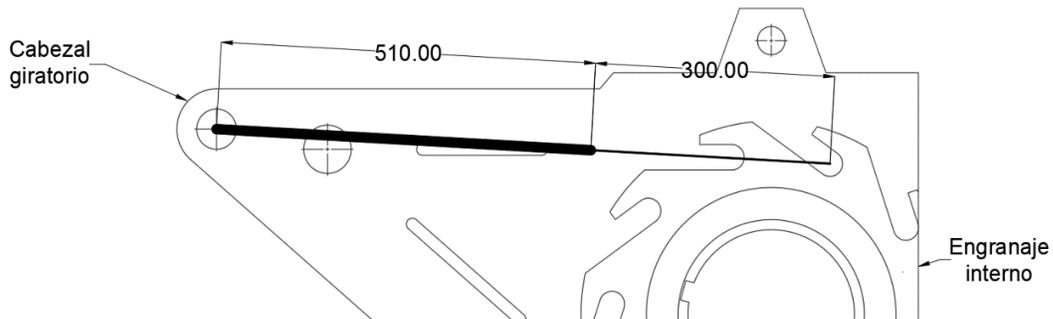
$E$  : Módulo de elasticidad del material.

El factor de seguridad de la carga efectiva se determina según la ubicación y sujeción del cilindro siendo este sujetado en pivote por la parte posterior y guiada en el extremo visible del vástago se determina una  $S_k$  igual a la longitud, y el módulo de elasticidad  $E$  para el acero es de  $2.10 \times 10^5$  N/mm<sup>2</sup>, por lo que el diámetro mínimo requerido será el mostrado en la siguiente tabla 3.

**Tabla 3. Diámetro mínimo del émbolo**

Parámetro	Cantidad	Unidad
Dv	15.05	mm
Kcr	7948.72	N
E	$2.10 \times 10^5$	N/mm <sup>2</sup>
Sk	810	mm

La longitud se estableció según las condiciones de operación del vástago y la posición de agarre del pistón en la máquina, en la figura 15 explica este argumento.



**Figura 15. Distancia de ubicación del pistón dentro de la máquina**

Estas medidas se acondicionaron según los modelos comerciales por lo que se seleccionaron los pistones doble efecto 1000/30 con émbolo de 32 mm y vástago de 20 mm como se muestra en la figura 16 que es una fracción de la tabla de selección del manual técnico de los engranajes Cicrosa.

REF.	ØA	ØB	STROKE COURSE HUB Z	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	VOL (L)	WEIGHT POIDS GEWICHT Poids
1000/05	20	32	50	260	19	20	38	40	65	50	63	33	9.5	1/4	0.04	J70N 2.08
1000/10	20	32	100	310	19	20	38	40	65	50	63	33	9.5	1/4	0.08	J70N 2.38
1000/15	20	32	150	360	19	20	38	40	65	50	63	33	9.5	1/4	0.12	J70N 2.68
1000/20	20	32	200	410	19	20	38	40	65	50	63	33	9.5	1/4	0.16	J70N 2.98
1000/30	20	32	300	510	19	20	38	40	65	50	63	33	9.5	1/4	0.24	J70N 3.28

**Figura 16. Pistón seleccionado**

Por lo que se determina que los dos cilindros posicionados de manera equidistante al centro de manera opuesta serán cilindros 1000/30 de vástago de 300 mm y una longitud total extendida de 810 mm con diámetros de 20 mm para el vástago y de 32 mm para el émbolo.

**f) Características del motor hidráulico**

El motor hidráulico tendrá la función de mover el soporte con engranaje, teniendo en cuenta que este soporte es quién moverá el cilindro para desenroscar la tapa, torque debe ser lo mencionado en los parámetros de diseño de aproximadamente el 30% de la fuerza de ajuste final considerando el torque final de 775 Nm para el cilindro de mayores dimensiones el torque requerido por el motor deberá ser de 232.5 Nm, por lo que se establece la potencia requerida para generar el torque con la ecuación 1.

$$P = \frac{TN}{9.5488} \quad 1$$

Donde T es el torque requerido y N las revoluciones por minuto con lo que se puede calcular la potencia requerida como se muestra en la tabla 4.

**Tabla 4.** *Potencia del requerida*

Parámetro	Cantidad	Unidades
P	267.83	W
T	232.5	Nm
N	11.00	rpm

Debido a que el motor tendrá una transmisión de cadena y este tipo de transmisiones tiene un rendimiento de 98% al 99% se establece la potencia del motor considerando la pérdida por transmisión, así la potencia sería de 273.3 W considerando la eficiencia más baja. El torque ejercido por el motor se determinó despejando el parámetro de la ecuación 1 así el torque requerido por el motor se muestra en la tabla 5.

**Tabla 5.** Torque requerido en el motor

Parámetro	Cantidad	Unidades
T	45.78	T
N	57.00	rpm
P	273.3	W

Por lo que se seleccionó el motor hidráulico VINCKE VNKP 50 cuyo modelo tiene una velocidad mínima de 30 rpm y sus características se muestran en la figura 17.

**VNKP50 (51,7 cm<sup>3</sup>/rev)**

**PRESION (Mpa)**

		3	6	7	8	10	11	12.5*	16.5**
<b>8</b>	Par (N.m)	17	38	44	50	63	70	79	104
	Vel (rpm)	154	149	144	141	135	129	123	92
<b>15</b>	Par (N.m)	19	38	44	50	64	71	80	105
	Vel (rpm)	292	286	238	277	273	267	262	231
<b>20</b>	Par (N.m)	17	38	44	51	64	71	80	107
	Vel (rpm)	390	385	328	376	374	367	360	332
<b>30</b>	Par (N.m)	16	37	44	50	64	71	81	108
	Vel (rpm)	586	579	572	568	562	556	546	516
<b>35</b>	Par (N.m)	15	36	43	50	63	71	80	107
	Vel (rpm)	683	675	670	663	656	647	641	614
<b>45*</b>	Par (N.m)	14	34	42	49	63	70	80	107
	Vel (rpm)	879	868	862	855	849	840	833	799
<b>50**</b>	Par (N.m)	13	33	41	48	62	68	79	
	Vel (rpm)	975	962	955	949	943	937	927	

\* parámetro máximo continuo  
\*\* parámetro máximo intermitente

Figura 17. Características técnicas del motor hidráulico VINCKE VNKP 50.

### g) Conjunto piñón cadena corona

El piñón y la cadena deben compartir el mismo paso que la corona mencionada en los soportes para el torque por lo que se determinaron un piñón prefabricado de 11 dientes para cadena con paso de 25.4 mm las características específicas en cuanto a las medidas del piñón se muestran en la figura 18.

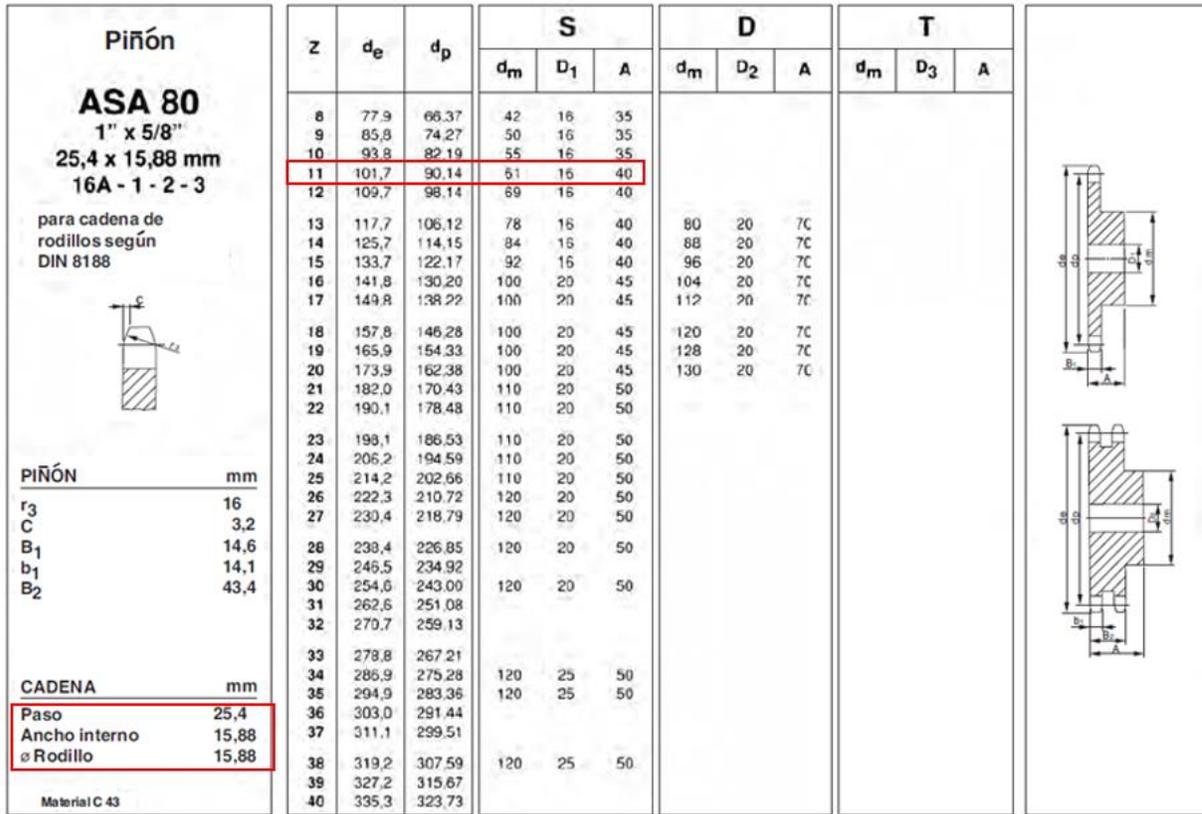
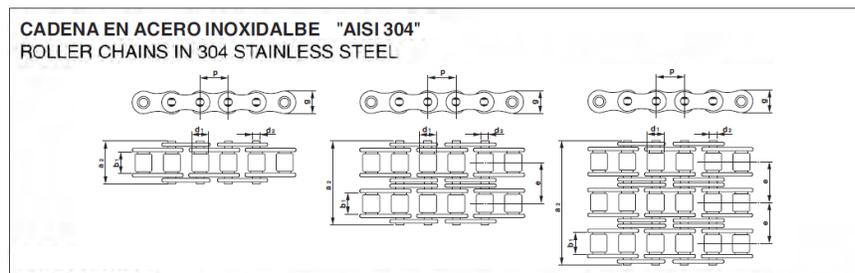


Figura 18. Características técnicas del piñón seleccionado de 11 dientes.

La cadena por la misma condición deberá trabajar con las dimensiones del piñón y corona por lo que se seleccionó una cadena simple de paso 25.4mm sus especificaciones se muestran en la figura 19.



CADENA DE RODILLOS SIMPLE

ISO Nr.	p		b <sub>1</sub> mm min.	d <sub>1</sub> mm	d <sub>2</sub> mm max.	a <sub>1</sub> mm max.	g mm max.	F <sub>s</sub> min N	q kg/m
	mm	inch							
05B-1	8	-	3,00	2,31	5,00	8,6	7,11	2.400	0,18
06B-1	9,525	3/8"	5,72	3,28	6,35	13,5	8,26	6.000	0,41
08B-1	12,7	1/2"	7,75	4,45	8,51	17,0	11,81	10.000	0,70
10B-1	15,875	5/8"	9,65	5,08	10,16	19,6	14,73	13.000	0,95
12B-1	19,05	3/4"	11,68	5,72	12,07	22,7	16,13	17.000	1,25
15B-1	25,4	1"	17,02	8,28	15,88	36,1	21,08	37.000	2,70

Figura 19. Especificaciones técnicas de la cadena

La longitud de la cadena se determina considerando el trayecto que se genera entre piñón y corona según este trayecto se establece la longitud de la cadena requerido en la figura 20 se muestra dicho trayecto

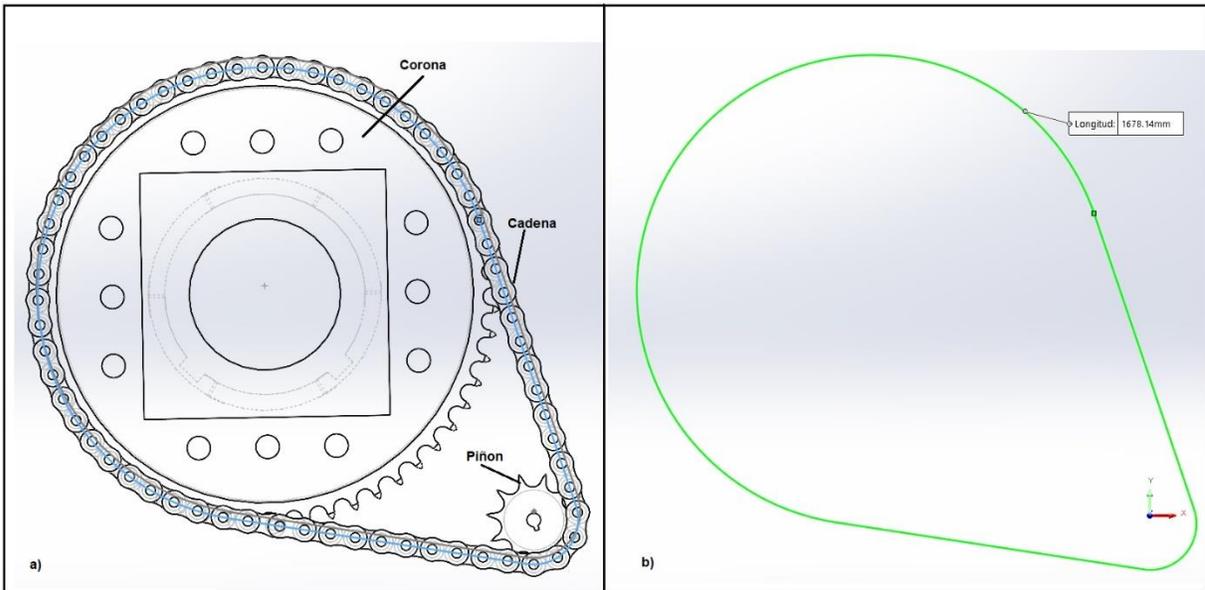


Figura 20. a) esquema de posición de corona, piñón y cadena, b) longitud del trayecto de la cadena 1678.14 mm

la cadena deberá tener una distancia de 1678.14 mm o en su defecto 1.7 m debido a que el costo unitario es por metro se requerirán 2 metros de cadena que se acondicionara según la instalación.

#### h) Armado completo

para soportar los componentes se diseñaron dos placas paralelas donde se colocarán todos los elementos del cabezal de torque el primer conjunto a tener en consideración en el armado es el conjunto eje principal y engranaje interno ya que aquí se colocarán los cilindros en la figura 21 se muestra estos elementos sobre una placa de soporte.

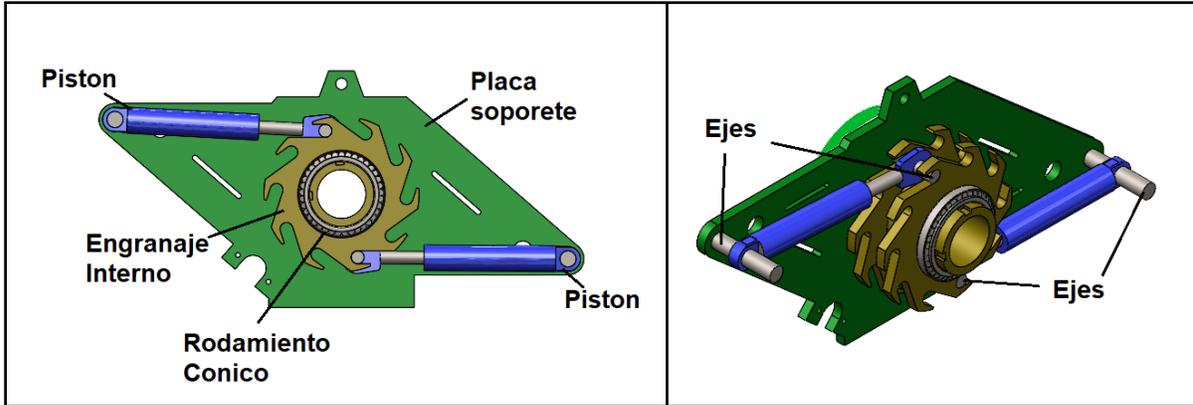


Figura 21. Armado de eje principal, engranaje interno y cilindros sobre placa soporte.

Como se aprecia para el movimiento del eje sobre la placa soporte se utilizó un rodamiento cónico de 200 mm de diámetro, el otro conjunto de transferencia de potencia será el conjunto corona, cadena y piñón en el cual también se ve involucrado el motor hidráulico, estos están también posicionados dentro de la placa soporte en la figura 22 se muestra la ubicación de estos elementos.

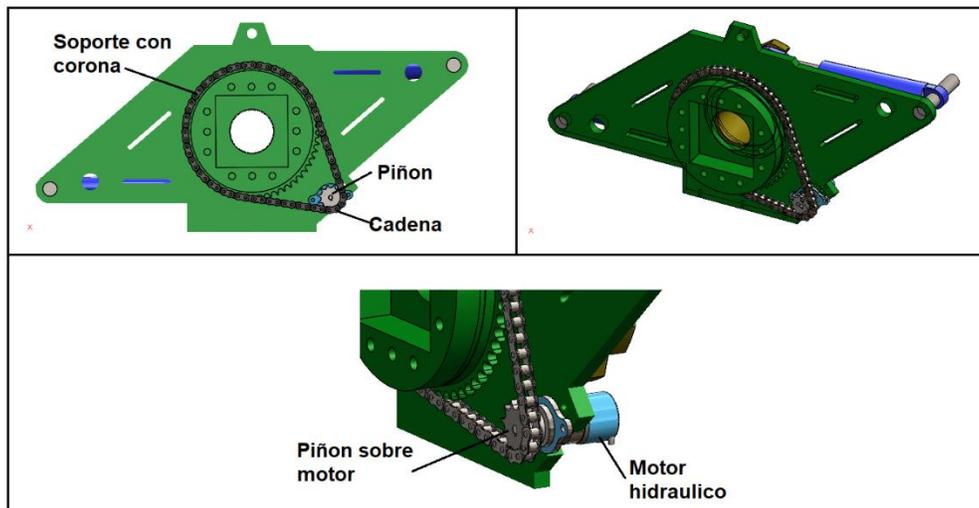


Figura 22. Posición del conjunto corona, cadena y piñón

La pinza de sujeción también se montará sobre cualquiera de los soportes por lo que se muestra el soporte sin corona sosteniendo a la pinza de agarre en la figura 23, aquí también se puede apreciar la otra placa de soporte que es la gemela a la primera ya

mostrada con la única diferencia que no tiene ninguna muestra para sostenes al motor hidráulico.

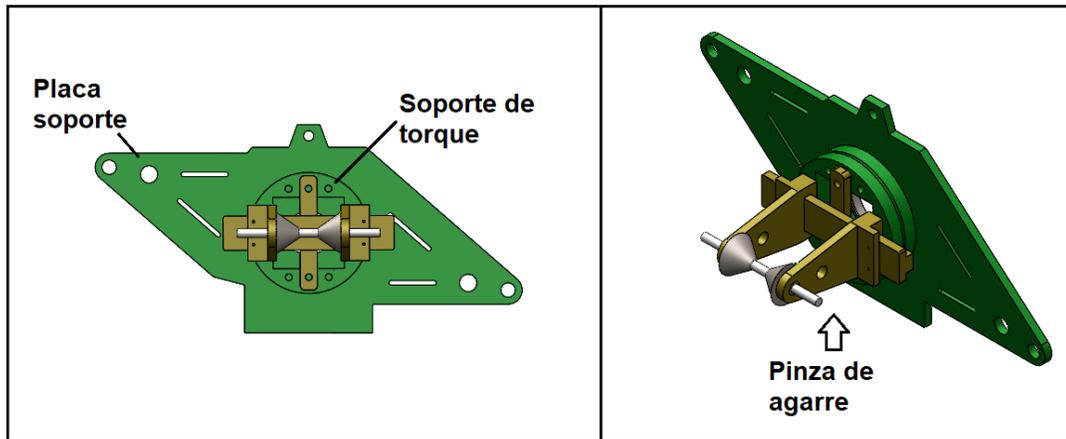


Figura 23. Montaje de la pinza de agarre sobre soporte de torque

Debido a que el diseño considera el apriete y afloje de tapas con el mismo engranaje interno, esto no se podría lograr más que girando el cabezal de torque para poder cambiar el giro del engranaje interno por medio de los pistones para esto se coloca el cabezal de torque sobre una plataforma con un eje en el centro el cual ingresa sobre un engranaje cónico fijado en una plataforma que estará sobre la bancada soportando el cabezal, en la figura 24 se muestra la unión de la placa y base.

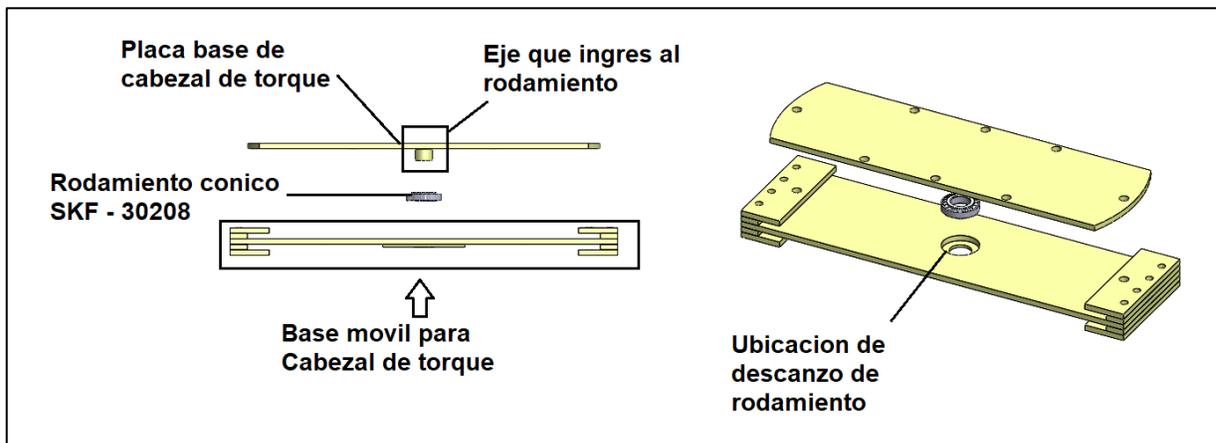
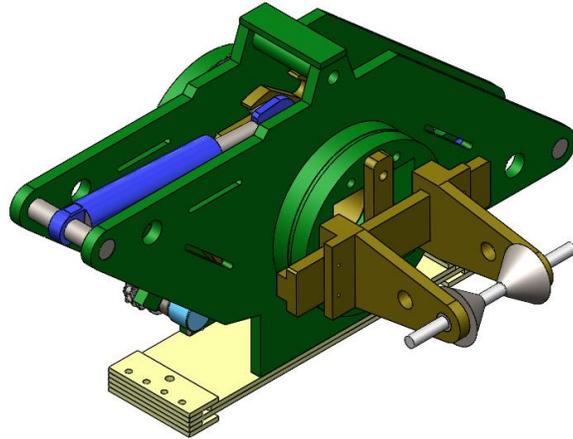


Figura 24. Placa y base del cabezal de torque

Considerando todos los elementos se realiza el armado del cabezal teniendo en cuenta cada una de las piezas y componentes seleccionados tanto los diseñados y los seleccionados, en la figura 25 se muestra el cabezal completo.



*Figura 25. Cabezal de torque*

Este cabezal es la pieza principal de la máquina en él la pinza de agarre sujeta la base del pistón mediante el eje y por medio de los conos de ajuste lo fija par, esta tenaza permitirá girar el pistón para poder aflojar la tapa por medio de los pistones y después por medio del motor hidráulico desenrosca la tapa, en la figura 26 se muestra el argumento.

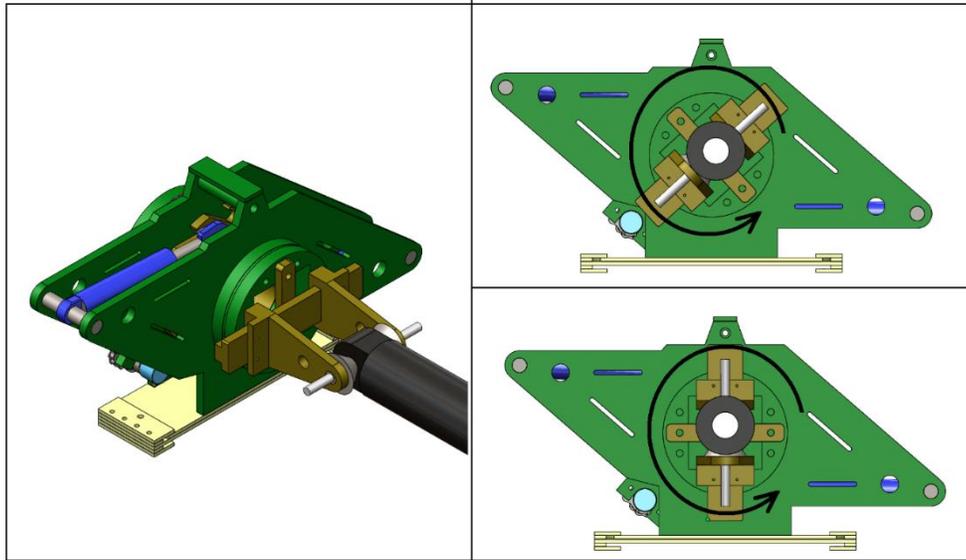


Figura 26. Sujeción del pistón para extracción de la tapa

El cabezal móvil cuenta con varios componentes que le permite generar y transmitir el torque requerido para poder desenroscar la tapa del cilindro, así como para dar el último apriete al torque máximo o el desajuste inicial venciendo el torque de apriete inicial encontrado en el cilindro.

### 3.3.2. Diseño de la bancada

La bancada está diseñada para soportar el cabezal de torque, las piezas de sujeción y el cilindro hidráulico a desarmar, además que se consideró el funcionamiento de esta en relación con las piezas de sujeción ya que se tiene en cuenta que estas son corredizas lo que determina que la bancada permita esta movilidad mediante su estructura, en la figura 27 se muestra la forma de la bancada.

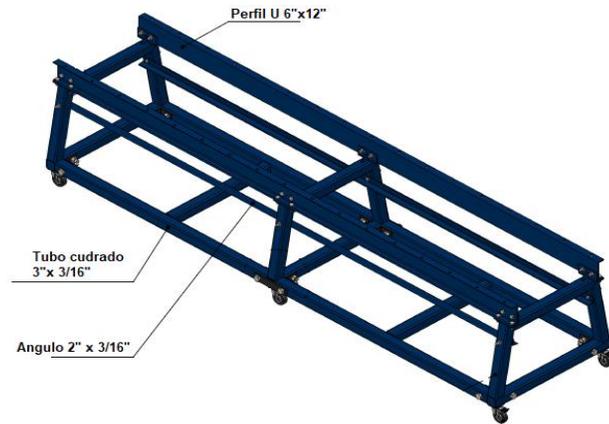


Figura 27. Bancada Propuesta

La longitud de la bancada se determinó considerando las dimensiones de los cilindros debido a que el funcionamiento de la máquina consiste en retirar el cilindro sujetando el vástago extendido se determinó una longitud de 4 m debido a que deberá tener la capacidad de soportar el cilindro extendido que abarca 3 m además de tener espacio para el cabezal que proporciona el torque para la extracción de la tapa y una altura de 78 cm para que al tener la máquina ensamblada el pistón a desarmar quede en posición horizontal con los operadores en la figura 28 se muestran estas condiciones.

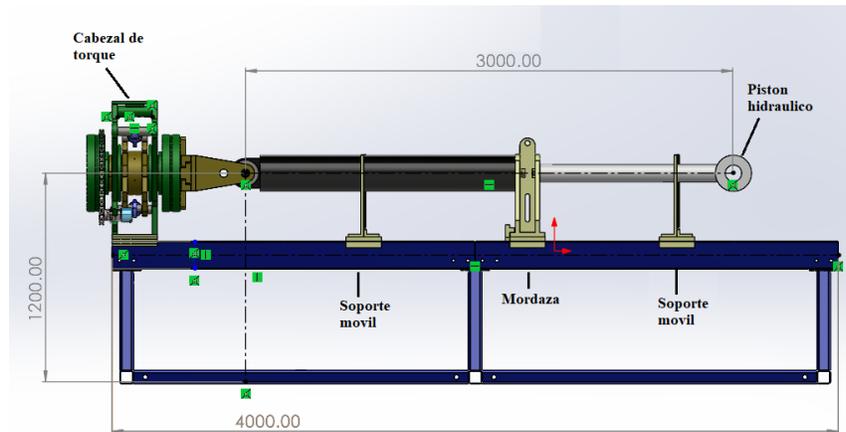


Figura 28. Bancada Propuesta dimensiones laterales

La bancada como se observa en la figura 18 se determina con perfil U por dos motivos el primero por la solidez que presenta este perfil debido a que tiene que soportar los componentes de la máquina y el peso de los cilindros, el segundo motivo es que su forma permite establecer un canal donde se pueden desplazar los elementos de sujeción estos perfiles se han sobrepuesto sobre tres soportes en forma de trapecio formados por perfiles cuadrados de 3" x 3/16", y unidos por juntas en forma de H también formados por el mismo perfil, en la figura 29 se muestra lo descrito.

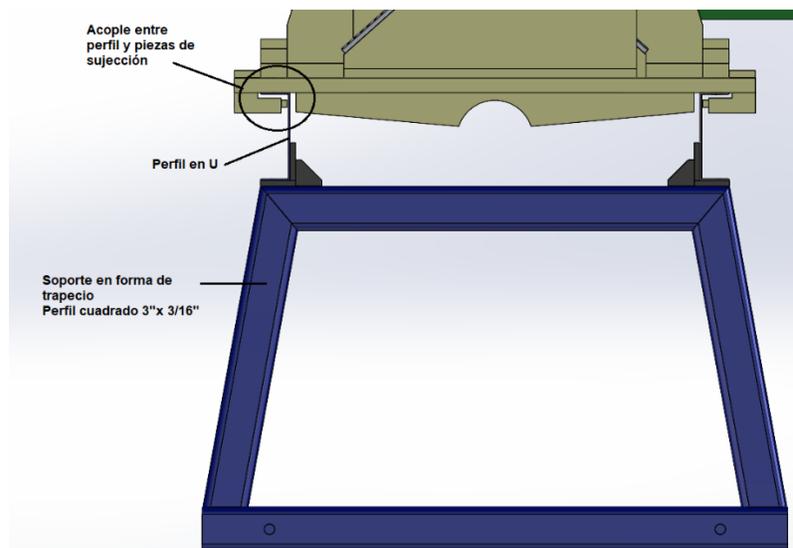


Figura 29. Bancada Propuesta dimensiones laterales

### 3.3.3. Diseño de piezas de sujeción

Para las pinzas de sujeción se diseñaron teniendo en consideración que deben ser simétricas su función será sujetar las tapas para el giro de la camiseta los cilindros tienen tapas de ajuste externo y de ajuste interno por lo que se consideró para las tapas de ajuste externo tener un juego de mordazas simétricas para su sujeción mediante apriete, este par de juegos de mordazas han sido consideradas teniendo en cuenta las dimensiones de los cilindros además su manipulación por lo que se diseñaron en partes para lograr su manipulación por el peso y su reemplazo según el desgaste en la figura 30 se muestran los componentes de las mordazas.

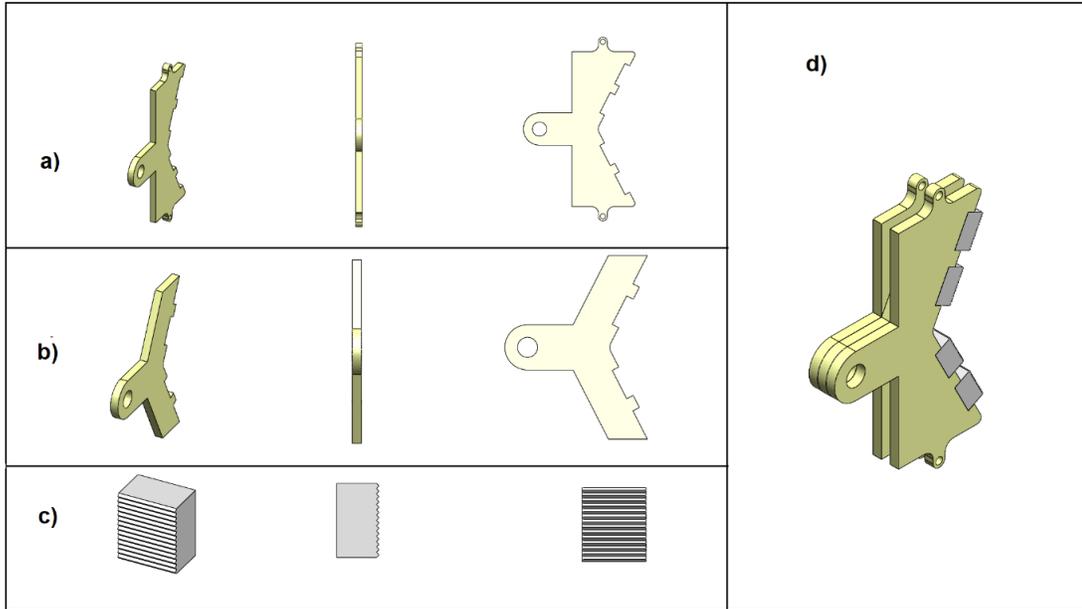


Figura 30. Componentes de las mordazas: a) mordaza lateral (ASTM A36), b) mordaza fija (ASTM A36), c) dado para sujetar (AISI 4340), d) armado completo.

Para las tapas internas se utilizarán pines para soportar tornillos que se ajustan a la tapa del cilindro para lograr sujetarlo, la única consideración que se ha tenido es que la longitud de estos pines supera a la mordaza para lograr utilizar pernos pasantes y sujetar la tapa del cilindro en la figura 31 se muestra estos elementos.

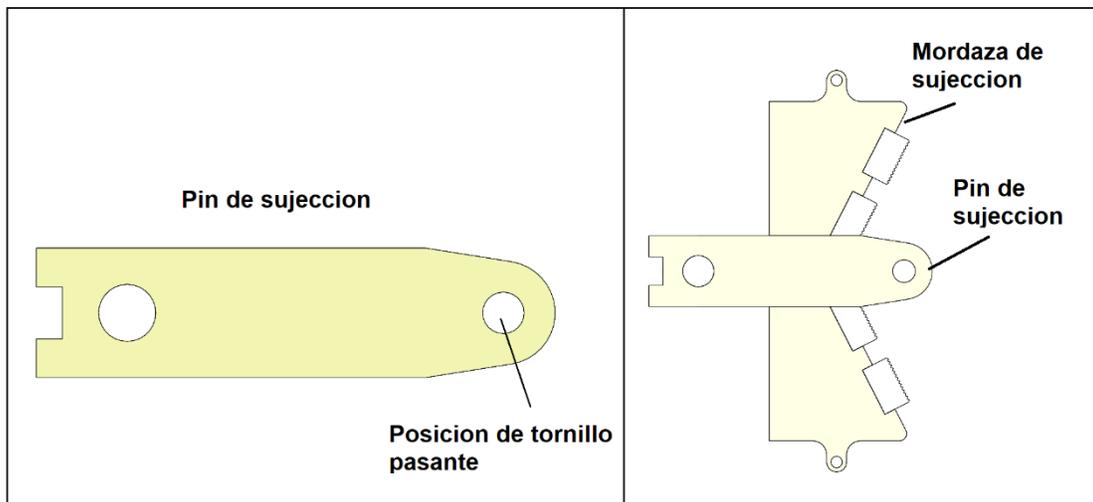


Figura 31. Pines para sujetar tapas internas por medio de tornillos pasantes

Para sujetar estos elementos se diseñó una base con los mismos criterios de la pinza de agarre debiendo también diseñarse una plataforma móvil sobre los rieles que permite que los soportes donde se pondrán tanto las mordazas como los pines se muevan según la disposición del cilindro a desarmar Figura 32 muestra las pinzas de sujeción modeladas en software.

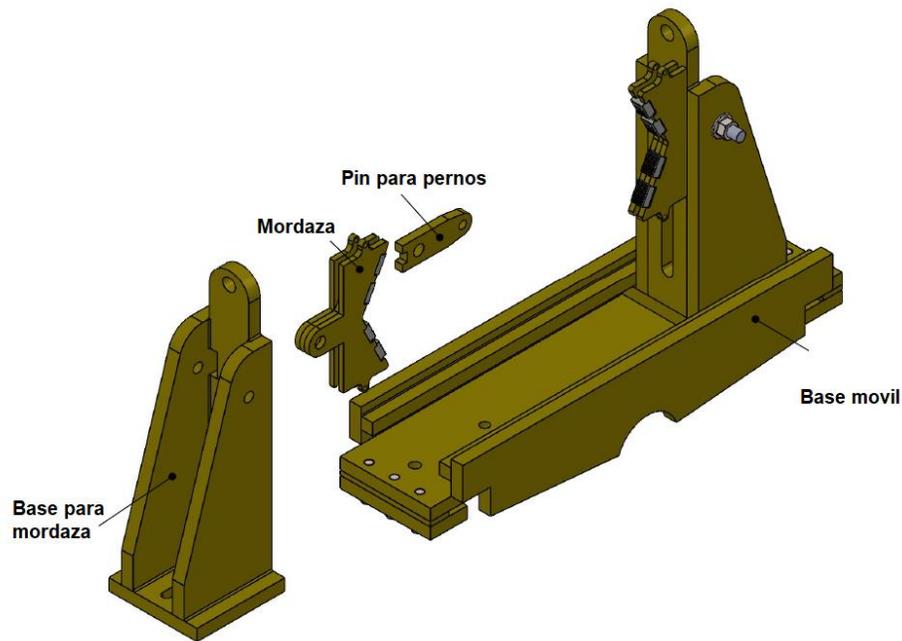


Figura 32. Pinzas de sujeción modeladas en software

Estas pinzas de sujeción se montan sobre una base que es móvil la cual permite deslizarse a este conjunto de pinzas sobre la bancada y poder adaptarse a los cilindros que ingresen, existen cilindros que requieren tornillos para lograr el agarre por lo que estas pinzas también llevan un pin para estos pernos, en la figura 33.

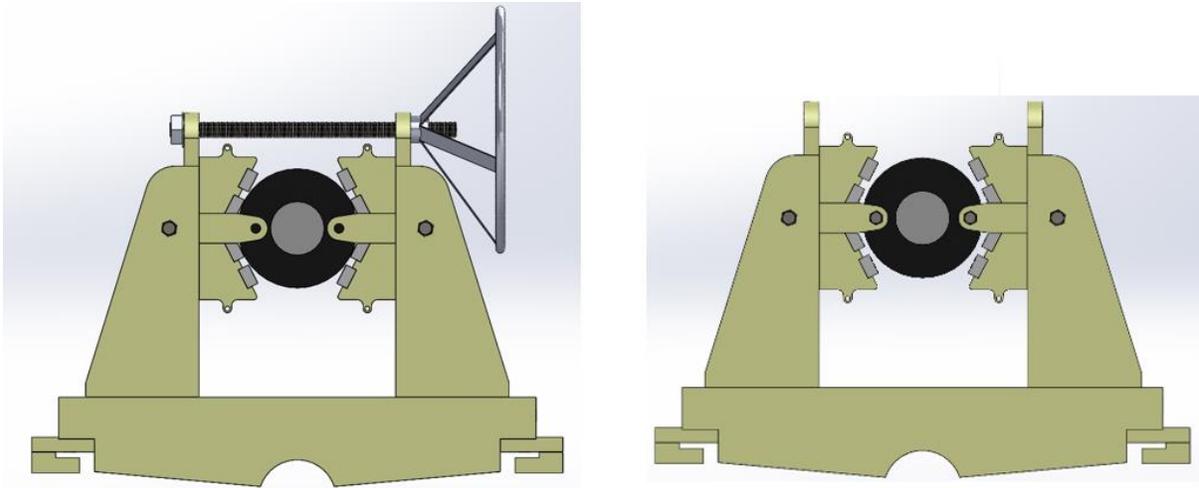


Figura 33. Proceso de sujeción de los cilindros, a) para pistones con tapa externa y b) para pistones con tapa interna

Como se observa la sujeción por medio de mordazas requiere un espagueti de 480 mm de largo con tuerca de 1 pulgada y una volante con rosca que permita realizar un torque manual para la sujeción del pistón, mientras que para pistones que tienen tapa interna estos vienen complementados con dos agujeros roscados para ingresar un perno y generar torque moviendo estos pernos.

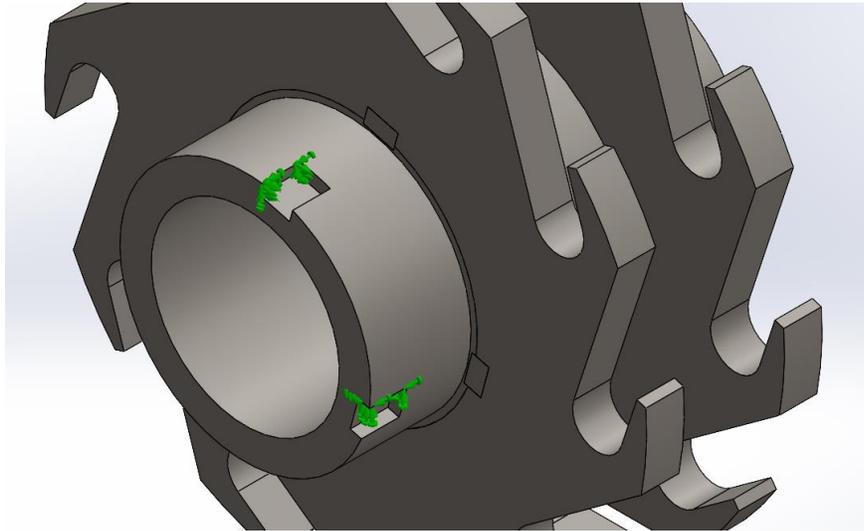
#### 3.3.4. Justificación de diseño

El diseño se justificará considerando el análisis y los factores de seguridad se realizan tres análisis a conjuntos de piezas que corresponden a las funciones de la máquina considerando para cada análisis que el factor de seguridad debe estar entre 1.5 y 2 como mínimo para dar como aceptada las dimensiones y diseño de los componentes.

##### a) Conjunto engranaje interno y eje principal

El diseño se desarrolló estableciendo un criterio de proximidad a las máquinas ya dispuestas en el mercado, la manera de justificarlo fue por medio del software SolidWorks generando el modelamiento de las piezas principales el análisis estático para establecer si el diseño soporta las fuerzas aplicadas se determina como aceptado cuando sobrepasa el factor de seguridad de 2. Se analizó la aplicación de fuerza en el

conjunto engranaje interno y eje principal para esto el análisis demandó una sujeción del conjunto de elementos esta sujeción se tomó en las caras de las chavetas donde se transmitirá la fuerza en la figura 34 se muestra el conjunto eje engranaje con la sujeción mencionada.



*Figura 34. Sujeción de caras donde irán las chavetas la sujeción se muestra por flechas verdes.*

La fuerza aplicada será la calculada por los pistones considerando el factor de seguridad la cual es de 7948.72 N y se colocara en la cara circular donde se alojarán los ejes que permiten al pistón tener contacto con el engranaje interno, la figura 35 muestra la aplicación de las fuerzas, estas se representan por flechas de color morado.

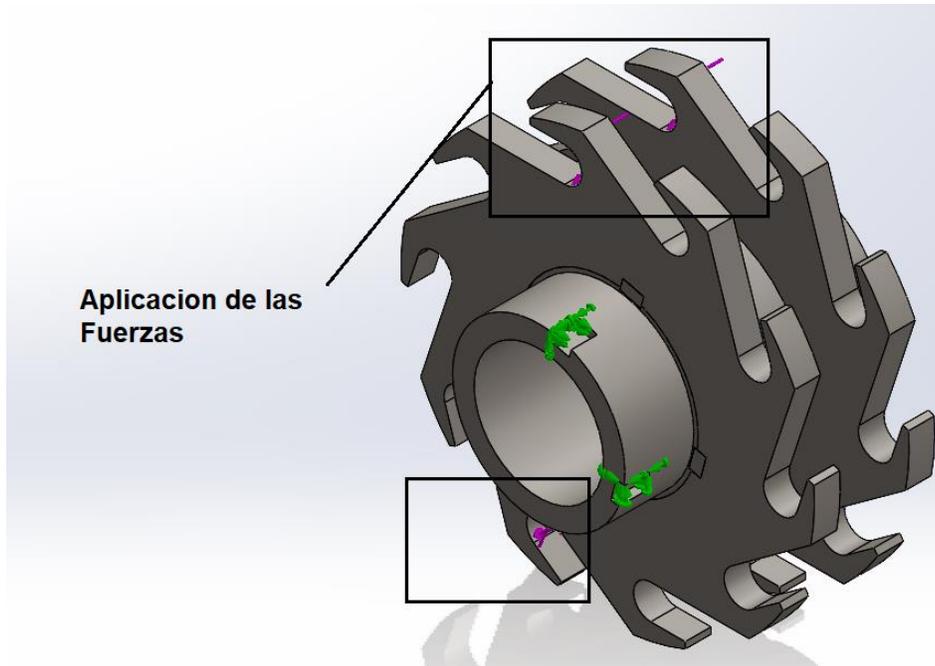


Figura 35. Aplicación de las fuerzas de los pistones

Realizando un mallado normal de calidad 1 lo que involucra ningún inconveniente en el mallado, así como ninguna supresión de componentes ni contactos se realiza el análisis estático dando como resultado lo mostrado en la figura 36.

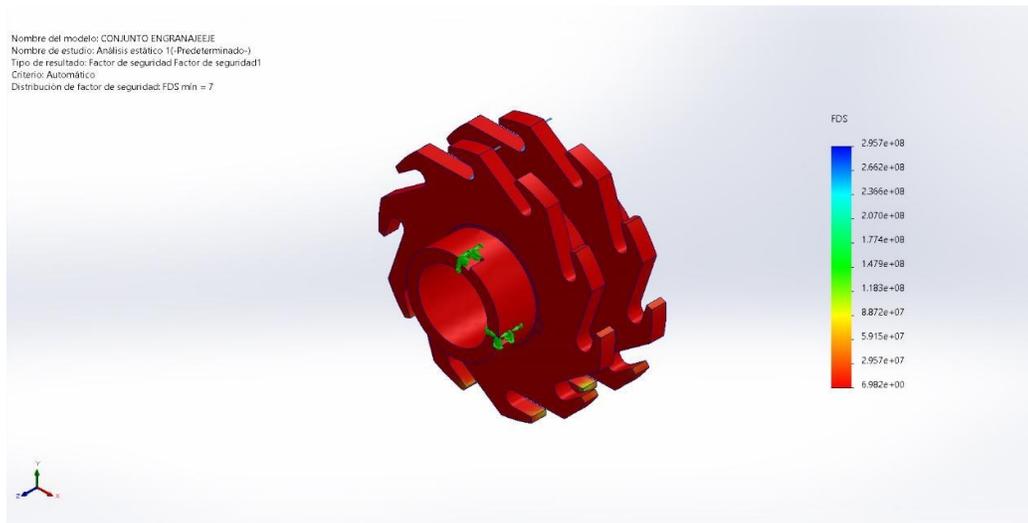
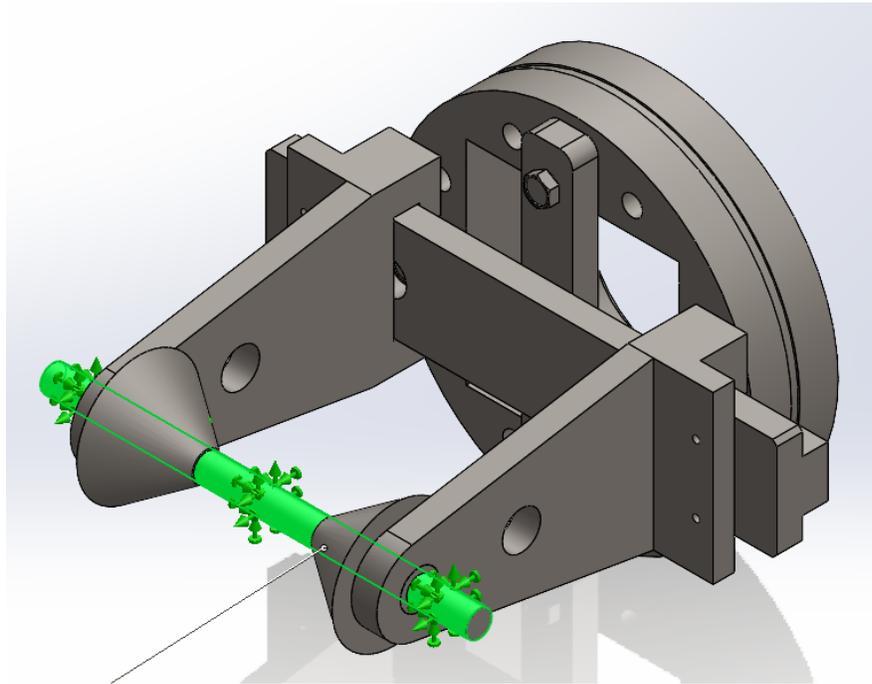


Figura 36. Factor de seguridad del conjunto engranaje interno y eje principal resultando de  $FS = 7$ .

Realizando un mallado normal de calidad 1 lo que involucra ningún inconveniente en el mallado, así como ninguna supresión de componentes ni contactos se realiza el análisis estático dando como resultado lo mostrado figura 36 el factor de seguridad para la aplicación de la carga crítica del cilindro es de 7 por lo que se da por válido el diseño propuesto.

### **b) Conjunto pinza de agarre y soporte de torque**

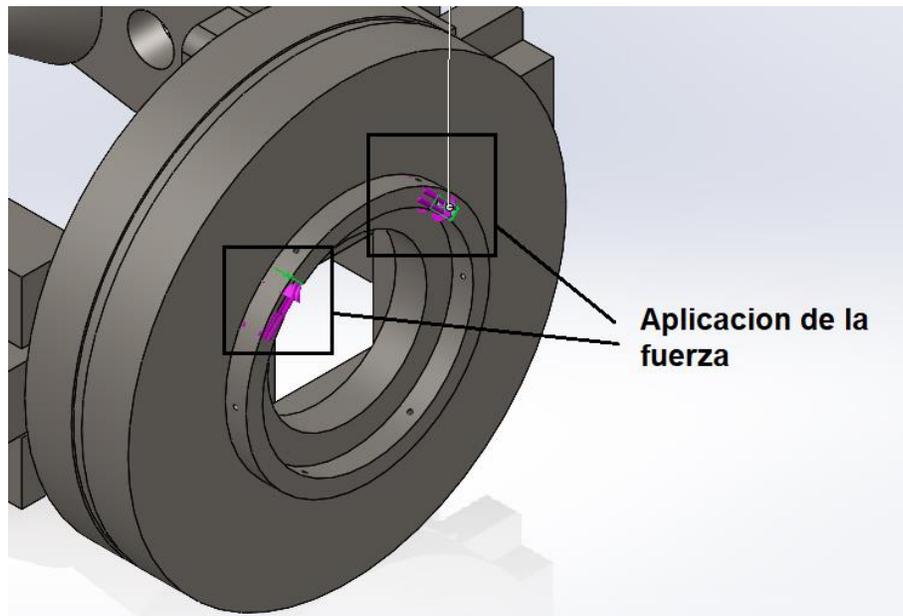
Para el conjunto pinza de agarre y soporte de torque se tomó como sujeción el eje que tendrá la función de atravesar la base de la camiseta del pistón a desarmar para establecer si el conjunto es capaz de soportar el torque máximo en la figura 37 se muestra la sujeción mencionada por medio de flechas verdes.



*Figura 37. Sujeción del eje que atraviesa la base del pistón a desarmar.*

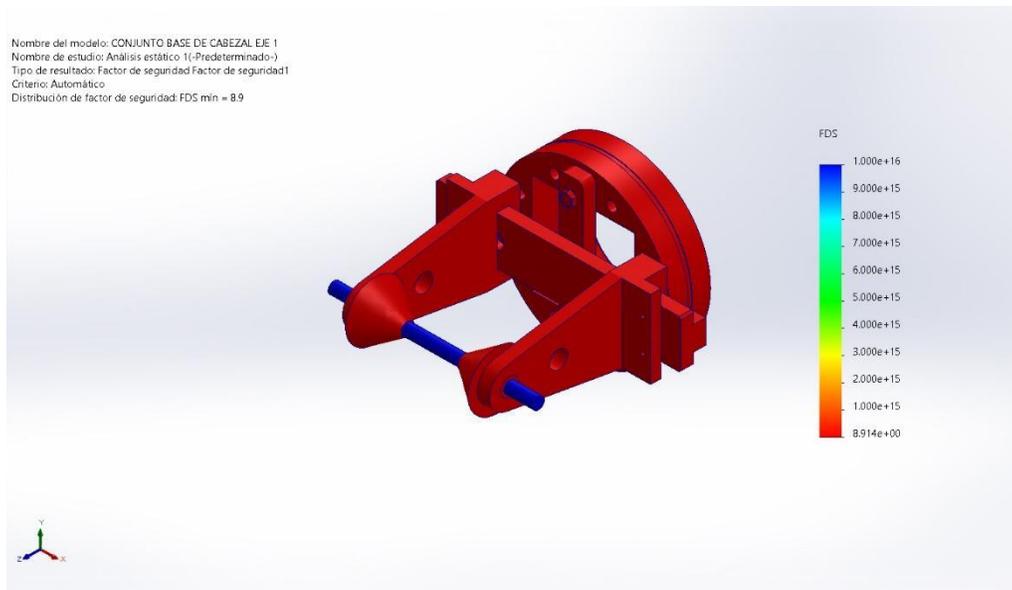
Las fuerzas se aplican a las caras donde se hará contacto con las chavetas ya que estas son las que permiten la transmisión del torque tanto del engranaje interno como del soporte con corona, en la figura 38 se muestra la aplicación de la fuerza que será en su totalidad igual a la fuerza ejercida por los pistones 7948.72 N, la ejercita por el

motor no se tomó en cuenta por que sumamente inferior a ésta por lo que solo se analizó la fuerza imprimida por los pistones.



*Figura 38. Aplicación de fuerza sobre cada de chavetas en soporte de torque*

Considerando estas condiciones se generó el análisis estático en el conjunto pinza de agarre y soporte de torque en la figura 39 se muestra el análisis realizado.



*Figura 39. Factor de seguridad del conjunto de componentes utilizado para generar torque en el eje de sujeción del cilindro a destapar, resultando de  $FS = 8.9$ .*

Realizando un mallado normal de calidad 1 lo que involucra ningún inconveniente en el mallado, así como ninguna supresión de componentes ni contactos se realiza el análisis estático dando como resultado lo mostrado se muestra en la figura 16 el análisis establece un factor de seguridad mínimo de 8.9 lo que justifica el diseño propuesto.

### **c) Conjunto piñón, cadena y corona**

El último análisis se realizó al conjunto corona (la cual es parte de un soporte de torque), cadena y corona, se aplicó una sujeción estática en la cara de la chaveta en el piñón que se unirá al motor hidráulico figura 40 se muestra la ubicación de la sujeción.

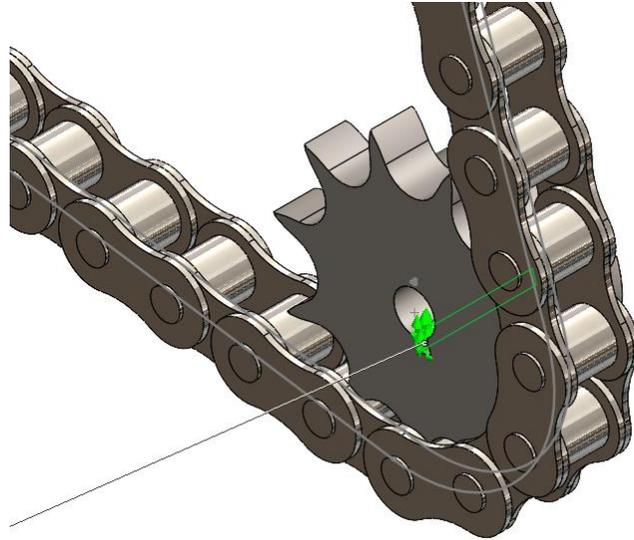


Figura 40. Sujeción en la cara de la chaveta el piñón

Las fuerzas aplicadas también se colocaron en las chavetas, pero del soporte donde estará la corona en la figura 41 se muestra la ubicación por medio de flechas moradas.

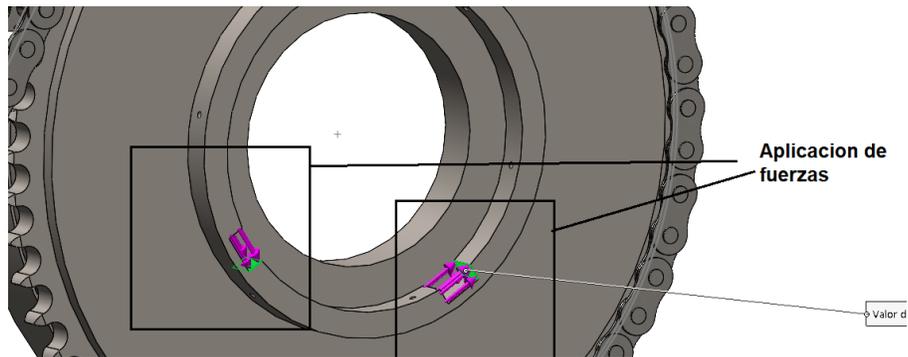


Figura 41. Ubicación de las fuerzas en el soporte que contiene la corona

Se tuvo en cuenta que para este tipo de dispositivos el factor de seguridad debe encontrarse entre 1.5 y 2 según la teoría de diseños de elementos, en la figura 42 se muestra el análisis del conjunto

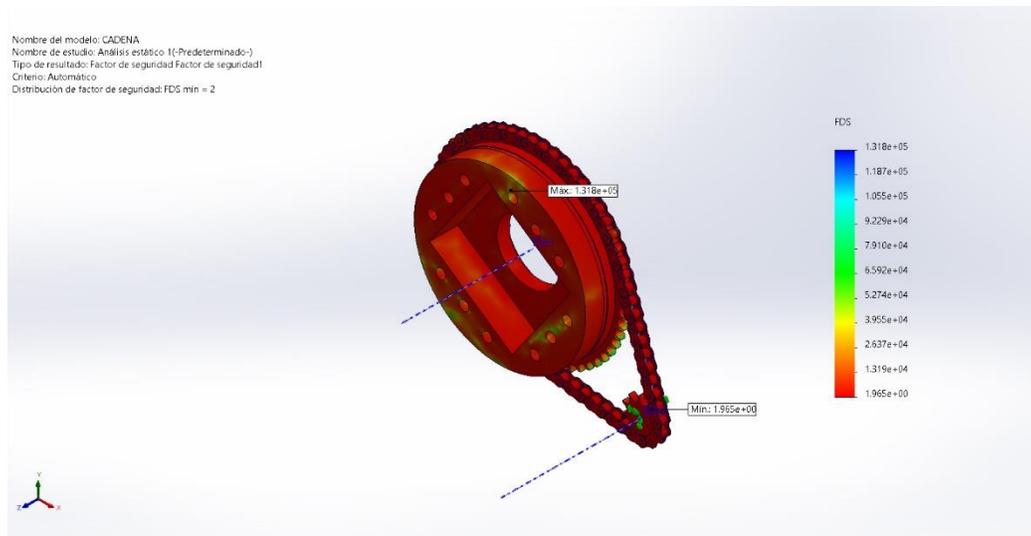


Figura 42. Factor de seguridad del conjunto de conjunto piñón, cadena y corona, resultado de FS=2

### 3.3.1. Control

El control del funcionamiento de la máquina estar controlada por un circuito hidráulico este tiene la capacidad de establecer una presión determinada que asegura la fuerza requerida para el torque de ajuste o de afloje de la tapa, se teniendo la fuerza requerida y el pistón seleccionado para apriete y afloje se establece la presión requerida.

$$P = \frac{F_c}{0.785 D_e^2}$$

Donde:

P : Presión (Pa)

F<sub>c</sub> : Fuerza utilizada o requerida (N)

D<sub>e</sub> : Diámetro del émbolo (m)

La fuerza requerida es de 1987.179 N que se calculó durante la selección de cada pistón y el D<sub>e</sub> es de 32 mm lo que equivale a 0.032 m el cual se establece del pistón

seleccionado es así que se determina la presión a la cual el pisto habrá logrado aplicar la fuerza mencionada, esta presión se muestra en la tabla 6.

**Tabla 6.** *Presión requerida por el pistón*

Parámetro	Cantidad	Unidad
P	2472108.24	Pa
Fc	1987.179	N
De	0.032	m

El circuito de control hidráulico contará con, dos válvulas 3/2 con accionamiento manual por pulsador y retorno por muelle para control, dos válvulas 5/2 con accionamiento y retorno hidráulico para extender y retraer el vástago, se utilizaran 2 manómetros por cilindro uno para mostrar la presión con la que se cuenta para el cilindro y otro para mostrar la presión máxima que existe en el cilindro, este es el manómetro que permitirá revisar la presión que ingresa no sea mayor a la calculada, de 2472108.24 Pa que equivale a 2.47 bar o MPa, para lograr que se limite la presión se ha colocado una válvula reguladora en cada vía para extender el cilindro lo que permitirá que la presión no suba por encima de los 2.47 bar aunque exista presión superior a esta en el sistema, en paralelo a cada una de estas se ha colocado una válvula unidireccional para que permita la salida del fluido y que el cilindro se pueda retraer, por último para controlar la velocidad se ha colocado una válvula antirretorno estranguladora para cada uno de los cilindros, en la figura 43 se muestra el circuito y en el anexo 05 se muestra el funcionamiento y los detalles.

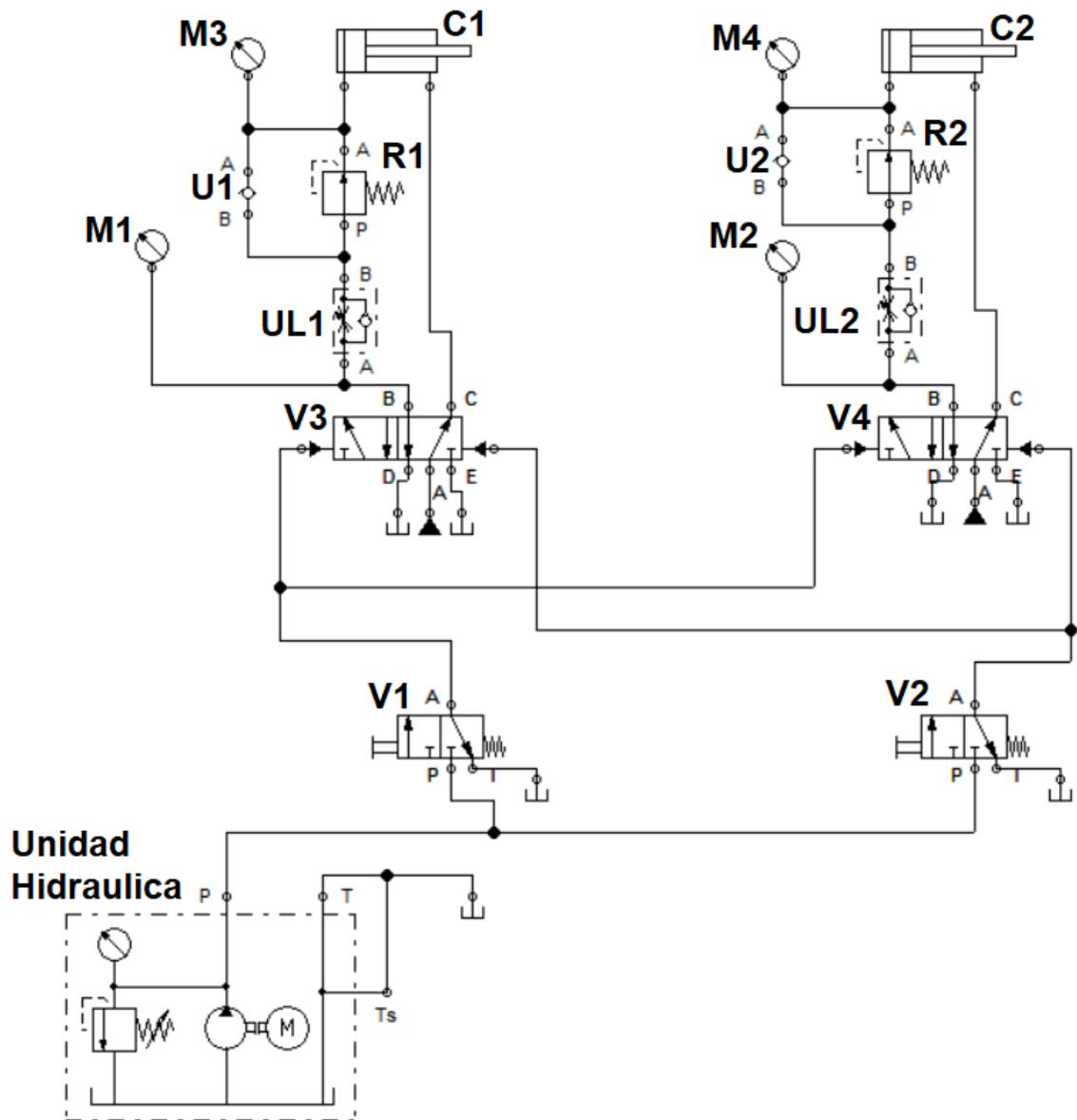


Figura 43. Circuito hidráulico

La leyenda de cada una de los elementos se muestra en la tabla 7

Tabla 7. Leyenda de elementos del sistema hidráulico

Ítem	Código	Elemento	Función
1	V1	3/2	Control de válvula
2	V2	3/2	Control de válvula
3	V3	5/2	Extender y replegar cilindro
4	V4	5/2	Extender y replegar cilindro

5	UL1	Unidireccional - estranguladora	Limitar la velocidad de salida del cilindro mas no la de ingreso
6	UL2	Unidireccional - estranguladora	Limitar la velocidad de salida del cilindro mas no la de ingreso
7	M1	Manómetro	Mostrar la presión del sistema
8	M2	Manómetro	Mostrar la presión del sistema
9	M3	Manómetro	Mostrar la presión en el cilindro
10	M4	Manómetro	Mostrar la presión en el cilindro
11	R1	Reguladora	Limitar la presiona del sistema al ingreso del cilindro
12	R2	Reguladora	Limitar la presiona del sistema al ingreso del cilindro
13	U1	Unidireccional	Permitir el repliegue del cilindro
14	U2	Unidireccional	Permitir el repliegue del cilindro
15	C1	Cilindro	Cilindro que aplicará la fuerza
16	C2	Cilindro	Cilindro que aplicará la fuerza

Utilizando el programa Festo se realizó una simulación del sistema para evidenciar si el funcionamiento es el correcto en la figura 44 se muestra la salida e ingreso de los pistones en una simulación del programa Festo, donde se puede apreciar que, aunque la presión del sistema es de 4 MPa o 4 bar la presión en el cilindro solamente llegará a 2.47 lo evidencia que no se tendrá mayor fuerza de la requerida

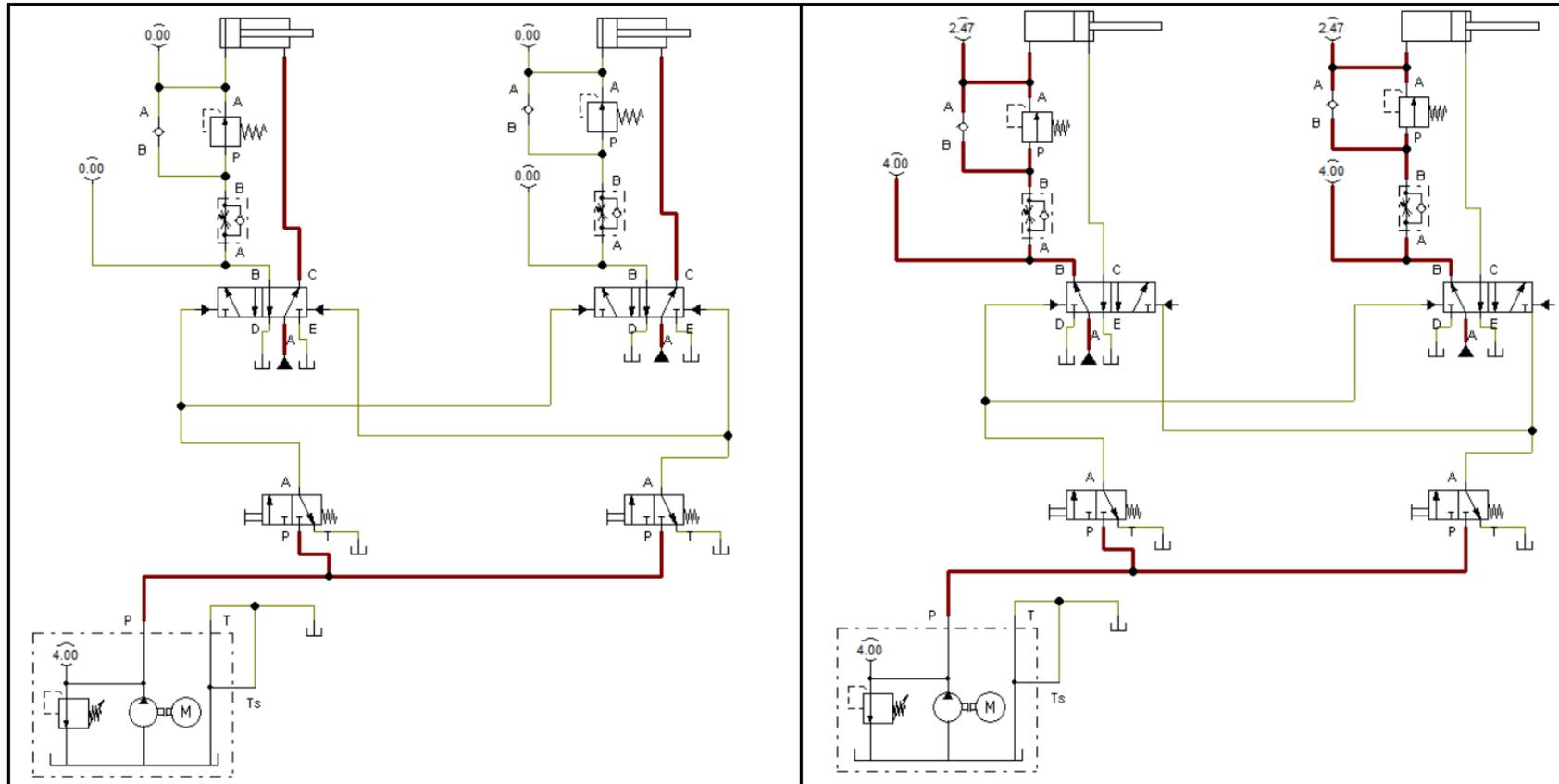


Figura 44. Simulación en el software Festo Hidráulico

### 3.4. Realizar un presupuesto indicando el costo beneficio del proyecto.

El presupuesto se determinó en dos partes la primera en el costo de fabricación de las piezas que serán hechas en una factoría las cuales son la mayoría, estas se presupuestaron mediante proforma 0030 de la factoría Ventas y Servicios "VALENTIN" el detalle se muestra en la tabla 8.

**Tabla 8.** *Presupuesto de para fabricación*

ITEM	N.º DE PIEZA	CANTIDAD	COSTO UNITARIO		COSTO TOTAL	
1	SOPORTE CON ENGRANAJE	1	S/	2,500.00	S/	2,500.00
2	CABEZAL MOVIL				S/	-
2.1	BASE DEL CABEZA	1	S/	250.00	S/	250.00
2.2	CABEZAL	1	S/	350.00	S/	350.00
2.3	CABEZAL MOTOR	1	S/	350.00	S/	350.00
3	EJE PRINCIPAL CABEZAL MOVIL	1	S/	750.00	S/	750.00
4	ENGRANAJE INTERNO-CAB. MOVIL	1	S/	1,350.00	S/	1,350.00
5	UNION DE PLACAS-CAB. MOVIL	1	S/	150.00	S/	150.00
6	BASE CABEZAL	1			S/	-
6.1	PLANCHA LARGA	1	S/	250.00	S/	250.00
6.2	RECORTE LATERAL	4	S/	35.00	S/	140.00
6.3	TAPA	4	S/	50.00	S/	200.00
7	SOPORTE DE PLACA HEXAGONAL - COPIA	1	S/	1,850.00	S/	1,850.00
8	PLACA BASE-SOP. OJO TRASERO	1	S/	275.00	S/	275.00
9	PLACA MOVIL-SOP. OJO TRASERO	2	S/	180.00	S/	360.00
10	CONO DE AJUSTE	2	S/	150.00	S/	300.00
11	EJE M30	1	S/	70.00	S/	70.00
12	BANCADA	1			S/	-
12.1	PATA ATORNILLABLE	3	S/	250.00	S/	750.00
12.2	AMARRE ATORNILLABLE	2	S/	200.00	S/	400.00

12.3	L PARA RIEL	6	S/	25.00	S/	150.00
12.4	PERFIL U BASE A	2	S/	450.00	S/	900.00
12.5	PERFIL U BASE B	2	S/	450.00	S/	900.00
13	UBICACIÓN-SOP. INT. DESLIZ.	2			S/	-
13.1	AJUSTE-SOP. INT. DESLIZ.	2	S/	40.00	S/	80.00
13.2	PLACA BASE-SOP INT DESLIZ	1	S/	220.00	S/	220.00
14	SOPORTE DEL INTERIOR	4			S/	-
14.1	MOVIL-SOP. INT. DESLIZ	1	S/	180.00	S/	180.00
14.2	BORDE ACERO	1	S/	30.00	S/	30.00
15	SOPORTE CON MORDAZAS	1			S/	-
15.1	AJUSTE-SOP. CON MORDAZA	2	S/	40.00	S/	80.00
15.2	PLACA BASE-SOP. CON MORDAZA	1	S/	220.00	S/	220.00
15.3	PLACA GUIA-SOP. CON MORDAZA	2	S/	80.00	S/	160.00
16	MORDAZA COMPLETA A	1			S/	-
16.1	MORDAZA CENTRO	1	S/	70.00	S/	70.00
16.2	MORDAZA	2	S/	80.00	S/	160.00
16.3	PLACA MOVIL-SOP. CON MORDAZA A	1	S/	200.00	S/	200.00
16.4	PIN MORDAZA	1	S/	45.00	S/	45.00
16.5	DADO	4	S/	20.00	S/	80.00
17	MORDAZA COMPLETA B	1			S/	-
17.1	MORDAZA	2	S/	80.00	S/	160.00
17.2	MORDAZA CENTRO	1	S/	70.00	S/	70.00
17.3	PIN MORDAZA	1	S/	45.00	S/	45.00
17.4	DADO	4	S/	45.00	S/	180.00
17.5	PLACA MOVIL-SOP. CON MORDAZA B	1	S/	200.00	S/	200.00
					S/	14,425.00

Esto no incluye las partes de la máquina que se han seleccionado como lo son cadena, pistones, motor hidráulico y rodamiento en la tabla 9 se muestra el costo total de estas piezas.

**Tabla 9.** Costo de elementos seleccionados

Pieza	Cantidad	Unidad	Costo unitario	Costo total
Cadena simple de 1" de paso - AISI 304	1.7	m	S/ 123.84	S/ 210.53
Pistón 100/30	2	unid	S/ 750.00	S/ 1,500.00
Motor hidráulico VINCKE VNKP 50	1	unid	S/ 1,428.75	S/ 1,428.75
Rodamientos cónicos T4DB-200	2	unid	S/ 857.25	S/ 1,714.50
Piñón 11 dientes, ASA 80 - 1" paso	1	unid	S/ 144.78	S/ 144.78
Total				S/ 4,998.56

Por último, el costo del montaje, este también se estableció considerando los precios de los técnicos del taller considerando las horas requeridas para instalar la máquina en la tabla 10 se muestra estos costos.

**Tabla 10.** Costo de instalación

Personal	Cantidad	Costo de HH	Horas requeridas	Costo total
Operario	5	S/ 22.00	60	S/ 6,600.00
Ingeniero	1	S/ 35.00	32	S/ 1,120.00
Total				S/ 7,720.00

Teniendo en consideración todos los costos requeridos por la máquina se determina el costo total considerando cada presupuesto, el cual se muestra en la tabla 11.

**Tabla 11.** Costo total de la máquina

Descripción	Costo
Piezas Fabricadas	S/ 14,425.00
Elementos comprados	S/ 4,998.56
Montaje	S/ 7,720.00
Total	S/ 27,143.56

Se determina el ahorro monetario con la operación de la máquina, este ahorro se establece considerando la disponibilidad de personal que se utiliza para el montaje y desmontaje de las tapas en la tabla 12 se muestra la cantidad de tiempo utilizado por el personal para retirar y colocar las tapas de los datos obtenidos y mostrados en el título 3.1 del presente informe.

**Tabla 12.** *Tiempo utilizado para montaje y desmontaje de la tapa*

Ítem	Número de personal para la reparación	Tiempo de retiro de la tapa (min)	Tiempo de montaje de la tapa (min)	HH (h)
1	3	33	10	2.15
2	3	32	10	2.10
3	2	42	9	1.70
4	4	34	10	2.93
5	4	31	10	2.73
6	3	6	11	0.85
7	2	15	10	0.83
8	4	32	10	2.80
9	3	25	10	1.75
10	3	30	11	2.05
11	2	44	10	1.80
12	2	43	10	1.77
13	3	35	10	2.25
14	4	28	11	2.60
15	3	32	9	2.05
16	3	35	10	2.25
17	2	45	11	1.87
18	2	42	10	1.73
19	4	41	11	3.47
20	2	45	10	1.83
Total				41.52

Los resultados mostrados en la tabla alegan que en dos meses se utilizaron 41.52 horas en montar y desmontar las tapas siendo así que si extrapolamos este dato a un año se tendrá 6 veces más de tiempo siendo un total de 249.1 horas, considerando el costo por técnico de S/. 22.00 se determina el costo total anual que se incurre en el retiro y montaje de las tablas esto se muestra en la tabla 13.

**Tabla 13.** *Costo actual del montaje y desmontaje de la tapa*

Descripción	Cantidad	Unidad
Periodo anual	6	Veces
Tiempo bimestral	41.52	h
Costo hora	S/ 22.00	
Costo total	S/ 5,480.64	

Durante el funcionamiento de la maquina también se incurrirá en costos de operación ya que la máquina tiene la capacidad de roscado y desenroscado de la tapa en un tiempo de 6 minutos. según lo determinado en los parámetros de diseño, pero tiene que ser operado por un técnico por lo menos, es así como considerando los trabajos hechos de manera bimestral se tiene que con la máquina se hubiera utilizado un total de 120 min de personal lo que equivale a 2 horas hombre, teniendo en cuenta los bimestres al año y el costo de hora hombre se muestra en la tabla 14 el total gasto en personal que se recurrirá con la máquina.

**Tabla 14.** *Costo total de personal para trabajar con la máquina*

Descripción	Cantidad	Unidad
Cantidad al año	6	Bimestres
Tiempo requerido anual	12	h
Costo hh	S/	22.00
Costo de operación anual	S/	264.00

De la misma manera considerando que la estación de servicio del taller tiene un motor de 2hp (1.4912 kW), considerando las 12 horas de tiempo de trabajo anual de la máquina y el pliego tarifario BT5-B con el que cuenta el taller, se determina el costo incurrido en gasto de energía eléctrica mostrado en la tabla 15.

**Tabla 15.** *Costo de energía eléctrica por funcionamiento de la máquina*

Descripción	Cantidad	Unidad
Potencia	1.5	kW
Tiempo	12	h
Energía	17.9	kWh
Costo por kWh	S/	0.7023
Costo total	S/	12.57

Por último, el mantenimiento de la maquina se estableció considerando el presupuesto de la empresa encargada de la fabricación el cual resuelve un costo de la limpieza, lubricación y acondicionamiento en un gasto de S/. 750.00 anuales ya que la maquina no cuenta con un trabajo agresivo, se tendría un gasto anual por operación y mantenimiento mostrado en la tabla 16.

**Tabla 16.** *Costo de operación y mantenimiento de la máquina*

Descripción	Cantidad
Costo por personal	S/ 264.00
Costo por energía	S/ 12.57
Costo por mantenimiento	S/ 750.00
Total	S/ 1,026.57

Considerando que el gasto actual para retirar y poner las tapas del cilindro anualmente llega a S/ 5,480.64 y el gasto con la máquina solamente sería de S/ 1,026.57, el ingreso para realizar el cálculo del costo/beneficio sería la resta del gasto que se ahorra que es el actual en el taller y el gasto que incurre la máquina que es el de operación y mantenimiento en la tabla 13 se muestra el análisis de costo/beneficio.

**Tabla 17.** *Costo beneficio de la máquina*

Descripción	Cantidad
Costo	S/ 27,143.56
Beneficio	S/ 4,454.07
Años	6.09

#### **IV. DISCUSIÓN**

En el diagnóstico del proceso actual de reparación de cilindros hidráulicos, se identificó una serie de pasos que se ilustran en un flujograma en el título 3.1 del informe. Este proceso comienza con la recepción del cilindro, seguido de un análisis para determinar si se puede desmontar o si es necesario destruir la tapa para la reparación. La extracción manual de la tapa requiere un tornillo de banco, un banco de soporte, y una llave stilson, y generalmente involucra a 3 a 4 técnicos. Posteriormente, se realiza la reparación y el reensamblaje del cilindro, que luego se empaqueta o monta en la máquina. Durante un período de observación de 8 semanas, se registraron 20 reparaciones, con tiempos de reparación que varían entre 53 y 78 minutos. Estos tiempos fueron desglosados en tiempo de retiro de la tapa, tiempo de montaje de la tapa y tiempo real de reparación, como se muestra en la tabla 1 y 2 del documento.

Con el antecedente de Quispe y Valle (2019) que estudiaron 78 equipos entre noviembre de 2018 y abril de 2019, utilizando mapeo de procesos, encuestas y entrevistas. Identificaron problemas en procedimientos y fichas de equipos, concluyendo con un incremento en la satisfacción del cliente del 62.90% respecto a las reparaciones, se observa que ambos estudios identifican la necesidad de mejorar el proceso de reparación. Sin embargo, Quispe y Valle (2019) utilizaron métodos más estructurados como encuestas y entrevistas para identificar problemas específicos y lograron un aumento significativo en la satisfacción del cliente. En contraste, el diagnóstico actual se basa en la observación de tiempos de reparación y el uso de múltiples técnicos, lo que sugiere una oportunidad para adoptar técnicas similares a las de Quispe y Valle para lograr mejoras adicionales.

Para diseñar el dispositivo de extracción de tapas de cilindros hidráulicos, se consideraron varios parámetros operativos clave: el nivel de tensión se estableció en 380 voltios trifásico; la capacidad del equipo abarcó cilindros hidráulicos con diámetros de camisa de 120 mm y 200 mm, y longitudes de hasta 300 cm; el torque de trabajo requerido fue de hasta 775 Nm, el torque de trabajo se tiene como el 30% del máximo aplicado; la longitud de trabajo del dispositivo se ajustó para soportar cilindros de

hasta 300 cm, con dimensiones de 90 cm de ancho, 70 cm de alto y 400 cm de longitud, y una capacidad de carga de 800 kg; y la velocidad de trabajo se determinó entre 6 min como mínimo para 65 revoluciones de rosca lo que es aproximadamente 11 rpm.

La investigación de Alanís y Cruz (2018) en La Paz, Bolivia, quienes diseñaron un banco de desarme de cilindros hidráulicos para diámetros y longitudes variables, y Llamo (2020), quien abordó la extracción de ruedas de buses y camiones, determinando parámetros del circuito hidráulico del extractor y concluyendo con la selección de un perfil de acero estructural y un análisis económico que determinó un valor neto de implementación de S/. 1948.91 soles. Comparando los parámetros de diseño actuales con los antecedentes mencionados, se observa que ambos enfrentaron desafíos similares en términos de variabilidad de dimensiones y parámetros técnicos. Sin embargo, el diseño actual del dispositivo de extracción incorpora una mayor especificidad en términos de torque y velocidad de trabajo, reflejando una comprensión más detallada de las necesidades operativas. Pero el enfoque económico de Llamo en la selección de materiales y análisis de costos proporciona una base sólida para el análisis de costos en el diseño actual.

El diseño de los componentes electromecánicos del dispositivo se realizó mediante simulaciones con software CAD. El cabezal de torque se diseñó para aflojar y ajustar las tapas de los cilindros, incluyendo una pinza de agarre y engranajes internos adaptados para aplicar un torque de 775 Nm. La fuerza de apriete calculada fue de 1987.18 N considerando un factor de seguridad de 4 para cada pistón llegando a tener una carga crítica de 7948.72 N. Los soportes para torque, con un soporte dentado que transmite el movimiento del motor mediante una cadena, aplican un torque de aproximadamente 232.5 Nm. El conjunto piñón-cadena-corona se diseñó para transmitir una potencia de 273.3 W y una eficiencia de transmisión del 98%. En el motor se tiene un torque de 45.78 Nm y 57 rpm por lo que se seleccionó un motor que trabaja en velocidades desde 30 rpm y torque dependiente de presión hasta 70 Nm en caudal continuo.

Los antecedentes más relevantes para este punto es el de Lamchimba (2018) en Imbabura, Ecuador, donde se utilizó simulaciones con software de análisis de elementos finitos para determinar un cilindro hidráulico adecuado, y la investigación de Castillo (2020), quien utilizó el software Autodesk Inventor para analizar el factor de seguridad y la deformación en el diseño de componentes de un banco de pruebas de cilindros hidráulicos. Comparando el dimensionamiento de componentes electromecánicos de estos antecedentes se muestra una concordancia con la presente investigación ya que también emplearon simulaciones con software para garantizar la adecuación de los componentes. Sin embargo, el diseño propuesto en este informe del dispositivo de extracción presenta un enfoque más integrado, considerando múltiples factores de diseño simultáneamente, como torque, potencia y eficiencia de transmisión. Este enfoque detallado mejora la precisión y confiabilidad del diseño comparado con los antecedentes.

El presupuesto del proyecto se dividió en costos de fabricación de piezas y costos de montaje. El costo total de las piezas fabricadas ascendió a S/. 14,425.00, mientras que los elementos comprados (cadena, pistones, motor hidráulico, rodamientos, y piñón) sumaron S/. 4,998.56. Los costos de montaje se estimaron en S/. 7,720.00, con un costo total del proyecto de S/. 27,143.56. Para determinar el ahorro monetario con la operación de la máquina, se analizaron los tiempos empleados en montar y desmontar tapas manualmente, que en 8 semanas sumaron 41.52 horas. Extrapolando este dato a un año, se estimaron 249.1 horas anuales, equivalentes a un gasto de S/. 5,505.11 en costos de personal. Con estos datos, se calculó un análisis de costo-beneficio, determinando un periodo de retorno de 6.09 años.

En los antecedentes el trabajo de Castillo (2020), quien determinó la factibilidad económica de un banco de pruebas de cilindros hidráulicos mediante una evaluación técnico-económica, obteniendo un retorno de dos años, un TIR del 91.03% y un VAN de S/. 30,648.92 soles. Concuere en la importancia de la evaluación económica detallada para justificar la implementación de nuevos equipos. El análisis de Castillo (2020) mostró un retorno más rápido de dos años, mientras que el análisis actual estima un retorno de 6.09 años. Esta diferencia puede deberse a variaciones en los costos de fabricación y montaje, así como en las expectativas de ahorro operacional. No obstante, ambos estudios concluyen que la inversión en nuevos equipos es económicamente viable y beneficiosa a largo plazo.

## V. CONCLUSIONES

- Al realizar el diagnóstico del proceso de reparación de los cilindros en el taller se optó por separar el tiempo de incidencia en tiempo de retiro de la tapa, tiempo de y tiempo montaje de la tapa, lográndose determinar que tienen un porcentaje alto siendo 50% y 16% este representa el 66% del proceso real de reparación.
- Se logra identificar los parámetros según las necesidades de apertura y cierre que va de acuerdo a los parámetros del cilindro entre ellos tenemos nivel de tensión de 380 voltios trifásico y 220 voltios monofásico, la capacidad del equipo se adaptó para cilindros hidráulicos con diámetros entre 120 mm y 200 mm y longitudes de 40 cm a 300 cm, el torque cierre de 775 Nm, la longitud de área de trabajo del dispositivo de 300 cm, las dimensiones de la mesa de 90 cm de ancho, 70 cm de alto y 400 cm de largo y la velocidad de trabajo de 11 rpm aproximadamente.
- Se diseño primero el cabezal de torque incluyendo varios componentes esenciales. El engranaje interno del cabezal móvil se adaptó para la entrada del pistón, soportando una fuerza de 1987.18 N por cilindro y un torque de 775 Nm. Los pistones de ajuste y desajuste fueron diseñados para una fuerza total requerida de 7948.72 N, considerando un factor de seguridad de 4. Los soportes de torque fueron diseñados para soportar un torque necesario de 232.5 Nm. El conjunto piñón, cadena y corona se diseñó para soportar una potencia de 273.3 W.
- El análisis de costo-beneficio del proyecto incluyó varios componentes clave. El costo de fabricación de las piezas se estimó en S/. 14,425.00, mientras que los elementos comprados totalizaron S/. 4.998,56. El costo de montaje se estimó en S/. 7,720.00, resultando en un costo total de la máquina de S/. 27.143,56. El ahorro monetario anual se estimó en S/ 4,454.07, indicando que la inversión en el dispositivo extractor se recuperaría en aproximadamente 6.09 años.

## **VI. RECOMENDACIONES**

- Se recomienda la implementación de un sistema de seguimiento y gestión del tiempo para monitorear y optimizar los procesos de reparación. El uso de software de gestión puede ayudar a identificar cuellos de botella y mejorar la asignación de recursos, reduciendo aún más los tiempos de reparación y costos asociados
- Se recomienda realizar revisiones periódicas del diseño del dispositivo para asegurar que sigue cumpliendo con los requisitos operativos. Además, la incorporación de mejoras tecnológicas como sensores de monitoreo y sistemas de control automatizados podría aumentar la precisión y eficiencia del dispositivo.
- Se recomienda la implementación de un programa de mantenimiento preventivo y predictivo para los componentes electromecánicos del dispositivo. Esto asegurará la longevidad y el rendimiento óptimo del equipo, minimizando el tiempo de inactividad y los costos de reparación
- Se recomienda revisar y actualizar el análisis de costo-beneficio anualmente para reflejar cualquier cambio en los costos operativos o en los ahorros obtenidos. Además, explora opciones de financiamiento o subvenciones para reducir el impacto inicial de la inversión y acelerar el retorno de la inversión

## REFERENCIAS

1. **Maldonado, Montañez Adolfo.** ESTUDIO Y DISEÑO DE UN CILINDRO HIDRAULICO PARA USO NAVAL. [En línea] 2023. <https://hdl.handle.net/10630/26471>.
2. **MINERO, RUMBO.** rumbo minero . [En línea] 2019. <https://www.rumbominero.com/ED116/Rumbo%20Minero%20Ed.%20116%20-%20Revista%20y%20Directorio%20de%20Proveedores%20-%20Comprimido.pdf>.
3. **Gustavo de la hoz, jairo pacheco.** DISEÑO DE UNA HERRAMIENTA ELECTROHIDRAULICA PARA EL ACOPLAMIENTO DE CILINDROS HIDRAULICOS DE MAQUINARIA PESAD. <http://repositorio.uan.edu.com>. [En línea] 2021. <http://repositorio.uan.edu.co/bitstream/123456789/4599/1/2021JairoPacheco.pdf>.
4. **Lamchimba, Salazar R.** Diseño y construcción de la estructura de una máquina universal de ensayos destructivos-sistema hidráulico de presión para la carrera de ingeniería en Mecatrónica. *Repositorio Digital Universidad Técnica del Norte*. [En línea] 2018. [Citado el: 9 de octubre de 2023.] <http://repositorio.utn.edu.ec/handle/123456789/8558>.
5. **Quispe, Chávez Susan Aracely y Valle Vladez , Luis Enrique.** Mejora del proceso de reparación de equipos hidráulicos para incrementar la satisfacción del cliente, 2018-2019. *Repositorio Universiada Ricardo Palma*. [En línea] 2019. [Citado el: 28 de Septiembre de 2023.] <https://repositorio.urp.edu.pe/handle/20.500.14138/2814>.
6. **Aldana, García Luz Herminda y Sandoval, Sánchez Luz Andrea.** Impacto de los sobrecostos en la reparación de cilindros hidráulicos de maquinaria pesada. Un estudio de caso en Bogotá Colombia. *Repositorio Institucional Un Minuto Corporación Universitaria Minuto de Dios*. [En línea] 2020. [Citado el: 28 de septiembre de 2023.] <https://repository.uniminuto.edu/handle/10656/10214>.
7. **Alanis, Rodriguez Graciela concepcion y Cruz Arveras, Silvia Vizney.** Diseño de un banco de desarme de cilindros hidráulicos para la empresa Mega Maquinaria

Bolivia SRL. [En línea] 2018. [Citado el: 9 de octubre de 2023.] <https://repositorio.umsa.bo/handle/123456789/18811>.

8. **Llamo, Medina Wilder.** Diseño de un extractor hidráulico de ruedas de buses y camiones para disminuir el tiempo de extracción en el servicio en la Empresa SCANIA – Lambayeque 2019. *Repositorio ucv.* [En línea] 2020. <https://hdl.handle.net/20.500.12692/58853>.

9. **Canales, Membrillo Sergio Maximiliano y Espinoza Navarro , Gabriela del Pilar.** Modelo de mejora de procesos de reparación de cilindros hidráulicos empleando metodologías ágiles en sector metalmecánico. *Repositorio de UPC.* [En línea] 12 de Enero de 2021. <http://hdl.handle.net/10757/654605>.

10. **Munayco, Ormeño Jose Gabriel.** Automatización de pruebas de cilindros telescópicos de levante de tolvas en camiones mineros. *Repositorio PUCP.* [En línea] 28 de Noviembre de 2017. <http://hdl.handle.net/20.500.12404/9782>.

11. **Castillo, Bancallan Kevin Gustavo.** Diseño de un banco de pruebas para cilindros oleohidraulicos con presiones de 600 – 2500 PSI. *Repositorio Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo .* [En línea] 20 de Marzo de 2020. <https://hdl.handle.net/20.500.12893/8424>.

12. *Efectos de la desalineación en la capacidad de carga de un cilindro hidráulico.* **Gamez-Montero, P., y otros.** 2009, Revista Internacional de Ciencias Mecánicas , págs. 105-113.

13. **Morales, Amilkar.** *Diseño del sistema electromecánico de una microcentral hidroeléctrica en la localidad de Palca del departamento de la PAz.* Facultad de Tecnología, Universidad Mayor de San Andrés. 2017. pág. 107, Tesis Pregrado.

14. **Alcívar Espinoza, E. J.** *Diseño e implementación de mantenimiento preventivo para componentes hidráulicos de maquinaria pesada.* Carrera de Ingeniería Automotriz, Universidad Politécnica Salasiana. 2023. Tesis de Pregrado.

15. **Aldana y Darwin.** *Diseño de una planta de diálisis de 20 litros/hora para disminuir*

*la presencia de sólidos en el aceite automotriz de vehículos livianos, Olmos.* Facultad de Ingeniería , Universidad Cesar Vallejo. Chiclayo : s.n., 2019. pág. 96, Tesis Pregrado.

16. **Ale, Jose y Montañez, Elard.** *Diseño de planta en el área de talleres para la optimización del servicio de mantenimiento y reparación de cilindros hidráulicos en la empresa Hidraulic Seals E.I.R.L., Arequipa - 2022.* Universidad Tecnológica del Peru. 2023. Tesis Pregrado.

17. **Arcos, David, Murillo, Heyler y Torres, Luis.** *Diseño de un prototipo automatizado para lubricación en seco con grafito: caso transmisiones mecánicas, una aplicación práctica para el laboratorio de mecatrónica de la Institución Universitaria Antonio José Camacho.* Facultad de Ingenierías, Tecnología en Mecatrónica, Institución Universitaria Antonio José Camacho. 2023. Tesis Pregrado.

18. **Budynas, R. G., & Nisbett, J. K.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* Octava. Mexico : McGraw-Hill, Ed., 2008.

19. *Diseño de una herramienta electrohidráulica para el acoplamiento de cilindros hidráulicos de maquinaria pesada.* **de la Hoz, Gustavo y Pacheco, Jairo.** Puerto : s.n., 2023, Universidad Antonio Nariño Barranquilla.

20. **Farias Aimacaña, P. S.** *Diseño y construcción de un prototipo de prensa automatizada para compactar al menos 20 botellas plásticas por minuto.* Carrera Mecatronica, Universidad Politecnica Salesiana. 2024. Tesis Pregrado.

21. **Galarza Coronel, K. A.** *Cálculo, diseño y fabricación de un cilindro hidráulico enfocado al ámbito industrial, partiendo de datos iniciales proporcionados por el cliente.* Escuela Politécnica Superior de Alcoy, Universidad Politecnica de Valencia. 2023.

22. **Maldonado, Adolfo.** *Estudio y Diseño de un Cilindro Hidráulico para Uso Naval.* Escuela de Ingenierías Industriales. 2023. Tesis Pregrado.

23. **Sandoval, Luis.** *Diseño y simulacion de una maquina cosechadora de papas con*

*traccion mixta*. Facultad de Ingenieria Mecánica, Escuela Politécnica Nacional. Quito : s.n., 2023. pág. 236, Tesis Pregrado.

24. **Jimenez, Serch**. Hidraulica Facil. *Diseño agronómico e hidráulico de sistemas de riego presurizado*. [En línea] 2017. <https://www.hidraulicafacil.com/2017/05/disenohidraulico-de-sistemas-de-riego.html#:~:text=El%20dise%C3%B1o%20hidr%C3%A1ulico%20tiene%20como,ba jo%20un%20criterio%20de%20optimizaci%C3%B3n..>

25. **Arias, Juan y Olarte, Leidy**. *Instrumentacion y Automatizacion de una Maquina Extrusora-Prensadora para la Extraccion de Aceite de la Semilla de Algodon*. Facultad de Ingenieria Electronica, Universidad Pontificia Bolivariana. Bucaramanga : s.n., 2009. pág. 341, Tesis Pregrado.

26. **Bobadilla Romero, D. A. y Manning González, C. D.** *Diseño de un banco de pruebas para cilindros hidráulicos, motores hidráulicos y bloques de válvulas para la empresa Hidráulica Industrial JC SAS*. Programa de Ingenieria Mecanica, Fundacion Universidad de America. 2022.

27. *novel hybrid multi-criteria group decision-making approach for failure mode and effect analysis: An essential requirement for sustainable manufacturing*. **Boral, S., Howard, I., Chaturvedi, S. K., McKee, K.** 2020, Sustainable Production and Consumption.

28. **Botero, C.** *Mantenimiento preventivo*. 1991.

29. **Bravo, Estefania y Pino, Pamela**. *Desarrollo de laboratorio remoto virtual para secuencias de cilindros hidráulicos de un banco de pruebas en el laboratorio de neumática y oleohidráulica de la Facultad de Mecánica*. Facultad de Mecanica, Escuela Superior Politecnica de Chimborazo. Riobamba : s.n., 2019. Tesis Pregrado.

30. **Camacho, Brayan**. *Análisis de tiempo de respuesta del vástago de cilindro hidráulico aplicando el método secuencial cascada y el diagrama tiempo movimiento*. Universidad Tecnica de Cotopaxi. 2022. Tesis Pregrado.

## **ANEXOS**



<p>optimizar el proceso de reparación de cilindros hidráulicos en retroexcavadoras</p>	<p>La optimización busca hacer de la mejor manera el proceso de extracción de las tapas de los cilindros hidráulicos, por ende, una reducción de tiempo utilizado, para su reparación (Canales &amp; Espinoza, 2021).</p>	<p>El proceso de reparación consta en reducir el tiempo de extracción de la tapa, la reparación del cilindro y colocación de la tapa del cilindro hidráulico</p>	<p>Reducción de tiempo de extracción y colocación de tapas</p>	<p>Tiempo</p>	<p>Razón</p>
--	---	--	--	---------------	--------------

## Anexo 02.- Instrumentos de recolección de datos

### Instrumento de observación directa: *Fichas de Apuntes*

Item	Descripción	Semana	Número de reparaciones	Número de personal para la reparación	Tiempo empleado por cada reparación (min)	hora de inicio	Hora final	Tiempo de retiro de la tapa (min)	hora de inicio	Hora final	Tiempo de montaje de la tapa (min)
1	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	1	1	3	54	11:31	12:04	33	12:14	12:24	10
2	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	1	2	3	53	14:52	15:24	32	13:26	13:36	10
3	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	1	3	2	76	08:52	09:34	42	10:33	10:42	9
4	cambio de pistón diámetro 100mm y kit de sellos de pistón (cilindros de giro de retroexcavadora gemelos)	2	1	4	66	15:36	16:10	34	14:52	15:02	10
5	cambio de pistón diámetro 100mm y kit de sellos de pistón (cilindros de giro de retroexcavadora gemelos)	2	2	4	62	10:33	11:04	31	08:52	09:02	10
6	mantenimiento correctivo de cilindro de levante de excavadora CAT diámetro 180 mm, longitud 150cm, por fugas de aceite (gemelos)	3	1	3	55	12:28	12:40	6	16:04	16:15	11

7	mantenimiento correctivo de cilindro de levante de excavadora CAT diámetro 180 mm, longitud 150 cm, por fugas de aceite (gemelos)	3	2	2	56	15:36	15:51	15	12:00	12:10	10
8	mantenimiento correctivo de cilindro de retroexcavadora CAT diámetro 140 mm x 120cm, por vástago doblado ( cilindro de giro del cucharón)	4	1	4	71	14:38	15:10	32	12:00	12:10	10
9	mantenimiento correctivo de cilindro cargador frontal diámetro 200 mm x 90 cm, por rotura de vástago y cambio de tapa nueva. (cilindro de volteo de lampón)	4	2	3	66	08:38	09:03	25	12:14	12:24	10
10	Mantenimiento correctivo de cilindro de volteo de cargador frontal, diámetro 200 mm x 90 cm, por descarga de presión.	4	3	3	62	14:38	15:08	30	16:19	16:30	11
11	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	5	1	2	76	12:28	13:12	44	13:55	14:05	10
12	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite (cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	5	2	2	75	16:19	17:02	43	14:09	14:19	10
13	cambio de kit de sellos en tapa roscada de diámetro 4", por fugas de aceite ( cilindro de giro de retroexcavadora gemelos)	5	3	3	60	16:19	16:54	35	16:19	16:29	10

14	cambio de pistón diámetro 100 mm y kit de sellos de pistón (cilindros de giro de retroexcavadora gemelos)	6	1	4	60	12:57	13:25	28	08:52	09:03	11
15	cambio de pistón diámetro 100 mm y kit de sellos de pistón (cilindros de giro de retroexcavadora gemelos)	6	2	3	62	08:52	09:24	32	09:50	09:59	9
16	mantenimiento correctivo de cilindro de levante de excavadora CAT diámetro 180 mm, longitud 150 cm, por fugas de aceite (gemelos)	7	1	3	63	10:33	11:08	35	12:14	12:24	10
17	mantenimiento correctivo de cilindro de levante de excavadora CAT diámetro 180 mm, longitud 150 cm, por fugas de aceite (gemelos)	7	2	2	78	13:26	14:11	45	12:00	12:11	11
18	mantenimiento correctivo de cilindro de retroexcavadora CAT diámetro 140 mm x 120 cm, por vástago doblado (cilindro de giro del cucharón)	7	3	2	75	14:52	15:34	42	08:09	08:19	10
19	mantenimiento correctivo de cilindro cargador frontal diámetro 200 mm x 90 cm, por rotura de vástago y cambio de tapa nueva. (cilindro de volteo de lampón)	8	1	4	74	12:43	13:24	41	13:12	13:23	11
20	Mantenimiento correctivo de cilindro de volteo de cargador frontal, diámetro 200 mm x 90 cm, por descarga de presión.	8	2	2	76	09:07	09:52	45	10:33	10:43	10

**Instrumento de análisis de documentos: “Fichas de datos técnicos”**

Ubicación	Nombre técnico	Tipo	Longitud de camisa	Diámetro de vástago	diámetro camiseta	Peso	Torque
			cm	mm	mm	kg	Nm
cilindro de giro de retroexcavadora (gemelos)	Swing Cylinder (UENR2318-02)	doble efecto	47	50	100	50	775+/-25
cilindro de giro del cucharón de retroexcavadora	Steering Cylinder (REN8870-01)	doble efecto	120	45	115	70	600 +/- 130
Cilindro de levante de cucharón de cargador frontal	Tilt Cylinder (REN3510-01)	doble efecto	90	85	140	90	600 +/- 130
cilindros gemelos de levante de excavadoras	Stick Cylinder (M0065640-02)	doble efecto	150	100	160	120	

### Anexo 03.- Validación de instrumentos de recolección de datos

## Constancia de validación

INSTRUCCIÓN: A continuación, se le hace llegar la presente guía de entrevista que permitirá recoger información para la investigación: Diseño de un Dispositivo Extractor de Tapas para Optimizar el Proceso de Reparación de Cilindros Hidráulicos en Retroexcavadora. lo que se le solicita que tenga a bien evaluar este instrumento, haciendo, de ser caso, las sugerencias para realizar las correcciones pertinentes. Los criterios de validación de contenido son:

Criterios	Detalle	Calificación
Suficiencia	La pregunta permite obtener la medición de esta.	1: de acuerdo 0: en desacuerdo
Claridad	El instrumento es claro y se entiende la aplicación.	1: de acuerdo 0: en desacuerdo
Coherencia	Los datos recogidos tienen coherencia con el objetivo a lograr	1: de acuerdo 0: en desacuerdo
Relevancia	El instrumento logra registrar datos de importancia para el desarrollo de la investigación	1: de acuerdo 0: en desacuerdo

*Nota.* Criterios adaptados de la propuesta de Escobar y Cuervo (2008).

## MATRIZ DE VALIDACIÓN DEL INSTRUMENTO DE RECOLECCIÓN DE DATOS

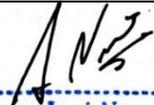
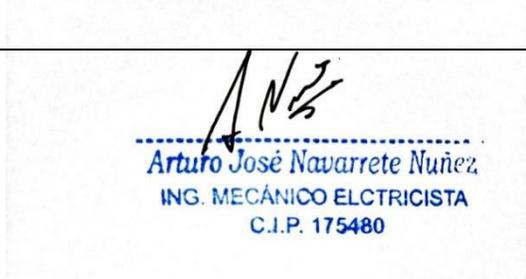
Instrumento de recolección de datos.: ***Fichas de Apuntes***

Criterio	Deficiente	Aceptable	Bueno	Excelente
Suficiencia				X
Claridad				X
Coherencia				X
Relevancia				X
Suficiencia				X

  
-----  
**Arturo José Navarrete Nuñez**  
ING. MECÁNICO ELÉCTRICISTA  
C.I.P. 175480



## FICHA DE VALIDACIÓN DE JUICIO DE EXPERTO

Nombre del instrumento	<b><i>Fichas de Apuntes</i></b>
Nombres y apellidos del experto	Arturo José Navarrete Núñez
Documento de identidad	42024901
Años de experiencia laboral	10
Máximo grado académico	Bachiller
Nacionalidad	Peruano
Institución laboral	Independiente
Labor que desempeña	Ingeniero mecánico electricista
Número telefónico	979105352
Correo electrónico	
Firma	 
Fecha	01/07/2024

## Constancia de validación

INSTRUCCIÓN: A continuación, se le hace llegar la presente guía de entrevista que permitirá recoger información para la investigación: Diseño de un Dispositivo Extractor de Tapas para Optimizar el Proceso de Reparación de Cilindros Hidráulicos en Retroexcavadora. lo que se le solicita que tenga a bien evaluar este instrumento, haciendo, de ser caso, las sugerencias para realizar las correcciones pertinentes. Los criterios de validación de contenido son:

Criterios	Detalle	Calificación
Suficiencia	La pregunta permite obtener la medición de esta.	1: de acuerdo 0: en desacuerdo
Claridad	El instrumento es claro y se entiende la aplicación.	1: de acuerdo 0: en desacuerdo
Coherencia	Los datos recogidos tienen coherencia con el objetivo a lograr	1: de acuerdo 0: en desacuerdo
Relevancia	El instrumento logra registrar datos de importancia para el desarrollo de la investigación	1: de acuerdo 0: en desacuerdo

*Nota.* Criterios adaptados de la propuesta de Escobar y Cuervo (2008).

### MATRIZ DE VALIDACIÓN DEL INSTRUMENTO DE RECOLECCIÓN DE DATOS

Instrumento de recolección de datos.: ***Fichas de datos técnicos***

Criterio	Deficiente	Aceptable	Bueno	Excelente
Suficiencia				X

Claridad				X
Coherencia				X
Relevancia				X
Suficiencia				X

  
-----  
**Arturo José Navarrete Nuñez**  
**ING. MECÁNICO ELCTRICISTA**  
**C.I.P. 175480**

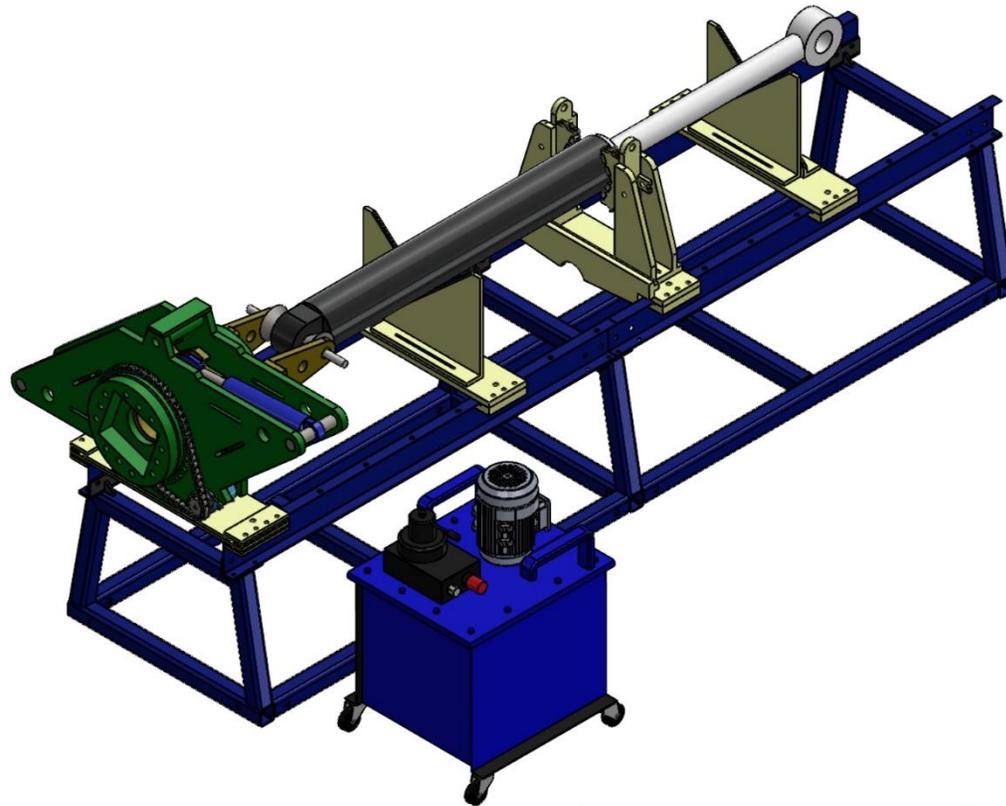
Ubicación	Nombre técnico	Tipo	Longitud de camisa	longitud de cilindro extendido	Diámetro de vástago	Diámetro camiseta	Peso	Torque
			cm	cm	mm	mm	kg	Nm

  
 -----  
 Arturo José Navarrete Nuñez  
 ING. MECÁNICO ELCTRICISTA  
 C.I.P. 175480

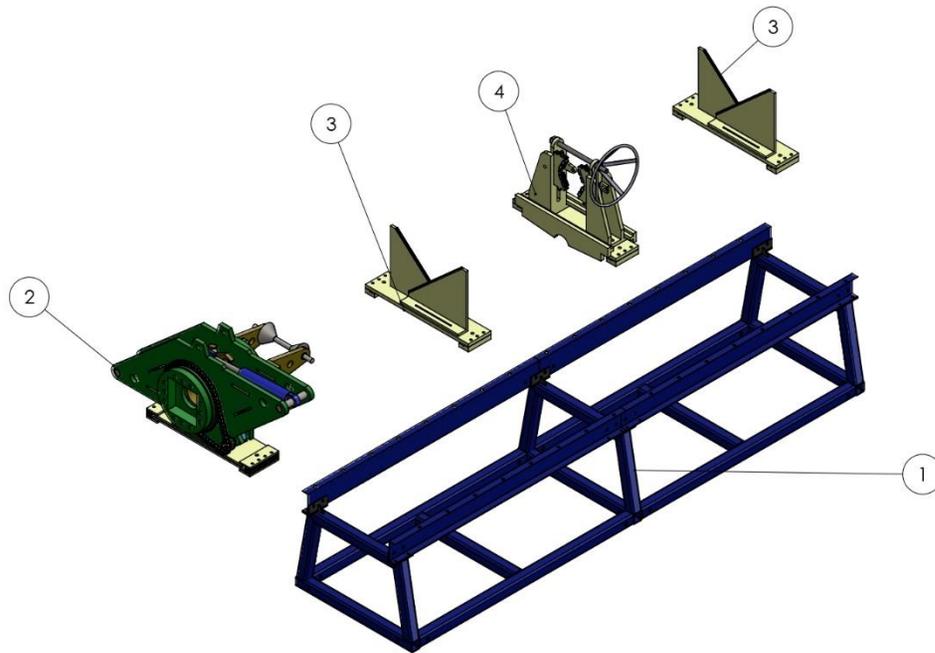
## FICHA DE VALIDACIÓN DE JUICIO DE EXPERTO

Nombre del instrumento	<b><i>Fichas de datos técnicos</i></b>
Nombres y apellidos del experto	Arturo José Navarrete Núñez
Documento de identidad	42024901
Años de experiencia laboral	10
Máximo grado académico	Bachiller
Nacionalidad	Peruano
Institución laboral	Independiente
Labor que desempeña	Ingeniero mecánico electricista
Número telefónico	979105352
Correo electrónico	
Firma	 <b>Arturo José Navarrete Núñez</b> ING. MECÁNICO ELCTRICISTA C.I.P. 175480
Fecha	01/07/2024

## Anexo 04.- Planos



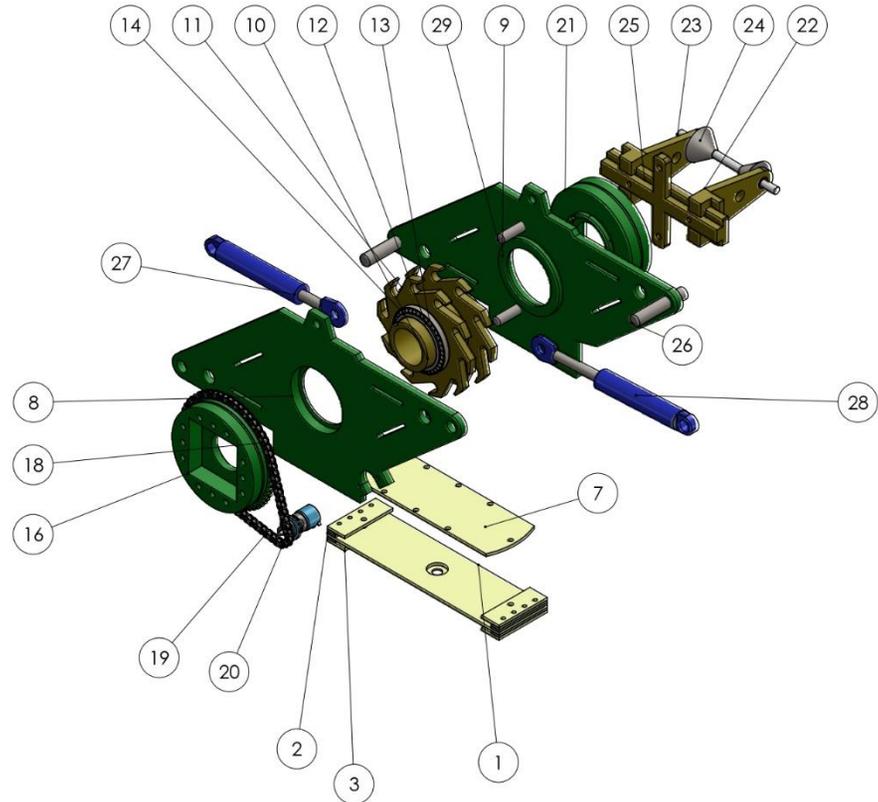
UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO		
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA		ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA
DISEÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS EN RETROEXCAVADORAS		
	ENSAMBLE GENERAL	Fecha: 15/07/2024
	Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García	Hoja 1 de 1
	Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado	A3



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	BANCADA SOLA	1
2	cabezal completo	1
3	soporte de cilindro	2
4	mordaza	1

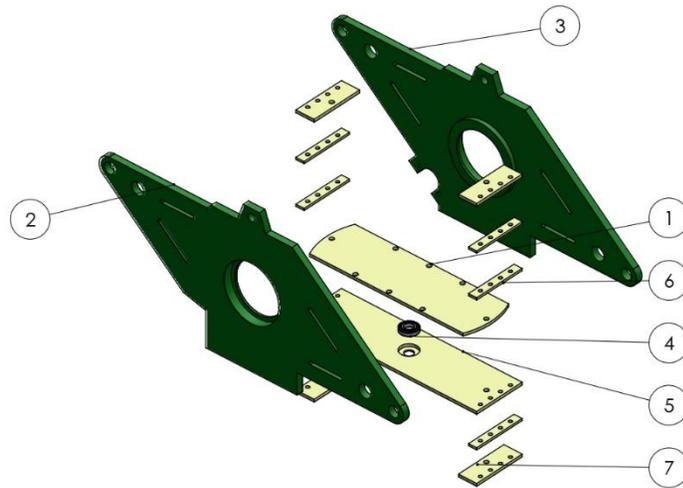
<b>UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO</b>			
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA		ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA	
DISEÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS EN RETROEXCAVADORAS			
	MAQUINA COMPLETA		Fecha: 15/07/2024
	Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García		Hoja 1 de 1
	Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado		A3

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	plancha larga	1
2	recorte lateral	6
3	tapa	4
4	skf_bearing_30208_2_01	1
5	skf_bearing_30208_2_02	1
6	skf_bearing_30208_2_03	1
7	Base del cabeza	1
8	cabezal Motor	1
9	cabezal	1
10	eje principal cabezal movil	1
11	ENGRANAJE INTERNO-CAB. MOVIL	1
12	skf_bearing_t4db_200_2_01	2
13	skf_bearing_t4db_200_2_02	2
14	skf_bearing_t4db_200_2_03	2
15	TRAYECTO	1
16	soporte con engranaje	1
17	piñom	1
18	eslabon interno	32
19	eslabon externo	32
20	motor hidraulico	1
21	Soporte de placa hexagonal - copia	1
22	PLACA MOVIL-SOP. OJO TRASERO	2
23	Eje M30	1
24	cono de ajuste	2
25	PLACA BASE-SOP. OJO TRASERO	1
26	eje camiseta	2
27	camiseta 1000-30	2
28	envolo 1000-30	2
29	eje engranaje	2



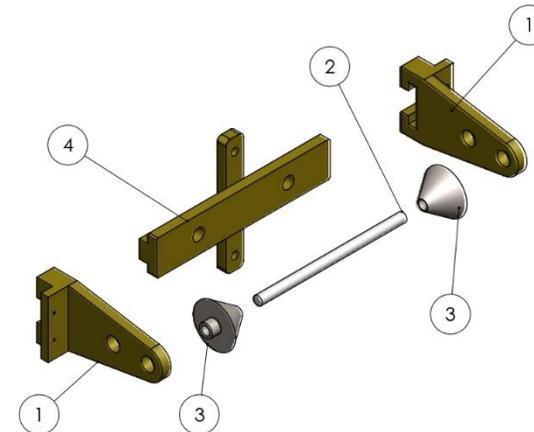
UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO		
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA	ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA	
DISEÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS EN RETROEXCAVADORAS		
	CABEZAL DE TORQUE COMPLETO	Fecha: 15/07/2024
	Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García	Hoja 1 de 1
	Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado	A3

## Soporte de cabezal



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Base del cabeza	1
2	cabezal	1
3	cabezal Motor	1
4	skf_bearing_30208_2	1
5	plancha larga	1
6	recorte lateral	6
7	tapa	4

## Pinza de agarre



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	PLACA MOVIL-SOP. OJO TRASERO	2
2	Eje M30	1
3	cono de ajuste	2
4	PLACA BASE-SOP. OJO TRASERO	1

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS EN RETROEXCAVADORAS



PIINZA DE AGARRE - BASE DE CABEZL DE TORQUE

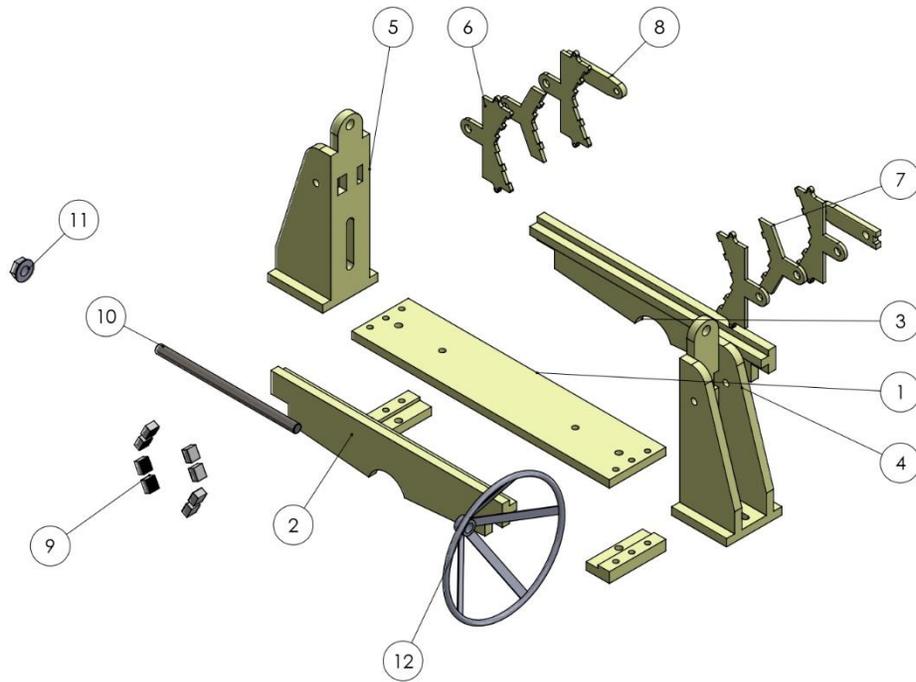
Fecha: 15/07/2024

Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García

Hoja 1 de 1

Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado

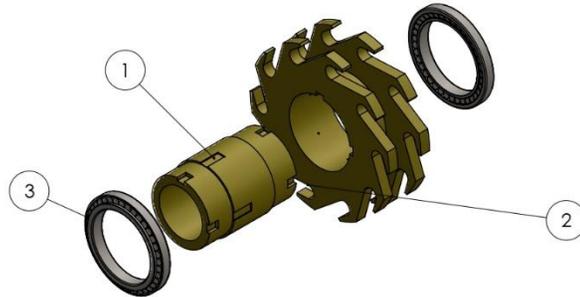
A3



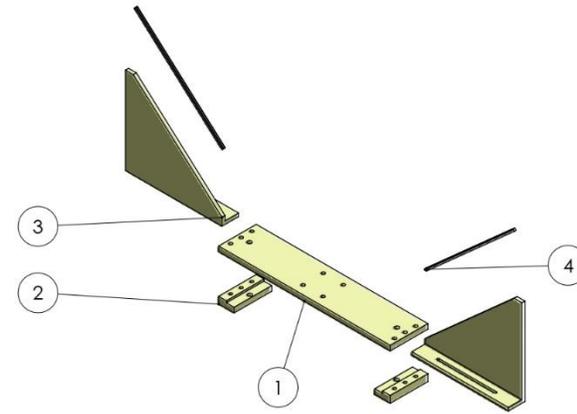
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	PLACA BASE-SOP. CON MORDAZA	1
2	AJUSTE-SOP. CON MORDAZA	2
3	PLACA GUIA-SOP. CON MORDAZA	2
4	PLACA MOVIL-SOP. CON MORDAZA A	1
5	PLACA MOVIL-SOP. CON MORDAZA B	1
6	MORDAZA	4
7	mordaza centro	2
8	PIN MORDAZA	2
9	DADO	8
10	AM -- M27 x 480 N	1
11	tuerca sujecion	1
12	volante	1

<b>UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO</b>			
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA		ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA	
DISEÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS EN RETROEXCAVADORAS			
	PINZAS DE SUJECCION		Fecha: 15/07/2024
	Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García		Hoja 1 de 1
	Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado		A3

## Eje - engranaje



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	eje principal cabezal movil	1
2	ENGRANAJE INTERNO-CAB. MOVIL	1
3	Rodamiento	2



## Soporte medio

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	PLACA BASE-SOP INT DESLIZ	1
2	AJUSTE-SOP. INT. DESLIZ.	2
3	MOVIL-SOP. INT. DESLIZ	2
4	borde acero	2

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS  
HIDRAULICOS EN RETROEXCAVADORAS



Soporte medio - Eje engranaje

Fecha: 15/07/2024

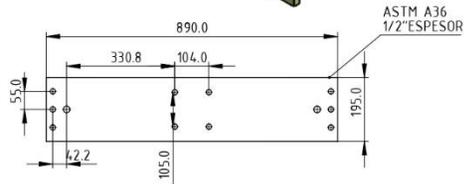
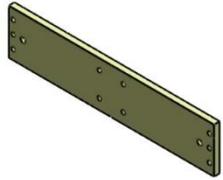
Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García

Hoja 1 de 1

Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado

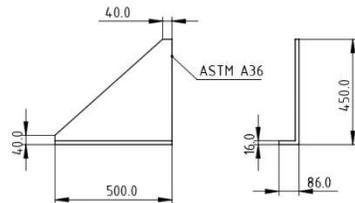
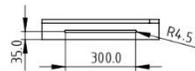
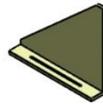
A3

## Placa base - Sop Int Deliz



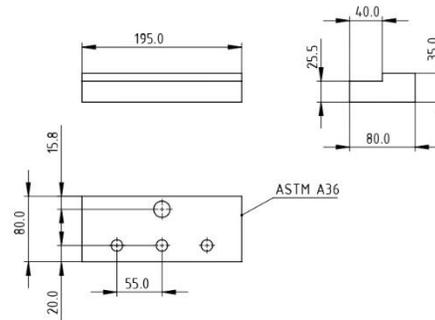
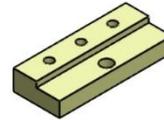
ASTM A36  
1/2" ESPESOR

## Movil - Sop Int Deliz



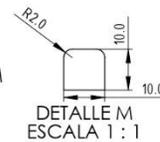
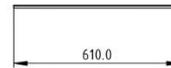
ASTM A36

## Ajuste - Sop Int Deliz

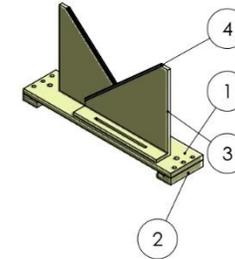


ASTM A36

## Borde de acero



DETALLE M  
ESCALA 1:1



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	PLACA BASE-SOP INT DESLIZ	1
2	AJUSTE-SOP. INT. DESLIZ.	2
3	MOVIL-SOP. INT. DESLIZ	2
4	borde acero	2

UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

DISÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS EN RETROEXCAVADORAS



SOPORTE MEDIO

Fecha: 15/07/2024

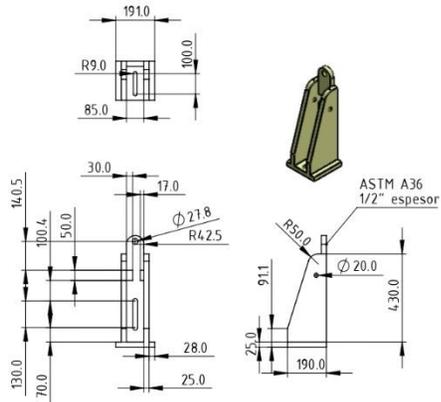
Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García

Hoja 1 de 1

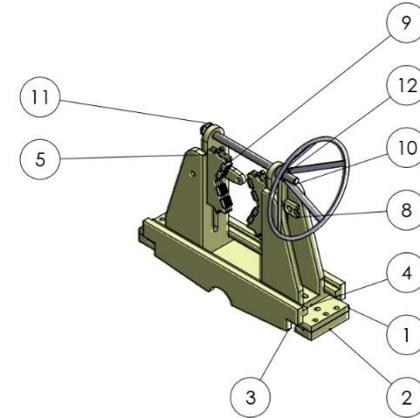
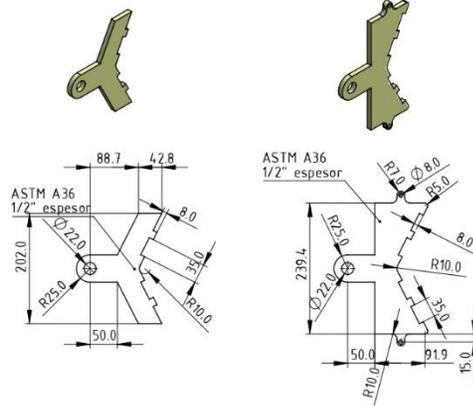
Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado

A3

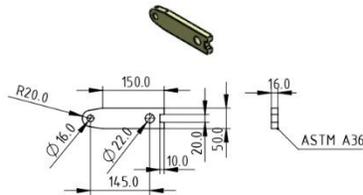
### Placa soporte



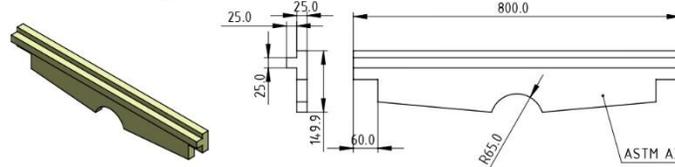
### Mordaza centro Mordaza



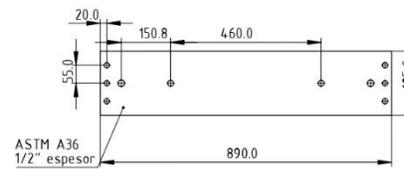
### Pin mordaza



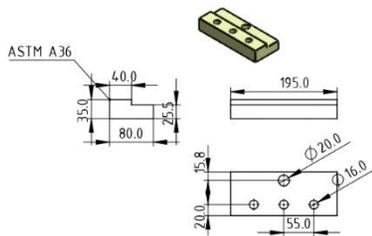
### Placa guia - Sop con mordaza



### Placa base - Sop con mordaza



### Ajuste - Sop con Mordaza



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	PLACA BASE-SOP. CON MORDAZA	1
2	AJUSTE-SOP. CON MORDAZA	2
3	PLACA GUIA-SOP. CON MORDAZA	2
4	PLACA MOVIL-SOP. CON MORDAZA A	1
5	PLACA MOVIL-SOP. CON MORDAZA B	1
6	MORDAZA	4
7	mordaza centro	2
8	PIN MORDAZA	2
9	DADO	8
10	AM -- M27 x 480 N	1
11	tuerca sujecion	1
12	volante	1

### UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS EN RETROEXCAVADORAS



ELEMENTOS DE LA PINZA DE SUJECION

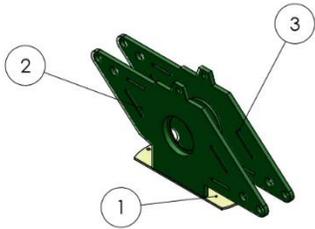
Fecha: 15/07/2024

Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García

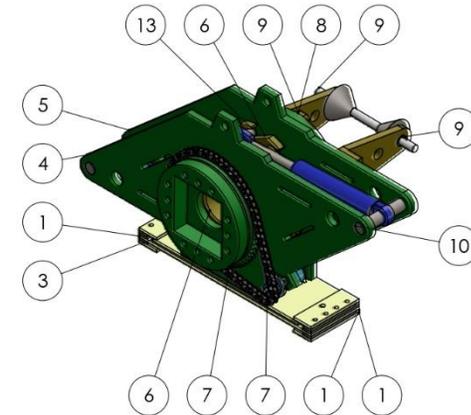
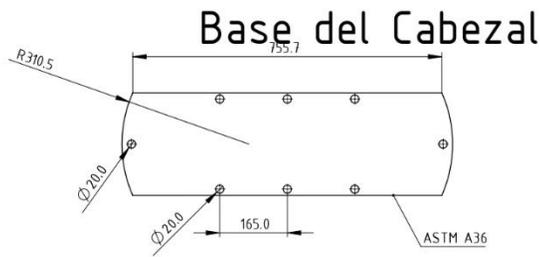
Hoja 1 de 1

Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado

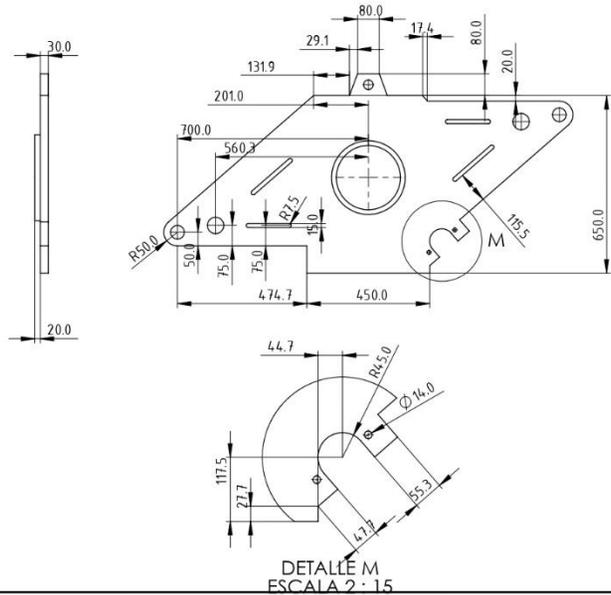
A3



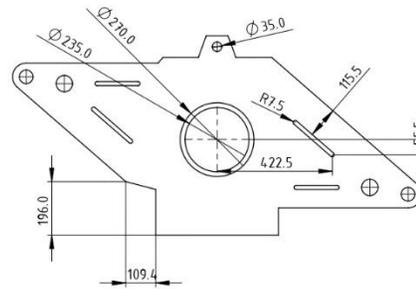
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Base del cabeza	1
2	cabezal	1
3	cabezal Motor	1



### Cabezal motor



### Cabezal



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	base cabeza	1
2	skf_bearing_30208_2	1
3	Base del cabeza	1
4	cabezal Motor	1
5	cabezal	1
6	engranaje eje	1
7	corona cadena piñon	1
8	Soporte de placa hexagonal - copia	1
9	pinza de agarre	1
10	eje camiseta	2
11	camiseta 1000-30	2
12	envolo 1000-30	2
13	eje engranaje	2

### UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

DISÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS EN RETROEXCAVADORAS

CABEZAL DE TORQUE

Fecha: 15/07/2024



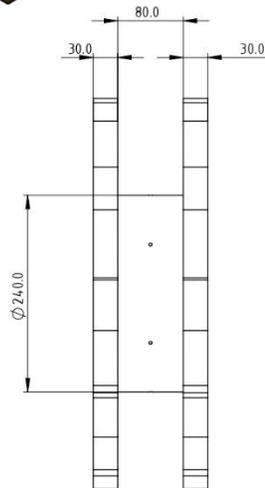
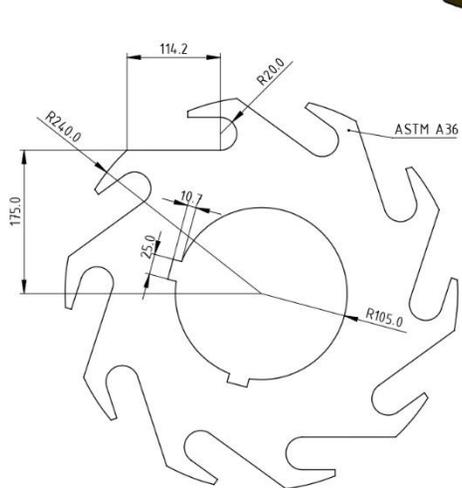
Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García

Hoja 1 de 3

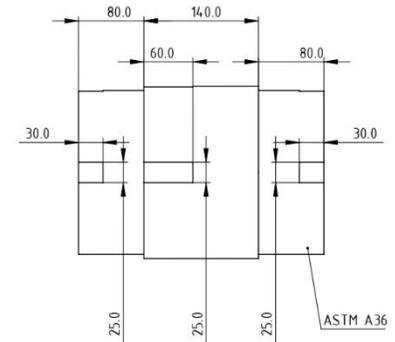
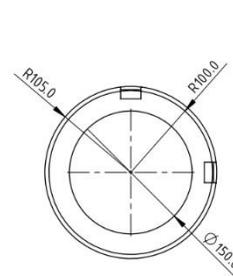
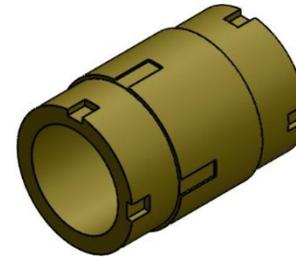
Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado

A3

## Engranaje

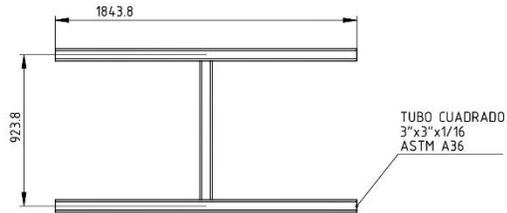


## Eje principal

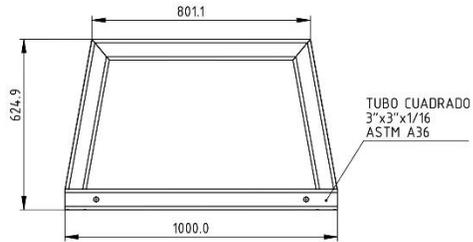


<b>UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO</b>			
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA		ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA	
DISEÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRÁULICOS EN RETROEXCAVADORAS			
	CABEZAL DE TORQUE		Fecha: 15/07/2024
	Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García		Hoja 3 de 3
	Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado		A3

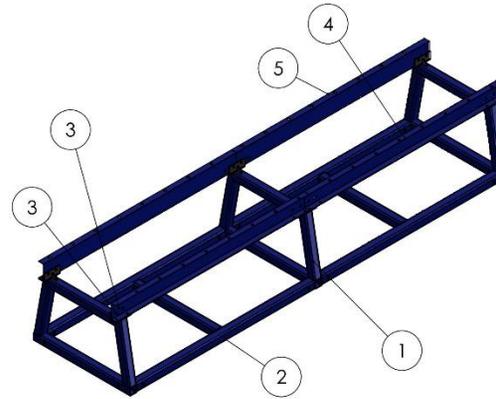
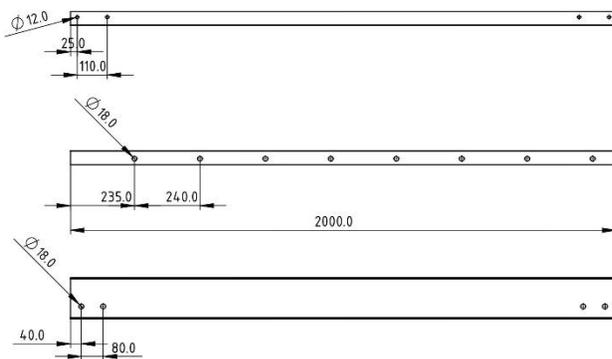
## Amarre atornillable



## Pata atornillable

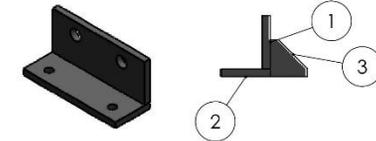


## Perfil U base (A y B)



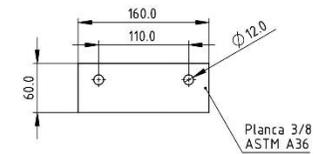
N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Pata atornillable	3
2	Amarre atornillable	2
3	L para riel	6
4	Perfil U base A	2
5	Perfil U base B	2

## L para riel

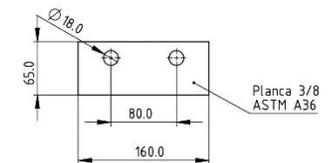


N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	placa vertical	1
2	placa horizontal	1
3	Cartela	1

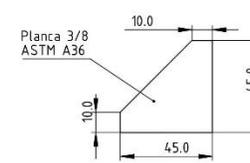
## Placa horizontal



## Placa vertical



## Cartela



## UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

DISEÑO DE UN DISPOSITIVO EXTRACTOR DE TAPAS PARA OPTIMIZAR EL PROCESO DE REPARACIÓN DE CILINDROS HIDRAULICOS EN RETROEXCAVADORAS



BANCADA

Fecha: 15/07/2024

Dibujado por: Gustavo Calderón y Julio García

Hoja 1 de 1

Aprobado por: Dr. Freddy Dávila Hurtado

A3

## Anexo 05.- Ficha técnica de los cilindros hidráulicos

### Stick Cylinder (M0065640-02)

SMCS - 5458

i07346321

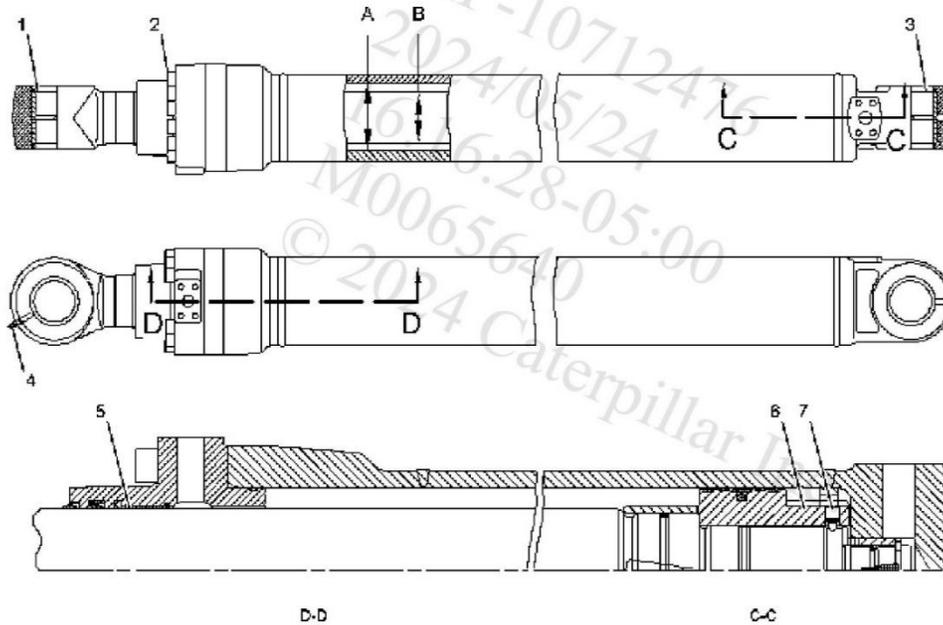


Illustration 1

g02730787

Table 1

Specification for 341-2802 Stick Cylinder and Seal Gp and 341-2807 Stick Cylinder and Seal Gp			
Item	Qty	Part	Specification Description
1	1	240-2914 Bushing	Inside diameter before assembly is 80.20 ± 0.04 mm (3.157 ± 0.002 inch). Installation depth is 10 mm (0.4 inch).
2	12	4I-3628 Bolt	Torque to 367 ± 55 N·m (271 ± 41 lb ft).
A	1	352-1098 Stick Cylinder As	Bore diameter is 140 mm (5.5 inch).
B	1	352-1104 Rod As	Diameter is 100 mm (3.9 inch).
3	2	357-5711 Bushing	During press fit, insert the bushing on the side of the housing with the taper. Inside diameter before assembly is 80.32 ± 0.03 mm

## Steering Cylinder (REN8870-01)

SMCS - 4303

i07989466

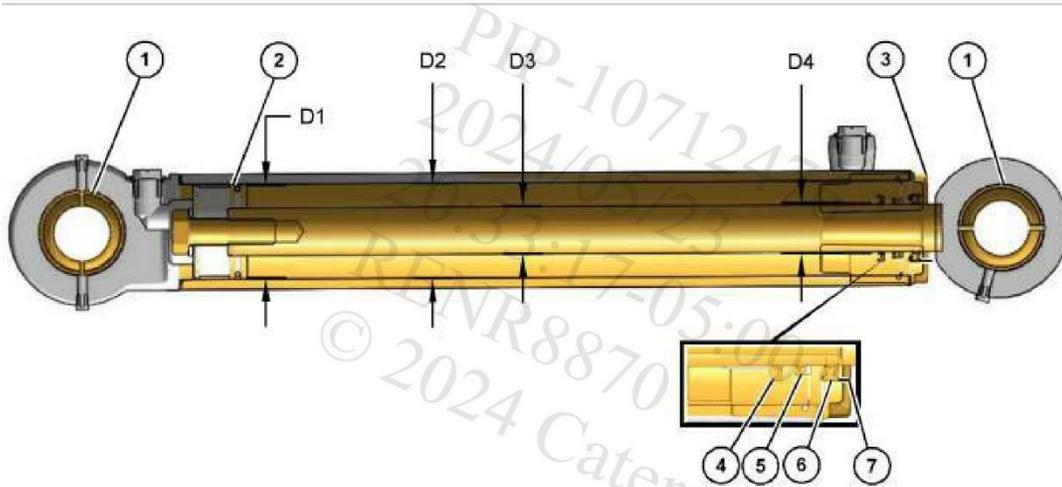


Illustration 1

g06499770

Table 1

Item	Qty	Part	Specification Description
1	2	<b>9M-1328</b> Self-Aligning Bearing	Bore before assembly is 50.787 ± 50.8 mm (1.9995 ± 2.00 inch).
2	1	<b>173-9779</b> Bolt	Torque to 900 ± 100 N·m (664 ± 74 lb.ft).
3	1	<b>163-0326</b> Piston	Bore over two lands (D1) is 88.4 ± 0.03 mm (3.48 ± 0.001 inch).
D2	1	<b>163-0325</b> Cylinder As	Bore is 88.9 ± 0.08 mm (3.50 ± 0.003 inch).
D3	1	<b>163-0327</b> Rod As	Diameter is 44.4 ± 0.038 mm (1.75 ± 0.0015 inch).
4	1	<b>314-9339</b> Head	Before assembly, lubricate the threads with clean grease. Torque to 600 ± 130 N·m (443 ± 96 lb ft). Bore over four lands (D4) is 44.78 ± 0.03 mm (1.763 ± 0.001 inch).
5	1	<b>308-1884</b> Seal As	Lubricate the sealing lips lightly with the lubricant that is being sealed.
6	1	<b>308-1883</b> Seal As	Lubricate the sealing lips lightly with the lubricant that is being sealed.
7	1	<b>308-1880</b> Wiper Seal	Lubricate the sealing lips lightly with the lubricant that is being sealed.
8	-	-	Before assembly, apply green Loctite 609 to the wiper

## Swing Cylinder (UENR2318-02)

SMCS - 5105

i08030435

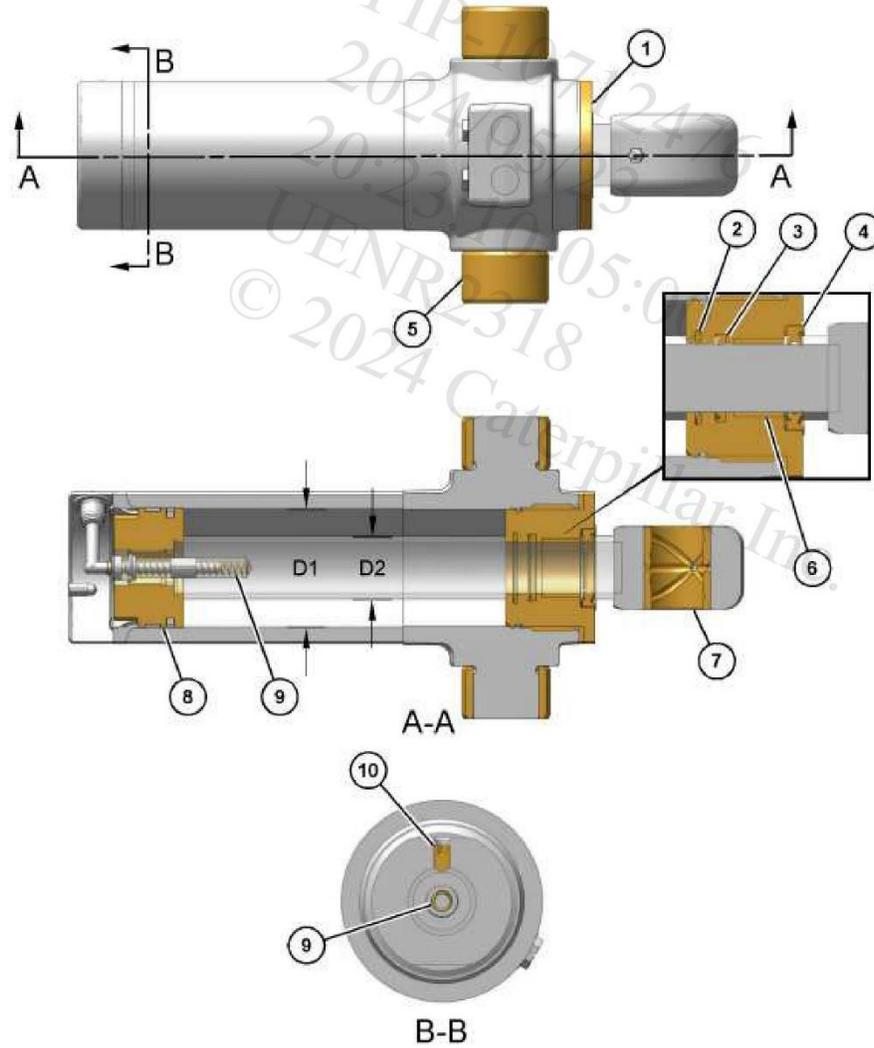


Illustration 1  
Typical example

g06515396

Table 1

Item	Qty	Part	Specification Description
1	1	269-0388 Head	Before assembly, lubricate the threads with clean grease. Torque to $775 \pm 25 \text{ N}\cdot\text{m}$ ( $572 \pm 18 \text{ lb ft}$ ).

## Tilt Cylinder (REN3510-01)

SMCS - 5104

i01631660

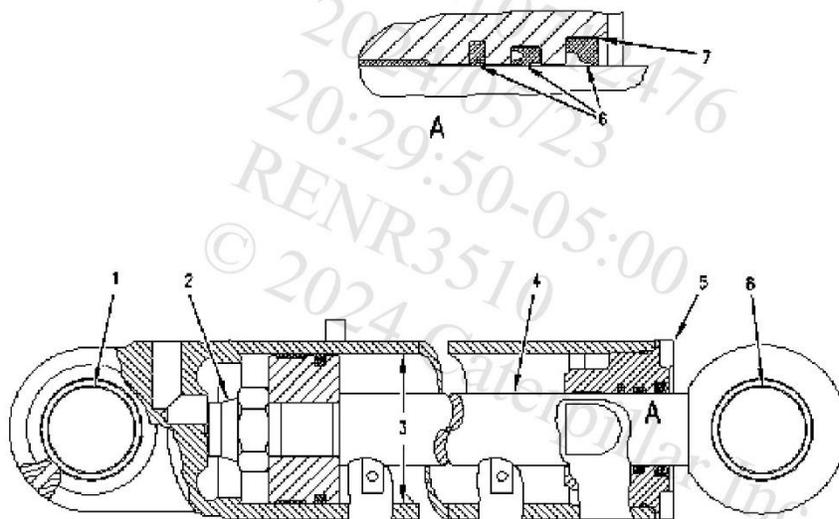


Illustration 1  
141-7484 Tilt Cylinder Gp

g00845173

- (1) Diameter of the bearing before installation ...  $76.481 \pm 0.020$  mm ( $3.0111 \pm 0.0008$  inch)
- (2) Lubricate the threads of the nut with clean grease. Torque for the nut ...  $3400.0 \pm 340.0$  N·m ( $2500.00 \pm 250.00$  lb ft)
- (3) Bore diameter of a new cylinder tube ...  $133.35 \pm 0.08$  mm ( $5.250 \pm 0.003$  inch)
- (4) Diameter of a new rod ...  $63.450 \pm 0.038$  mm ( $2.4980 \pm 0.0015$  inch)
- (5) Before assembly, lubricate the threads with clean grease.  
Torque for the head ...  $600.0 \pm 130.0$  N·m ( $440.00 \pm 95.00$  lb ft)  
Diameter of the lands ...  $63.780 \pm 0.030$  mm ( $2.5110 \pm 0.0012$  inch)
- (6) Lubricate the sealing lips with a small amount of the lubricant that is being sealed.
- (7) Before installation, apply **4C-4032** Bearing Mount Compound to the wiper seal groove.
- (8) Diameter of the bearing before installation ...  $76.481 \pm 0.020$  mm ( $3.0111 \pm 0.0008$  inch)