

## NOMBRE DEL TRABAJO

**“DISEÑO DE UNA MESA ELEVADORA PARA EL MANTENIMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS DE HASTA 10 00**

## AUTOR

**EDGARD ADIB HERNANDEZ PACHAS**

## RECUENTO DE PALABRAS

**19530 Words**

## RECUENTO DE CARACTERES

**103036 Characters**

## RECUENTO DE PÁGINAS

**147 Pages**

## TAMAÑO DEL ARCHIVO

**32.4MB**

## FECHA DE ENTREGA

**Sep 26, 2024 3:07 PM GMT-5**

## FECHA DEL INFORME

**Sep 26, 2024 3:09 PM GMT-5**

● **6% de similitud general**

El total combinado de todas las coincidencias, incluidas las fuentes superpuestas, para cada base de datos.

- 6% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 1% Base de datos de trabajos entregados
- 0% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

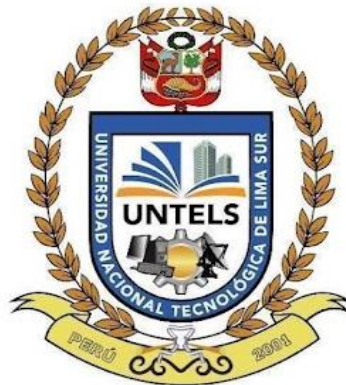
● **Excluir del Reporte de Similitud**

- Material bibliográfico
- Material citado
- Material citado
- Material citado
- Coincidencia baja (menos de 12 palabras)

**4** UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLÓGICA DE LIMA SUR

**FACULTAD DE INGENIERÍA Y GESTIÓN**

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**



**“DISEÑO DE UNA MESA ELEVADORA PARA EL MANTENIMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS, DE HASTA 1000 KG DE MASA EN LA EMPRESA DP WORLD”**

**4** TESIS

Para optar el Título Profesional de

**INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**PRESENTADO POR EL BACHILLER**

HERNANDEZ PACHAS, EDGARD ADIB  
ORCID: 0000-0002-2074-7318

**ASESOR**

MURILLO MANRIQUE, MARGARITA FREDESVINDA  
ORCID: 0000-0003-2580-0082

**VILLA EL SALVADOR  
2024**

## **DEDICATORIA**

A Jesucristo, fuente de sabiduría y guía inquebrantable, le dedico esta tesis. En cada paso de este viaje académico, su luz ha iluminado mi camino y ha sido mi roca inamovible.

A mis queridos abuelos, Fidel Alejandro Pachas Pérez, Luzmila Matías Matías, Andrés Hernández Navarrete, quienes desde el principio anhelaron verme convertirme en ingeniero. Este logro es también su legado, su deseo convertido en realidad. Aunque ya no estén físicamente, su amor y visión han sido mi inspiración constante.

A mi madre, Rosa Amelia Pachas Matías y padre, Alberto Juan Hernández Flores, pilares incansables de apoyo. Su sacrificio, amor incondicional y aliento constante han sido mi motor. Este logro es también un reflejo de sus sueños compartidos y valores transmitidos.

A mi hermana, Karina Cristina Hernández Pachas compañera de aventuras y confidente. Su ánimo y apoyo han sido mi fuente de fuerza, y esta tesis lleva consigo el eco de nuestras risas y complicidad.

Mis tíos queridos que han sido apoyo y consejo durante estos años Julián e Isabel, es grato saber que puedo contar con ustedes para seguir avanzando.

A mi enamorada, cuyo cariño ha sido de gran ayuda en este proceso. Su apoyo incondicional, comprensión y alegría han convertido cada desafío en una oportunidad para crecer y aprender.

A todos aquellos que han sido parte de este viaje, mi querida madrina Lucy, que siempre tengo presente y ejemplo de mejorar como persona y a mi amigo de parroquia, gracias por su presencia y apoyo. Esta tesis es un tributo a la fe, amor y amistad que han tejido el tapiz de mi trayectoria académica.

Con gratitud y amor,

## **AGRADECIMIENTOS**

Con profunda gratitud, a la Universidad Nacional Tecnológica de Lima Sur por ser fuente de conocimiento y desarrollo académico.

Expreso mi sincero reconocimiento a la Dra. Margarita F. Murillo Manrique, mi respetada asesora, por su dedicación y sabiduría que han sido fundamentales para el éxito de esta tesis.

También, agradezco a mis colegas y amigos por su valiosa contribución a este trabajo.

A la comunidad universitaria, a mis compañeros y profesores, les agradezco por enriquecer mi experiencia académica y personal.

Este logro se ha materializado gracias al apoyo crucial de la Universidad Nacional Tecnológica de Lima Sur, la guía experta de la Dra. Margarita F. Murillo Manrique y la colaboración de mis colegas y amigos.

## RESUMEN

El objetivo de este proyecto fue concebir y diseñar una mesa elevadora dedicada al mantenimiento de equipos mecánicos y eléctricos, con una capacidad de carga de hasta 1000 kg, en las instalaciones de la empresa DP World. El procedimiento se dividió en tres fases: en la fase inicial, se establecieron los criterios y requisitos específicos de los materiales, priorizando aquellos que cumplieran con estándares óptimos de resistencia, rigidez, peso, densidad, facilidad de fabricación y costos. Durante el proceso de diseño, la segunda fase, se elaboraron bocetos conceptuales y se realizaron modelados 3D utilizando herramientas CAD, con el fin de visualizar y perfeccionar el diseño de la mesa elevadora, finalizando con una tercera fase para el sistema de elevación hidráulico, mecanismos de seguridad, ergonomía y flexibilidad, y un análisis detallado del dimensionamiento y distribución de cargas. Los resultados obtenidos a través de simulaciones y cálculos en la fase de análisis estructural demostraron que la mesa cumplía con los estándares de carga y resistencia establecidos, destacando la inclinación calculada de  $15.30^\circ$  y la capacidad de rotación de  $360^\circ$ , características diseñadas específicamente para facilitar el acceso a los equipos durante las operaciones de mantenimiento. Estas mejoras no solo optimizan la eficiencia de las tareas de mantenimiento, sino que también fortalecen la seguridad en entornos industriales de alto rendimiento. Finalmente, la selección de los actuadores hidráulicos se basó en criterios como resistencia a la presión, compatibilidad con fluidos hidráulicos, fiabilidad, durabilidad y facilidad de mantenimiento, validando un diseño funcional y seguro.

**Palabras Clave:** Mesa elevadora, simulación estructural, análisis estructural, carga y resistencia, modelados 3d, actuador hidráulico.

## ABSTRACT

The objective of this project was to conceive and design an elevating table dedicated to the maintenance of mechanical and electrical equipment, with a load capacity of up to 1000 kg, at the facilities of the company DP World. The procedure was divided into three phases: in the initial phase, the specific criteria and requirements of the materials were established, prioritizing those that met optimal standards of strength, rigidity, weight, density, ease of manufacture, and cost. During the design process, the second phase, conceptual sketches were developed, and 3D models were created using CAD tools, in order to visualize and refine the design of the elevating table, culminating in a third phase for the hydraulic lifting system, safety mechanisms, ergonomics and flexibility, and a detailed analysis of dimensioning and load distribution. The results obtained through simulations and calculations in the structural analysis phase demonstrated that the table met the established load and resistance standards, highlighting the calculated inclination of  $15.30^\circ$  and the rotation capacity of  $360^\circ$ , characteristics specifically designed to facilitate access to the equipment during maintenance operations. These improvements not only optimize the efficiency of maintenance tasks, but also strengthen safety in high-performance industrial environments. Finally, the selection of the hydraulic actuators was based on criteria such as pressure resistance, compatibility with hydraulic fluids, reliability, durability, and ease of maintenance, validating a functional and safe design.

**Keywords:** elevating table, structural simulation, structural analysis, load and resistance, 3d models, hydraulic actuator.

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTOS	iii
RESUMEN	iv
ABSTRACT	v
LISTA DE FIGURAS	viii
LISTA DE TABLAS	x
<b>INTRODUCCION</b>	1
<b>CAPITULO I PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA</b>	3
1.1.DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	3
1.2.FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	3
1.2.1.Problema general	3
1.2.1.Problemas especificos	3
1.3.OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	4
1.3.1.Objetivo general	4
1.4.DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN	4
1.4.1.Delimitación espacial	4
1.4.2.Delimitación temporal	4
1.5.Justificación de problema	5
<b>CAPITULO II MARCO TEÓRICO</b>	7
2.1.ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN	7
2.1.1.Antecedentes Nacionales	7
2.1.2.Antecedentes Internacionales	8
2.2.BASES TEÓRICAS	10
2.2.1.Mesa Elevadora	10
2.2.2.Mantenimiento Mecánico	14
2.2.3.Diseño mecánico	17
<b>CAPITULO III VARIABLES E HIPÓTESIS</b>	25
3.1.DEFINICIÓN OPERACIONAL DE LAS VARIABLES	25
3.2.HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN	25
3.2.1.Hipótesis general	25
3.2.2.Hipótesis específicas	26

<b>CAPITULO IV METODOLOGÍA</b>	27
4.1.DISEÑO DE INVESTIGACIÓN	27
4.2.DESCRIPCIÓN DE LA METODOLOGÍA	27
19 4.2.1.Implementación del tema de investigación	27
4.2.2.Pruebas realizadas	29
4.2.2.1.Desarrollo de la primera fase	29
4.2.2.2.Desarrollo de la segunda fase	32
4.2.2.3.Desarrollo de la tercera fase	67
1 4.3.POBLACIÓN Y MUESTRA	76
4.4.TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE DATOS	77
4.5.INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS	77
4.6. RESULTADOS	79
<b>CAPITULO V DISCUSIÓN DE RESULTADOS</b>	83
<b>CAPITULO VI CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	85
6.1.CONCLUSIONES	85
6.2.RECOMENDACIONES	86
<b>CAPITULO VII REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	87
<b>ANEXOS</b>	90
Anexo 1. Matriz de consistencia	90
Anexo 2. Instrumentos de recolección de datos	91
Anexo 3. Formato de Validación de Experto	92
Anexo 4. Simulación de una tijera	93
Anexo 5. Planos de fabricación.	104
Anexo 6. Actuares hidráulicos, Garruchas, Chumaceras	129
Anexo 7 Condiciones de diseño del Inventor Nastran	135



## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> Mesa elevadora Simple	12
<b>Figura 2</b> Mesa Elevadora Doble	13
<b>Figura 3</b> Mesa elevadora múltiple	14
<b>Figura 4</b> Mesa elevadora con muelle de carga	14
<b>Figura 5</b> Fases del proceso de diseño que reconocen múltiples retroalimentaciones e interacciones	18
<b>Figura 6</b> Interfaz del SolidWorks	20
<b>Figura 7</b> Criterio de Von Mises para tensiones biaxiales	25
<b>Figura 8</b> Análisis de esfuerzos en SolidWorks	25
<b>Figura 9</b> Diseño de investigación Científica	27
<b>Figura 10</b> Características principales de la mesa	32
<b>Figura 11</b> Diagrama de cuerpo libre de la mesa	33
<b>Figura 12</b> Diagrama de cuerpo libre desde la plataforma	34
<b>Figura 13</b> Diagrama de Cuerpo Libre de una tijera.	35
<b>Figura 14</b> Fuerza del pistón y fuerza Normal	37
<b>Figura 15</b> Reacciones $E_y$ y $D_y$ que actúan sobre la plataforma	38
<b>Figura 16</b> Reacciones $C_y$ y $C_y$ que actúan sobre la barra BD.	39
<b>Figura 17</b> Primera posición, pistón contraído mesa en su nivel de altura mínima.	39
<b>Figura 18</b> Segunda posición, pistón elongado o extendido, mesa en su nivel de altura máxima.	40
<b>Figura 19</b> Rotación de coordenadas	41
<b>Figura 20</b> Fuerzas de interacción rotadas a lo largo de una de las tijeras	42
<b>Figura 21</b> Componentes transversales y normales de las reacciones en B, obtenidas de las $B^N$ y $B^T$	43
<b>Figura 22</b> Componentes transversales y normales de las reacciones en C, obtenidas de las $C^N$ y $C^T$	44
<b>Figura 23</b> Componentes transversales y normales de las reacciones en D, obtenidas de las $D^N$ y $D^T$	45
<b>Figura 24</b> Grafica comparativa de esfuerzo en el punto B.	46
<b>Figura 25</b> Grafica comparativa de esfuerzo en el punto C	47

<b>Figura 26</b>	Grafica comparativa de esfuerzo en el punto D	48
<b>Figura 27</b>	Tensiones Von Mises de una tijera.	49
<b>Figura 28</b>	Desplazamiento de una tijera	49
<b>Figura 29</b>	Deformación Unitaria de una tijera	50
<b>Figura 30</b>	Factor de Seguridad en la tijera	50
<b>Figura 31</b>	Escenario A: Distribución de carga	51
<b>Figura 32</b>	Escenario B: Distribución de carga	52
<b>Figura 33</b>	Configuración de malla en el modelo	53
<b>Figura 34</b>	Tamaño de malla y fallos en elementos del diseño	54
<b>Figura 35</b>	Restricciones para ambos escenarios	55
<b>Figura 36</b>	Convergencia de malla	56
<b>Figura 37</b>	Post Procesamiento Tensión de Von Mises en el Escenario A.	56
<b>Figura 38</b>	Procesamiento del eje Escenario A	57
<b>Figura 39</b>	Procesamiento del Pines Escenario A	57
<b>Figura 40</b>	Post Procesamiento de desplazamientos en el Escenario A.	58
<b>Figura 41</b>	Reacciones en los apoyos para evaluación de volteo en el Escenario A	59
<b>Figura 42</b>	Post Procesamiento pandeo en el Escenario A	60
<b>Figura 43</b>	Post Procesamiento Tensión de Von Mises en el Escenario B	61
<b>Figura 44</b>	Procesamiento del eje Escenario B	62
<b>Figura 45</b>	Procesamiento de pines Escenario B	62
<b>Figura 46</b>	Post Procesamiento Desplazamiento en el Escenario B	63
<b>Figura 47</b>	Reacciones en los apoyos para evaluación de volteo en el Escenario B	64
<b>Figura 48</b>	Post procesamiento Pandeo en el Escenario B	65
<b>Figura 49</b>	Fragmento de la Tabla del proveedor CICROSA Hidráulica	69
<b>Figura 50</b>	Grafica de fuerzas de ambos cilindros hidráulicos	70
<b>Figura 51</b>	Diagrama de cuerpo libre de la Plataforma y Sub plataforma	70
<b>Figura 52</b>	Diagrama de Cuerpo Libre para el tercer cilindro	71
<b>Figura 53</b>	Fragmento de la Tabla del proveedor	72
<b>Figura 54</b>	Grafica de fuerzas del tercer cilindro hidráulico	72
<b>Figura 55</b>	Acople 360° de la sub plataforma y el elemento giratorio	73
<b>Figura 56</b>	Centro de gravedad de la mesa en el escenario A	74
<b>Figura 57</b>	Centro de gravedad de la mesa en el escenario B	74
<b>Figura 58</b>	Velocidad de extensión de la mesa	75
<b>Figura 59</b>	Aceleración de una tijera	75

<b>Figura 60</b> Aceleración del cilindro hidráulico	76
<b>Figura 61</b> Curva del centro de masa de la mesa elevadora	76

## LISTA DE TABLAS

<b>Tabla 01</b> Definición operacional de las variables	25
<b>Tabla 02</b> Propiedades físicas para acero ASTM A36	30
<b>Tabla 03</b> Propiedades físicas para ejes material SAE 1045	30
<b>Tabla 04</b> Propiedades físicas para pernos ASTM A325 para pernos entre 0.5” a 1”	30
<b>Tabla 05</b> Propiedades físicas para pernos ASTM A325 para pernos entre 0.5” a 1”	31
<b>Tabla 06</b> Condiciones del diseño por el cliente	32
<b>Tabla 07</b> Valores obtenidos para $F_p$ y $N$ mediante las distintas posiciones del ángulo de inclinación.	36
<b>Tabla 08</b> Valores obtenidos para $E_y$ y $D_y$ mediante las distintas posiciones del ángulo de inclinación.	37
<b>Tabla 09</b> Valores obtenidos para $C_x$ y $C_y$ mediante las distintas posiciones del ángulo de inclinación.	38
<b>Tabla 10</b> Resultados de la matriz $B^N$ y $B^T$	43
<b>Tabla 11</b> Resultados de la matriz $C^N$ y $C^T$	44
<b>Tabla 12</b> Resultados de la matriz $D^N$ y $D^T$	45
<b>Tabla 13</b> Valores analizados en el eslabón B	46
<b>Tabla 14</b> Valores analizados en el eslabón C	47
<b>Tabla 15</b> Valores analizados en el eslabón D	48
<b>Tabla 16</b> Condiciones de Diseño	52
<b>Tabla 17</b> Resultados del ensayo del Escenario A	58
<b>Tabla 18</b> Resultados del ensayo del Escenario B	63
<b>Tabla 19</b> Costo de la fabricación de la mesa elevadora.	65
<b>Tabla 20</b> Valores para la selección del tercer cilindro hidráulico	71
<b>Tabla 21</b> Validez del Instrumento por Juicio de Expertos con la Prueba Binomial	78
<b>Tabla 22</b> Detalles de condiciones mínimas que solicita el cliente, como masa de elevación y altura de trabajo	79
<b>Tabla 23</b> Comparación del diseño cuyas características abarcan casi todos los modelos de las mesas existentes en el mercado.	82

## INTRODUCCION

La investigación titulada "Diseño de una Mesa Elevadora para el Mantenimiento de Equipos Mecánicos y Eléctricos de hasta 1000 kg de Masa en la Empresa DP World", se sustenta en un análisis exhaustivo de plataformas móviles y elevadoras previamente estudiadas. Entre estos antecedentes destacan la plataforma giratoria móvil desarrollada por García (2021), la plataforma de tijera diseñada por Santiesteban (2020) y la rampa para motocicletas propuesta por Oporto (2019). Estas investigaciones previas han servido como fuente de inspiración para el presente estudio, el cual se centra en el diseño de una mesa elevadora especialmente adaptada a las necesidades específicas de DP World.

El propósito de esta investigación es comprender el impacto que un diseño óptimo de mesa elevadora puede tener en las labores de mantenimiento de equipos, buscando mejorar la eficiencia en estas tareas y fomentar soluciones tecnológicas innovadoras. Para lograr este propósito, el objetivo principal consiste en diseñar una mesa elevadora que responda de manera efectiva a las necesidades de mantenimiento, abordando aspectos clave como el diseño de elementos, selección del actuador hidráulico, grados de inclinación y rotación de la subplataforma.

El enfoque sistematizado se estructura de la siguiente manera:

Capítulo I: Planeamiento del problema: En este capítulo se detalla el problema, su formulación y los objetivos específicos de la investigación. También se establece la delimitación espacial y temporal del estudio.

Capítulo II: Marco teórico: Aquí se presentan los antecedentes tanto a nivel nacional como internacional que son relevantes para el tema en estudio. Se proporciona información sobre diseños similares de mesas elevadoras y su aplicación en diferentes contextos, así como las bases teóricas que sustentan la investigación.

Capítulo III: Variables e hipótesis: Este capítulo describe las variables involucradas en el estudio, incluyendo su definición operacional. Además, se presentan las hipótesis que guiarán la investigación.

Capítulo IV: Metodología: En este capítulo se explica el método y diseño de la investigación desarrollado y analizado en cada fase del proceso de la mesa elevadora.

Finalmente, para concluir la investigación, se incluyen las conclusiones y recomendaciones derivadas del estudio. También se proporciona la referencia bibliográfica detallada de las fuentes utilizadas. Además, <sup>4</sup> se consideran los anexos que contienen información adicional que valida el trabajo realizado.

# CAPITULO I

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

### 1.1. Descripción del problema

DP World la operación de equipos mecánicos y eléctricos enfrenta desafíos significativos en términos de mantenimiento. La elevación de equipos pesados representa un riesgo importante de lesiones para los trabajadores, mientras que el acceso a áreas de difícil alcance dificulta las tareas de mantenimiento, prolongando así los tiempos necesarios para su ejecución. La carencia de herramientas adecuadas no solo afecta la calidad del trabajo, sino que también aumenta el riesgo de accidentes. Además, la falta de capacitación para el personal contribuye a la incorrecta manipulación de equipos durante el mantenimiento. Sumado a esto, la ausencia de un sistema de mantenimiento eficiente puede resultar en tiempos de inactividad no programados, impactando negativamente en la productividad general de la empresa. Estos problemas subrayan la necesidad de abordar de manera integral el proceso de mantenimiento en DP World.

### 1.2. Formulación del problema

#### 1.2.1. Problema general

¿Cómo será el diseño de una mesa elevadora para el mantenimiento de equipos mecánico y eléctricos, de hasta 1000 kg de masa en la empresa DP world?

#### 1.2.2. Problemas específicos

- a. ¿Cómo se diseñará las dimensiones, materiales y características para la mesa elevadora que garantice estabilidad, resistencia y usabilidad con cargas de hasta 1000 kg?
- b. ¿Cómo se seleccionará el sistema hidráulico para la mejor combinación de fuerza, precisión y rendimiento para la mesa elevadora?
- c. ¿Cómo diseñar un mecanismo de inclinación seguro y estable que permita ángulos de desplazamientos superiores a 30° manteniendo la capacidad de carga?
- d. ¿Cómo se diseñará un sistema de rotación de 360° que sea seguro, resistente y fácil de usar en la mesa elevadora?

27

### 1.3. Objetivos de la investigación

#### 1.3.1. Objetivo general

Diseñar una mesa elevadora para el mantenimiento de equipos mecánicos y eléctricos, de hasta 1000 kg de masa en la empresa DP world.

#### 1.3.2. Objetivos específicos

- a. Diseñar las dimensiones, materiales y características para la mesa elevadora que garantice estabilidad, resistencia y usabilidad con capacidad 1000 kg.
- b. Seleccionar el sistema hidráulico para la mejor combinación de fuerza, precisión y un adecuado rendimiento para la mesa elevadora.
- c. Diseñar un mecanismo de inclinación seguro y estable que permita ángulos de desplazamientos superiores a 30° manteniendo la capacidad de la carga.
- d. Diseñar el óptimo sistema de rotación de 360°, que sea seguro, resistente y fácil de usar en la mesa elevadora.

29

### 1.4. Delimitación de la investigación

#### 1.4.1. Delimitación espacial

La investigación establece su delimitación espacial en la empresa electromecánica DP World, ubicada en la Av. Argentina 2450, provincia Constitucional del Callao departamento de Lima.

31

#### 1.4.2. Delimitación temporal

El desarrollo de la investigación está comprendido en el periodo del 18 de enero 2022 al 20 de noviembre 2023

## **1.5. Justificación de problema**

Justificación Técnica: La ausencia de un equipo versátil capaz de realizar trabajos de elevación, inclinación, rotación y soportar cargas de hasta 1000 kg ha generado la necesidad de diseñar una mesa elevadora mediante esta tesis. Este dispositivo busca proporcionar una solución integral para elevar piezas de gran peso a alturas cómodas de trabajo, así como ofrecer un ángulo de inclinación que facilite el mantenimiento y el desplazamiento de fluidos en motores y transformadores, y para llevar a cabo diversas tareas en equipos electromecánicos que requieran esta función. Además, la capacidad de rotación de una subplataforma permitirá una mayor movilidad y articulación con el equipo montado en ella, facilitando el trabajo en varias direcciones desde una posición fija y posibilitando la corrección y calibración de instalaciones.

El diseño de la mesa elevadora se llevará a cabo utilizando el software SolidWorks e Inventor, lo que permitirá visualizar el desarrollo desde las piezas más básicas hasta el ensamblaje completo del equipo. Además, mediante la simulación se podrá analizar el funcionamiento de la mesa elevadora antes de su fabricación. Se espera que este diseño contribuya a reducir la dependencia de equipos como montacargas y tecles mecánicos, ofreciendo una solución más versátil y eficiente para las necesidades de elevación y manipulación de cargas en entornos industriales.

Justificación Ambiental: La investigación también contribuirá al cuidado del medio ambiente al ofrecer una alternativa que permitirá a las actividades industriales reducir su dependencia de combustibles fósiles, como el petróleo, el gas y la gasolina, que son comúnmente utilizados por los montacargas. Además, esta alternativa ayudará a disminuir el uso constante de llantas, aceites y otras piezas no reutilizables que generan contaminación. Al diseñar una mesa elevadora más eficiente y sostenible, se promueve la reducción de la huella de carbono y se fomenta la conservación de los recursos naturales, lo que contribuye a un entorno industrial más respetuoso con el medio ambiente.

Justificación Económica: Este trabajo también presenta una alternativa rentable al limitar el gasto en combustibles al reducir el uso de maquinaria innecesaria. Además, al disminuir la necesidad de mantenimiento y los costos asociados con él, así como los pagos a los operarios de dichas máquinas y/o seguros ante posibles accidentes, se generará un ahorro significativo para la empresa. Asimismo, la reducción en el consumo de energía y la mejora en la eficiencia operativa contribuirán a aumentar la rentabilidad general del negocio. Al



adoptar esta solución, la empresa podrá optimizar sus recursos financieros y aumentar su competitividad en el mercado, lo que resultará en beneficios económicos a largo plazo.

Justificación de Seguridad en el Trabajo: El diseño propuesto proporciona una mayor libertad en el desarrollo de las actividades laborales, al tiempo que garantiza la protección de los trabajadores contra posibles accidentes. Al considerar estas medidas de seguridad, la empresa DP WORLD cumplirá con la Ley N° 29783, específicamente el Título IV, Artículos 17 y 18<sup>28</sup> de la Ley de Seguridad y Salud en el Trabajo. Estos artículos establecen que el empleador debe adoptar, asegurar, promover y fomentar todo acto que mejore la calidad y la seguridad de los trabajos realizados en la empresa. Al implementar este diseño, DP WORLD demostrará su compromiso con la seguridad y el bienestar de sus empleados, cumpliendo así con los estándares legales y promoviendo un entorno laboral seguro y saludable.

## CAPITULO II

### MARCO TEÓRICO

#### 2.1. Antecedentes de la investigación

Para el desarrollo de la investigación se han revisado antecedentes nacionales e internacionales como tesis, artículos y bibliografía, que servirá como información para la propuesta que se investiga.

##### 2.1.1. Antecedentes Nacionales

El diseño de elevadores de vehículos de tipo tijera involucra un proceso riguroso que comienza con el análisis de los requisitos de diseño y la normativa aplicable. A partir de ello, se procede al diseño de los diferentes componentes, incluyendo plataformas, barras, ejes, cilindros, rodamientos, ruedas, casquillos y anillos de seguridad además el uso de software de elementos finitos es fundamental en este tipo de proyectos, ya que permite simular el comportamiento de la estructura del elevador y validar los diseños obtenidos mediante el análisis analítico. De esta manera, los diseñadores pueden desarrollar un diseño funcional y seguro, cumpliendo con los requisitos de normativa establecidos. (García, 2021)

Para conseguir un diseño eficiente, es fundamental realizar un estudio estadístico para determinar el peso máximo de la persona designada, y luego aplicar principios de diseño mecánico para seleccionar los diversos mecanismos y elementos, como el sistema de traslación horizontal, el sistema de rieles guías de elevación, la estructura soporte y la canasta de elevación, asegurándose de que puedan resistir adecuadamente las cargas y esfuerzos que se presentan durante la operación. (Santisteban, 2020)

Es fundamental para lograr un diseño funcional y seguro hacer que la investigación se centra en componentes como el material de acero, el cilindro hidráulico y el armazón tipo tijera siguiendo estos puntos se obtendrá resultados más significativos que incluyan alternativas de fabricación que ofrecen un diseño eficiente para el mantenimiento mecánico de motocicletas, reduciendo el tiempo de mantenimiento y aumentando la seguridad de los operarios. Además, determina que un elevador accionado

por un pistón hidráulico cumple con las necesidades de costo y construcción (Oporto, 2019).

### **2.1.2. Antecedentes Internacionales**

Al analizar la utilidad de una mesa elevadora de motocicletas que puede cargar hasta 500 kg a alturas comprendidas entre los 800 mm y 850 mm hace que el diseño facilite el trabajo de los operarios al permitirles trabajar en una posición adecuada, reduciendo costos y previniendo accidentes gracias a la seguridad estructural que este brinda. Además, lo hace eficiente, económico y de fácil acceso, al tal punto que este modelo pueda entrar en una furgoneta (Vilaplana Pascual, 2022).

El objetivo del diseño de una mesa es reducir el uso de maquinarias ya que existen empresas que las utilizan enfrentando consigo a riesgos de fallos técnicos debido al mal uso o falta de mantenimiento. Es por eso que al diseñar de una mesa elevadora de tijera con capacidad de carga de 500 kg facilita la reparación de maquinaria a una altura adecuada, mejorando el bienestar del operario y optimizando el tiempo de reparación (Paris, 2021).

Es importante destacar que ninguno de los componentes de un elevador de tijera debe operar por encima de su límite elástico y que los coeficientes de seguridad y siempre deben estar dentro de los valores diseñados analíticamente. Este hará que cumpla con todos los requisitos normativos aplicables, demostrando ser óptimo y funcional (Jiménez, 2020).

La selección de un actuador hidráulico para el elevador de cargas móvil garantiza un funcionamiento adecuado del dispositivo, a pesar de que este incrementa ligeramente el costo de fabricación, esto con el tiempo demuestra que es una alternativa mejor al momento de diseñar. (Guarquila, 2019).

Al analizar el diseño de un sistema de elevación para una línea de ensamblaje de equipos de cocción, utilizando diversas herramientas multifuncionales como SolidWorks y FluidSim hacen que el uso de estas herramientas permita obtener valores óptimos en diseño y costos, logrando un ahorro del 53.41% por cada sistema de elevación implementado. (Silva, 2018).

Una herramienta adicional puede ser el uso de una matriz de decisión lo cual permite elegir una mejor manera de elevar cargas en la industria, seleccionando la mesa elevadora tipo tijera simple. Así mismo se resalta siempre el uso del SolidWorks para analizar los eslabones de la mesa e Inventor para el análisis del ensamblaje garantizando la integridad estructural del sistema de elevación a través de iteraciones para el estudio de la independencia de malla. (Medina, 2018).

Los elevadores hidráulicos de tijera son fáciles de usar y no requieren mantenimiento de rutina, además de poder levantar cargas más pesadas. Aunque su costo inicial es alto, su bajo costo de operación y los ahorros resultantes lo hacen rentable en poco tiempo, siendo útil en industrias que trabajan con metales oxidados (Amr et al., 2017).

El uso de un análisis estático denominado "hiperestático" para el diseño de su producto no solo permite desarrollar un producto rentable y funcional, mejorando tanto su técnica como su movilización si no también facilita el desarrollo al usar una correcta geometría y distribución de cargas. (Semassou, Ahouansou, Vodounnou, & Clotilde, 2021).

La propuesta de un diseño de una mesa que consta de varios componentes, incluyendo una base superior, una base inferior, eslabones, un husillo de avance, un soporte del rodillo, pasadores de conexión, un subconjunto del gato de tornillo helicoidal y una rueda helicoidal. Hacen que el diseño se centre en la rentabilidad y la portabilidad. (Shinde, A., Daphal, P., Nilange, P., Dongre, V., & Assistant, R., 2016).

Un elevador de tijera puede ser utilizado para apilar, subir o bajar, transportar y/o transferir material entre dos o más elevaciones. El proceso de diseño comienza con los brazos de tijera, seguido por el cilindro hidráulico, la plataforma superior, la plataforma base y finalmente las ruedas. Posteriormente, se realiza un diagrama de cuerpo libre para determinar los valores máximos de fuerza al final de los eslabones y la fuerza en el medio del enlace. Los resultados obtenidos muestran un diseño ergonómico y cómodo que permite al operador realizar sus funciones de manera tranquila y eficiente. (Momin, G. G., Hatti, R., Dalvi, K., Bargi, F., & Devare, R., 2015).

Una alternativa eficiente al mecanismo de tijera es el uso de una nueva configuración del mecanismo de elevación que se conforma de una palanca eficiente y estable para elevadores de automóviles móviles, así mismo es importante seguir un enfoque de diseño integral la nueva configuración requiere un análisis exhaustivo de la estabilidad estática, así como considerar la aceleración y la velocidad en el diseño del mecanismo sin dejar de lado el análisis cinemático, además de mediciones experimentales de esfuerzos para validar los métodos de análisis a utilizar (Seidakhmet et al., 2023)

El análisis estático de un elevador de tijera permite el desarrollo de un modelo matemático para estudiar los factores que afectan dicha estabilidad, lo cual es fundamental para el diseño de este tipo de dispositivos. El modelo matemático permite evaluar la influencia de parámetros clave como la carga, la geometría y las condiciones de apoyo en la estabilidad del elevador. (Bai et al., 2017)

De la misma forma la estabilidad estática de un elevador de tijera y las simulaciones numéricas permiten evaluar los factores que influyen en la estabilidad, se debe resaltar la importancia de este tipo de análisis en el desarrollo de este tipo de mecanismos, para esto es necesario la simulación para analizar el comportamiento del elevador bajo diferentes condiciones de carga y configuración, lo que les permite identificar puntos críticos y mejoras en el diseño. (Qiu et al., 2021)

En la conferencia internacional, Aklif M. N. y Abu N. Z. (2018) destacan la posibilidad de realizar el análisis de un sistema articulado utilizando herramientas estáticas, específicamente ANSYS Workbench. Mediante la función estática de este software, es posible determinar las cargas aplicadas y observar la deformación resultante. En sus conclusiones, los autores señalan que lograron obtener un resultado satisfactorio, desarrollando un diseño robusto con un factor de seguridad basado en el esfuerzo principal de 1.803 y de 1.672 cuando se emplearon tensiones equivalentes.

## **2.2. Bases Teóricas**

### **2.2.1. Mesa Elevadora**

Edmolift (2020), explica que una mesa elevadora se conforma de cinco elementos principales: el primer elemento es la base, este elemento se encarga de soportar todo el

montaje, tiene que ser fuerte y rígido, dicha base se une al segundo elemento que viene dado por las tijeras, estas tijeras se unen con la base mediante uno de sus extremos, aquí se encontrará al menos un actuador hidráulico, este se encargará de realizar el movimiento vertical del tercer elemento que es el de la plataforma, en dicha plataforma el operario podrá realizar las funciones necesarias. A continuación, se encuentran los actuadores hidráulicos de las tijeras, estos realizan movimientos de elongación gracias al cuarto elemento que es el grupo hidráulico, es aquí en donde se almacena el aceite que genera el trabajo hidráulico al captar la orden del quinto último elemento que es la unidad de control, no es nada más que las botoneras que dan la orden para subir y bajar la plataforma. En su definición también especifica los elementos, las funciones y los tipos de mesa elevadora.

#### **a. Elementos de una mesa elevadora**

- a.1.** Base- estructura inferior que en su gran parte es fija, esta estructura es la que le da la estabilidad a la mesa, por lo general la base tiene una forma rectangular o en su defecto cuadrada.
- a.2** Tijeras- son los elementos unidos mediante ejes que al juntarse permiten el movimiento de subida y bajada de la estructura de la mesa cuando se empiece a ejercer presión en el interior de unos actuadores hidráulicos, ya que estos actuadores se encuentran unidos a la tijera.
- a.3** Plataforma- es la estructura paralela a la base, esta estructura se separa de la base mediante las tijeras, y se eleva o baja gracias al movimiento que ejerzan las tijeras por medio de los actuadores hidráulicos que se unen a estas.
- a.4** Actuador Hidráulico- es un sistema mecánico que consta de un cilindro tubular que en su interior contiene un vástago, dicho vástago presenta en uno de sus extremos al pistón y en el otro al ojo del vástago, el desplazamiento del vástago se produce mediante el ingreso del aceite al interior del cilindro tubular, empujando el pistón y este a su vez al ojo del vástago.
- a.5** Unidad de Control- la unidad de control que permite activar o desactivar el paso del aceite hidráulico por los elementos oleo hidráulicos que permiten el paso del aceite hasta llegar al nivel de altura o grado de inclinación requerido.

## **b. Funciones de una mesa elevadora**

**b.1** Grado de inclinación, denominamos al grado de inclinación como la pendiente que ejerce la plataforma con respecto a la base de la mesa de tijera, permitiendo ganar una inclinación a favor de ciertos trabajos en el mantenimiento.

**b.2** Rotación, se denomina rotación para el elemento encima de la plataforma, subplataforma, esta última gira sobre su eje dependiendo el grado de rotación necesaria para realizar trabajos de mantenimiento.

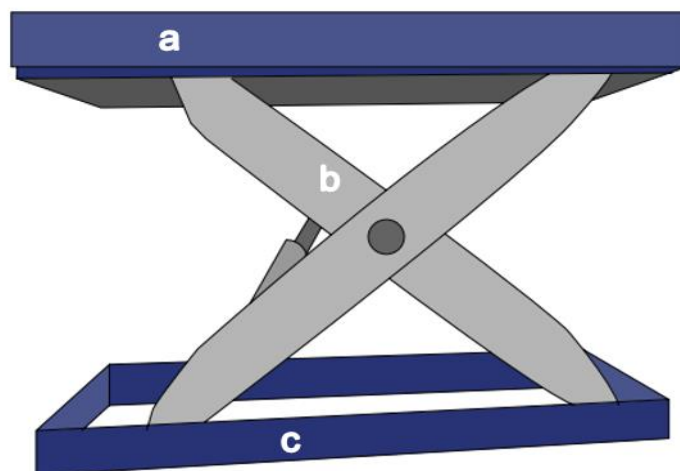
## **c. Tipos de mesas elevadora**

### **c.1** Mesa elevadora simple

Las mesas elevadoras simples son plataformas destinadas a transportar o posicionar mercancías entre determinados niveles de elevación así también ofrecen una buena estabilidad y posibilitan su acceso libre en los 4 laterales; lo que permite su incorporación como elemento de elevación en procesos productivos. Por tanto, pueden manejar cargas de hasta 10,000 kg y es posible su fabricación con una longitud de hasta 5 metros. (Alapont, 2020, p.3) En la Figura 1, se muestra las tres partes de la estructura de la mesa elevadora simple.

**Figura 1**

Mesa elevadora Simple



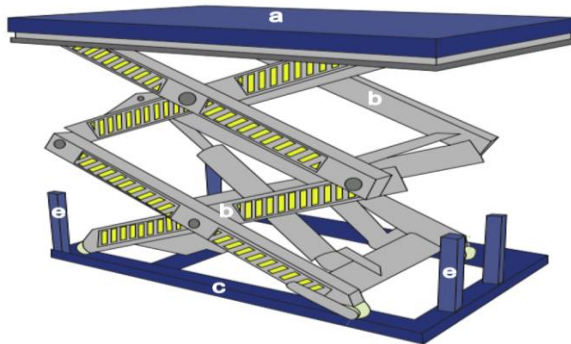
*Nota:* (a) Plataforma, (b) tijera, (c) base, este diseño destaca por su simpleza y es limitado por la misma (Alapont, 2020).

### c.2 Mesa elevadora doble

La mesa elevadora doble está formada por un bastidor, el mecanismo de tijera doble y una plataforma. Adicionalmente se incorporan otros elementos como el perfil perimetral de seguridad. Este tipo de mesa está destinada a transportar o posicionar mercancías entre determinados niveles. Puede manejar cargas de hasta 5.000 kg y se fabrica con una longitud de hasta 4 metros. (Alapont, 2020, p.3) En la Figura 2, se muestra las partes de la estructura de la mesa elevadora doble.

**Figura 2**

Mesa Elevadora Doble



*Nota:* (a) plataforma, (b) dos pares de tijeras que permiten ganar más altura para realizar trabajo de transporte, (c) base y unos soportes (e). Tomada de (Alapont, 2020)

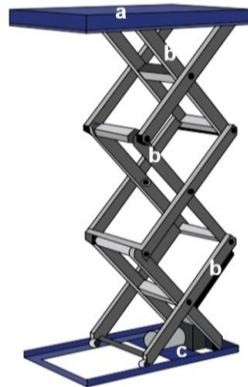
### c.3 Mesa elevadora múltiple

La mesa elevadora múltiple es la solución para aquellas aplicaciones en las que se requiere mayor elevación que la que pueden alcanzar los modelos simples y elevadora doble. Este modelo está formado por un bastidor, el mecanismo de tijera, el cual puede ser de tres o cuatro niveles, y la plataforma superior (Alapont, 2020, p.4) En la Figura 3 se muestra las partes de la estructura de la mesa elevadora múltiple.



**Figura 3**

Mesa elevadora múltiple



*Nota:* (a) plataforma, (b) más de dos pares de tijeras que permiten ganar más altura para realizar trabajo que no se podrían alcanzar con la mesa de tijera simple ni doble, (c) base. Tomada de (Alapont, 2020)

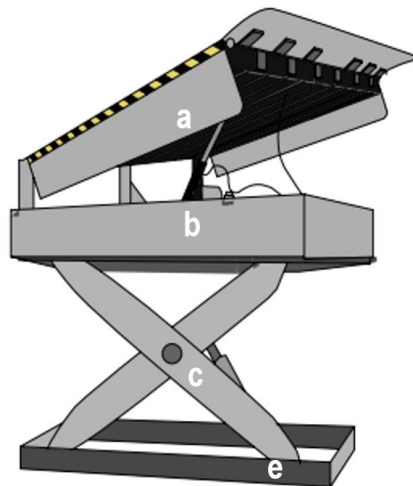
#### **c.4 Mesa elevadora con muelle de carga**

“Las plataformas instaladas en el muelle de carga disponen de un labio que puede ser accionado manual o hidráulicamente. Opción de instalar una cortina para evitar la entrada de humo y polvo” (Alapont, 2020, p.4).

En la Figura 4 se muestra la estructura de la mesa elevadora con muelle de carga.

**Figura 4**

Mesa elevadora con muelle de carga



*Nota:* (a) plataforma elevadiza, (b) chasis, (c) tijeras y (e) la base. Tomada de (Alapont, 2020)

### **2.2.2. Mantenimiento Mecánico**

Como indican, Sánchez, Pérez, Sancho y Rodríguez (2006), “El mantenimiento son todas las funciones realizadas por el área o departamento de mantenimiento según sea

lo requerido por la fábrica y/o empresa, para que todos los equipos, elementos, piezas o componentes se encuentren en un estado óptimo de operatividad”.

Al respecto, Sánchez y otros sostienen que se debe tener en cuenta varios campos o categorías del mantenimiento tales como: <sup>10</sup> Mantenimiento del equipo industrial, inspección y lubricación de equipos, mantenimiento de edificios y terrenos, gestión de la información relativa del mantenimiento y modificación de las instalaciones y realización de instalaciones nuevas

Así mismo, describen que existen varios tipos de mantenimiento para cada situación, con cualidades diferentes, según sea el objetivo a ejecutar y las funciones correspondientes que debe cumplir un sistema; comentan que en los últimos años ya no se utilizan ningún mantenimiento de forma exclusiva si no que se planifica de manera más eficiente.

#### **a. Mantenimiento ante fallo**

También llamado mantenimiento frente a rotura (Breakdown Maintenance), se refiere a las operaciones de mantenimiento que tienen lugar tras el fallo y cuyo objetivo fundamental es la rápida devolución de la máquina a las condiciones de servicio. Para ello se pone énfasis en sustituir o reparar rápidamente las piezas que han fallado (Sánchez, Pérez, Sancho & Rodríguez, 2006, p. 10).

#### **<sup>1</sup> b. Mantenimiento correctivo**

Este tipo de mantenimiento tiene las mismas características que el mantenimiento ante fallo, salvo en que considera necesario no solo reparar la máquina averiada sino también buscar, diagnosticar y corregir la causa real que provocó el fallo. Las ventajas e inconvenientes de este método son las mismas que en el mantenimiento ante fallo, con la salvedad de que, al reparar la causa original del fallo, se previene la rápida reaparición del mismo.

Este método es más indicado que el mantenimiento ante fallo (no correctivo), solo es aplicable cuando existe disponibilidad suficiente de equipos

de repuesto y la sustitución es rápida, económica, y no supone interrupciones ni perjuicios en el proceso productivo. Esto suele ser así en el caso de máquinas sencillas y baratas y de las cuales existen varias unidades en la planta industrial, lo que permite con un repuesto reducido cubrir gran parte de los eventuales fallos. En estos casos, probablemente el mantenimiento correctivo sea más económico y eficiente que cualquier otro (Sánchez, Pérez, Sancho & Rodríguez, 2006, p. 12).

### **1 c. Mantenimiento preventivo**

Es un tipo de mantenimiento cuyo objetivo consiste en prevenir el fallo. El mantenimiento preventivo más común es el planificado (PPM, Planned Preventive Maintenance). Se basa en el establecimiento de una rutina sustitución de piezas a intervalos periódicos de tiempo. En la mayoría de casos la sustitución de un componente se realiza sistemáticamente, independientemente del estado de la pieza, basándose en el número de ciclos realizados o el tiempo de trabajo de la máquina y en la información histórica del tiempo medio entre fallos (MTBF, Mean Time Between Failure) del componente. De este modo tratan de evitarse los fallos inesperados. El éxito del método radica en una adecuada elección de los intervalos de sustitución de las piezas.

Este tipo de mantenimiento también incluye las operaciones preventivas que se ejecutan aprovechando alguna coyuntura (máquina parada por cuestiones de producción, máquina parada por avería de otra pieza, etc.) que permita obtener un beneficio al realizar en ese momento la sustitución de la pieza a la que se aplica prevención (mantenimiento preventivo de oportunidad). (Sánchez, Pérez, Sancho & Rodríguez, 2006, p. 12)

### 2.2.3. Diseño mecánico

Los ingenieros mecánicos están estrechamente ligados al diseño de productos y sistemas que involucran la generación y utilización de energía, así como la provisión de herramientas, equipos de transporte y técnicas de automatización. Su competencia y conocimientos se fundamentan en una amplia gama de disciplinas. Estas incluyen el estudio de la mecánica de sólidos y fluidos, la transferencia de masa y energía, los procesos de fabricación y las teorías relacionadas con la electricidad y la información.

En el centro de su labor está el diseño mecánico, que implica la concepción y creación de componentes y sistemas que cumplen funciones específicas, utilizando principios fundamentales de ingeniería y tecnología para desarrollar soluciones innovadoras y eficientes. El diseño en ingeniería mecánica involucra todas las áreas que componen esta disciplina. Para el diseño se tiene que realizar ciertas interrogantes desde cómo ¿Cuáles serían sus procesos? ¿Cómo comienzan? y hasta ver cuando están finalizando. (Budynas y Keith, 2012, p.5).

#### a. Consideraciones de diseño

Budynas y Keith (2012) comentan que el diseño debe considerar:

La resistencia que requiere un elemento de un sistema presenta un factor primordial para determinar la forma y estructura de un diseño. Comentan que en muchas ocasiones la resistencia de los materiales son la clave para la eficacia del diseño. También presentan una lista de todos los elementos y/o criterios a considerar en su elaboración. Varias de estas características se anclan al diseño de una forma directa con las dimensiones, el material, el procesamiento y el ensamble de los elementos del sistema. Cuando estas características se relacionan mutuamente infieren en la relación total del sistema haciendo un conjunto de análisis.

Criterios a considerar para el diseño:

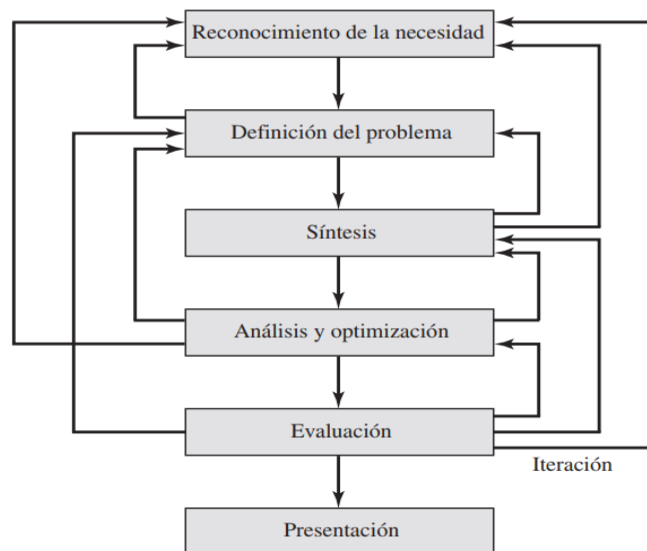
- |                 |                |              |
|-----------------|----------------|--------------|
| 1. Operatividad | 3. Deformación | 5. Corrosión |
| 2. Resistencia  | 4. Desgaste    | 6. Seguridad |

- |                  |                    |                                   |
|------------------|--------------------|-----------------------------------|
| 7. Confiabilidad | 14. Forma          | 21. Marketing                     |
| 8. Manufactura   | 15. Modo           | 22. Volumen                       |
| 9. Utilidad      | 16. Dimensiones    | 23. Responsabilida<br>des legales |
| 10. Costo        | 17. Manipulación   | 24. Reutilización                 |
| 11. Fricción     | 18. Calidad Física |                                   |
| 12. Peso         | 19. Cabida         |                                   |
| 13. Vida Útil    | 20. Lubricidad     |                                   |

Para la formulación de una idea nueva podemos ver en la Figura 5 como se empieza a formular los pasos.

**Figura 5**

32 **Fases del proceso de diseño que reconocen múltiples retroalimentaciones e interacciones**



*Nota:* Procesos de inicio a fin para realizar un diseño, Tomada de Budynas y Keith.

En este contexto, el reconocimiento de la necesidad se aborda en la introducción, mientras que la definición del problema se detalla en el capítulo I. La síntesis, que facilita la comprensión de la estructura general del proceso y cómo cada componente contribuye al desarrollo del estudio, se realiza durante el análisis y la optimización en el capítulo III, así como en la evaluación y presentación de resultados en el capítulo VI.

### **b. Normas y códigos mecánicos**

“Una norma es un conjunto de especificaciones por partes de materiales o procesos establecidos con el fin de lograr un diseño exitoso, mientras que un código son

conjuntos de especificaciones que ayudan al análisis, diseño, manufactura y construcción”. (Budynas & Keith,2012, p. 11)

Se debe tener en cuenta que los códigos no implican una seguridad absoluta, esta seguridad total es improbable de existir.

Como diseñadores se debe tener en cuenta estimar valores por encima de una posible realidad con el fin de minimizar riesgos de falla en el diseño, la siguiente lista que se presentará son normas y sociedades que establecen códigos de seguridad para nuestros diseños:

- Society of Automotive Engineers (SAE)
- <sup>15</sup> American Iron and Steel Institute (AISI)
- American Society of Mechanical Engineers (ASME)
- American Society of Testing and Materials (ASTM)
- International Standards Organization (ISO)
- Structural Welding Code–Steel, American Welding Society, 2020 (AWS D1.1/D1.1M)
- Specification for Carbon Steel Electrodes for Shielded Metal Arc Welding, 2012. (AWS A5.1/A5.1M)<sup>21</sup>
- Specification for Welding of industrial, mill cranes, and other Material Handling equipment, 2005 (AWS D14.1/D14.1M)
- Specifications for Top Running Bridge and Gantry Type Multiple Girder Electric Overhead Traveling Cranes.( CMAA 70-04)

### c. **Diseño en softwares y herramientas a computadora**

El software para el diseño asistido por computadora (CAD) permite el desarrollo de modelos tridimensionales (3-D) a partir de los cuales pueden producirse vistas ortogonales convencionales en dos dimensiones con dimensionamiento automático. Las trayectorias de las herramientas pueden generarse a partir de los modelos 3-D y, en algunos casos, las partes se crean desde una base de datos 3-D mediante el uso de un método para la creación rápida de prototipos y manufactura (estereolitografía): ¡manufactura sin papeles! Otra ventaja de las bases de datos tridimensionales es que permiten cálculos rápidos y exactos de ciertas propiedades como la masa, la localización del centro de gravedad y los momentos de inercia de masa. Del mismo modo, se obtienen con facilidad otras

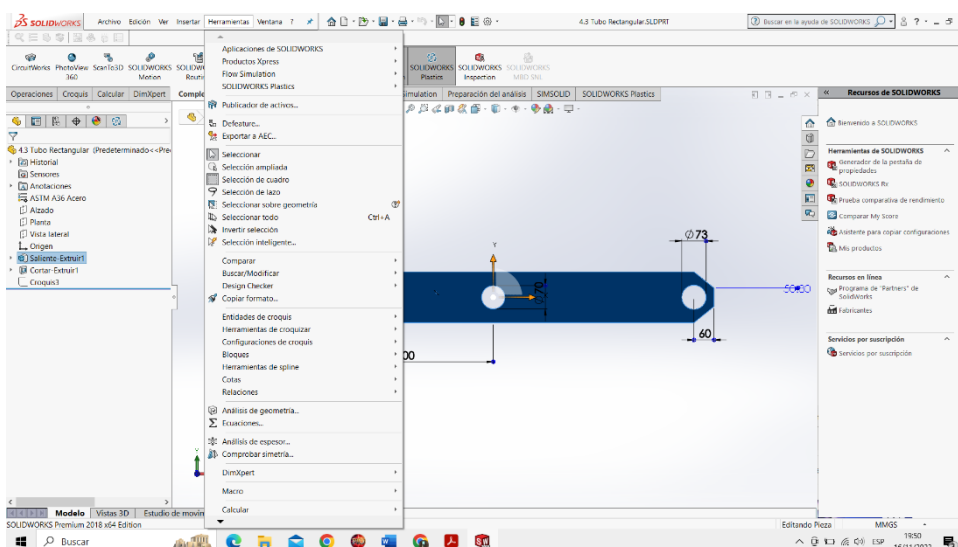
propiedades como áreas y distancias entre puntos. Existe una gran cantidad de software de CAD disponible como Aries, AutoCAD, CadKey, I-Deas, Unigraphics, SolidWorks, Inventor y ProEngineer. (Budynas, Keith, 2012, p.8).

En la investigación se usará para el diseño el software SolidWorks y también el Inventor, en cual se realizará el siguiente procedimiento:

- Elaboración desde las piezas básicas, usando las herramientas computacionales para el diseño de planchas, tubos, ángulos, pines, piezas dobladas entre otros, cada una de estas piezas debe estar diseñada con materiales comerciales, es decir que encontremos en el mercado por los distintos proveedores
- Ensamblaje y simulación en subconjuntos y conjunto total, para así ir evaluando las articulaciones y limitantes de movimientos del diseño por separado y por conjunto total
- Finalmente se presentará la mesa elevadora con una animación en 3D y fotografías, para su evaluación visualización completa.

En la Figura 6, se puede ver el interfaz del software SolidWorks con un diseño básico y ciertas características de la pantalla principal del programa.

**Figura 6**  
Interfaz del SolidWorks



*Nota:* Diseño de una de las piezas de la mesa

#### **d. Fórmulas para el diseño de elementos de máquinas**

Usaremos las fórmulas para el análisis estático de la mesa en 2 posiciones una cuando este contraída y cuando este extendida, para lo cual se hará un análisis estático teniendo como protagonistas a las siguientes formas del equilibrio físico:

Sumatorias de momentos:

$$\sum M_y = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_x = 0 \quad (2)$$

Sumatorias de fuerzas:

$$\sum F_Y = 0 \quad (3)$$

$$\sum F_x = 0 \quad (4)$$

Primera Ley de Newton:

$$F = m * a \quad (5)$$

Donde:

$M_x$ : Momentos en X  
 $M_Y$ : Momentos en Y  
 $F_X$ : Fuerzas en X  
 $F_Y$ : Fuerzas en Y  
 $F$ : Fuerza  
 $m$ : masa en kg  
 $a$ : aceleración de gravedad

Cálculo de área, fuerza, caudal de los actuadores hidráulicos:

Área del pistón:

$$A_p = \frac{\pi * D_p^2}{4} \quad (6)$$

Donde:

$A_p$ : área del pistón  
 $D_p$ : diámetro del pistón



Área del vástago:

$$A_V = \frac{\pi * D_V^2}{4} \quad (7)$$

Donde:

$A_V$  : área del vástago

$D_V$  : diámetro del vástago

Área anular:

$$A_a = A_P - A_V \quad (8)$$

Donde:

$A_a$  : área anular

$A_P$  : área del pistón

$A_V$  : área del vástago

Fuerza:

$$F = P * A \quad (9)$$

Donde:

F: fuerza requerida

P: presión

A: área

Velocidad del fluido:

$$V = \frac{d}{t} \quad (10)$$

Donde:

V: Velocidad del fluido

d: distancia

t: tiempo

Caudal:

$$Q = V * S \quad (11)$$

Donde:  
Q: Caudal  
V: Velocidad del fluido  
S: Superficie

Para lograr un diseño efectivo, es importante comprender y aplicar correctamente conceptos como el factor de seguridad en las tensiones de Von Mises. Este factor proporciona una medida de la robustez de un diseño en relación con las cargas aplicadas, garantizando un margen de seguridad adecuado para evitar fallas estructurales.

#### e. Factor de diseño y factor de seguridad

“El coeficiente de seguridad, también conocido como factor de seguridad, es el cociente resultante entre el valor calculado de la capacidad máxima de un sistema y el valor del requerimiento esperado real al que se verá sometido” (Budynas, Keith Nisbett, 2012, p.17).

$$n_d \frac{\text{resistencia de pérdida de a función}}{\text{esfuerzo permisible}} = \frac{S}{\sigma} \quad (12)$$

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (13)$$

En donde:

Valores del factor de diseño ( $n_d$ ), deben estar por encima de la unidad, mientras mayor sea, mejor serán los resultados.

Cuando en la Ecuación 12 sustituimos  $n_d$  por  $n$ , se convierte en el factor de seguridad, teniendo la siguiente expresión:

$$n = \frac{\pi S d^2}{4P} \quad (14)$$

Donde:

$n_d$ : Factor de diseño

$S$ : Resistencia

$\sigma$ : Esfuerzo

$P$ : Presión

$A$ : Área

$d$ : Diámetro preferido

#### f. <sup>23</sup> Criterio de Von Mises

De acuerdo con el criterio de Von Mises, también conocido como criterio de energía de distorsión máxima, que se utiliza para determinar la resistencia estática en materiales dúctiles, el material no fluirá en el punto analizado mientras la energía de distorsión por unidad de volumen en el punto no fluya, no exceda la energía de distorsión por unidad de volumen que ocurre en el punto de fluencia en la prueba de tracción. El criterio de resistencia se expresa matemáticamente como:

$$\sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)} < S_y \quad (15)$$

Donde  $S_y > 0$  es el límite de fluencia a tracción.

El coeficiente de seguridad en el punto a analizar, conforme al criterio de Von Mises, se tiene la siguiente ecuación:

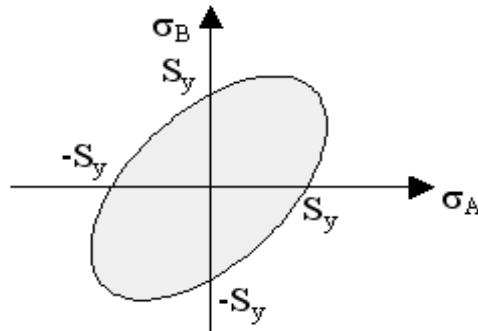
$$n_s = \frac{S_y}{\sqrt{\frac{1}{2}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2)}} \quad (16)$$

La ecuación (14) es válida para cualquier signo de las tensiones principales.

<sup>1</sup> El criterio de Von Mises se puede representar gráficamente en un diagrama  $\sigma_A - \sigma_B$  donde estas representan principalmente a las dos tensiones que no son nulas, se puede apreciar en la Figura 7. El área sombreada representa la zona segura, donde el material no fluye de acuerdo con dicho criterio, se sombrea el área.

**Figura 7**

Criterio de Von Mises para tensiones biaxiales



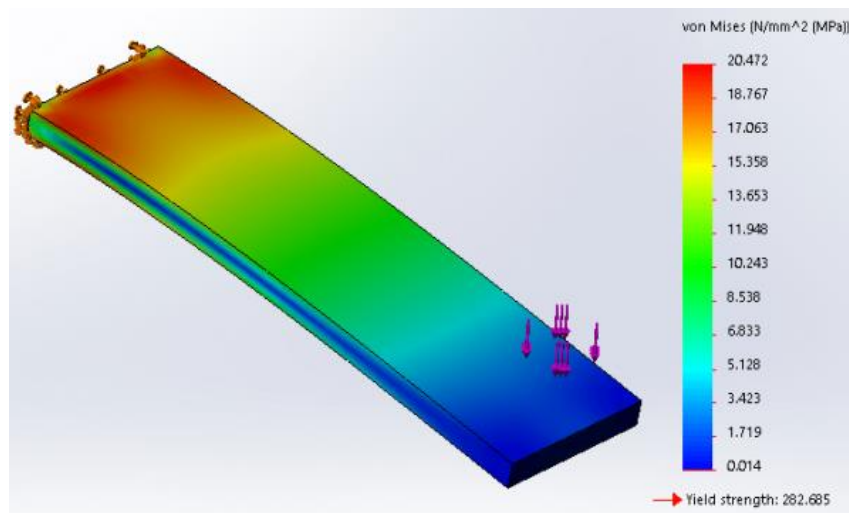
*Nota:* comportamiento de tensiones e estado de tensión biaxial, Tomada de Mecapedia, Marta C. Mora

### g. Escala de Von Mises en SolidWorks

SolidWorks nos permite tener un análisis más completo a la hora de realizar un estudio y posterior a ellos a la toma de decisiones cuando se está diseñando, esto es gracias a la escala en Von Mises que el software nos permite ver el comportamiento de cada sección en la geometría de nuestra pieza analizar, es una escala donde muestra los resultados desde sus valores mínimos y máximos mediante colores, esto se puede apreciar en la Figura 8.

**Figura 8**

Análisis de esfuerzos en SolidWorks



*Nota:* comportamiento de tensiones mostrados desde la escala de Von Mises, Tomada de Easyworks , Alberto Quintela.

## CAPITULO III

### VARIABLES E HIPÓTESIS

#### 3.1. Definición operacional de las variables

Las variables se operacionalizan considerando su definición conceptual desde el punto de vista teórico y la definición del investigador desde el punto de vista práctico. Las dimensiones de las variables permiten enfocar claramente el desarrollo de la investigación y los indicadores nos ayudaran a desarrollar los instrumentos de investigación.

La Tabla 1, muestra la operacionalización de las variables Mesa Elevadora y Mantenimiento.

**Tabla 1**

Definición operacional de las variables

Tipo de variable	Definición Conceptual	Definición Operacional	Dimensión	Indicador
Mesa elevadora	La mesa elevadora es una herramienta de trabajo que optimizara los trabajos de mantenimiento de piezas mecánicas pesadas, Edmolift (2020).	Se realizará modelamientos de las piezas que sostendrán la estructura, estos diseños deben tener un factor de seguridad mayor a 5	Elementos (Base, tijeras, plataforma y sub plataforma)	Factor de seguridad
			Actuador Hidráulico	Presión Hidráulica (Pa)
			Grado de inclinación	Grados sexagesimales
			Grupo de Rotación	Grados sexagesimales
Mantenimiento	El mantenimiento de máquinas pesadas está centrado para los distintos equipos de gran peso que necesiten ser reparados y/o restaurados, Sánchez F.T. & Pérez A. & Sancho J.L. & Rodríguez P.J. (2006).	Se medirá el tiempo optimizado en las distintas actividades que se realizan en las áreas de mantenimiento.	Mantenimiento de máquinas pesadas	Reducción de horas del mantenimiento

Fuente: propia

#### 3.2. Hipótesis de la Investigación

##### 3.2.1. Hipótesis general

El óptimo diseño de la mesa elevadora permitirá realizar mantenimientos eficientes de equipos mecánicos y eléctricos, de hasta 1000 kg de masa en la empresa DP world.

### **3.2.2. Hipótesis específicas**

El óptimo diseño de la mesa elevadora permitirá contar con una robusta estructura de acero y una plataforma fija, garantizando, seguridad y estabilidad para cargas de hasta 1000 kg, para el mantenimiento de equipos.

La mejor selección del Sistema hidráulico permitirá seleccionar una adecuada combinación de fuerza, precisión y rendimiento para la mesa elevadora.

El diseño adecuado del mecanismo de inclinación permitirá seleccionar ángulos de desplazamientos superiores a 30° manteniendo la capacidad de carga.

El diseño óptimo del sistema de rotación de 360 °, permitirá que la mesa elevadora sea segura, resistente y fácil de usar.

# CAPITULO IV

## METODOLOGÍA

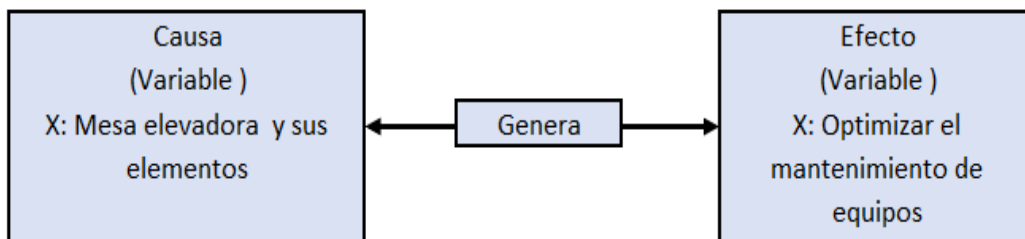
### 4.1. Diseño de investigación

Según Hernández (2012), <sup>12</sup> diseño “es un plan o estrategia que se desarrolla para obtener la información que se requiere en una investigación y responder al planteamiento” (p.126).

Por tanto, la investigación es de enfoque cuantitativo ya que se basa en cálculos y simulaciones , es del tipo aplicada , por que busca resolver un problema practico , de nivel descriptivo por que se buscó especificar propiedad y características de la mesa requeridos ,de método deductivo por qué parte de principios generales de ingeniera hasta soluciones particulares , de diseño no experimental porque no manipula las variables en un entorno controlado y transversal por que se determina en un momento especifico. El esquema del diseño se muestra en la Figura 9.

**Figura 9**

Diseño de investigación Científica



*Nota:* En la siguiente figura muestra la interacción de las variables como causa y efecto.

### 4.2. Descripción de la metodología

Para las fases del diseño se consideran tres:

- 1er:** Principales criterios para la selección de materiales.
- 2do:** Principales conceptos de diseño para encontrar una mejor solución.
- 3er:** Requisitos técnicos para la selección correcta de actuadores hidráulicos en el diseño.

#### 4.2.1. Implementación del tema de investigación

##### Primera Fase:

En esta fase, se explica los principales criterios que fueron utilizados para la selección de los parámetros de los materiales para la mesa elevadora. Algunos de los criterios considerados fueron:

- a) Resistencia y Rigidez: Se han elegido materiales cuyos parámetros garantizan la resistencia y rigidez necesarias para soportar cargas de hasta 1000 kg sin experimentar deformaciones excesivas. Para optimizar el rendimiento del diseño, se ha tomado en cuenta una carga de cálculo de 1500 kg
- b) Peso y Densidad: Se buscaron materiales que sean livianos pero que al mismo tiempo ofrezcan la resistencia necesaria para cumplir con los requisitos de carga, minimizando así el peso total de la mesa.
- c) Facilidad de Fabricación: Se ha evaluado la capacidad de procesamiento y fabricación de los materiales, considerando la facilidad con la que pueden ser moldeados y manipulados para crear las formas requeridas en la construcción de la mesa elevadora.
- d) Costos: Se ha realizado un análisis detallado de los costos asociados con diferentes materiales, con el propósito de alcanzar un equilibrio óptimo entre rendimiento y economía para la implementación futura de la mesa elevadora.

### **Segunda Fase:**

En esta fase, se describe los principales conceptos de diseño que fueron utilizados para encontrar la mejor solución para la mesa elevadora. Algunos de estos conceptos fueron incluir:

- a) Sistema de Elevación: Se seleccionó el sistema hidráulico por su confiabilidad ante esta carga, así como el costo.
- b) Mecanismos de Seguridad: Se diseñó mecanismos de seguridad para garantizar la estabilidad y la protección del usuario durante la operación de la mesa elevadora con ayuda de la herramienta de diseño mecánico SolidWorks e Inventor.
- c) Ergonomía y flexibilidad: Se consideró la ergonomía para asegurar que la mesa elevadora sea fácil y segura de usar, minimizando el riesgo de lesiones para los operadores.
- d) Dimensionamiento y Distribución de Cargas: Se realizó cálculos detallados para determinar las dimensiones óptimas de la mesa mediante un análisis estático ya que la velocidad de elevación es mínima y despreciable con respecto a un objeto en oscilaciones rápidas.

### **Tercera Fase:**



Durante esta fase, se han establecido los requisitos fundamentales para la selección de los actuadores hidráulicos que se utilizarán en la mesa elevadora. Entre los criterios cumplidos se incluyen:

- a) Resistencia a la Presión: Se seleccionaron materiales que puedan soportar las presiones hidráulicas requeridas para el levantamiento de la carga máxima de 1500 kg como medidas de seguridad.
- b) Compatibilidad con Fluidos Hidráulicos: Se buscaron materiales que sean compatibles con los fluidos hidráulicos utilizados en el sistema, para evitar problemas de corrosión o deterioro del material.
- c) Fiabilidad y Durabilidad: Se seleccionaron materiales que sean duraderos y que puedan soportar el uso repetido y las condiciones de trabajo adversas sin fallos prematuros.
- d) Facilidad de Mantenimiento: Se consideró la facilidad de mantenimiento de los materiales del actuador hidráulico, asegurando que sean fáciles de limpiar y reparar en caso de necesidad.

#### **4.2.2. Pruebas realizadas**

Las pruebas realizadas consistieron en lo siguiente:

- a) Se optó por un análisis estático ya que la velocidad fue lenta con respecto al tiempo y no presentaba mucha vibración o fricción por ondulaciones rápidas;
- b) Posteriormente se consideraron dos momentos en evaluación matemática de la mesa, el primero fue con la mesa comprimida y el segundo con la mesa extendida.
- c) Para conocer el diseño final, primero iniciamos un bosquejo de las características principales de la mesa diseñada.
- d) Finalmente se obtuvo el diseño con los parámetros seleccionados de acuerdo a las necesidades de la investigación.
- e) Los resultados del diseño se muestran en las Figuras 10 y 11 así como en la Tabla 2, que a continuación se describen en la fase 2.

##### **4.2.2.1. Desarrollo de la primera fase**

Se escogió el acero ASTM A36 por las siguientes razones:

- a) Resistencia y rigidez: el acero ASTM A36 es una buena opción para mesas elevadoras en términos de resistencia y rigidez. Tiene suficiente resistencia a la

tracción para soportar una carga de hasta 1000 kg sin deformación excesiva, lo que garantiza un funcionamiento fuerte y seguro.

Este material estará presenta para la fabricación de perfiles y pines según AWS. D14.1/D14.1M, en la tabla de la pág. 4 de la norma indica la siguiente información técnica que se ha resumido en la Tabla 2 a continuación:

**Tabla 2**

Propiedades físicas para acero ASTM A36

Limite elástico mínimo	Mínimo o rango de resistencia a la tracción
Fy = 36 ksi	Fu= 50 – 80 ksi
Fy = 250 Mpa	Fu= 400 – 550 Mpa

*Nota:* Valores obtenidos de la norma AWS D14.1/D14.1M.

Salvo para el eje de la mesa se está usando el SAE 1045, de acuerdo a Nisbett, K., & Budynas, R. (2018), en su Tabla A-20, contando con las siguientes características que se ha extraído en una Tabla 3:

**Tabla 3**

Propiedades físicas para ejes material SAE 1045

Resistencia a la Fluencia	Resistencia a la Tensión
Fy = 45 ksi	Fu= 82 ksi
Fy = 310 Mpa	Fu= 570 Mpa

*Nota:* Valores obtenidos del libro de Nisbett, K., & Budynas, R. (2018), en su Tabla A-20.

Para los conectores como pernos de alta resistencia el material utilizado será ASTM A325, rango de diámetro <0.5” a 1” incluido, la Tabla 4 presenta las siguientes características:

**Tabla 4**

Propiedades físicas para pernos ASTM A325 para pernos entre 0.5” a 1”

Limite Elástico	Resistencia a la tracción	Dureza (Rockwell)
Fy = 92 ksi	Fu= 120 ksi	

Fy = 634 Mpa	Fu= 827 Mpa	C24 - 35
Fy= 6468 kgf/cm2	Fu= 8436 kgf/cm2	

*Nota:* Valores obtenidos Wikipedia.

Para pernos de alta resistencia ASTM A325, rango de diámetro >1” a 1 ½” incluido, con las siguientes características físicas:

**Tabla 5**

Propiedades físicas para pernos ASTM A325 para pernos entre 0.5” a 1”

Limite Elástico	Resistencia a la tracción	Dureza (Rockwell)
Fy = 81 ksi	Fu= 105 ksi	
Fy = 558 Mpa	Fu= 724 Mpa	C19 - 31
Fy= 5694 kgf/cm2	Fu= 7382 kgf/cm2	

*Nota:* Valores obtenidos Wikipedia

Peso y densidad: aunque el acero ASTM A36 no es el material más liviano, tiene una excelente relación resistencia-peso. Su densidad moderada en comparación con otros materiales de construcción lo convierte en una opción adecuada para reducir el peso total de la mesa sin reducir la resistencia necesaria para soportar la carga especificada.

- b) Costo: El acero ASTM A36 se considera una opción económica en comparación con otros aceros aleados. Su amplia disponibilidad y su eficiente proceso de fabricación ayudan a mantener bajos los costos, lo que la convierte en una opción rentable para su proyecto.
- c) Facilidad de fabricación: el acero ASTM A36 es fácil de mecanizar y fabricar en las formas necesarias para la construcción de la mesa elevadora. Tiene un alto grado de conformabilidad y soldabilidad, y es fácil de procesar y fabricar según los requisitos estructurales.

Teniendo estos puntos en mente, el acero ASTM A36 es una opción confiable para cumplir con los estándares establecidos para su proyecto de elevación en términos de resistencia, peso, costo y facilidad de fabricación. Su capacidad para soportar

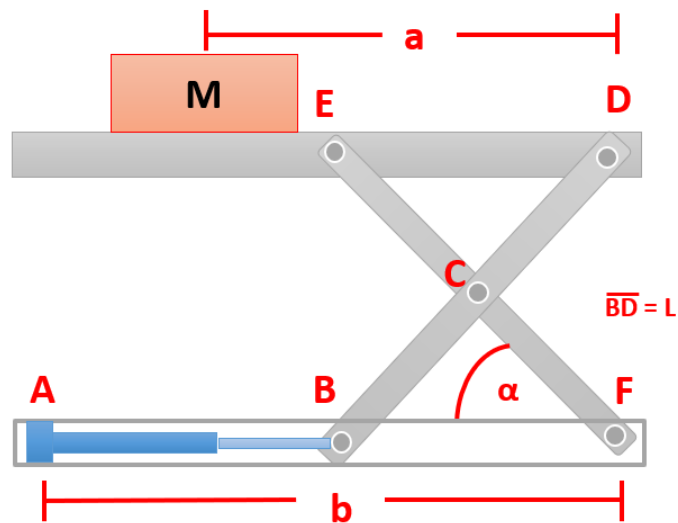
cargas pesadas, disponibilidad económica y facilidad de procesamiento lo convierten en una opción viable para un diseño funcional y eficiente.

#### 4.2.2.2. Desarrollo de la segunda fase

En esta fase se demuestra los cálculos del diseño, así como el cálculo para poder seleccionar los actuadores correctos. Figura 10.

**Figura 10**

Características principales de la mesa



Nota: *Parámetros del diseño*

**Tabla 6**

Condiciones del diseño por el cliente

Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
M	kg	500	Mitad de la masa del motor
L	m	1	Largo del tubo rectangular
L1	m	0.819	Largo contraído del embolo
L2	m	1.205	Largo extendido del embolo
a	m	1.19	Distancia de la masa
b	m	1.8	Localización de articulación final
$\alpha$	°	9 a 49	ángulo del tubo con la base

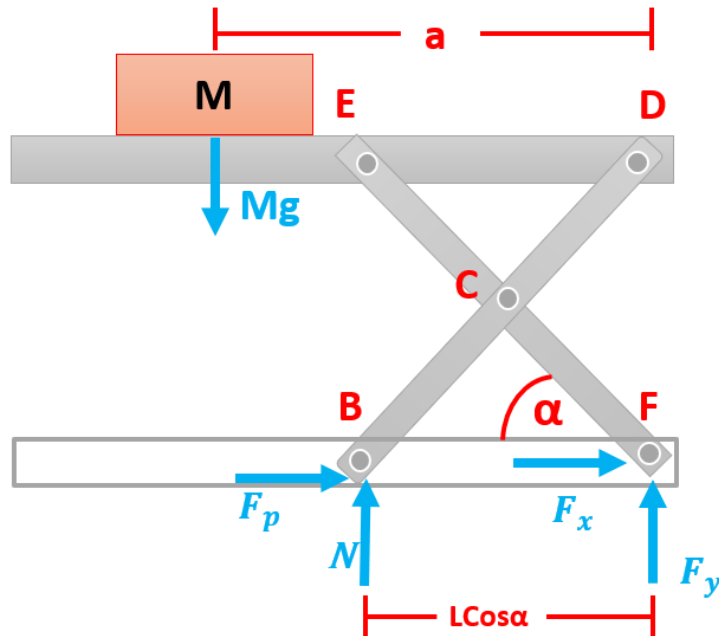
Nota: Parámetros propuestos en el diseño, respetando las condiciones principales por el cliente.

Con el diseño de la Figura 10 y Tabla 06, se realizó el diagrama de cuerpo libre (D.C.L) de las fuerzas que actúan en la mesa. Se está considerando una carga de 500 kg que

viene de la mitad de 1000 kg este es el valor de la masa de la carga que la mesa soporta, estas componentes se pueden ver en la Figura 11.

**Figura 11**

Diagrama de cuerpo libre de la mesa



*Nota:* Los datos de la mesa como masa de elevación y altura de trabajo.

En lugar de calcular una sola reacción para un ángulo " $\alpha$ " específico, se sustituirán los valores directamente en un rango de ángulos " $\alpha$ ". Esto nos permitirá obtener la reacción para cada valor dentro de este rango angular.

Usaremos las reacciones en el punto  $F$  como punto de articulación, mientras que el punto  $B$  será donde se transmita la fuerza del pistón al recorrer la distancia " $b$ ". A continuación, se presentan las expresiones matemáticas para cada reacción del sistema de la mesa, obtenidas del diseño. Estas ecuaciones serán utilizadas según sea necesario en el análisis teórico. No se les asignará numeración secuencial, ya que se utilizarán de manera indiscriminada según sea necesario en el desarrollo del estudio.

**Sumatoria de momentos en "F":**

$$\sum M_F = 0$$

$$(M * g) * a - (N)(L \cos \alpha) = 0$$

$$N = \frac{M * g * a}{L \cos \alpha}$$

Sumatoria en fuerzas “F”:

$$\sum F_Y = 0$$

$$N - M * g + F_y = 0$$

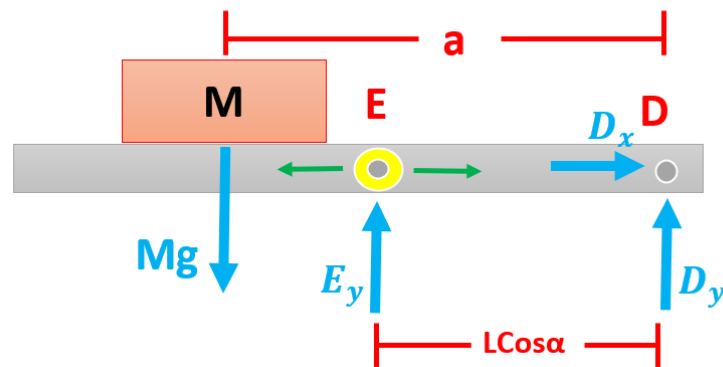
$$F_y = M * g - N$$

$$F_y = M * g \left[ 1 - \frac{a}{L \cos \alpha} \right]$$

A continuación, se **presenta el D.C.L.** desde la plataforma. Figura 12.

**Figura 12**

Diagrama de cuerpo libre desde la plataforma



*Nota:* Las variables señaladas en la imagen serán utilizadas para determinar las gráficas de fuerzas.

De este diagrama, se obtuvo la sumatoria de momentos “D”, como lo describe la ecuación 3 sumatoria, despreciando las fuerzas en el punto “E” debido a que la pieza en amarillo se mueve libremente en el eje “X”, lo que no ocurre en el punto “D” ya que este es una articulación que impide moverse libremente.

$$\sum M_D = 0$$

$$M * g - E_y * L \cos \alpha = 0$$

$$E_y = \frac{M * g * a}{L \cos \alpha}$$

De la misma manera como lo describe la ecuación 4, se determinó la sumatoria de fuerzas en “Y”:

$$\sum F_Y = 0$$

$$E_y + D_y - M * g = 0$$

$$D_y = M * g - E_y$$

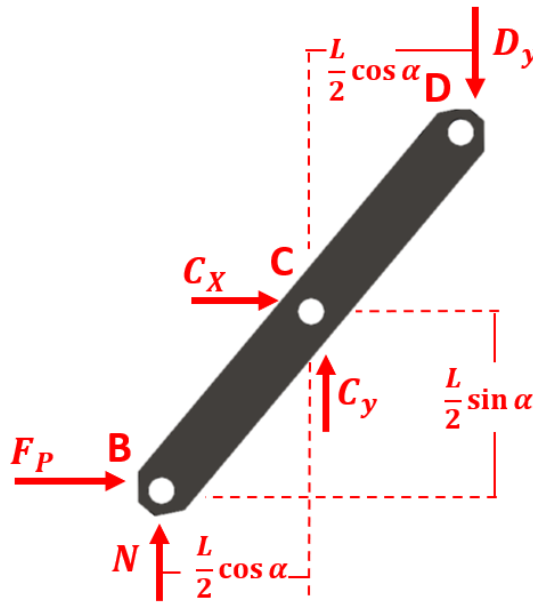
$$D_y = M * g \left[ 1 - \frac{a}{L \cos \alpha} \right]$$

$$D_y = M * g \left[ 1 - \frac{a}{L \cos \alpha} \right]$$

Posteriormente se realizó un D.C.L. en una de las barras se puede apreciar en la Figura 13.

**Figura 13**

Diagrama de Cuerpo Libre de una tijera.



*Nota:* Las variables de la figura serán reemplazados a continuación

Se calcula la sumatoria de momentos en C:

$$\sum M_C = 0$$

$$-D_y * \frac{L}{2} * \cos \alpha - N * \frac{L}{2} * \cos \alpha + F_P * \frac{L}{2} * \sin \alpha = 0$$

$$-D_y * \cos \alpha - N * \cos \alpha + F_P * \sin \alpha = 0 \dots\dots\dots (**)$$

Finalmente, con valores de  $N$  y  $D_y$  en la ecuación (\*\*) se obtuvo la siguiente expresión;

$$-M * g \left[ 1 - \frac{a}{L \cos \alpha} \right] * \cos \alpha - \frac{M * g * a}{L \cos \alpha} * \cos \alpha + F_P * \sin \alpha = 0$$

$$M * g * \cos \alpha - \frac{M * g * a * \cos \alpha}{L \cos \alpha} + \frac{M * g * a}{L} - F_P * \sin \alpha = 0$$

$$M * g * \cos\alpha - F_p * \sin\alpha = 0$$

$$F_p = M * g * \operatorname{ctg}\alpha$$

Sumatoria de fuerzas en “y”, ecuación 6

$$\begin{aligned} \sum F_y &= 0 \\ N + C_y - D_y &= 0 \\ C_y &= M * g * \left[ 1 - \frac{2a}{L \cos\alpha} \right] \end{aligned}$$

Sumatoria de fuerzas en “x”, ecuación 7

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ C_x - F_p &= 0 \\ C_x &= -F_p \\ C_x &= -\frac{M * g}{\operatorname{tana}} \end{aligned}$$

Con las siguientes expresiones matemáticas reemplazamos los valores en las ecuaciones para obtener los gráficos siguientes  $E_y$ ,  $D_y$ ,  $F_p$ ,  $N$ ,  $C_x$  y  $C_y$ , en este caso la tabulación de datos en Excel nos permitió obtener las Tablas 7, 8 y 9 así como las Figuras 14, 15 y 16.

**Tabla 7**

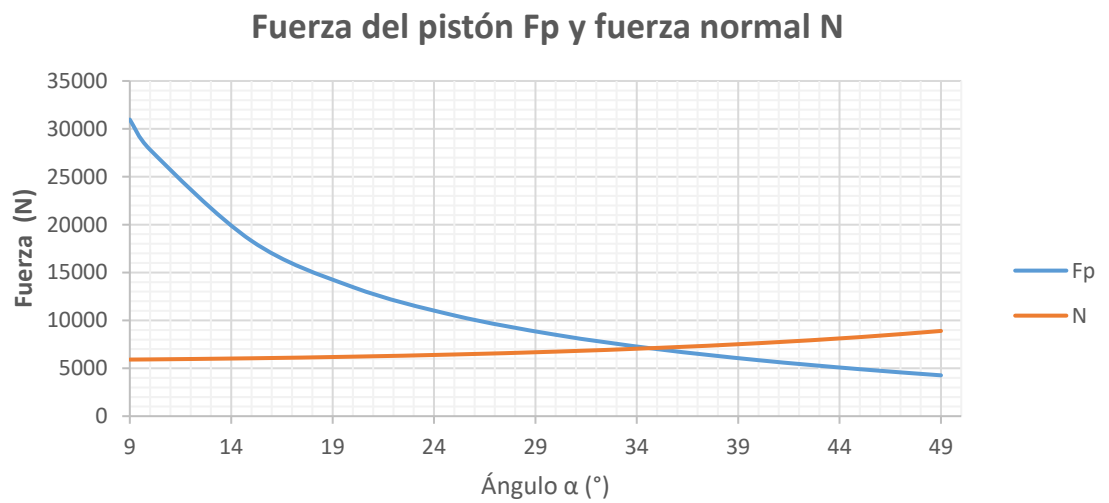
Valores obtenidos para  $F_p$  y  $N$  mediante las distintas posiciones del ángulo de inclinación.

$F_p$	$N$	Angulo $\alpha$
30968.95118	5,909.71	9
27817.63733	5,926.99	10
18305.70921	6,042.86	15
13476.37674	6,211.55	20
10518.80645	6,440.36	25
8495.709211	6,739.93	30
7005.065973	7,125.60	35
5845.551372	7,619.60	40
4905	8,254.69	45
4263.851449	8,896.99	49



**Figura 14**

Fuerza del pistón y fuerza Normal



*Nota:* La fuerza del pistón  $F_p$  disminuye a medida que el ángulo  $\alpha$  aumenta, ya que inicialmente se requiere mayor fuerza para vencer la inercia, pero conforme el mecanismo se extiende, la fuerza necesaria disminuye. Por otro lado, la fuerza normal  $N$  aumenta con el ángulo  $\alpha$ , debido a que la carga se transfiere progresivamente de los eslabones hacia los puntos de apoyo.

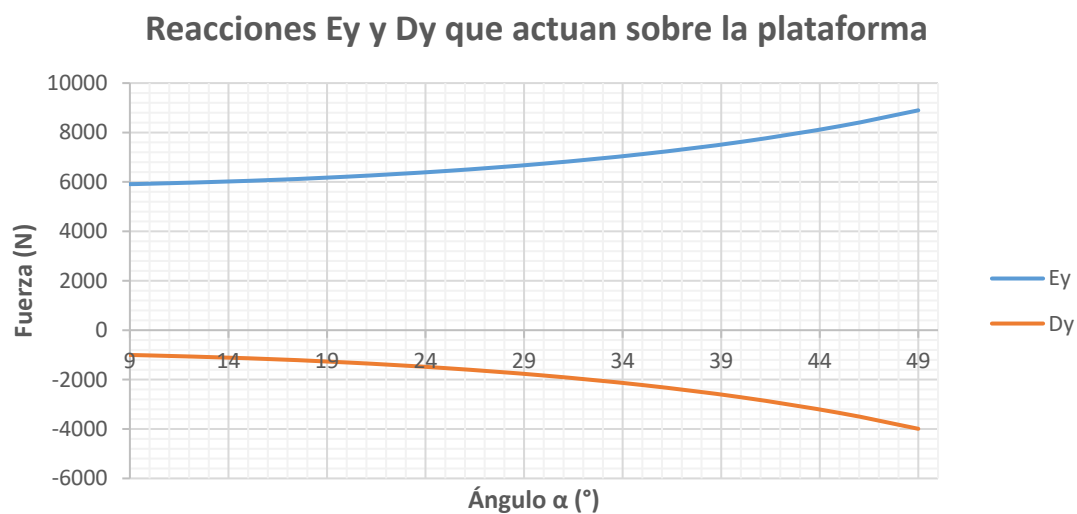
**Tabla 8**

Valores obtenidos para  $E_y$  y  $D_y$  mediante las distintas posiciones del ángulo de inclinación.

$E_y$	$D_y$	Ángulo $\alpha$
5909.708316	-1004.708316	9
5926.994362	-1021.994362	10
6042.855301	-1137.855301	15
6211.552449	-1306.552449	20
6440.361744	-1535.361744	25
6739.929307	-1834.929307	30
7125.600236	-2220.600236	35
7619.597077	-2714.597077	40
8254.693853	-3349.693853	45
8896.989054	-3991.989054	49

**Figura 15**

Reacciones  $E_y$  y  $D_y$  que actúan sobre la plataforma



*Nota:* La fuerza de reacción  $E_y$  en el punto E es positiva y aumenta con el ángulo  $\alpha$ , indicando que la reacción es de tracción y se incrementa a medida que el mecanismo se extiende. La fuerza de reacción  $D_y$  en el punto D es negativa y disminuye más cuando el ángulo  $\alpha$  aumenta, lo que significa que la reacción vertical es de compresión y se reduce conforme el mecanismo se extiende.

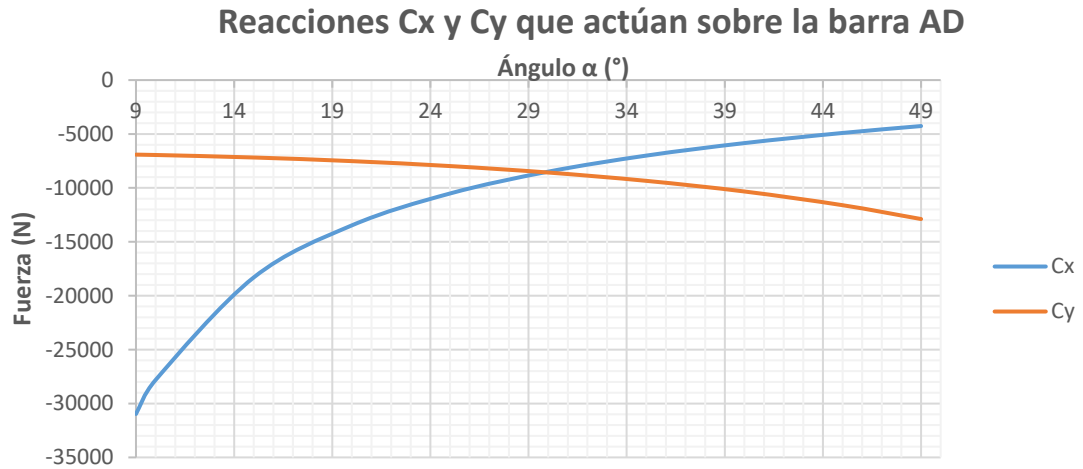
**Tabla 9**

Valores obtenidos para  $C_x$  y  $C_y$  mediante las distintas posiciones del ángulo de inclinación.

$C_x$	$C_y$	Ángulo $\alpha$
-30968.95118	-6914.416632	9
-27817.63733	-6948.988724	10
-18305.70921	-7180.710602	15
-13476.37674	-7518.104898	20
-10518.80645	-7975.723488	25
-8495.709211	-8574.858615	30
-7005.065973	-9346.200472	35
-5845.551372	-10334.19415	40
-4905	-11604.38771	45
-4263.851449	-12888.97811	49

**Figura 16**

Reacciones  $C_x$  y  $C_y$  que actúan sobre la barra BD.

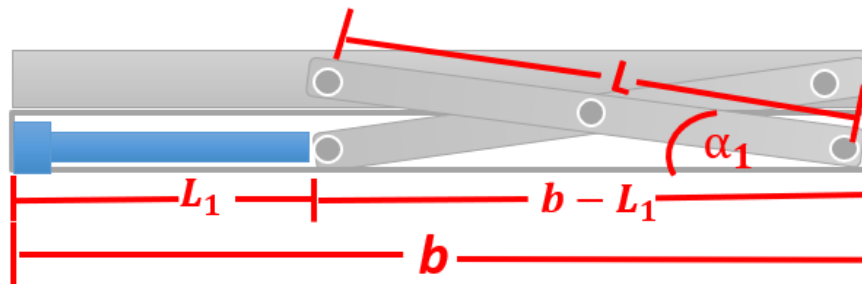


*Nota:* La fuerza de reacción  $C_x$  en el punto C es negativa a lo largo de todo el rango de ángulo  $\alpha$ , indicando que la componente horizontal de la reacción en C es de compresión. La fuerza de reacción  $C_y$  en el punto C también es negativa a lo largo de todo el rango de ángulo  $\alpha$ , lo que significa que la componente vertical de la reacción en C es también de compresión.

Posteriormente se determinó dos momentos importantes de la mesa: el primero fue con el pistón contraído, para lo cual tenemos la Figura 17

**Figura 17**

Primera posición, pistón contraído mesa en su nivel de altura mínima.



*Nota:* En esta posición se calculó la fuerza necesaria para romper la inercia.

$$b - L_1 = L \cos \alpha_1$$

$$\cos \alpha_1 = \left( \frac{b - L_1}{L} \right)$$

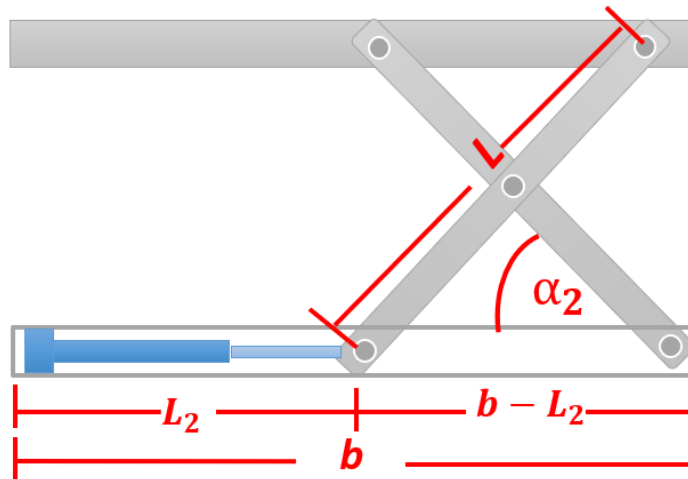
En la expresión anterior podemos notar una condición de diseño que indica:

$$\frac{b - b_1}{L} < 1$$

El análisis para el segundo momento fue cuando el pistón estuvo elongado, como se muestra en la Figura 18.

**Figura 18**

Segunda posición, pistón elongado o extendido, mesa en su nivel de altura máxima.



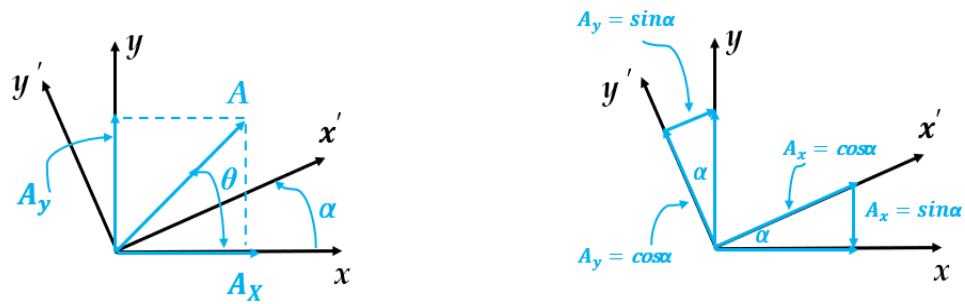
*Nota:* En esta posición se calculó la fuerza máxima que se requiere en el pistón y lo que va a soportar las tijeras.

$$\alpha_2 = \cos^{-1}\left(\frac{b - L_2}{L}\right)$$

El cálculo de esfuerzos suele ser el objetivo principal al determinar las reacciones en un elemento mecánico. Para los eslabones, es más práctico identificar las cargas como normales y perpendiculares a estos. Sin embargo, debido a que los eslabones en un mecanismo se desplazan tanto angular como traslacionalmente, es necesario expresar las reacciones de modo que sus componentes sean siempre transversales y normales al eslabón. Esto se puede lograr mediante una transformación de las componentes de las fuerzas. En la Figura 19 se muestra cómo utilizar una matriz de rotación para obtener las ecuaciones necesarias para este análisis.

**Figura 19**

Rotación de coordenadas



Nota: Representación del vector A con respecto al sistema coordenado x'y'

$$\begin{pmatrix} A_{x'} \\ A_{y'} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_x \\ A_y \end{pmatrix}$$

$$A_{x'} = A_y \sin\alpha + A_x \cos\alpha$$

$$A_{y'} = A_y \cos\alpha - A_x \sin\alpha$$

Definimos la matriz de rotación:

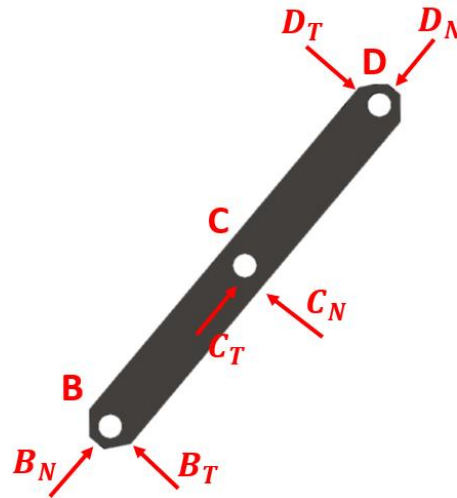
$$R = \begin{pmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix}$$

Es importante notar que esta forma de la matriz de rotación es válida cuando el marco se rota en sentido contrario a las manecillas del reloj. Si la rotación se realiza en el sentido de las manecillas del reloj, el ángulo  $\alpha$  será negativo. Transformar las componentes de un vector en relación con un marco de referencia rotado es muy útil para calcular las reacciones en cuerpos rígidos.

Ahora con el desarrollo anterior se determinó las fuerzas de interacción, como se muestra en la Figura 20.

**Figura 20**

Fuerzas de interacción rotadas a lo largo de una de las tijeras



*Nota:* Representación de las fuerzas en la misma dirección de las tijeras

De esta forma, las componentes trasversales y normales de cada reacción en la tijera se pueden expresar como:

$$\begin{pmatrix} B^N \\ B^T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_P \\ N \end{pmatrix}$$

De igual forma se puede hacer para las otras reacciones. En este caso para las reacciones en el punto C se tiene lo siguiente:

$$\begin{pmatrix} C^N \\ C^T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} C_X \\ C_Y \end{pmatrix}$$

Para el caso de las reacciones D, estas se han expresado de la siguiente forma:

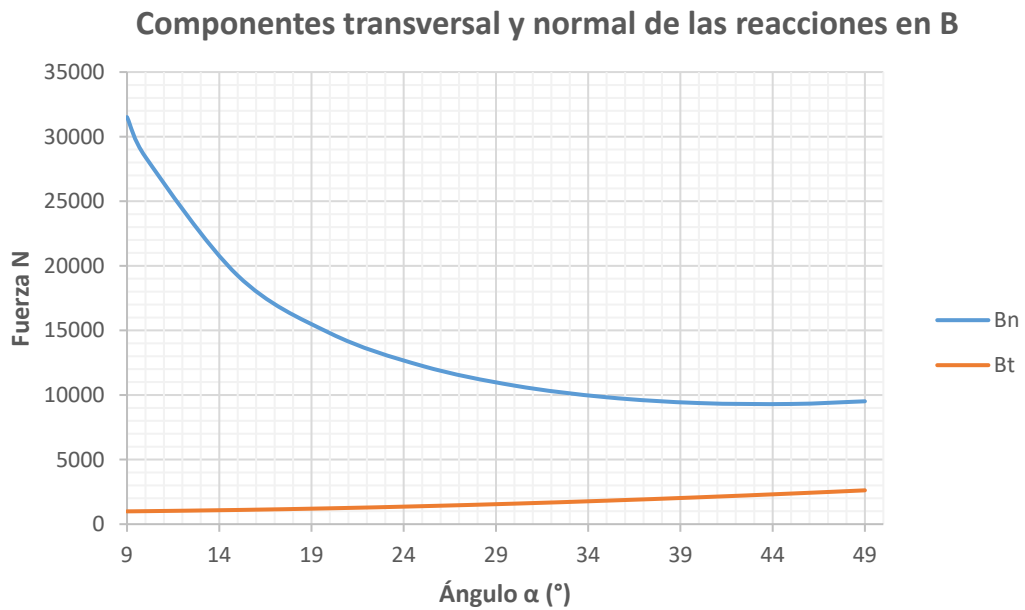
$$\begin{pmatrix} D^N \\ D^T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\alpha & \sin\alpha \\ -\sin\alpha & \cos\alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ D_Y \end{pmatrix}$$

Los valores obtenidos para  $B^N$  y  $B^T$ : son los resultados la operación de la matriz indicada líneas arriba que, y es en la misma dirección de las tijeras, se muestra en la Tabla 10.

**Tabla 10**Resultados de la matriz  $B^N$  y  $B^T$ 

$B^N$	$B^T$	Angulo $\alpha$
31512.15406	992.3386894	9
28424.23668	1006.467971	10
19245.96333	1099.083822	15
14788.12784	1227.757695	20
12255.09068	1391.510305	25
10727.46465	1589.095394	30
9825.290502	1819.009223	35
9375.734737	2079.502007	40
9305.308762	2368.591238	45
9511.981116	2618.980463	49

*Nota:* Estos valores serán ingresados al Excel para graficar la Figura 21.

**Figura 21**Componentes transversales y normales de las reacciones en B, obtenidas de las  $B^N$  y  $B^T$ 

*Nota:* La fuerza normal en el punto B es inicialmente positiva (de tracción) cuando el ángulo  $\alpha$  es pequeño. Conforme  $\alpha$  aumenta, la fuerza normal en B disminuye, llegando a valores cercanos a cero. La fuerza transversal en B es positiva (de tracción) a lo largo de todo el rango de ángulo  $\alpha$ .

Para obtener  $C^N$  y  $C^T$ , como componentes transversales y normales, se realizaron cálculos en el Excel los resultados se muestran en a continuación, así como en la Tabla 11.

**Tabla 11**

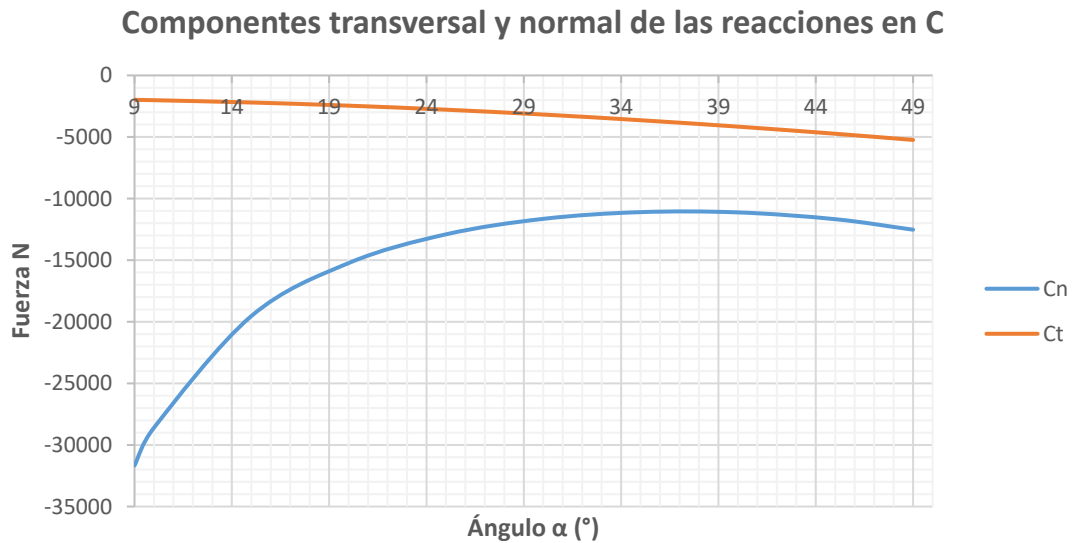
Resultados de la matriz  $C^N$  y  $C^T$

$C^N$	$C^T$	Angulo $\alpha$
-31669.32507	-1984.677379	9
-28601.70414	-2012.935943	10
-19540.46196	-2198.167644	15
-15234.99509	-2455.51539	20
-12903.96259	-2783.020609	25
-11644.92931	-3178.190789	30
-11098.97447	-3638.018446	35
-11120.6441	-4159.004013	40
-11673.9	-4737.182477	45
-12524.7735	-5237.960926	49

*Nota:* Estos valores serán ingresados al Excel para graficar la Figura 22.

**Figura 22**

Componentes transversales y normales de las reacciones en C, obtenidas de las  $C^N$  y  $C^T$



*Nota:* La fuerza normal en el punto C es negativa (de compresión) en todo el del rango de ángulo  $\alpha$ . La fuerza transversal en C también es negativa (de compresión) en toda la parte del rango de  $\alpha$ .

Para obtener  $D^N$  y  $D^T$  de las componentes transversales y normales, se muestran en los cálculos obtenidos en el Excel y la gráfica en la Tabla 12.



**Tabla 12**

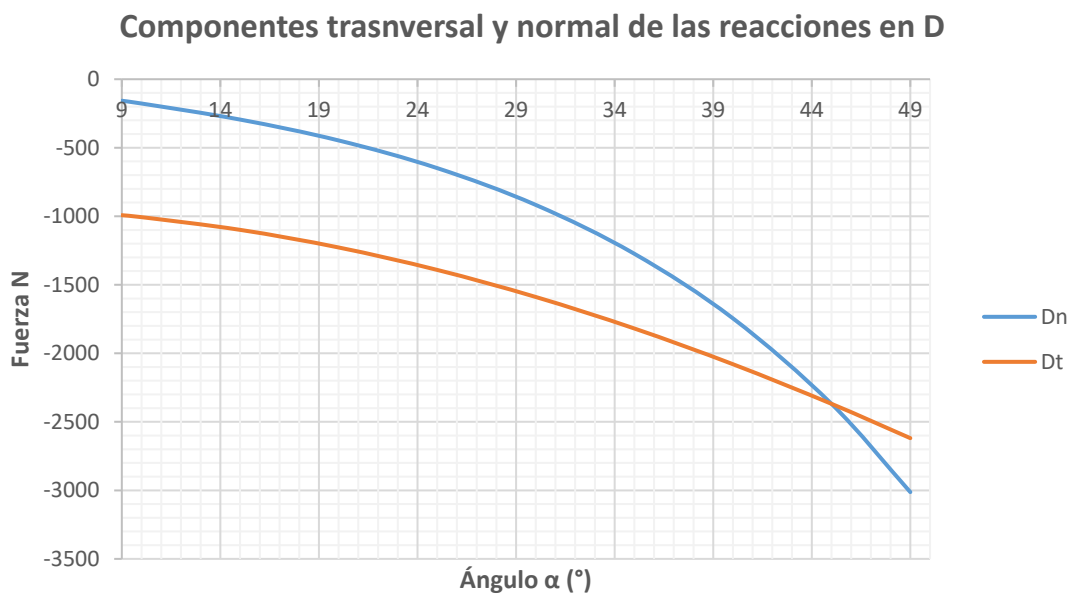
Resultados de la matriz  $D^N$  y  $D^T$

$D^N$	$D^T$	Angulo $\alpha$
-157.1710079	-992.3386894	9
-177.4674586	-1006.467971	10
-294.4986225	-1099.083822	15
-446.8672559	-1227.757695	20
-648.8719114	-1391.510305	25
-917.4646537	-1589.095394	30
-1273.68397	-1819.009223	35
-1744.909367	-2079.502007	40
-2368.591238	-2368.591238	45
-3012.792384	-2618.980463	49

*Nota:* Estos valores serán ingresados al Excel para graficar la Figura 23.

**Figura 23**

Componentes transversales y normales de las reacciones en D, obtenidas de las  $D^N$  y  $D^T$



*Nota:* La fuerza normal en el punto D desciende a lo largo del ángulo  $\alpha$ , siendo esta una fuerza de compresión que aumenta su valor negativo junto con el ángulo. La fuerza transversal en D es negativa (de tracción) en todo el rango de  $\alpha$  e incrementa con el ángulo.

Ahora con los valores  $B^N$ ,  $B^T$ ,  $C^N$ ,  $C^T$ ,  $D^N$  y  $D^T$  serán utilizados para poder determinar los esfuerzos en los puntos principales donde se ubica los eslabones de la tijera, a modo de comparación en las Tablas 13, 14 y 15, se muestra el valor de la tensión obtenido en Excel

y a su vez los valores promedios en los puntos de estudio dinámico que se han obtenido en el SolidWorks.

**Tabla 13**

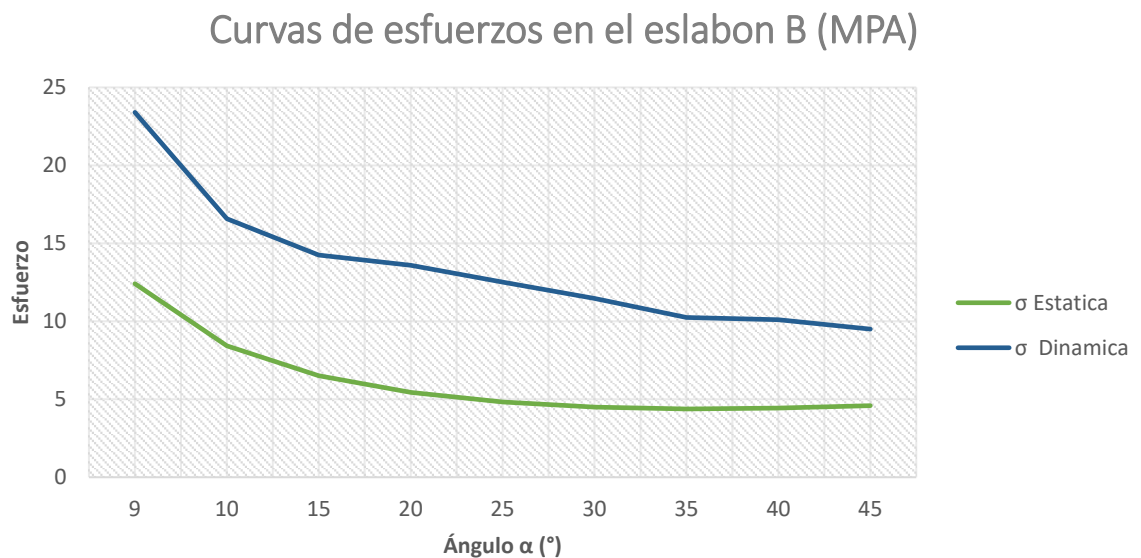
Valores analizados en el eslabón B

Angulo	$\sigma_{vm}$	$\sigma_{vm}$
	Estático	Dinámico
9	13.75	24.53
10	12.41	23.4
15	8.43	16.58
20	6.51	14.25
25	5.44	13.59
30	4.83	12.51
35	4.50	11.47
40	4.38	10.25
45	4.43	10.1

*Nota:* Valores de esfuerzos a lo largo de la extensión de la mesa en el eslabón B.

**Figura 24**

Grafica comparativa de esfuerzo en el punto B.



*Nota:* Línea en azul representa el valor promedio obtenido por el software, a línea en verde es el valor real obtenido mediante el Excel.

**Tabla 14**

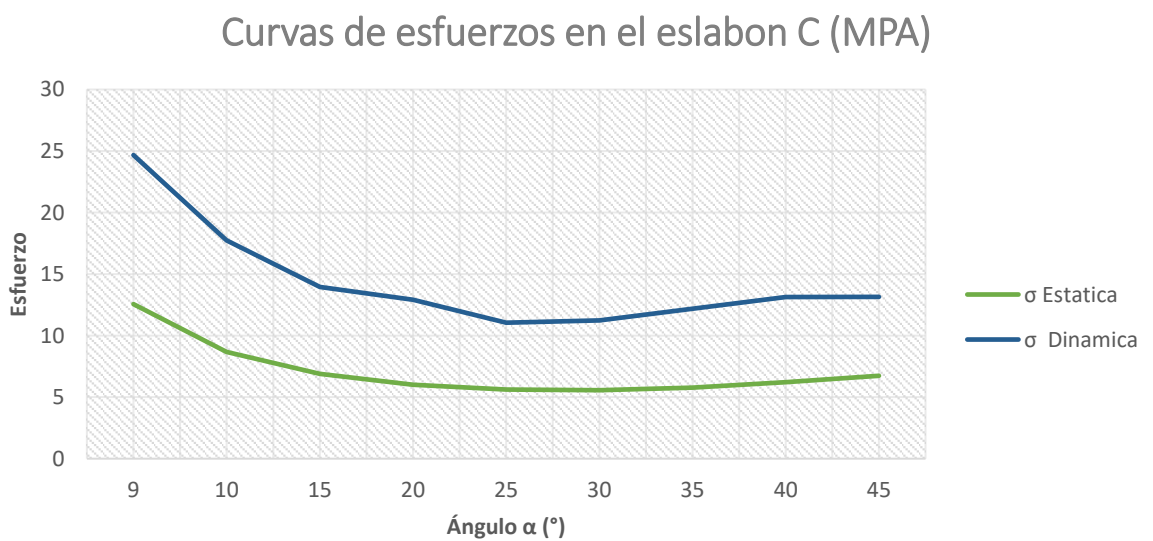
Valores analizados en el eslabón C

Angulo	$\sigma_{vm}$	
	Estático	Dinámico
9	13.88	27.97
10	12.56	24.67
15	8.68	17.74
20	6.89	13.95
25	6.00	12.91
30	5.61	11.05
35	5.56	11.23
40	5.77	12.18
45	6.22	13.14

*Nota:* Valores de esfuerzos a lo largo de la extensión de la mesa en el eslabón C.

**Figura 25**

Grafica comparativa de esfuerzo en el punto C



*Nota:* Línea en azul representa el valor promedio obtenido por el software, a línea en verde es el valor real obtenido mediante el Excel.

**Tabla 15**

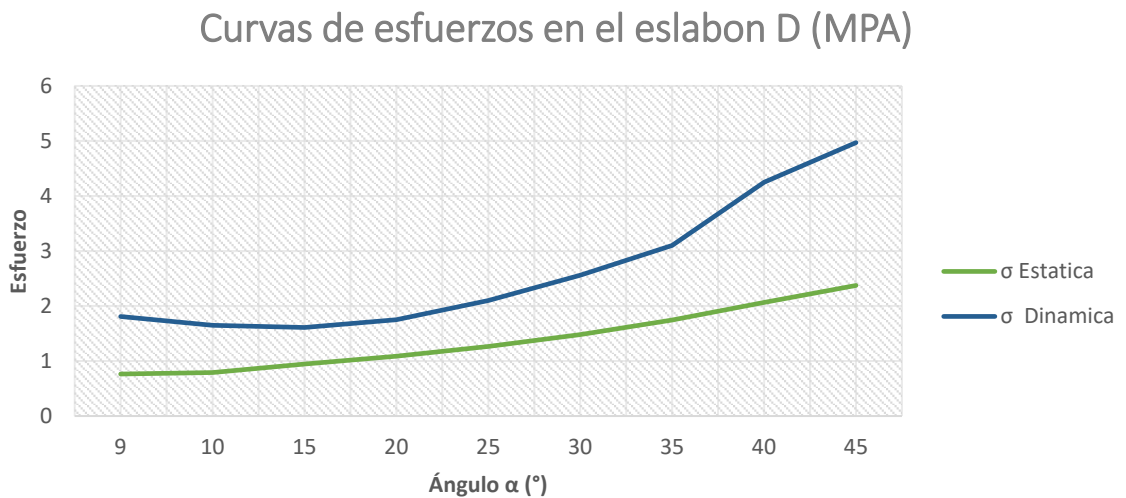
Valores analizados en el eslabón D

Angulo	$\sigma_{vm}$	
	Estático	Dinámico
9	0.75	1.43
10	0.76	1.81
15	0.79	1.65
20	0.94	1.61
25	1.09	1.75
30	1.26	2.1
35	1.48	2.56
40	1.74	3.1
45	2.06	4.25
49	2.37	4.97

*Nota:* Valores de esfuerzos a lo largo de la extensión de la mesa en el eslabón D

**Figura 26**

Grafica comparativa de esfuerzo en el punto D

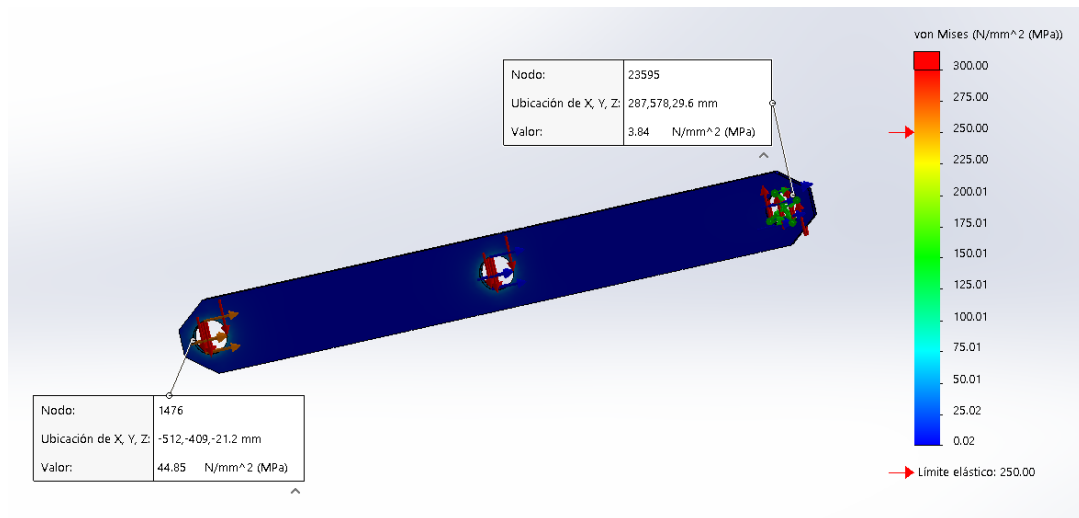


*Nota:* Línea en azul representa el valor promedio obtenido por el software, a línea en verde es el valor real obtenido mediante el Excel.

A continuación, se muestra los procesamientos en el SolidWorks de una tijera en su momento más crítico que es cuando intenta romper la inercia Figura 27 hasta la Figura 30.

**Figura 27**

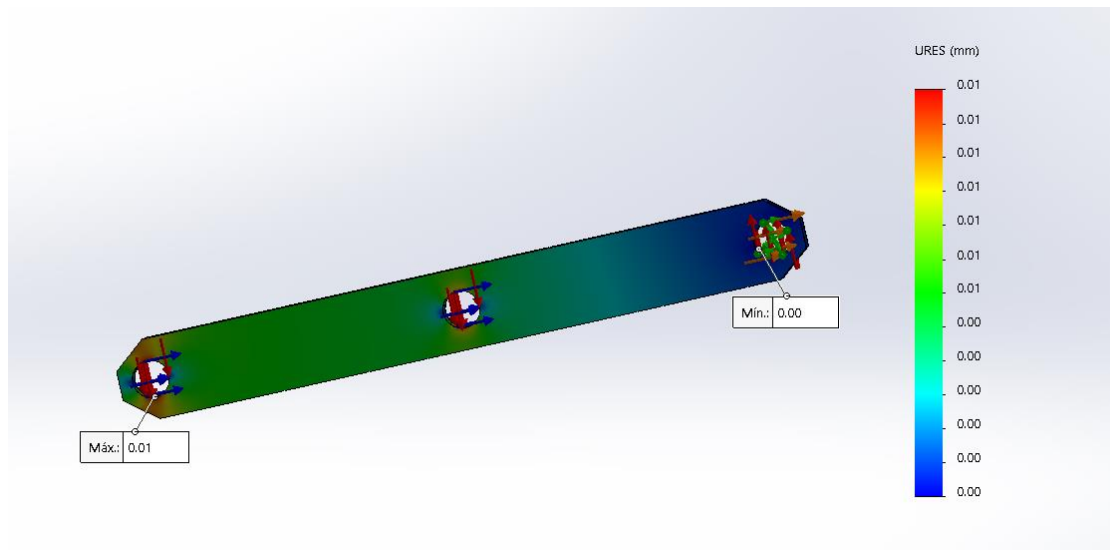
Tensiones Von Mises de una tijera.



*Nota:* Los valores se encuentran dentro del rango en la Tabla 2 para el acero ASTM A36.

**Figura 28**

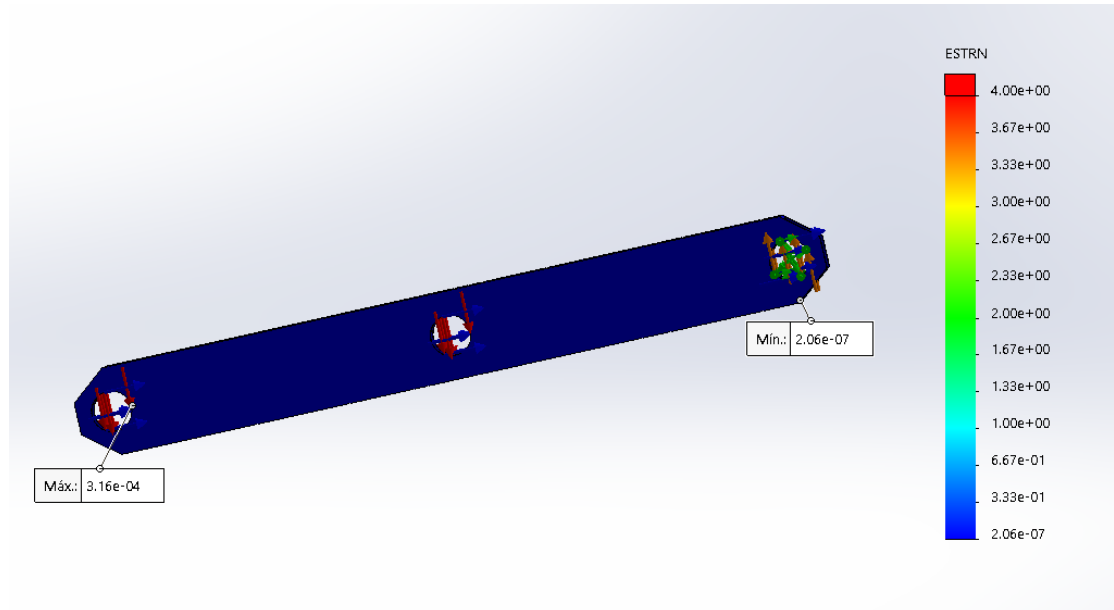
Desplazamiento de una tijera



*Nota:* Escala de deformación 1 para el acero ASTM A36.

**Figura 29**

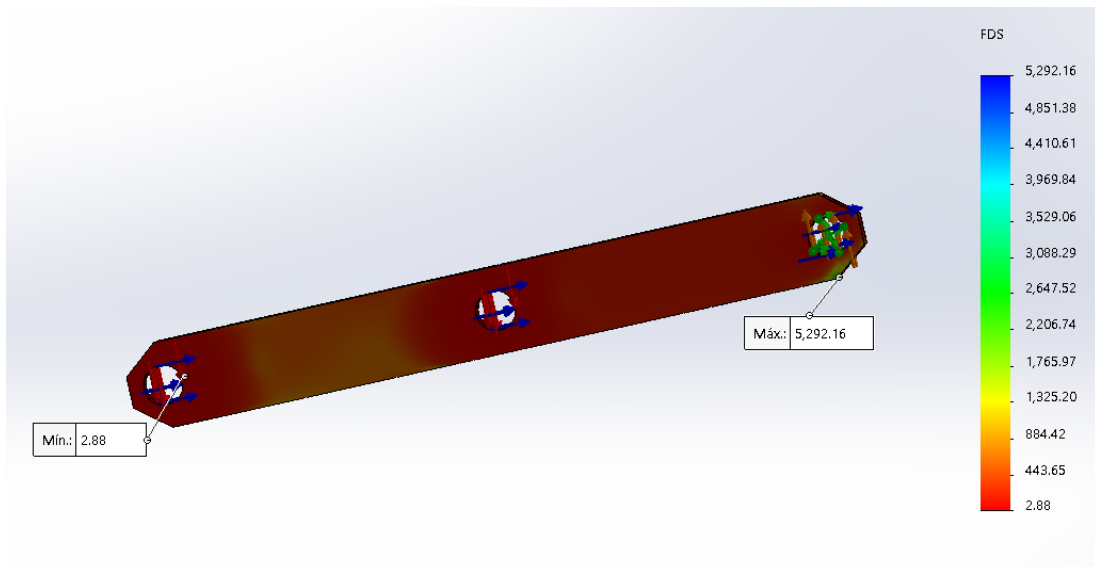
Deformación Unitaria de una tijera



*Nota:* Valores obtenidos ASTM A36.

**Figura 30**

Factor de Seguridad en la tijera



*Nota:* El valor obtenido es de 2.99 está por encima de los 2.5 según lo permitido en Mott (2006) Pag187.

- a. Metrado de carga para el análisis de la mesa ensamblada  
Se ha considerado dos escenarios que son las siguientes:

Escenario A: Simulación de tipo análisis lineal estático, con una masa de 500 kg en la zona de carga de la mesa de elevación, cuando está con un ángulo de elevación de 15 grados sexagesimales. Asimismo, se evaluará este evento por una simulación de pandeo lineal, dada la configuración de la mesa de elevación.

Escenario B: Simulación de tipo análisis lineal estático, con una masa de 1000 kg en la zona de carga de la mesa de elevación, cuando está con un ángulo de elevación de 0 grados sexagesimales. Asimismo, se evaluará este evento por una simulación de pandeo lineal, dada la configuración de la mesa de elevación.

Las cargas de diseño son las siguientes:

➤ Carga Muerta (D)

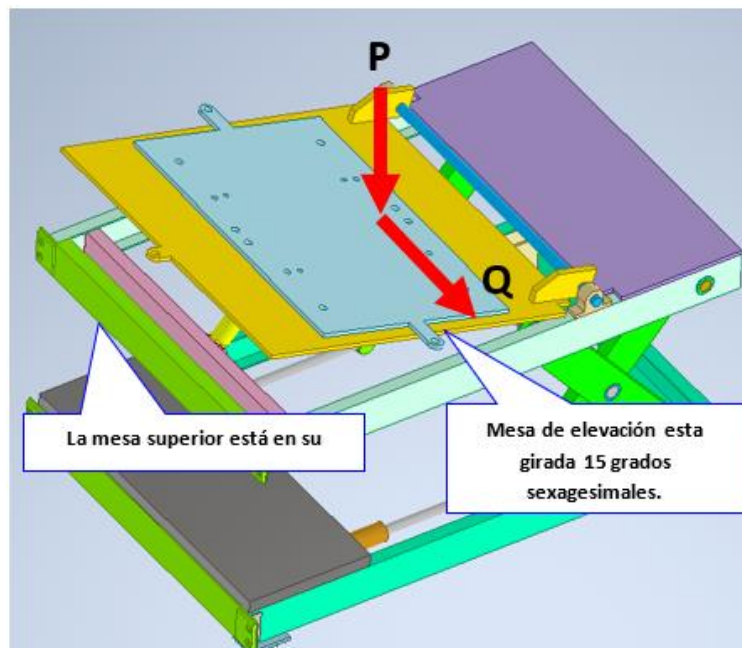
Considera todos los pesos propios de la estructura. Esta carga ya es asumida por el programa. (Inventor Professional 2020 – Modulo Nastran In Cad)

➤ Carga Viva (L)

En la Figura 31 y Figura 32 se muestra la ubicación de las cargas vivas:

**Figura 31**

Escenario A: Distribución de carga



*Nota:* P = Masa 500 kg por incremento por cargas desconocidas y/o dinámicas.

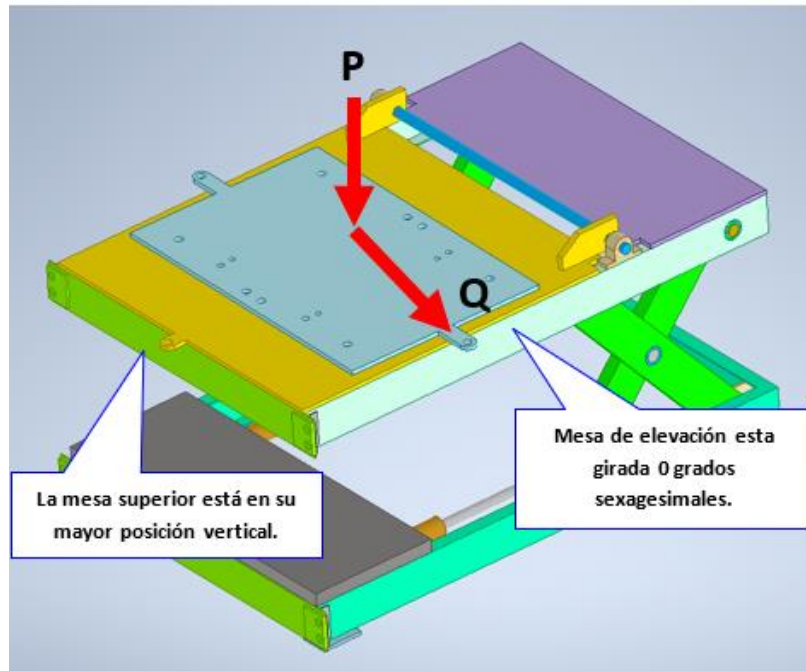
$$P=500 \text{ kg} \times 1.25 = 625 \text{ kg} = 6131.25\text{N}.$$

Q = Carga de 30kg por efectos de manipuleo por incremento por cargas desconocidas y/o dinámicas.

$$Q = \text{Carga de } 30\text{kg} \times 1.25 = 37.5 \text{ kg} = 367.875\text{N}.$$

**Figura 32**

Escenario B: Distribución de carga



*Nota:* P = Masa 1000 kg por incremento por cargas desconocidas y/o dinámicas.

$$P=1000 \text{ kg} \times 1.25= 1250 \text{ kg} = 12262.5\text{N}.$$

Q = Carga de 30kg por efectos de manipuleo por incremento por cargas desconocidas y/o dinámicas.

$$Q = \text{Carga de } 30\text{kg} \times 1.25 = 37.5 \text{ kg} = 367.875\text{N}.$$

Para el análisis del ensamblaje se tendrá en cuenta las combinaciones de todas las cargas del diseño como las vivas (L) y las cargas muertas (D):

Combinaciones de carga 01: D + L

b. Para el análisis estructural se tuvo en cuenta lo siguiente:

En la Tabla 16 se indica las condiciones de diseño que se debe de tener en cuenta para el correcto funcionamiento de la mesa.

**Tabla 16**

Condiciones de Diseño

NORMA O BASE DE DISEÑO DE REFERENCIA PARA FACTOR DE DISEÑO	Mott, R. (2006).
CARGA DE TRABAJO	<ul style="list-style-type: none"><li>• Para la SIMULACION A, P = 500 kg</li><li>• Para la SIMULACION B, P = 1000 kg</li></ul>
FACTOR DE DISEÑO	2, elementos dinámicos bajo cargas dinámicas con una confianza promedio de todos los datos del diseño.
NORMA O BASE DE DISEÑO DE REFERENCIA PARA DEFLEXION	CMAA70-04 (acápito 1.4.3, ver ítem 1.4)



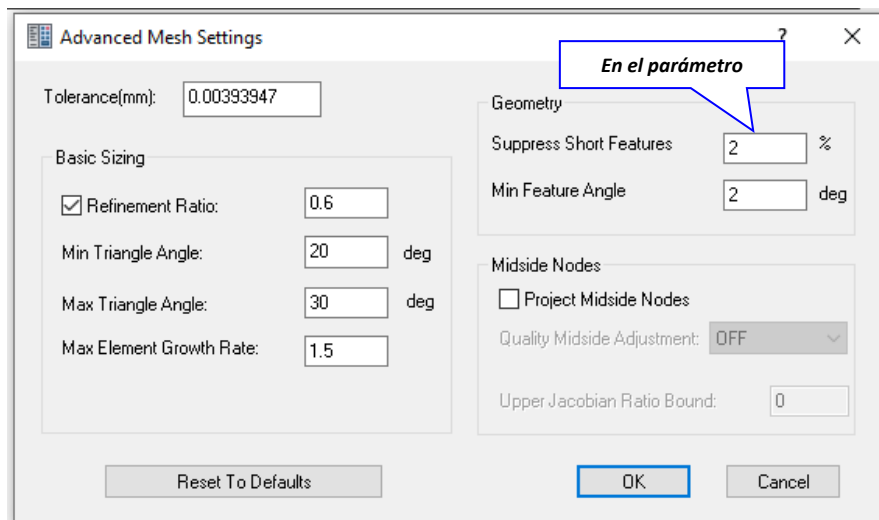
DEFLEXION	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Para el Escenario A:  <math>L/600m = (1340/25.4) /600 = 0.088''</math> (2.23mm),  L=mayor longitud de la mesa de elevación.</li> <li>• Para el Escenario B:  <math>L/600 = (2006.35/25.4) /600 = 0.131''</math> (3.34mm),L=  mayor longitud de la mesa superior.</li> </ul>
FATIGA	Poco ciclaje diario, no considerado
TEMPERATURA	No considerado
OBSERVACIÓN	Este equipo no debe ser utilizado sin una adecuada operación y mantenimiento. La maniobra debe ser lenta y uniforme, así como el giro de operación.

### 3 Análisis FEA (FEA, siglas en inglés de Finite Element Analysis)

El análisis por elementos finitos (FEA, siglas en inglés de Finite Element Analysis) es una técnica de simulación por computador usada en ingeniería. Usa una técnica numérica llamada método de los elementos finitos (FEM). Existen muchos paquetes de software, tanto libres como no libres. En nuestro caso utilizaremos el INVENTOR PROFESIONAL 2020 – MODULO NASTRAN IN CAD.

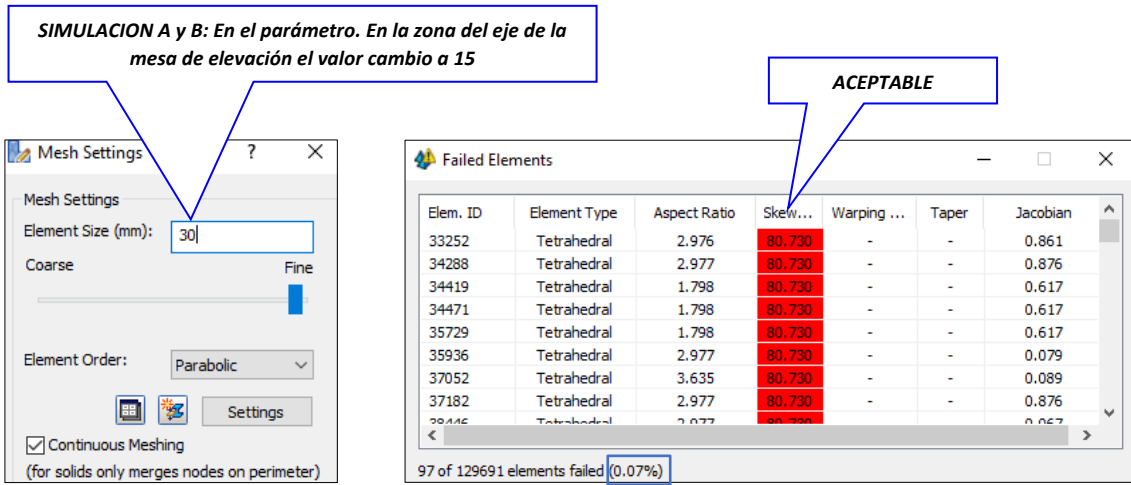
**Figura 33**

Configuración de malla en el modelo



**Figura 34**

Tamaño de malla y fallos en elementos del diseño



*Nota:* La cantidad de elementos fallidos en el diseño fue menor al 15% siendo este un valor conservador para el diseño, el valor obtenido fue de 0.07%, estando muy por encima de lo aceptable.

c. Simplificación del modelo

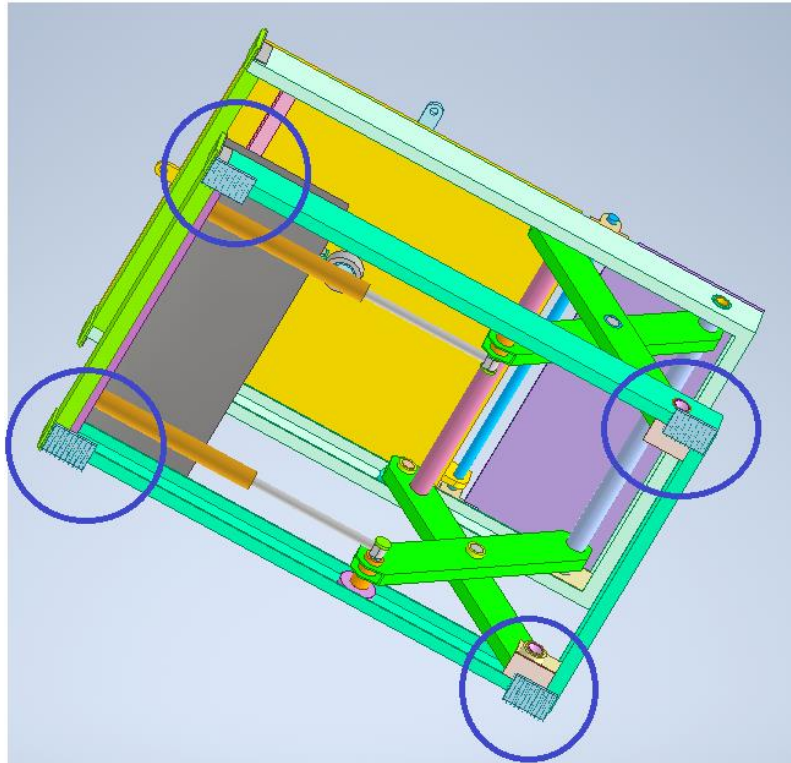
Para los ESCENARIOS A y B se ha considerado todos los elementos de acuerdo a los planos de fabricación, ver anexos. En cuanto a los pistones y chumaceras, se ha considerado un modelo simplificado a manera de emularlos y solo con el fin de obtener la interacción de estos con los elementos de conexión. Asimismo, y por efectos de ahorro computacional no se está considerando las conexiones por pernos y se considera un contacto tipo soldado, dado que su ubicación no presenta un riesgo crítico de sobreesfuerzos como se visualizará en las evaluaciones siguientes.

d. Especificación de materiales

Para los ESCENARIOS A y B para el tipo de análisis lineal estático se ha considerado todos los materiales en material ASTM A36 a excepción del eje de la mesa de elevación el cual se definió en AISI 1045. Para sus propiedades ver ítem 4.2.2.1 a.

**Figura 35**

Restricciones para ambos escenarios



*Nota: Para ambos escenarios A y B se ha considerado las cargas de acuerdo a la Figura 31 y 32.*

e. Condiciones de contactos

Para los escenarios A y B en el análisis lineal estático se ha considerado el método automático para la generación de contactos. Este crea contactos entre superficies adyacentes y que por defecto son del tipo BONDED que emula contactos tipo soldados, el cual ha sido considerado para todos los elementos con condición de soldadura. Asimismo, para los pines y el eje se ha considerado este tipo de contacto por efectos de ahorro computacional (la evaluación aproximadamente demora más de 1 hora y 20 minutos, por ello nuestro factor de seguridad es de 2.5 para ser conservadores ante la incertidumbre de esfuerzos producidos en este evento). Para las ruedas se ha considerado el tipo de contacto de SEPARATION, afín de emular una representación del movimiento de estas.

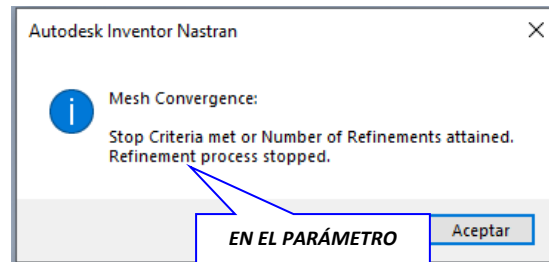
f. Análisis

Una importante propiedad del método es la convergencia en el ANÁLISIS ESTÁTICO LINEAL. Si se consideran particiones de elementos finitos sucesivamente más finas, la solución numérica calculada converge rápidamente hacia la solución exacta del sistema de ecuaciones, ver Figura 36. Este tipo de análisis de convergencia de malla permite obtener una solución precisa con una malla que sea

lo suficientemente densa, pero que no demande una cantidad excesiva de recursos de procesamiento. Al refinar la malla (elementos más pequeños), la solución tiende hacia la solución exacta. No se conoce, en general, la solución exacta. Se imponen condiciones (criterios) para garantizar la convergencia. Los criterios de convergencia no permiten conocer el error, sólo garantizar la tendencia hacia una solución mejor.

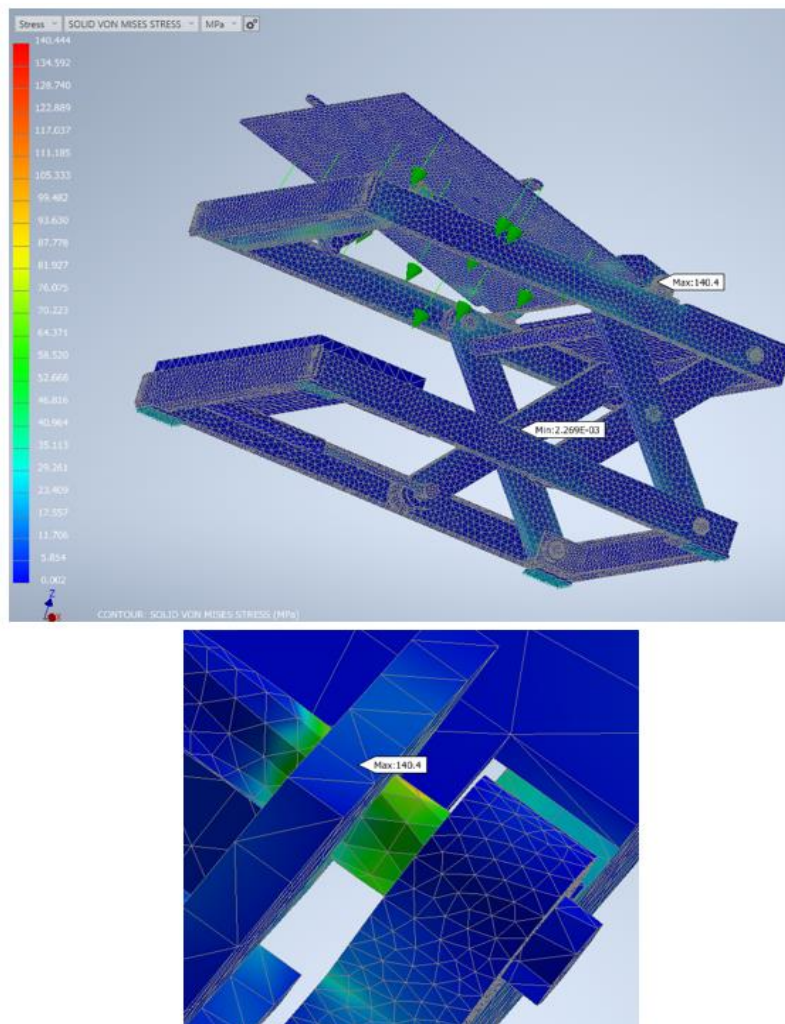
**Figura 36**

Convergencia de malla



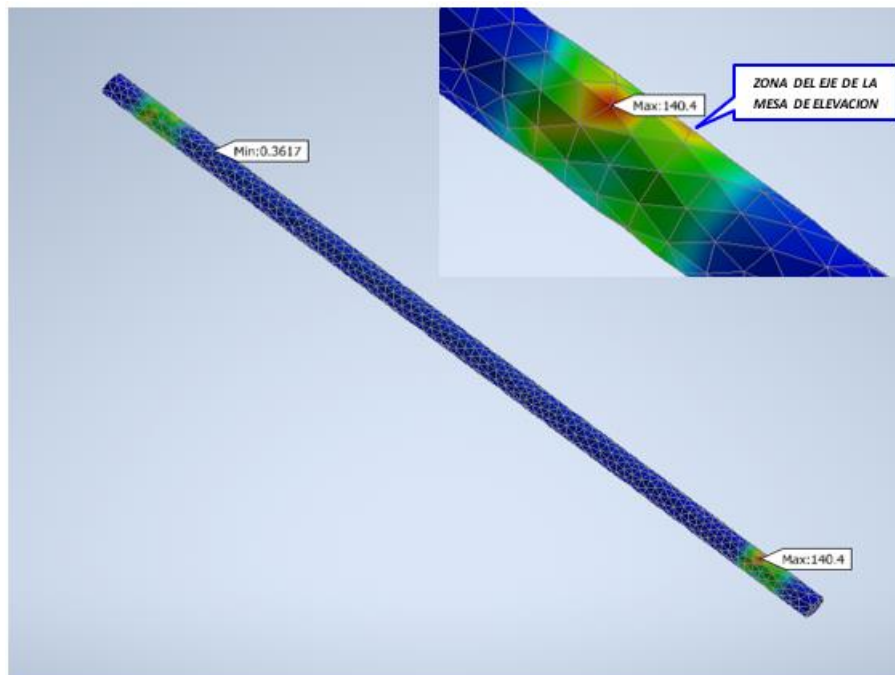
**Figura 37**

Post Procesamiento Tensión de Von Mises en el Escenario A.



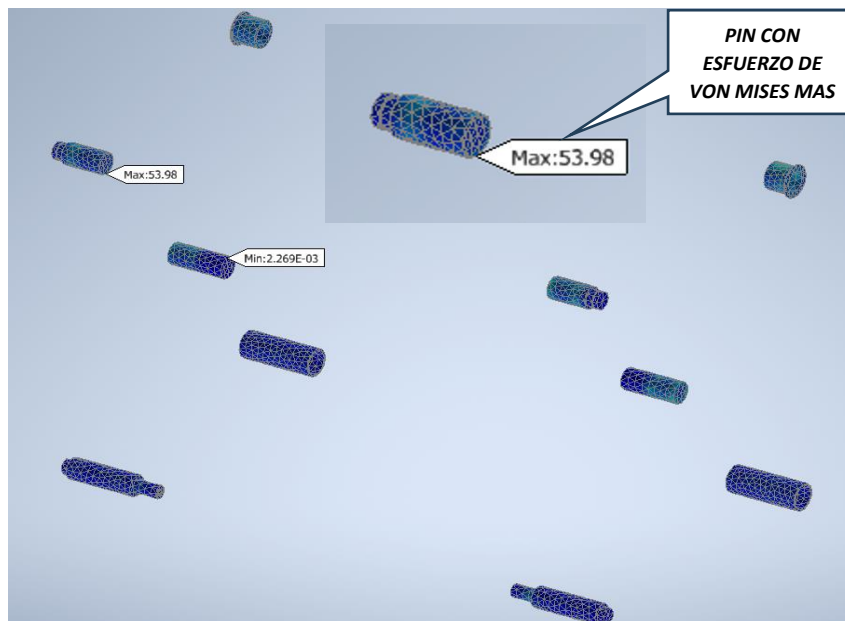
*Nota:* El valor más crítico en el primer escenario A fue un valor de 140.4 Mpa en la escala de Von Mises,

**Figura 38**  
Procesamiento del eje Escenario A



*Nota:* Los resultados arrojaron un mayor esfuerzo de 140.4 Mpa al lado derecho de la mesa.

**Figura 39**  
Procesamiento del Pines Escenario A



*Nota:* Los resultados arrojaron un mayor esfuerzo de 53.98 Mpa al lado izquierdo de la mesa.

**Tabla 17**

Resultados del ensayo del Escenario A

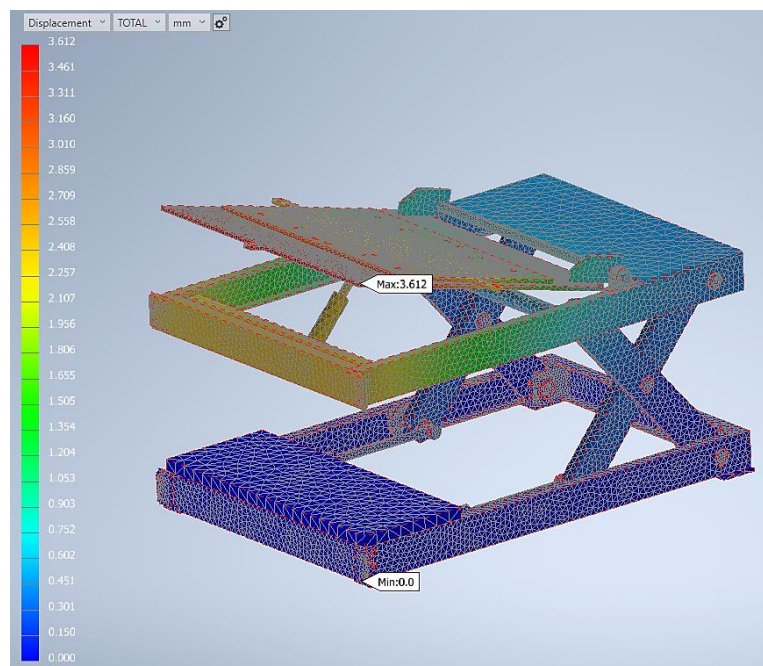
DESCRIPCIÓN	VALOR	VALOR DE REFERENCIA (Fy ASTM A36, Ver 4.2.2.1 a.)	RESULTADO
TENSIÓN DE VON MISES MÁXIMA EN EL ENSAMBLE TOTAL (UBICADO EN EL EJE DE LA MESA DE ELEVACION)	140.4 Mpa	310 Mpa	<i>ACEPTABLE</i>
FACTOR DE SEGURIDAD EN EL ENSAMBLE TOTAL (UBICADO EN EL EJE DE LA MESA DE ELEVACION)	F.S.= 310/135.1 =2.2	2 (Tabla 16)	<i>ACEPTABLE</i>

DESCRIPCIÓN	VALOR	VALOR DE REFERENCIA (Fy SAE 1045, Ver 4.2.2.1 a.)	RESULTADO
TENSIÓN DE VON MISES MÁXIMA EN EL PIN CON EL ESFUERZO MAS ALTO DE VON MISES	53.98 Mpa	250 Mpa	<i>ACEPTABLE</i>
FACTOR DE SEGURIDAD EN EL EJE DE LA MESA DE ELEVACION	F.S.= 250/53.98 =4.6	2 (Tabla 16)	<i>ACEPTABLE</i>

**Figura 40**

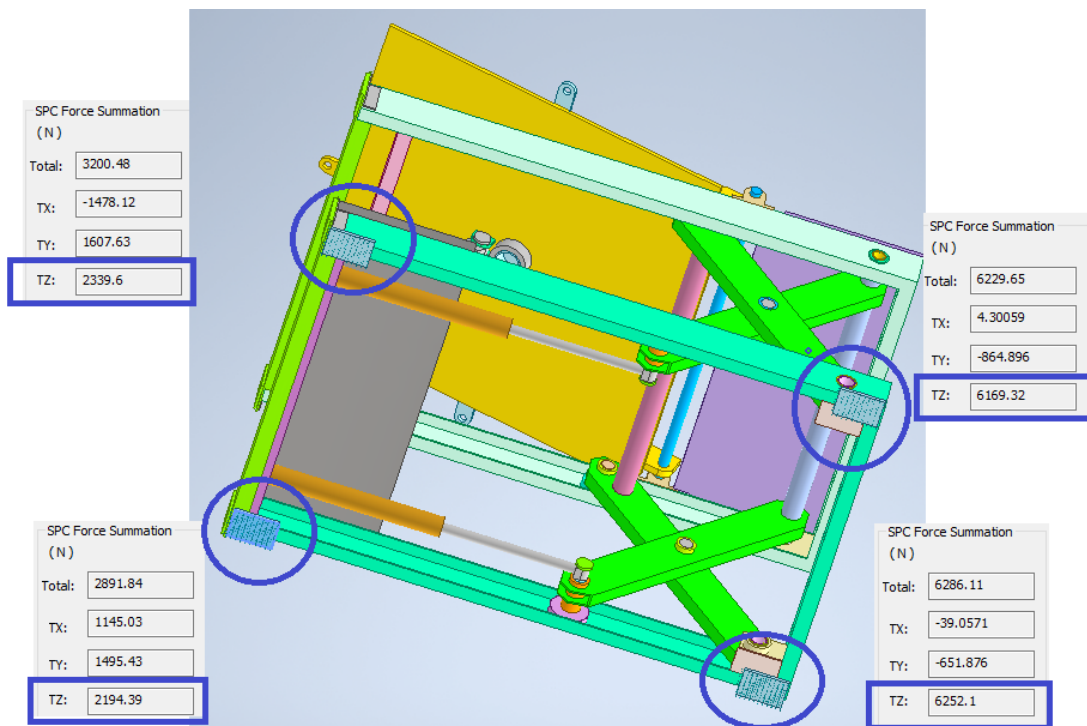
Post Procesamiento de desplazamientos en el Escenario A.



*Nota:* La imagen muestra el desplazamiento máximo con un valor de 3.612 mm, en el valor de referencia en la Tabla 16 nos indica un valor de 2.23 mm, esta diferencia es aceptable al no ser un valor que sobrepase los 10 mm, además se debe tener en cuenta que se está usando un sobredimensionamiento de carga y además la mesa no tendrá un uso continuo en horas de trabajo. Por lo tanto, el valor es tolerable.

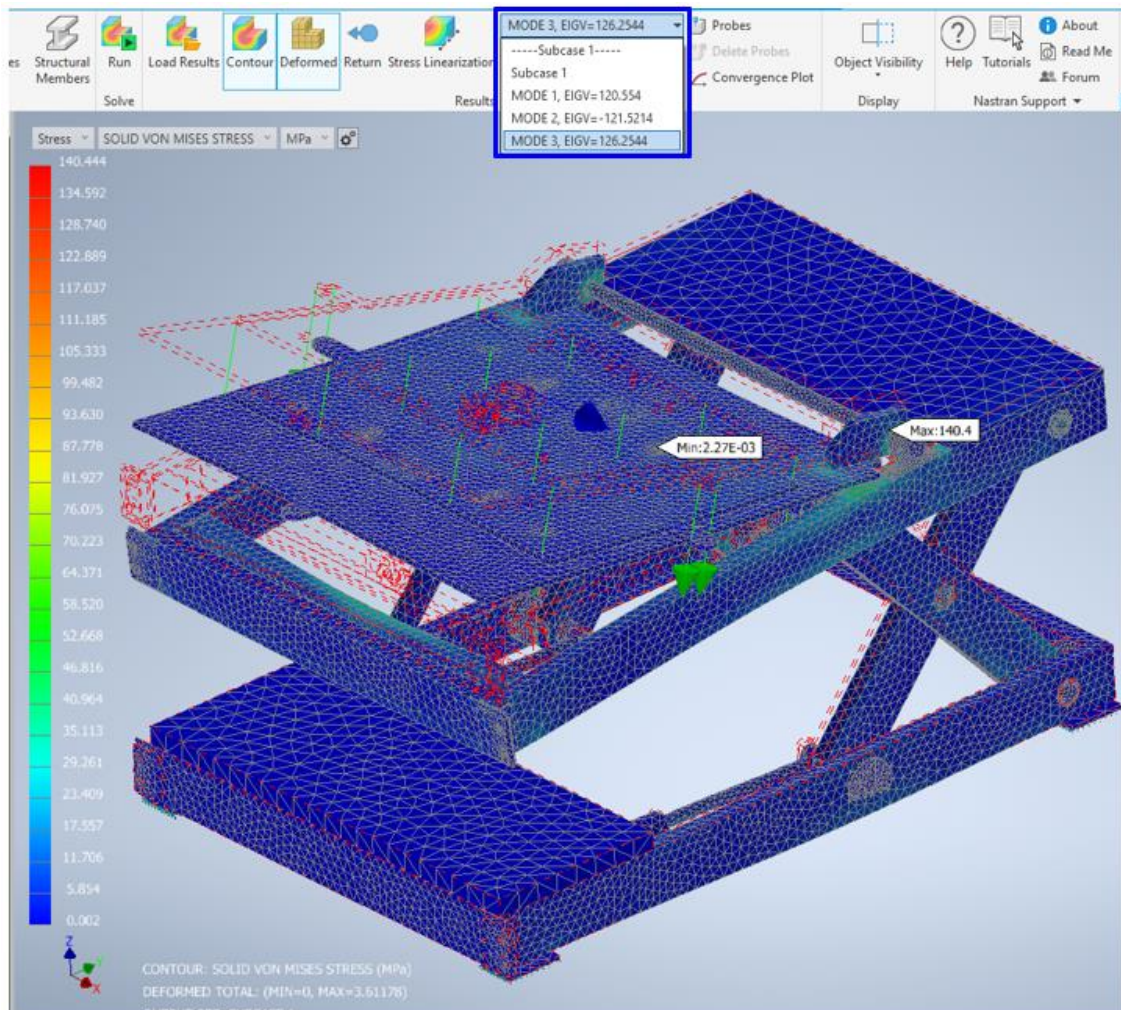
**Figura 41**

Reacciones en los apoyos para evaluación de volteo en el Escenario A



*Nota:* El valor de referencia que se muestra en la Figura 31, siendo  $61321.25\text{N}/4 = 1533\text{ N}$ , en cada apoyo se ve un valor superior al 0, estos valores garantizan que la mesa no se vuelque.

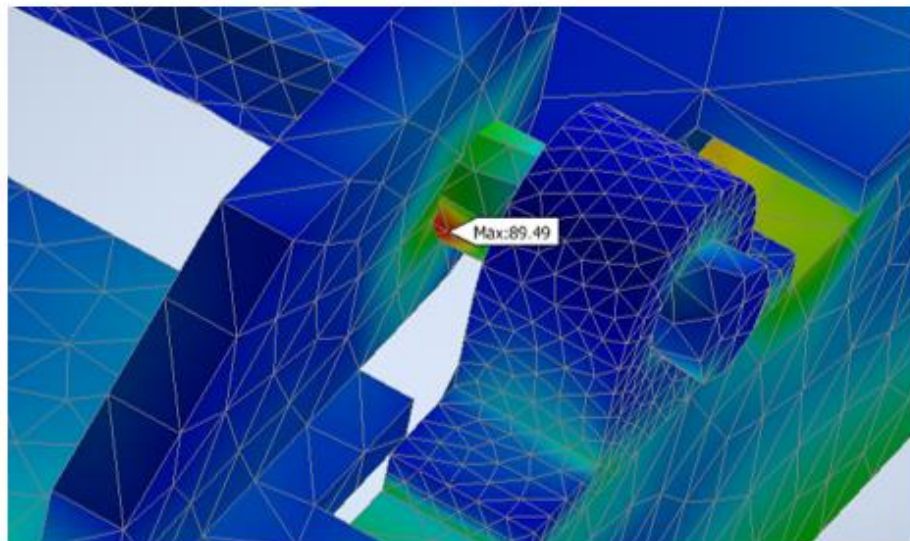
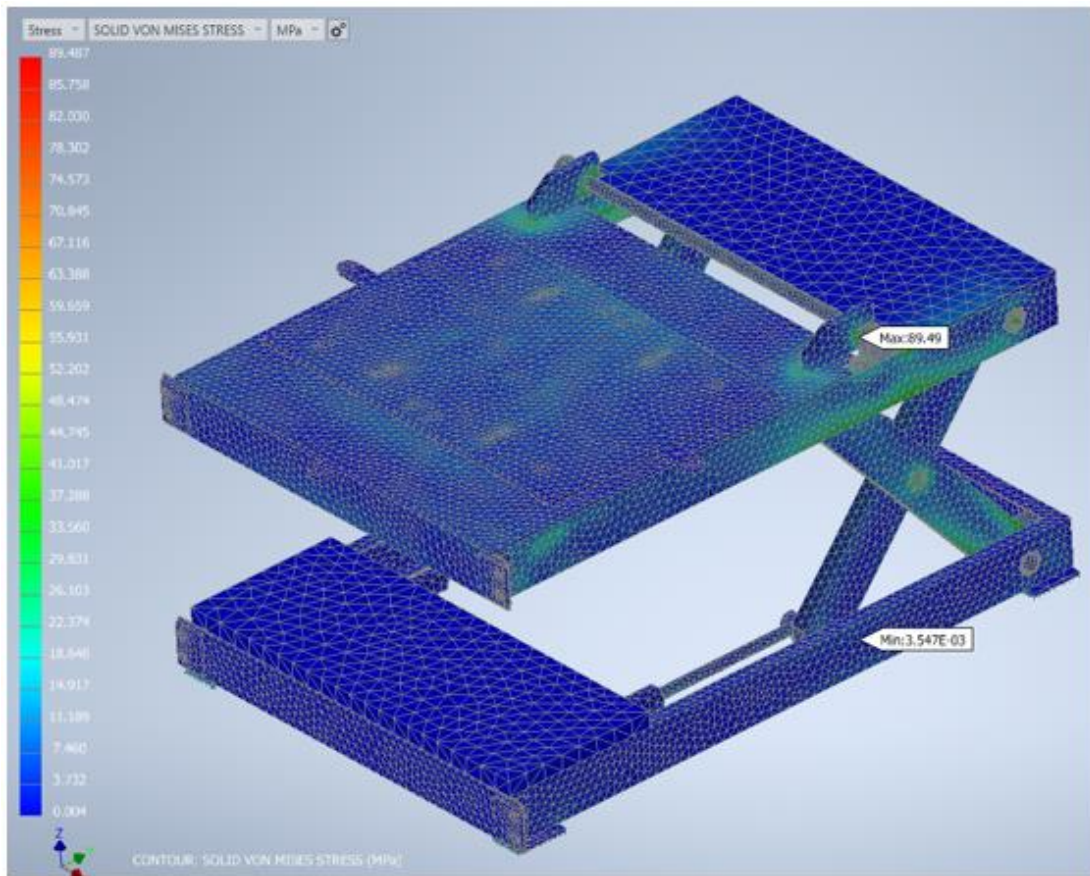
**Figura 42**  
Post Procesamiento pandeo en el Escenario A



*Nota:* EINGVALUES, los valores de acuerdo al Nastran (cuadro azul) fueron mayores y alejados al valor absoluto de 1, siendo un resultado aceptable al estar alejado a un evento de pandeo haciéndolo estable ante este mismo. Ver detalles del software en el anexo 7

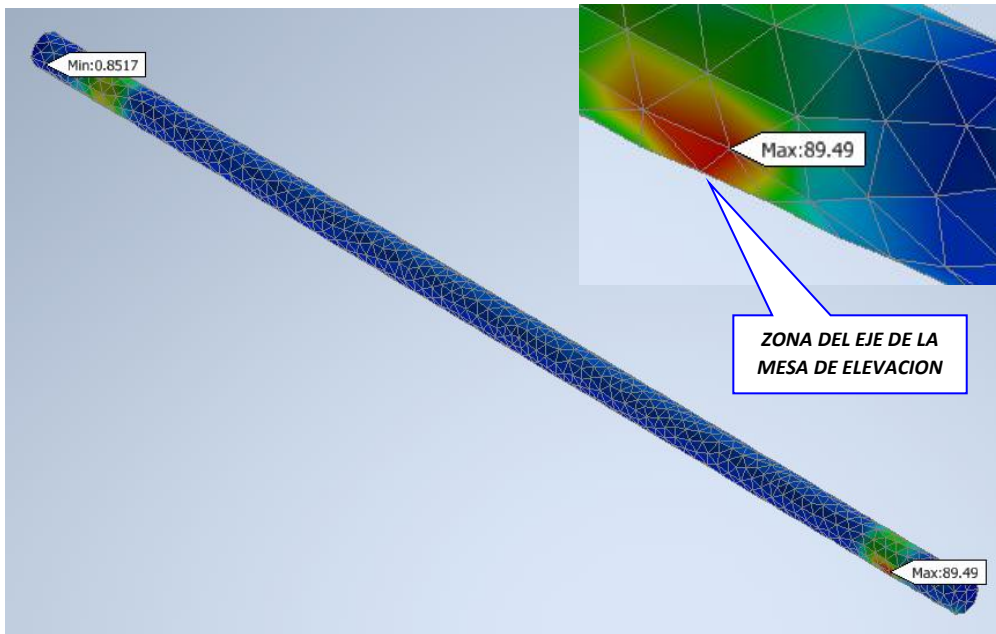


**Figura 43**  
Post Procesamiento Tensión de Von Mises en el Escenario B

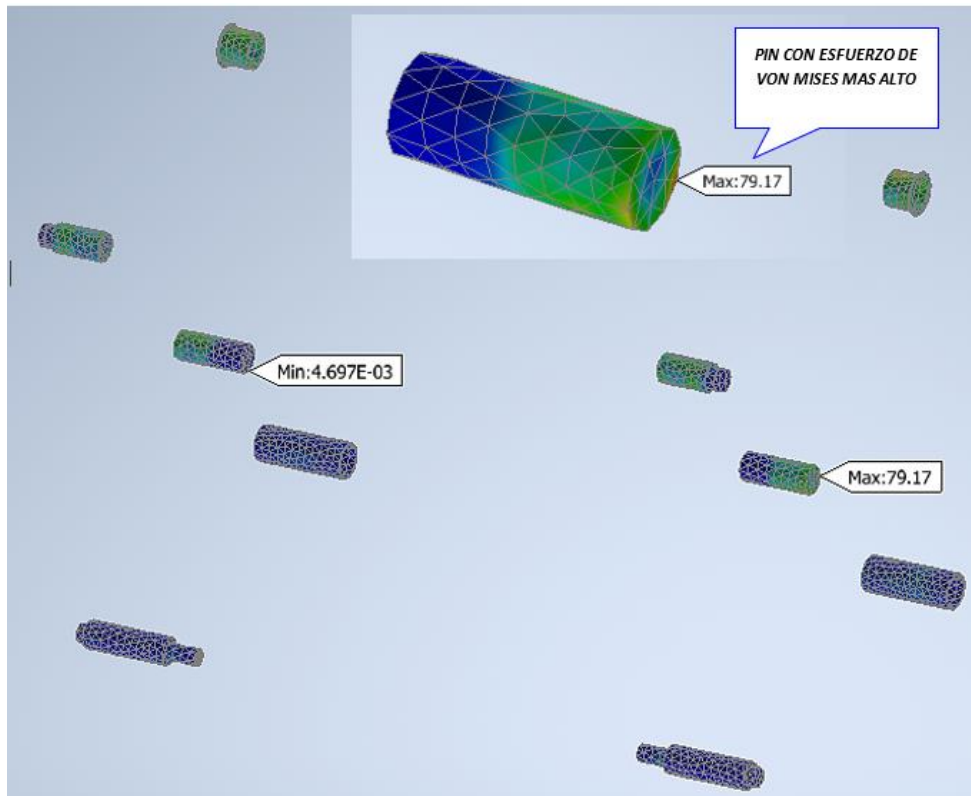


*Nota:* El valor más crítico en el primer escenario B fue un valor de 89.49 Mpa en la escala de Von Mises, donde se ubica en un extremo del eje.

**Figura 44**  
Procesamiento del eje Escenario B



**Figura 45**  
Procesamiento de pines Escenario B



*Nota:* Los resultados arrojaron un mayor esfuerzo de 79.17 Mpa al lado izquierdo de la mesa, esto es debido a que se aplicó una carga de manipuleo en esa dirección.

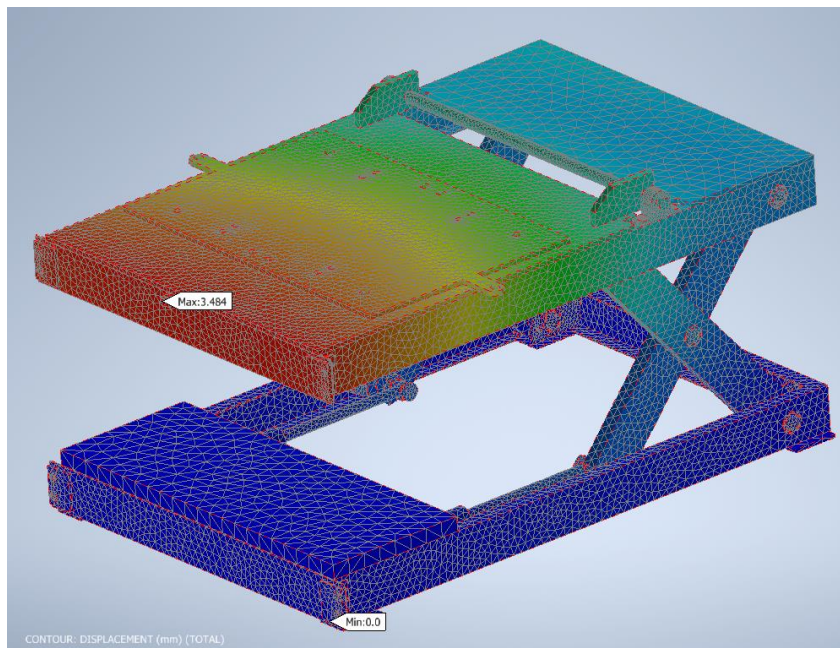
**Tabla 18**

Resultados del ensayo del Escenario B

DESCRIPCIÓN	VALOR	VALOR DE REFERENCIA (Fy ASTM A36, Ver 4.2.2.1 a)	RESULTADO
TENSIÓN DE VON MISES MÁXIMA EN EL ENSAMBLE TOTAL (UBICADO EN EL EJE DE LA MESA DE ELEVACION)	89.49 Mpa	310 Mpa	<b>ACEPTABLE</b>
FACTOR DE SEGURIDAD EN EL ENSAMBLE TOTAL (UBICADO EN EL EJE DE LA MESA DE ELEVACION)	F.S.= 310/89.49=3.4	2 (Ver Tabla 16)	<b>ACEPTABLE</b>
DESCRIPCIÓN	VALOR	VALOR DE REFERENCIA (Fy ASTM A36, Ver 4.2.2.1. a)	RESULTADO
TENSIÓN DE VON MISES MÁXIMA EN EL PIN CON EL ESFUERZO MAS ALTO DE VON MISES	79.17 Mpa	250 Mpa	<b>ACEPTABLE</b>
FACTOR DE SEGURIDAD EN EL EJE DE LA MESA DE ELEVACION	F.S.= 250/79.17 =3.15	2 (Ver Tabla 16)	<b>ACEPTABLE</b>

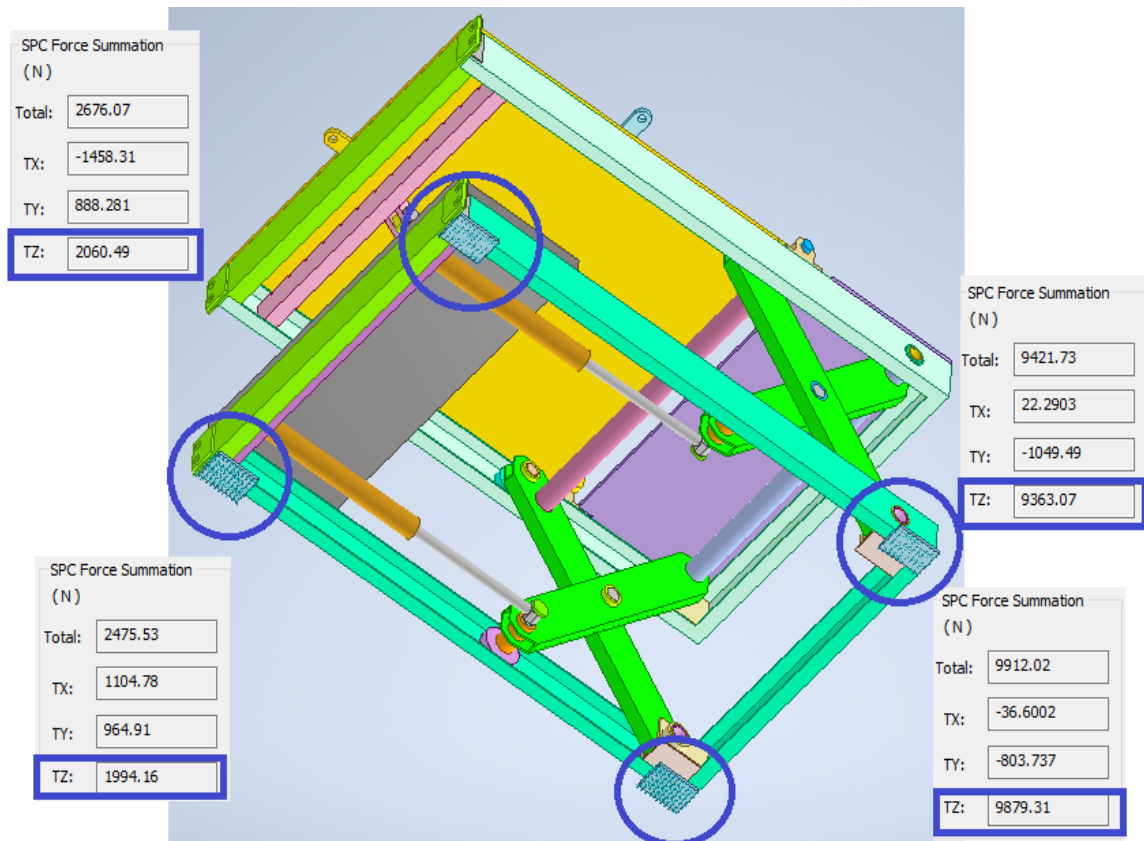
**Figura 46**

Post Procesamiento Desplazamiento en el Escenario B



*Nota:* La imagen muestra el desplazamiento máximo con un valor de 3.48 mm, en el valor de referencia en la Tabla 16 nos indica un valor de 3.34 mm, esta diferencia es aceptable al no ser un valor que sobrepase los 10 mm, además se debe tener en cuenta que se está usando un sobredimensionamiento de carga y además la mesa no tendrá un uso continuo en horas de trabajo. Por lo tanto, el valor es tolerable.

**Figura 47**  
Reacciones en los apoyos para evaluación de volteo en el Escenario B

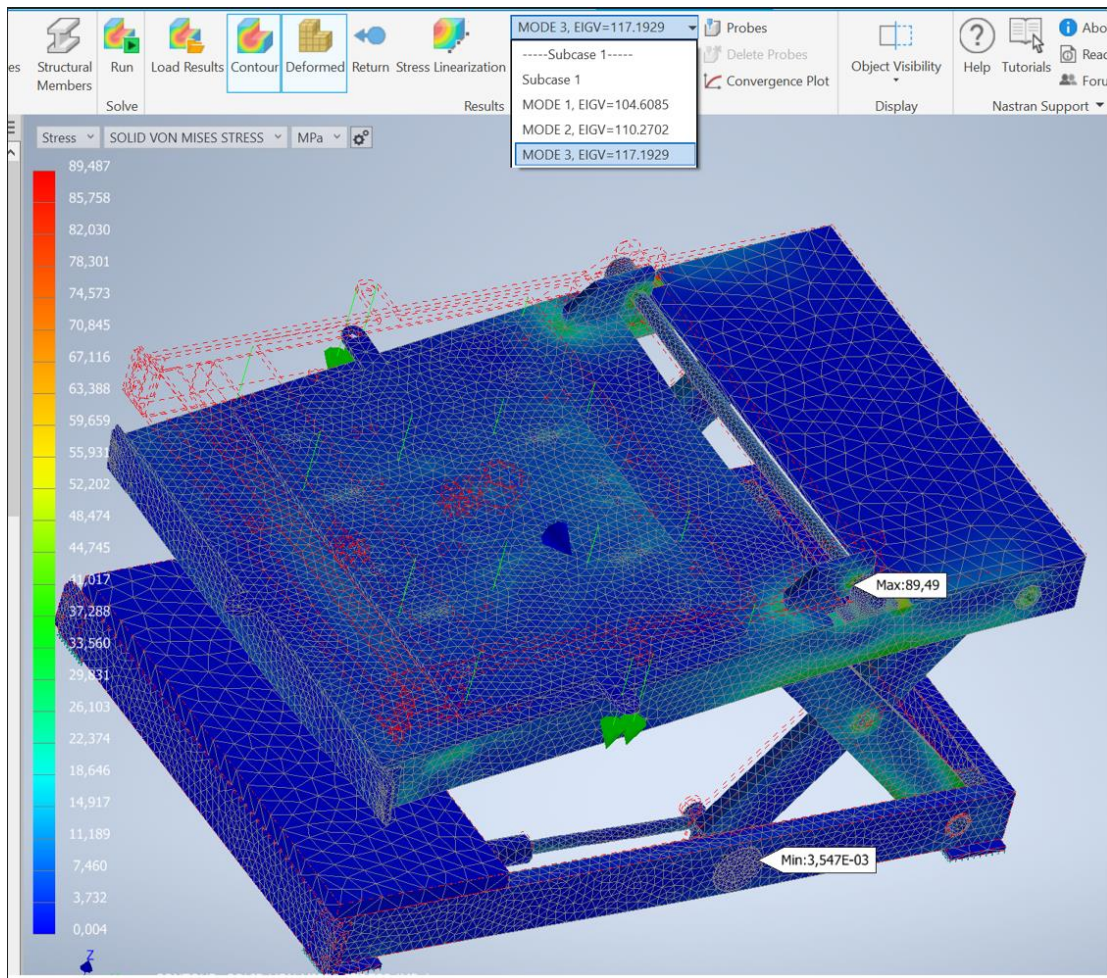


*Nota:* El valor de referencia que se muestra en la Figura 32, siendo  $12262.5N/4 = 3065.62$  N, en cada apoyo se ve un valor superior al 0, estos valores garantizan que la mesa no se vuelque.

Los valores en las reacciones que se han mostrado en las Figuras 41 y 47 han demostrado que la mesa no va a sufrir un evento de volcadura debido a los valores de las reacciones que se obtiene en sus 4 puntos de apoyo, estos valores a pesar de no ser equitativos en los cuatro puntos de apoyo, están muy alejados del cero.

Cabe resaltar que esto es debido a que en ambos escenarios se ha colocado una fuerza tangencial a modo de cualquier eventualidad que pueda ocurrir por algún operario.

**Figura 48**  
Post procesamiento Pandeo en el Escenario B



*Nota:* EINGVALUES, los valores de acuerdo al Nastran (cuadro azul) fueron mayores y alejados al valor absoluto de 1, siendo un resultado aceptable al estar alejado a un evento de pandeo haciéndolo estable ante este mismo.

Los costos de fabricación de los elementos de la mesa elevadora a la fecha actual del mes de enero del 2024 de tijera están detallados a continuación en la siguiente Tabla 19.

**Tabla 19**  
Costo de la fabricación de la mesa elevadora.

CUADRO DE COSTOS			
Material	Cantidad	Precio Unitario (S/.)	Costo Total (S/.)
<b>Soportes de acero</b>			

Masa de acero 132 de diámetro, espesor 30 mm	2	321	642
Canales en U 51 mm de labio, 152 mm de ancho, espesor 1/4"	1	258	258
Placa de 16 mm de espesor (100 x 127)	1	47.00	47.0
Plancha doblada 4" x 5" espesor 6 mm (largo 2600 mm)	1	35	35
Angulo 49 mm x 49 mm espesor 5 mm	2	7	14
Angulo 50 mm x 50 mm espesor 5 mm	2	7	14
Platina 3" espesor 3/4" (largo 1285mm)	1	65	65
Plancha 3/4" retazo	1	7.5	7.5
Plancha 140 mm x 200 mm espesor 10 mm	2	8.5	17
<b>Plancha de acero</b>			
Plancha de acero espesor 16 mm	1	127.19	127.19
Plancha de acero espesor 1.90 mm (50 mm x 200 mm)	2	15.49	30.97
Plancha de acero espesor 1/2" (160 mm x 110 mm)	2	81.45	162.90
Plancha de acero espesor 1/4" (100 mm x 160 mm)	2	41.75	83.50
Plancha de acero espesor 12.50 mm	1	92.45	92.45
Plancha de acero espesor 5/8" (500 mm x 1300 mm)	1	127.19	127.19
<b>Tubos circulares</b>			
Tubo diámetro 48.3 mm espesor 3 mm (largo 1312 mm)	1	53.7	53.7
Tubo diámetro 63 mm espesor 4 mm (largo 160 mm)	1	36.58	36.58
Tubo diámetro 73 mm espesor 4 mm (largo 1090 mm)	1	84.63	84.63
Tubo diámetro 73 mm espesor 5.19 mm (largo 1300 mm) + 320 mm	1	84.63	84.63
Tubo diámetro 75 mm espesor 5 mm (largo 1000 mm)	1	85.4	85.4
<b>Tubos rectangulares</b>			
Tubo rectangular 2" x 4" (largo 1286 mm)	1	87.47	87.47
Tubo rectangular 2" x 6" (largo 1120 mm)	2	83.47	166.94
<b>Barra de acero circular</b>			
Barra de diámetro 70 mm	1	93.5	93.5
Barra de diámetro 2 "	1	34.8	34.8
Barra de diámetro 40 mm (largo 1334 mm)	1	358.47	358.47
Barra de diámetro 8 mm ( largo 72 mm)	1	75.66	75.66
<b>Cilindros hidráulicos</b>			
Modelo 660/5	2	663.5	1327
Modelo 645/2	1	595.5	595.5
<b>Agujeros</b>			
Agujero de diámetro 8 mm	2	0.58	1.16
Agujero de diámetro 16 mm	8	1.1	8.8
Agujero de diámetro 20 mm	8	1.5	12
Agujero de diámetro 30 mm	13	2.3	29.9
Agujero de diámetro 40 mm	4	5.3	21.2
Agujero de diámetro 70 mm	12	6.5	78
Agujero de diámetro 73 mm	2	6.6	13.2
Agujero de diámetro 75 mm	2	6.9	13.8
Agujero de diámetro 80 mm	2	7	14
Agujero de diámetro 100 mm	1	12.5	12.5
<b>Perforaciones - Torneado</b>			
Agujero de diámetro 48.5 mm (torno)	2	65.58	131.16
Agujero de diámetro 49 mm (torno)	4	74	296
Agujero de diámetro 50 mm (torno)	2	65.58	131.16
Agujero de diámetro 51 mm (torno)	2	45.24	90.48
<b>Fabricaciones</b>			
Fabricación de Pines	2	37.58	75.16
Fabricación de pin para tijera 1	2	57.47	114.94

Fabricación de pin para tijera 2	2	42.85	85.7
Pin central de tijera	2	74.2	148.4
Tapa para pin de tijera	2	65.85	131.7
<b>Accesorios</b>			
Garrucha Freno Super Pesada Iron E & M	4	230	920
Pintura y acabados	1	300	300
Chumacera P2BE 40M-TRB-STH	2	55.6	111.2
Tornillos	10	10	100
Soldadura	60	8	480
<b>Total</b>			<b>S/ 8,128.44</b>

#### 4.2.2.3. Desarrollo de la tercera fase

En la tercera fase se evaluó los requisitos necesarios para la selección de los actuadores hidráulicos:

Resistencia a la presión:

Se determinó las cargas y fuerzas que el actuador debía manejar, incluyendo la fuerza de empuje y tracción, así como las cargas laterales. Para la mesa la fuerza de empuje que debe usar cada actuador o cilindro hidráulico es de 30968.95 N para romper el momento de inercia que se requiere para poder elevar la carga 1000 kg + 700kg de la estructura metálica.

Presión y flujo hidráulico:

Asumimos una presión de 180 bares, para cada cilindro hidráulico, y verificamos los resultados en la ecuación de  $F=P \cdot A$ .

Carrera del cilindro:

Se definió la distancia total que el cilindro debe moverse (carrera). Esto afecta la longitud del cilindro y otros aspectos del diseño, en este caso la carrera del recorrido del pistón es de 405 mm.

Velocidad de operación:

Se determinó la velocidad a la que se moverá el cilindro hidráulico siendo estos 25 segundos.

Materiales y resistencia:

Se optó usar el acero inoxidable para el vástago y acero al carbono para la camisa y pistón.

Con los criterios mencionados anteriormente y considerando que ambos actuadores hidráulicos deban ser capaz de mover una carga de al menos de 1000 kg, este valor es para garantizar la funcionalidad del diseño, incluyendo el peso de la estructura y el peso de un motor.

Para una presión de trabajo de 180 bares o en su conversión  $180 \times 10^5$  Pa, entonces del manual del fabricante elegimos un diámetro de 55 mm del pistón y así afirmar la siguiente condición:

$$F_p = P * A_p$$

$$F_p = 180 \times 10^5 Pa * \pi r_p^2$$

$$F_p = 180 \times 10^5 Pa * \pi (27.5mm)^2$$

$$F_p = 180 \times 10^5 Pa * \pi (0.0275m)^2$$

$$F_p = 42\,763.67\,N$$

Ahora verificamos el área anular para poder saber la fuerza de retracción de cada cilindro hidráulico, teniendo en cuenta como el segundo valor dado por el fabricante para un pistón de 55 mm es de 51 mm de diámetro en el vástago, se realizó lo siguiente:

$$A_p = \pi r_p^2$$

$$A_p = \pi (27.5mm)_p^2$$

$$A_p = 2.375 * 10^{-3} m^2$$

$$A_v = \pi r_v^2$$

$$A_v = \pi (25.5mm)_v^2$$

$$A_v = 2.042 * 10^{-3} m^2$$

Se calcula el área anular para poder hallar el valor de la fuerza:

$$A_a = A_p - A_v$$

$$A_a = 2.375 * 10^{-3} m^2 - 2.042 * 10^{-3} m^2$$

$$A_a = 0.333 * 10^{-3} m^2$$



Ahora se halla la fuerza de tracción:

$$F_T = P * A_a$$

$$F_T = 180 \times 10^5 Pa * 0.333 * 10^{-3} m^2$$

$$F_T = 5994 N$$

Ahora hallamos el caudal, para lo cual necesitamos saber la velocidad de fluido y usaremos un tiempo determinado de 25 segundos para tener la mesa totalmente extendida el pistón debe recorrer 405 mm siendo inferior de los 550 mm que ofrece el fabricante.

$$V = \frac{d}{t}$$

$$V = \frac{405 \text{ mm}}{25 \text{ s}}$$

$$V = 16.2 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

Ahora determinamos el caudal:

$$Q = V * S$$

$$Q = 16.2 \frac{\text{mm}}{\text{s}} * 3.848 * 10^{-3} m^2$$

$$Q = 16.2 \frac{\text{mm}}{\text{s}} * 3848 m^2$$

$$Q = 56440.8 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \langle \rangle 3386.448 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

Como resultado tenemos las condiciones más cercanas a los actuadores hidráulicos que usaremos y que se detallan en la siguiente Figura 49:

**Figura 49**

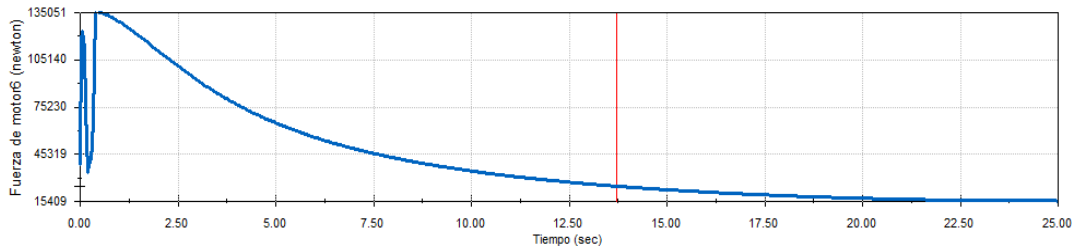
Fragmento de la Tabla del proveedor CICROSA Hidráulica

650/7	50	700	860	25	25.25	65	49	50	75	80	15	3/8
655/3	55	300	460	25	25.25	70	41	50	85	95	15	3/8
655/5	55	550	710	25	25.25	70	41	50	85	95	15	3/8
655/7	55	700	860	25	25.25	70	41	50	85	95	15	3/8
660/2	60	200	360	25	25.25	75	36	50	90	95	15	3/8

*Nota:* Los valores seleccionados en celestes son los que se ajustan más a los cálculos obtenidos este fragmento de la tabla viene de la empresa CICROSA Hidráulica.

En la Figura 50, se puede observar la curva de fuerza a lo largo del tiempo de la extensión total de la mesa, el tiempo para realizar este desplazamiento fue de 25 segundos.

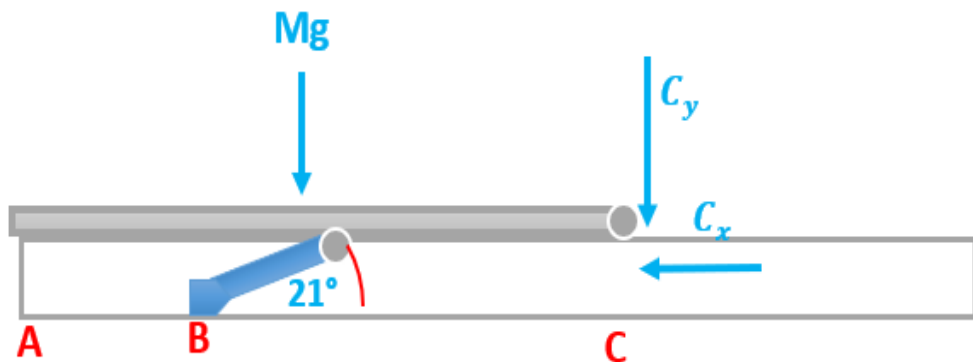
**Figura 50**  
Grafica de fuerzas de ambos cilindros hidráulicos



*Nota:* La siguiente simulación fue realizada con las especificaciones de los cilindros hidráulicos del proveedor, fuerza de ambos cilindros.

Ahora se calcula el tercer cilindro que elevara la subplataforma para generar una inclinación con respecto a la plataforma, dicha subplataforma está diseñada para soportar el peso completo de la carga, pero para garantizar la durabilidad del diseño, el tercer cilindro hidráulico esta seleccionado para manipular una carga de 500 kg neto este diagrama se muestra en la Figura 51.

**Figura 51**  
Diagrama de cuerpo libre de la Plataforma y Sub plataforma



*Nota:* Las expresiones muestran las reacciones que se ejecuta cuando el tercer pistón se extiende.

Los valores para realizar los cálculos se muestran en la Tabla 20 donde se detalla las condiciones solicitadas por el cliente.

**Tabla 20**

Valores para la selección del tercer cilindro hidráulico

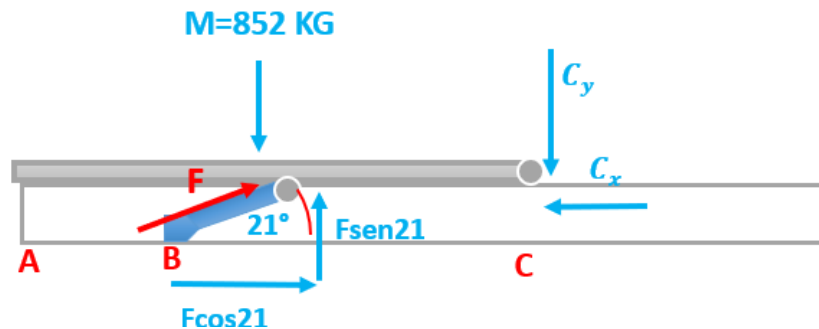
Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
M	kg	852	Masa de la plataforma, sub plataforma y una carga de 500 kg
$\overline{BC}$	m	0.255	Distancia de acción del cilindro hasta la articulación
$\overline{AC}$	m	1.392	Largo de la sub plataforma

*Nota:* Parámetros mostrados en el cuadro fueron propuestos en el diseño, el tercer cilindro hidráulico que elevará la sub plataforma y plataforma giratoria, podrá elevar una carga de 500 kg, neto y 852 kg en bruto.

A continuación, realizaremos en la Figura 52, se descompondrán las fuerzas del cilindro hidráulico con respecto a su ángulo de acción:

**Figura 52**

Diagrama de Cuerpo Libre para el tercer cilindro



$$\sum M_C = 0$$

$$+M * g * (0.696m) - F * \text{Sin}(21) * (0.696m) = 0$$

$$+852kg * 9.81 \frac{m}{s^2} * (0.696m) - F * 0.358 * (0.696m) = 0$$

$$F * 0.358 = 9358.12 N$$

$$F = 23\ 346.70 N$$

Se necesita un cilindro hidráulico capaz de generar una fuerza mayor a 23 346.70 N a una presión de 180 bares para lo cual usaremos la fórmula de la fuerza igual a presión por área.

$$F = P * A_p$$

$$23\,346.70\text{ N} = 180 * 10^5 \text{ Pa} * A_p$$

$$A_p = 0.001297 \text{ m}^2$$

Con el área se puede determinar el diámetro del pistón del cilindro hidráulico con la siguiente fórmula:

$$A_p = \frac{\pi * D_p^2}{4}$$

$$0.001297 \text{ m}^2 = \frac{\pi * D_p^2}{4}$$

$$D_p = 0.0406 \text{ m} <> 40.62 \text{ mm}$$

Ahora verificamos en la siguiente Figura 53 que es un fragmento de la tabla del proveedor el diámetro más cercano para seleccionarlo:

**Figura 53**

Fragmento de la Tabla del proveedor

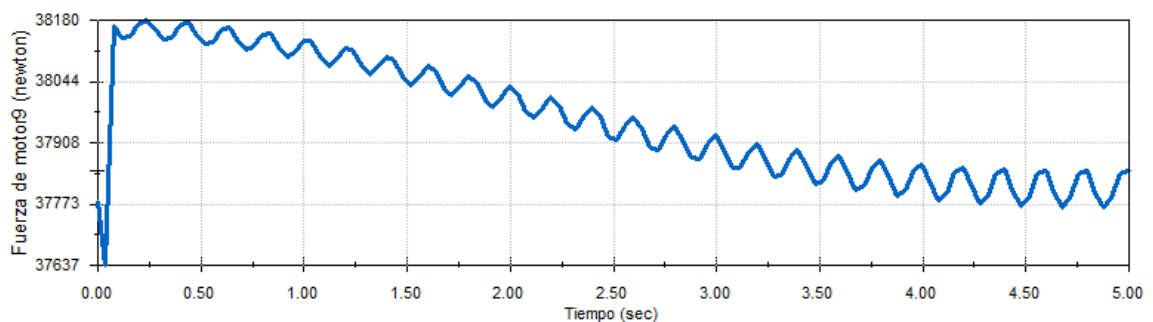
REF	ØA	Z Carrera	E	C	D	G	H	J	O	P	L	M BSP	Vol(L)
640/7	40	700	830	22	23	60	32	47			15	3/8	1.37
645/2	45	200	330	22	23	60	34	47	70	77	15	3/8	0.39
645/3	45	300	430	22	23	60	34	47	70	77	15	3/8	0.59
645/4	45	400	530	22	23	60	34	47	70	77	15	3/8	0.79
645/5	45	550	680	22	23	60	34	47	70	77	15	3/8	1.08
645/7	45	700	830	22	23	60	34	47	70	77	15	3/8	1.37
650/2	50	200	360	25	25.25	65	49	50	75	80	15	3/8	0.48

*Nota:* Tabla viene de la empresa CICROSA Hidráulica.

En la Figura 54 se puede observar la gráfica del comportamiento de la fuerza que genera el tercer cilindro hidráulico para poder generar la inclinación de la subplataforma.

**Figura 54**

Gráfica de fuerzas del tercer cilindro hidráulico



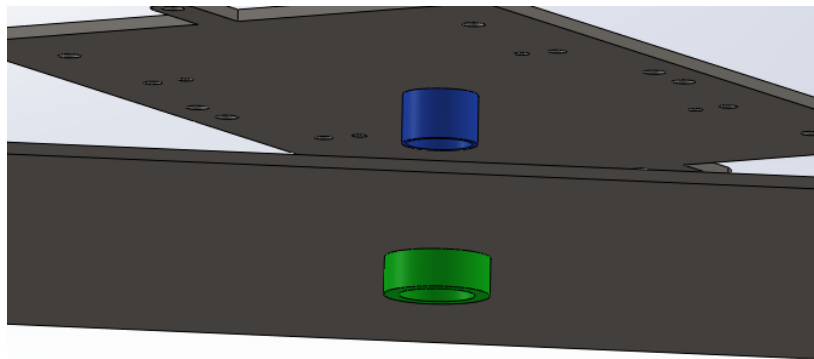
*Nota:* La siguiente simulación fue realizada con las especificaciones de los cilindros hidráulicos del proveedor.

El cilindro más próximo es modelo 645/2 con un diámetro de pistón de 45 mm y una carrera de 200 mm, para las condiciones del diseño el cilindro tiene un recorrido de 130 mm, este valor está comprendido en las condiciones del modelo seleccionado.

La subplataforma ahora cuenta con un componente adicional que puede girar libremente 360° alrededor de un eje mediante un acoplamiento de tipo cilíndrico. Este acoplamiento tiene un diámetro de 100 mm y una profundidad de 66 mm, destacado en color azul. Se une a la plataforma principal a través de un espacio especialmente diseñado para su inserción y movimiento giratorio, indicado en color verde. Como se muestra en la Figura 55

**Figura 55**

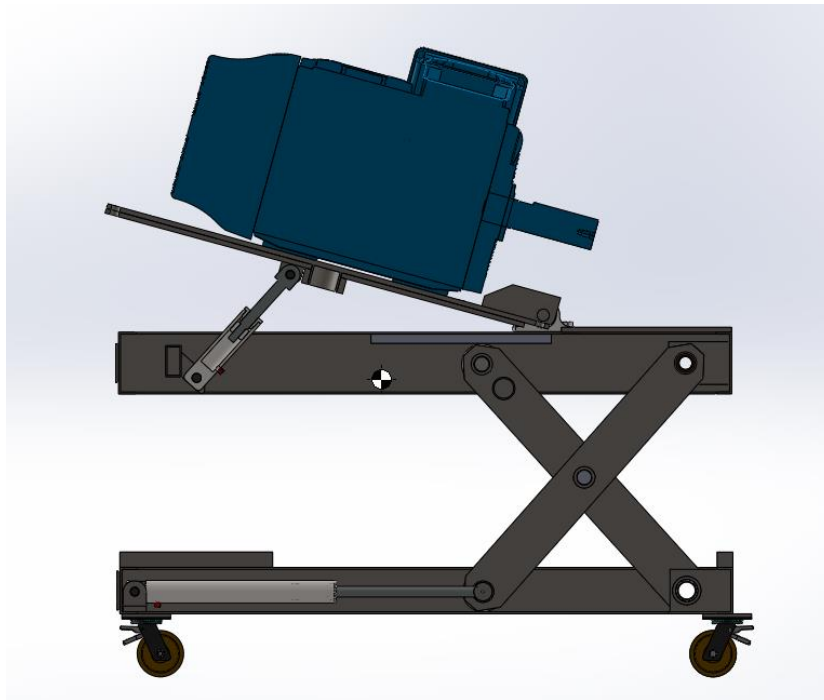
Acople 360° de la sub plataforma y el elemento giratorio



*Nota:* Segmento del diseño del acople que permite el giro de 360°, Elaboración propia.

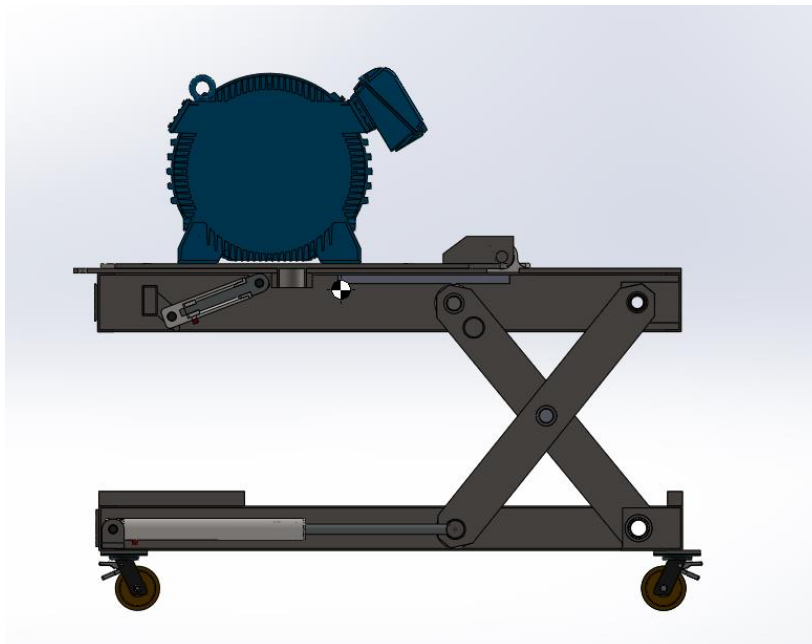
La estabilidad de la mesa elevadora de tijera de un solo nivel evalúa la velocidad de elevación, el centro de gravedad, la aceleración y el centro de masa, para asegurar su estabilidad y funcionalidad en diversas condiciones operativas, para lo cual en la Figura 56 se muestra el centro de gravedad en el punto de la extensión máxima de la mesa.

**Figura 56**  
Centro de gravedad de la mesa en el escenario A



*Nota: Los valores que obtenemos en el SolidWorks en mm son:  $X = 912.75$ ;  $Y = 823.72$ ;  $Z = -0.01$ .*

**Figura 57**  
Centro de gravedad de la mesa en el escenario B



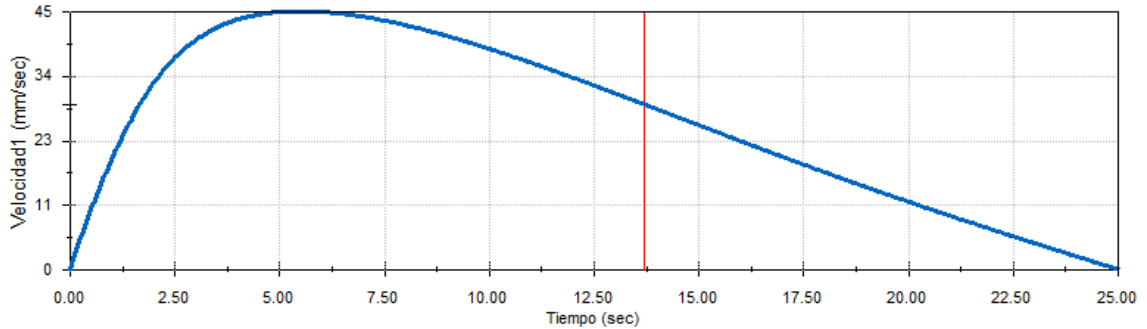
*Nota: Los valores que obtenemos en el SolidWorks en mm son:  $X = 828.08$ ;  $Y = 818.75$ ;  $Z = -3.90$ .*

La velocidad de elevación también es un factor determinante para la estabilidad. Una velocidad elevada puede generar inercia significativa, que podría desestabilizar la mesa, especialmente si hay cambios bruscos en la dirección o si la carga no está distribuida

uniformemente. En la Figura 58 la velocidad es segura y constante con lo cual ayuda a mantener el equilibrio y reduce la posibilidad de vuelco, garantizando un funcionamiento seguro en diversas condiciones operativas.

**Figura 58**

Velocidad de extensión de la mesa

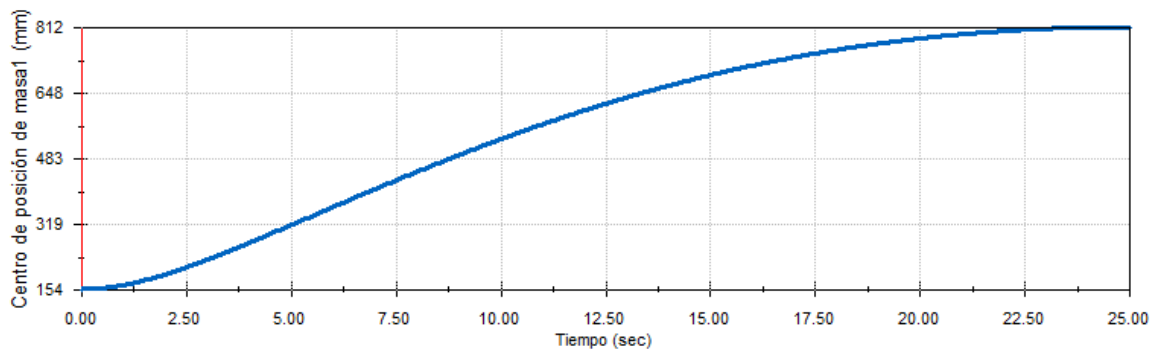


*Nota:* La curva muestra un cambio diminuto de la velocidad en el recorrido de los cilindros hidráulicos, esta unidad se marca en mm/segundos.

Otro de los elementos claves es conocer la aceleración de una mesa elevadora de tijera ya que influye directamente en su estabilidad, especialmente durante el proceso de elevación y descenso, la Figura 59 muestra la aceleración de una tijera, ya que este elemento es el que se mueve en dos direcciones.

**Figura 59**

Aceleración de una tijera

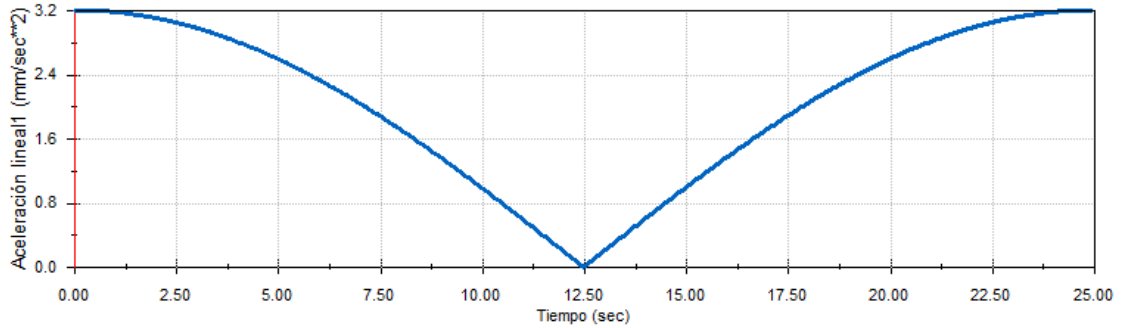


*Nota:* Una aceleración excesiva puede provocar fuerzas dinámicas adicionales que desestabilizan la mesa, aumentando el riesgo de vuelco. Es crucial que el diseño mantenga una aceleración controlada y uniforme para minimizar estas fuerzas y asegurar que la mesa permanezca estable, incluso cuando está completamente elevada o en movimiento.

A la par también se generó una gráfica de la aceleración con la que el cilindro hidráulico va generando el empuje para mover la mesa, estas curvas se pueden apreciar en la Figura 60.

**Figura 60**

Aceleración del cilindro hidráulico

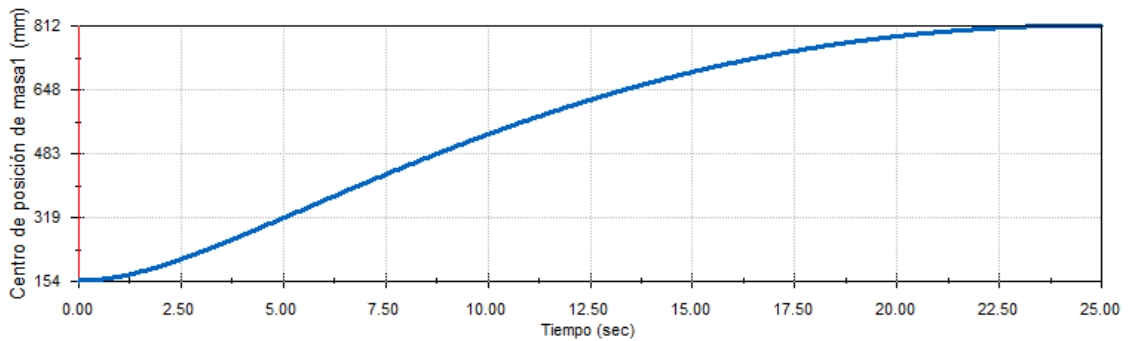


*Nota:* La aceleración va descendiendo y ascendido de forma controlada como se observa en el gráfico, lo cual permite la estabilidad del diseño

La Figura 61 muestra un centro de masa bien ubicado, generalmente bajo y centrado, asegura un equilibrio adecuado durante la elevación y descenso, reduciendo el riesgo de vuelco.

**Figura 61**

Curva del centro de masa de la mesa elevadora



*Nota:* La curvatura de los componentes estructurales, especialmente en los brazos de tijera, también es importante. Una curvatura bien diseñada distribuye las fuerzas uniformemente, mejorando la estabilidad general y manteniendo el centro de masa bajo control, lo que ayuda a evitar inclinaciones peligrosas durante la operación.

### 4.3. Población y Muestra

La población de la investigación está enfocada en la empresa DP World donde se realiza el mantenimiento en piezas mecánicas pesadas como piezas para soldar, mantenimientos preventivos, reparaciones y fabricación de nuevos componentes o para la instalación de motores en sus maquinarias de cargas. Por tanto, Hernández (2012, si la población es menor a 50, entonces la población es igual a la muestra (p.126).

Para la investigación se tomará como muestra las cargas de la empresa.



#### 4.4. Técnicas de recolección de datos

Para la recolección de información, la investigación se aplicó la técnica encuesta, considerando que se necesitó conocer la opinión del personal que labora en la empresa.

#### 4.5. Instrumentos de recolección de datos

Un instrumento de recolección de datos es una herramienta diseñada para obtener información específica en investigaciones. Puede ser una encuesta, cuestionario, entrevista, o dispositivo técnico. Su objetivo es recopilar datos de manera organizada y sistemática para análisis, proporcionando la base necesaria para obtener conclusiones en estudios científicos y académicos.

El instrumento utilizado fue el cuestionario, diseñado específicamente para recopilar datos de personal de ingeniería. Este instrumento consistió en un cuestionario estructurado con una serie de preguntas cuidadosamente formuladas relacionadas con la investigación. Las preguntas se dividieron en categorías relevantes para el estudio, lo que permitió obtener información precisa sobre las experiencias, opiniones y conocimientos de los participantes en el campo de la ingeniería.

El cuestionario se administró a través de medios electrónicos y en persona, según la disponibilidad y preferencias de los participantes. Fue esencial diseñar las preguntas de manera objetiva y neutral para evitar sesgos y garantizar la calidad de los datos recopilados.

Una vez completada la fase de recolección de datos, se procedió a analizar las respuestas obtenidas. La información recopilada a través de esta encuesta proporcionó una valiosa base de datos que respaldó los hallazgos y conclusiones de la tesis, enriqueciendo la investigación y contribuyendo a la comprensión del área de estudio. El instrumento se adjuntó en el anexo 2.

##### 4.5.1. Validez

La validez de contenido del cuestionario con 11 preguntas se ha validado a través de la revisión de expertos y aplicado como prueba piloto para el diseño final. Esto

asegura que el cuestionario es una herramienta confiable y precisa para recopilar datos sobre la elaboración de la mesa elevadora de tijera y respalda la validez de la tesis.

La matriz de validación se muestra en el anexo 3. Por razones de confidencialidad no se muestra los nombres de los expertos. En la Tabla 21 se muestra el cuadro resumen de la validación de expertos.

**Tabla 21**

Validez del Instrumento por Juicio de Expertos con la Prueba Binomial

		Prueba Binomial				
		Categoría	N	Proporción observada	Prop. de prueba	Sig. exacta (bilateral)
Exp1	Grupo 1	si	11	1	0,5	,000
	Total		11	1		
Exp2	Grupo 1	si	11	1	0,5	,000
	Total		11	1		
Exp3	Grupo 1	si	11	1	0,5	,000
	Total		11	1		

*Nota:* Resultados de prueba binomial

Resumen: Promedio = 0,000                      por tanto:  $p$  valor  $< 0.05$

Como se muestra el  $p$  valor es menor que 0.05, indicando acuerdo de los jueces, por lo que se concluye que la prueba tiene validez de contenido.

Escurra, LM (1991) para que los ítems sean válidos se necesita un completo acuerdo entre los jueces (p. 22).

#### 4.5.2. Confiabilidad

La confiabilidad de la medición de estabilidad de las mesas de tijera en la tesis se ha asegurado mediante el uso de las herramientas computacionales en el software

SolidWorks. Se realizaron mediciones repetidas utilizando ambos métodos y se aplicaron análisis de consistencia. Esto garantiza que los datos obtenidos sean consistentes y fiables, respaldando las conclusiones de la investigación.

Para evaluar la confiabilidad del instrumento de recolección de datos, se determinó el Alfa de Cronbach, con 11 preguntas a modo de ítems y para una muestra de 35 participantes, se tuvo los siguientes valores:

$$K = 11$$

$$V_i = 1.8693$$

$$V_t = 9.9183$$

Reemplazando en la formula:

$$\alpha = \frac{K}{K - 1} \left[ 1 - \frac{\sum V_i}{V_t} \right]$$

*Siendo el valor de  $\alpha = 0.8926$*

Considerando que la confiabilidad es aceptada si el  $\alpha$  es mayor o igual a 0.75. En este caso el instrumento es confiable para su aplicación.

#### 4.6. Resultados

Para el siguiente Diseño de la Mesa Elevadora para Mantenimiento de Equipos Mecánicos y Eléctricos se logró realizar el diseño funcional y eficiente, capaz de soportar cargas de hasta 1000 kg, utilizando SolidWorks e Inventor como herramienta clave en el proceso de diseño.

Se ha aprovechado la disponibilidad de materiales reciclados en la empresa DP World para la construcción de la mesa, lo que ha contribuido a la sostenibilidad del proyecto los requisitos del fabricante para el siguiente diseño de muestran en la Tabla 22.

**Tabla 22**

Detalles de condiciones minimas que solicita el cliente.

Parámetro	Magnitud	Unidad	Descripción
M	kg	500	Mitad de la masa total
L	m	1	Largo del tubo rectangular
L1	m	0.819	Largo contraído del embolo
L2	m	1.205	Largo extendido del embolo
a	m	1.19	Distancia de la masa

b	m	1.8	Localización de articulación final
$\alpha$	°	9 a 49	ángulo del tubo con la base

*Nota:* Parámetros del diseño, respetando las condiciones principales por el cliente.

Los valores mostrados anteriormente han determinado con precisión los componentes y elementos necesarios para la mesa elevadora, garantizando su operatividad y seguridad además el diseño se ha optimizado en función de los materiales reciclados disponibles, asegurando la eficiencia y la reducción de costos.

La altura mínima de la mesa cuando los actuadores están contraídos es de 639.00 mm, esta altura va desde el nivel del piso terminado hasta la parte superior de la base, se debe tener en cuenta que se utilizó ruedas de 6" del tipo pesada para soportar la estructura y carga por otro lado la altura máxima es de hasta 1228.00 mm, altura suficiente para realizar trabajos de pie.

Los espesores de las tijeras son de 6 mm con dimensiones de 2" por 6" en acero ASTM A36 para su mayoría, y en los demás componentes estructural el espesor es de ¼", eje en AISI 1045.

El contrapeso este fabricado en ASTM A36, siendo una plancha de 50 mm de espesor con un peso de 255 kg.

Los actuadores hidráulicos tras un análisis exhaustivo, se han seleccionado un actuador hidráulico específico que cumplen con los requisitos de la mesa elevadora, permitiendo su funcionamiento de manera efectiva, siendo las medidas de los diámetros de los pistones y vástagos principales, que se ubican en la base de la mesa, de 55 mm para el pistón y 51 mm para el vástago, fabricados en acero inoxidable.

La elevación de la plataforma de la mesa de tijera estaba pensada para ser de 30°, pero los resultados y diseño de las piezas así como las que existen en el mercado ha determinado que el ángulo de trabajo es de 15.30°, pero aún es factible y segura para el mantenimiento de equipos mecánicos y eléctricos, para el desplazamiento, con un diseño que garantiza la estabilidad y el control de la inclinación ya que rota sobre una barra de 40 mm que es soportada por dos chumaceras del modelo de P2BE 40M-TRB-STH.

La rotación de la Mesa Elevadora cumple con los 360° ya que el diseño es de montaje simple y solo rota en una pieza diseñada para que encaje con la sub plataforma giratoria, para lo cual dicha sub plataforma tiene un espesor de 5/8" según catálogos de proveedores en acero ASTM A36.

La mesa ha mostrado ciertas ventajas con respecto a los modelos existentes, los detalles y especificaciones obtenidos se muestran en la Tabla 23.

**Tabla 23**

Comparacion del diseño cuyas características abarcan casi todos los modelos de las mesas existentes en el mercado.

TIPO DE MESA	DESCRIPCION	DISTANCIA DE ELEVACION	VENTAJA	DESVENTAJA	APLICACIONES PRINCIPALES
1 Mesa Elevadora Simple	Una mesa elevadora simple consta de una plataforma elevadora que se mueve verticalmente.	Existe en varias versiones que permiten tener una altura máxima entre el 0.90 metros cm hasta 5 metros.	Menos costo y mantenimiento	Capacidad de carga limitada y menor flexibilidad en la manipulación de la carga.	Cargas y descargas de mercancía en una sola altura, movimiento vertical básico.
Mesa Elevadora Doble	Una mesa elevadora doble tiene elementos de tijera que le permite ganar una mayor altura y transporte de carga en distintos niveles	Existe en el mercado desde 1 metro mayor a los 6 metros de altura	Mayor flexibilidad en conseguir niveles de alturas.	Mayor costo y mantenimiento que la mesa elevadora simple	Cargas y descargas en dos alturas diferentes, permitiendo transferencia directa entre plataformas.
Mesa Elevadora Múltiple	Una mesa elevadora múltiple consiste en tres o más juegos de tijeras que le permite escalar en varios niveles de altura	En el mercado encontramos meas de tijeras múltiples con rangos de desplazamiento comprendidos entre el 1 metro pasando los 15 metros.	Mayor flexibilidad en la manipulación de cargas con respecto a la mesa elevadora doble, estas cargas pueden ser variadas	Mayor costo y mantenimiento que la mesa elevadora doble	Transferencia de mercancía en múltiples alturas, optimizando el flujo de trabajo en diferentes niveles.
Mesa Elevadora con Muelle de Carga	Una mesa elevadora con muelle de carga combina una plataforma elevadora con un muelle de carga integrado, permitiendo el acceso directo desde el nivel del suelo a la plataforma elevada.	El rango de desplazamiento es igual o muy similar a la plataforma simple.	Mayor facilidad y seguridad en realizar las elevaciones y movimientos de las cargas.	Mayor costo y mantenimiento que la mesa elevadora múltiple	Facilita la carga y descarga directa desde camiones o áreas de almacenamiento a diferentes alturas, mejora la eficiencia logística en operaciones de carga y descarga.
Mesa Elevadora con plataforma inclinada y base giratoria	Este tipo de mesa con una plataforma regulable y una sub plataforma giratoria permite al usuario una libre maniobrabilidad para una posición de trabajo de un personal de pie.	El rango de desplazamiento es igual o muy similar a la plataforma simple, pero este diseño cuenta con mayor flexibilidad para su uso.	Mayor flexibilidad en la manipulación de cargas, no se limita en las coordenadas principales x, y, z.	Mayor costo de mantenimiento al usar 3 actuadores	Puede ser utilizado en las mismas actividades que sus modelos anteriores a excepción de la mesa elevadora múltiple.

## CAPITULO V

### DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En este capítulo de discusión de resultados, se presentarán y analizarán los valores claves obtenidos del estudio sobre el diseño y desarrollo de una mesa elevadora destinada a facilitar el mantenimiento de equipos mecánicos y eléctricos. La utilización del software SolidWorks ha sido fundamental en este proceso, permitiendo alcanzar un diseño eficiente y funcional. Los resultados presentados aquí reflejan el impacto significativo que esta mesa elevadora puede tener en la industria del mantenimiento y la ingeniería. Además, se ahondará en la importancia de estos hallazgos y su implicación en la mejora de la seguridad y la eficiencia en entornos industriales.

Los resultados obtenidos mediante el SolidWorks, están en línea con los hallazgos de investigaciones anteriores, COMO DE. García, E. (2021), QUE destaca la importancia de realizar un análisis estático utilizando software CAD/CAE para garantizar un diseño adecuado, como lo respalda Silva, R. (2018), quien desarrolló un sistema de elevación para una línea de ensamblaje de equipos de cocción. Además, Medina, M.L. (2018), aborda la seguridad en el diseño de una mesa elevadora para un sistema de transporte terrestre en líneas de ensamblaje aeronáutico, recurriendo al software para analizar los eslabones 2 y 5 en su diseño, una metodología que también empleamos para examinar el par de tijeras en posiciones comprimidas y extendidas.

Otro aspecto importante en el diseño es la variación en los niveles de trabajo de la mesa cuando los actuadores hidráulicos están comprimidos y extendidos, que oscilan entre los 526.78mm y 1177.68 mm. Es importante destacar que esta medida supera el alcance del trabajo realizado por Vilaplana Pascual, F. (2022). Sin embargo, esta diferencia no implica necesariamente una mejora en el diseño, sino que responde a diferentes requerimientos técnicos y necesidades. Vilaplana se enfocó en el diseño de una rampa para motocicletas con una masa límite de 500 kg, lo que evidencia las distintas especificaciones y contextos de aplicación entre ambos proyectos.

Con respecto al material de fabricación es fundamental guardar siempre la relación de geometría, material y esfuerzos de cargas máximas y mínimas, esto concuerda con Santiesteban, J. (2020), teniendo en el trabajo un valor de seguridad aceptable y confiable mayor a 1, superando tranquilamente los 1000 kg de masa, también los resultados coinciden con lo que menciona Paris J. (2021), cuando en su investigación indica que las fábricas

suelen tener grandes probabilidades a romper sus máquinas, generando gastos adicionales que pueden ser previstos a la hora de realizar el diseño.

A la hora de realizar el diseño se debe cuidar siempre los límites para lo cual este ha sido desarrollado, la elaboración de este diseño fue elaborado cuidadosamente teniendo en cuenta la resistencia de cada componente y evaluando cada uno de estos por separados para ver su resistencia, de la misma forma en que lo hizo Jiménez, P. (2020), donde indica que cada componente no opera por encima de su límite elástico y sus coeficientes de seguridad, dándonos así mejores resultados a la hora de una futura fabricación.

Continuando con uno de los elementos de mayor importancia para el diseño desarrollado fue la selección del cilindro hidráulico, como lo hizo Guarquila, L. (2019) a la hora de <sup>18</sup> construir un elevador de cargas móviles para instalación de equipos de aire acondicionado en autobuses, pero en la complejidad y dimensiones de la mesa se optó por la fabricación de cada uno de ellos, ya que no solo se necesitó dos actuadores que eleven las tijeras si no uno adicional que permita elevar la plataforma y sub plataforma.



## CAPITULO VI

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 6.1. CONCLUSIONES

- a. El diseño y simulación en el software de la mesa elevadora cumple con los requisitos de capacidad de carga de 1000 kg. Esta simulación se basó en un enfoque sostenible utilizando acero ASTM A36, material reciclado disponible en la empresa, con factores de seguridad de 2.9 y 2.77 para los escenarios A y B respectivamente. En el escenario A, la tensión máxima de von Mises en el elemento crítico es 103.5 MPa, con un desplazamiento máximo de 3.335 mm, resultados satisfactorios. Las reacciones en los apoyos son positivas, evitando un evento de volteo, y el pandeo también dio resultados aceptables. En el escenario B, la tensión máxima es 90.21 MPa, con un desplazamiento máximo de 5.49 mm, igualmente satisfactorios, y con las mismas consideraciones positivas sobre reacciones en apoyos y pandeo.
- b. El proceso de selección de los actuadores hidráulicos se ha destacado como una fase independiente en la tesis; así mismo, se reconoce su importancia como componente integral. Se enfatiza la necesidad de una correcta selección que se ajuste con precisión a los requisitos específicos de la mesa elevadora. La consideración meticulosa de estos actuadores es crucial, ya que desempeñará un papel clave en garantizar el funcionamiento eficiente y seguro de la mesa durante las operaciones de mantenimiento.
- c. La determinación de la inclinación no superó a los 30° grados, pero este valor no ha sido determinante para garantizar que la mesa elevadora sea versátil y permita el acceso seguro a los equipos. La inclinación obtenida fue de 15.30° grados, donde se ve en planos de fabricación, se ha modelado y simulado con precisión utilizando SolidWorks, lo que garantiza la seguridad de los trabajadores durante las operaciones de mantenimiento y el desplazamiento de fluidos viscosos.
- d. La determinación de la rotación de 360° ha ampliado significativamente el rango de movimiento de la mesa elevadora, el detalle se aprecia en la Figura 55. Esto permite un acceso más eficiente a los equipos durante el mantenimiento, ensamblaje, transporte y desmontaje en la empresa DP World.

Asimismo, se concluye que es importante considerar el espesor y el material de fabricación de las tijeras, así como realizar una selección adecuada de los cilindros o actuadores hidráulicos. Estos aspectos son fundamentales para asegurar que la mesa

elevadora no solo cumpla con los estándares técnicos requeridos, sino que también satisfaga las condiciones de eficiencia y bajo costo. Integrar estos elementos de manera óptima garantizará un diseño que responda de manera integral a las necesidades de mantenimiento de la empresa DP World, contribuyendo así a la mejora de la productividad y la seguridad en sus operaciones.

## **6.2.RECOMENDACIONES**

- a. Utilizar softwares de ingeniería especializados para el diseño de los elementos de la máquina.
- b. Implementar un diseño de equipamiento versátil y multifuncional que cubra la mayoría de las actividades de la empresa. Esto optimizará recursos, reducirá gastos en combustibles y equipos adicionales, mejorando la eficiencia operativa, la sostenibilidad financiera y ambiental.
- c. Capacitar adecuadamente al personal en el procedimiento correcto para colocar la carga en la plataforma y en el uso de los pines para asegurar el anclaje durante la inclinación de la sub plataforma. Esto garantizará la seguridad en la operación del equipo.

## CAPITULO VII

### REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Alapont (2020). *Soluciones para la carga y descarga, Mesa de tijera* [Archivo PDF]. <https://pdf.directindustry.es/pdf/alapontlogistics/mesa-tijera/180910-937911.html>
- Alberto Quintela (2017) *Simulation Xpress: herramienta gratis para análisis de tensiones* <https://easyworks.es/simulation-xpress-herramienta-gratis-para-analisis-de-tensiones/>
- Amr A.M et al. (2017). *Designo of Hydraulic Scissor Lift*, [ Tesis de titulación, Universidad de Ciencias y Tecnologías de Sudan Facultad de Ingeniería. <http://repository.sustech.edu/bitstream/handle/123456789/19792/Design%20of%20Hydraulic%20Scissor%20Lift.pdf?sequence=1>
- Askeland D. & Wright W (2017) *Ciencia e Ingeniería de Materiales*.
- Bai, Y., Li, L., & Du, J. (2017). A study on the static stability of scissor lift. OJSST, 2(1), 8-15. [https://www.scirp.org/pdf/OJSST20120100006\\_77436567.pdf](https://www.scirp.org/pdf/OJSST20120100006_77436567.pdf)
- Budynas R. y Keith Nisbett. J. (2018). *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley (10.a ed.)*. McGraw Hill Higher Education. Libro de referencia. Libro de referencia para las propiedades mecánicas del acero SAE 1045.
- Casillas A.L. (2008). *Máquinas, Cálculos de taller*. <https://www.casillas-maquinas.com/>
- Edmolift (02 de octubre de 2020). *¿Qué es una mesa elevadora?* Edmolift. [http://www.edmolift.es/what\\_is\\_a\\_lift\\_table.aspx](http://www.edmolift.es/what_is_a_lift_table.aspx)
- Garcia G. (2012) *Ingeniería de Mantenimiento*. <https://www.renovetec.com/ingenieria-del-mantenimiento.pdf>
- Gómez G. (2007), *El gran Libro de Solidworks*.
- Guarquila, L. (2019) *Diseño y construcción de un elevador de cargas móvil para la instalación de equipos de aire acondicionado en autobuses para la empresa Friostar Plus* [ Tesis de titulación, Escuela Politécnica Nacional] <https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/20621/1/CD%2010122.pdf>
- Guzmán R. (2020). *Normas APA 7ma Edición Guía de Aplicación*. Asturias corporación Universitaria.
- Hall A. & Holowenco A & Laughlin H. (1971) *Diseño de Maquinas*. [https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/48320/Santisteban\\_BJA-SD.pdf?sequence=1&isAllowed=y](https://repositorio.ucv.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12692/48320/Santisteban_BJA-SD.pdf?sequence=1&isAllowed=y)
- Jiménez P. (2020). *Diseño y Cálculo de un Elevador de Vehículos tipo tijera* [Tesis de titulación, Universidad de Jaén]. <https://tauja.ujaen.es/handle/10953.1/13423>

- Medina M. (2018). *Diseño de una mesa elevadora para un Sistema de Transporte Terrestre en Las Líneas De Ensamble Aeronáutico* [ Tesis de titulación, Universidad de Pereira]. <https://repositorio.utp.edu.co/items/3a1df736-0cef-4d12-a271-2a2e493f5ced>
- Momin, G. G., Hatti, R., Dalvi, K., Bargi, F., & Devare, R. (2015). *Design, manufacturing & analysis of hydraulic scissor lift*. *International Journal of Engineering Research and General Science*, 3(2), 733-740. <https://www.mecspress.org/ijem/ijem-v13-n6/v13n6-4.html>
- Mott R. (2006) *Diseño de Elementos De Máquinas (4.a ed.)*. Pearson Educación. Libro de referencia para los factores de seguridad.
- Normas Legales (2011), Ley N° 29783, *Ley de seguridad y salud en el trabajo*
- Oporto E. (2019). *Diseño y construcción de rampa para motocicletas en taller de maestranza de la Policía Nacional del Perú* [Tesis de bachiller, Universidad Continental]. <https://repositorio.continental.edu.pe/handle/20.500.12394/6987>
- Paris Morató, J.L. (2021). *Diseño y cálculo de una mesa elevadora de tijera con capacidad de carga de 500 Kg para la reparación y mantenimiento de maquinaria en el interior de un taller mecánico*. Universitat Politècnica de València. <http://hdl.handle.net/10251/175070>
- Pérez F.A. (2021). *Conceptos generales en la gestión del mantenimiento industrial*. USTA.
- Qiu, Z., Yang, X., & Song, C. (2021). A study on the static stability of scissor lift. Research Gate. [https://www.researchgate.net/publication/284175695\\_A\\_Study\\_on\\_the\\_Static\\_Stability\\_of\\_Scissor\\_Lift](https://www.researchgate.net/publication/284175695_A_Study_on_the_Static_Stability_of_Scissor_Lift)
- Sánchez F.T. y Pérez A. y Sancho J.L. y Rodríguez P.J. (2006) *Mantenimiento Mecánico de Máquinas*. Universitat Jaume.
- Sánchez, C. (15 de febrero de 2020). *Citar Tesis o Disertaciones – Referencia Bibliográfica*. Normas APA (7ma edición). <https://normas-apa.org/referencias/citar-tesis-disertaciones/>
- Santiesteban, J. (2020), *Diseño de una plataforma elevadora de tijera para optimizar la inspección de tanques cisterna en la empresa S&H Ingenieros* [Tesis de titulación, Universidad César Vallejo]
- Seidakhmet, A., Tuleshov, A., Jamalov, N., Jomartov, A., Cieslik, J., Abduraimov, A., Kamal, A., Kaliyev, M., & Bissembayev, K. (2023). Research of kinematics and dynamics of the lever lifting mechanism used in the mobile automotive lift. *Applied Sciences*, 13(20), 11361. <https://doi.org/10.3390/app132011361>
- Semassou, G. C., Ahouansou, R., Vodounnou, E. C., & Clotilde, G. T. (2021). *Study and Design of a Mobile Hydraulic Lift Table with Single Scissors*. *Phys. Sci. Int. J*, 25(8), 32-43.

<https://www.researchgate.net/publication/356559684> *Study and Design of a Mobile Hydraulic Lift Table with Single Scissors*

Shinde, A., Daphal, P., Nilange, P., Dongre, V., & Assistant, R. (2016). *Design and fabrication of mechanical lift for transportation*. *GRD Journals-Glob. Res. Dev. J. Eng*, 2(1), 30-34.

<https://grdjournals.com/uploads/article/GRDJE/V02/I01/0060/GRDJEV02I010060.pdf>

Silva, R. (2018) *Diseño de un sistema de elevación para una línea de ensamble de equipos de cocción* [Tesis de titulación, Instituto Politécnico Nacional, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad de Azcapotzalco] <https://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/28420/16B%20Laura%20Rubio%20Silva%20tesis%20082.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Vilaplana Pascual, F. (2022). *Diseño y fabricación de una rampa elevadora de motocicletas para taller particular*. Universitat Politècnica de València. <http://hdl.handle.net/10251/185934>

Younis, W. (2022). *Up and Running with Autodesk Nastran in Cad 2023 (3.a ed.)*. MARCOMBO. *Libro de referencia para los parámetros del programa Nastran in Cad*.

Zamorra B. & Viedma A. (2016) *Máquinas Hidráulicas, Teorías y Problemas*

# ANEXOS

## Anexo 1. Matriz de consistencia

PROBLEMA GENERAL	OBJETIVO GENERAL	HIPOTESIS GENERAL	Variable 1	Dimensiones	Muestra	Lugar
¿Cómo será el diseño de una mesa elevadora para el mantenimiento de equipos mecánico y eléctricos, de hasta 1000 kg de masa en la empresa DP world?	Diseñar una mesa elevadora para el mantenimiento de equipos mecánicos y eléctricos, de hasta 1000 kg de masa en la empresa DP world.	El óptimo diseño de la mesa elevadora permitirá realizar mantenimientos eficientes de equipos mecánicos y eléctricos, de hasta 1000 kg de masa en la empresa DP world	Mesa Elevadora	Elementos (Base, tijeras, plataforma y sub plataforma) Actuador hidráulico Grado de inclinación Grado de rotación	Empresa DP World ubicada en el Callao	Av. Argentina 2450, provincia constitucional del Callao departamento de Lima
			<b>Definición:</b>			
PROBLEMAS ESPECIFICOS	OBJETIVOS ESPECIFICOS	HIPOTESIS ESPECIFICAS				
a¿Cómo se diseñará las dimensiones, materiales y características para la mesa elevadora que garantice estabilidad, resistencia y usabilidad con cargas de hasta 1000 kg?	aDiseñar las dimensiones, materiales y características para la mesa elevadora que garantice estabilidad, resistencia y usabilidad con capacidad 1000 kg.	El óptimo diseño de la mesa elevadora permitirá contar con una robusta estructura de acero y una plataforma fija, garantizando, seguridad y estabilidad para cargas de hasta 1000 kg, para el mantenimiento de equipos.	"Una mesa elevadora de tijera se conforma de cinco elementos principales , en primer lugar tenemos a la base , este elemento se encarga de soportar todo el montaje , tiene que ser fuerte y rígido , dicha base se une al segundo elemento que viene dado por las tijeras , estas tijeras se unen con la base mediante uno de sus extremos , aquí encontramos al menos un actuador hidráulico, este se encargará de realizar el movimiento vertical del tercer elemento que es el de la plataforma a su vez tendrá un grado de inclinación, en dicha plataforma el operario podrá realizar las funciones necesarias, la cual además presenta diversos grados de libertad para las " (Edmolift 2020, p. 2 ).			
b¿Cómo se seleccionará el sistema hidráulico para la mejor combinación de fuerza, precisión y rendimiento para la mesa elevadora?	bSeleccionar el sistema hidráulico para la mejor combinación de fuerza, precisión y un adecuado rendimiento para la mesa elevadora.	bLa mejor selección del Sistema hidráulico permitirá seleccionar una adecuada combinación de fuerza, precisión y rendimiento para la mesa elevadora.	Variable 2	Dimensiones		
			Mantenimiento	Mantenimiento de máquinas pesadas		
c¿Cómo diseñar un mecanismo de inclinación seguro y estable que permita ángulos de desplazamientos superiores a 30° manteniendo la capacidad de carga?	cDiseñar un mecanismo de inclinación seguro y estable que permita ángulos de desplazamientos superiores a 30° manteniendo la capacidad de la carga.	El diseño adecuado del mecanismo de inclinación permitirá seleccionar ángulos de desplazamientos superiores a 30° manteniendo la capacidad de carga.	<b>Definición:</b>			
d¿Cómo se diseñará un sistema de rotación de 360° que sea seguro, resistente y fácil de usar en la mesa elevadora?	dDiseñar el óptimo sistema de rotación de 360°, que sea seguro, resistente y fácil de usar en la mesa elevadora.	El diseño óptimo del sistema de rotación de 360°, permitirá que la mesa elevadora sea segura, resistente y fácil de usar.	El mantenimiento son todas las funciones que se son realizadas por el área o departamento de Mantenimiento que se debe realizar según sea lo requerido por la fábrica y/o empresa, para que todos los equipos, elementos, piezas o componentes se encuentren en un estado óptimo de operatividad			

## Anexo 2. Instrumentos de recolección de datos



UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLÓGICA DE LIMA SUR  
 ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

TESIS

“DISEÑO DE UNA MESA ELEVADORA PARA EL MANTENIMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS, DE HASTA 1000 KG DE MASA EN LA EMPRESA DP WORLD”

### CUESTIONARIO

**INSTRUCCIONES:** Sus respuestas nos permitirán tomar decisiones para diseñar una mesa elevadora para el mantenimiento de equipos mecánicos y eléctricos. El presente instrumento tiene el carácter de ANÓNIMO, y su procesamiento será reservado, por lo que le pedimos SINCERIDAD en las respuestas.

#### I. INFORMACIÓN SOBRE CARACTERIZACIÓN DE LAS UNIDADES MUESTRALES:

EMPRESA: TRANSPORTES BEAVER SAC

SERVICIOS: PRESTADOR DE SERVICIOS

EDAD:

SEXO:

AÑOS DE SERVICIO: 11 CARGO QUE DESEMPEÑA: GERENTE GENERAL

#### ESCALA:

1. Definitivamente NO	2. Probablemente NO	3. Indeciso	4. Probablemente SI	5. Definitivamente SI
--------------------------	------------------------	----------------	------------------------	--------------------------

DIMENSIONES	Mesa Elevadora	1	2	3	4	5
I. Elementos	1. ¿Considera que la base de la mesa tiene como función soportar el montaje de los equipos?	1	2	3	X	5
	2. ¿Considera que las tijeras influyen en la flexibilidad de la mesa?	1	2	3	X	5
	3. ¿Considera que el movimiento de la plataforma se debe al trabajo de los actuadores hidráulicos de la mesa?	1	2	3	X	5
	4. ¿Considera que la unidad de control permite manipular hacia arriba y hacia abajo la plataforma de la mesa?	1	2	3	4	X
II. Grados de inclinación y rotación	5. ¿Considera que la inclinación de la plataforma de la mesa tiene la posibilidad de desplazar líquidos viscosos?	1	2	3	X	5
	6. ¿Considera que la capacidad de rotación de una sub plataforma superior es importante para la mesa?	1	2	3	X	5
	7. ¿Considera que la mesa hidráulica con adecuados grados de inclinación y rotación le permita tener mayor flexibilidad con su rutina laboral?	1	2	3	X	5
III. Mantenimiento	8. ¿Considera que la mejor inclinación de la mesa permite realizar con mayor eficiencia trabajos de mantenimiento de maquinaria pesada?	1	2	3	X	5
	9. ¿Considera que los adecuados grados de rotación de la mesa permite realizar con mayor eficiencia ciertos trabajos de mantenimiento de maquinaria pesada?	1	2	3	X	5
	10. ¿Considera que la mesa elevadora reducirá los costos de mantenimiento de cargas moderadas de 500 a 800 Kg?	1	2	3	4	X
	11. ¿Considera que la mesa elevadora reducirá los costos de mantenimiento de cargas pesadas iguales a 1000 kg?	1	2	3	4	X

VES, agosto 2023  
 GRACIAS

### Anexo 3. Formato de Validación de Experto

#### Matriz de Validación de Experto

**"DISEÑO DE UNA MESA ELEVADORA PARA EL MANTENIMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS, DE HASTA 1000 KG DE MASA EN LA EMPRESA DP WORLD"**

#### I. DATOS GENERALES

- 1.1 Apellidos y nombres del informante :  
 1.2 Cargo e institución donde labora :  
 1.3 Nombre del instrumento sujeto a validación : Cuestionario, dirigido a ingenieros mecánicos y personal de manto de la empresa DP WORL  
 1.4 Autor del instrumento : Tesista.

#### II. ASPECTOS DE VALIDACIÓN

INDICADORES	CRITERIOS	DEFICIENTE 0 - 20				REGULAR 21 - 40				BUENA 41 - 60				MUY BUENA 61 - 80				EXCELENTE 81 - 100			
		0	6	11	16	21	26	31	36	41	46	51	56	61	66	71	76	81	86	91	96
		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
1. claridad	Está redactado con lenguaje apropiado																				
2. objetividad	Está expresado en parámetros observables																				
3. actualidad	Establece contenidos respecto al diseño de la mesa elevadora																				
4. organización	Existe una organización lógica en la presentación de ítems																				
5. suficiencia	Comprende las especificaciones técnicas para el diseño																				
6. intencionalidad	Adecuado para valorar la importancia de la maquina elevadora																				
7. consistencia	Basado en aspectos teóricos y científicos																				
8. coherencia	Con las variables de investigación																				
9. metodología	La estrategia responde al propósito de investigación																				

III. OPINIÓN DE APLICABILIDAD: .....

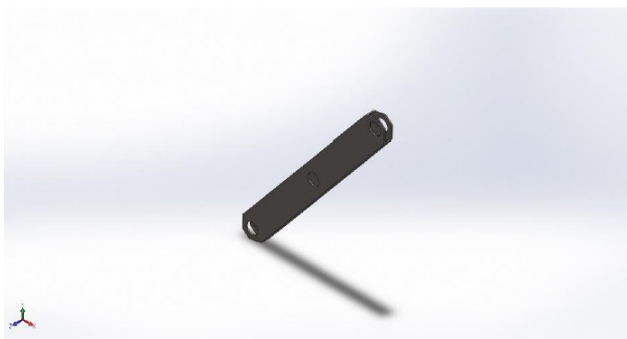
IV. PROMEDIO DE VALORACIÓN:

VES, agosto 2023

-----  
 Firma del experto informante  
 DNI:



## Anexo 4. Simulación de una tijera



### Descripción

Análisis de tensiones dinámico en uno de las Tijeras para la toma de muestras.

## Simulación de Angulo Final

**Fecha:** jueves, 4 de julio de 2024

**Diseñador:** Solidworks

**Nombre de estudio:** Posicion Final

**Tipo de análisis:** Análisis estático

### Tabla de contenidos

Descripción .....	1
Información de modelo .....	2
Propiedades de estudio .....	3
Unidades .....	3
Propiedades de material .....	4
Cargas y sujeciones .....	5
Definiciones de conector Error! Marcador no def	
Información de malla .....	7
Fuerzas resultantes .....	8
Resultados del estudio .....	9

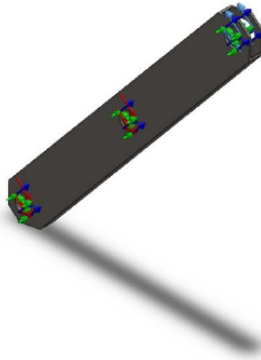



SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de Angulo Final 1

## Información de modelo

			
<p>Nombre del modelo: Angulo Final Configuración actual: Predeterminado</p>			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
<p>Cortar-Extruir1</p> 	Sólido	<p>Masa:21.7249 kg Volumen:0.00276751 m<sup>3</sup> Densidad:7850 kg/m<sup>3</sup> Peso:212.904 N</p>	<p>D:\ARCHIVOS 2023\PLAN DE TESIS\2 DISEÑO DE MESA HIDRAULICA ELEVADORA\ESTUDIOS Y SIMULACIONES\Angulo Final-Posicion Final\Angulo Final.SLDPRJ Jun 23 20:09:43 2024</p>

### Propiedades de estudio

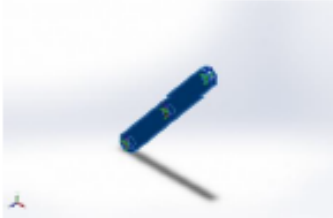
Nombre de estudio	Posicion Final
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SOLIDWORKS Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automático
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SOLIDWORKS (D:\ARCHIVOS 2023\PLAN DE TESIS\2 DISEÑO DE MESA HIDRAULICA ELEVADORA\ESTUDIOS Y SIMULACIONES\Angulo Final-Posicion Final)

### Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/m <sup>2</sup>

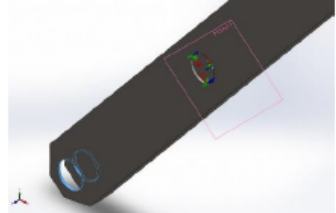
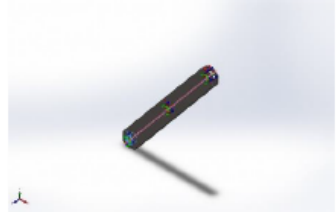
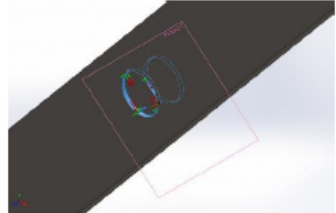


## Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p> <b>Nombre:</b> ASTM A36 Acero  <b>Tipo de modelo:</b> Isotrópico elástico lineal  <b>Criterio de error predeterminado:</b> Desconocido  <b>Límite elástico:</b> 2.5e+08 N/m<sup>2</sup>  <b>Límite de tracción:</b> 4e+08 N/m<sup>2</sup>  <b>Módulo elástico:</b> 2e+11 N/m<sup>2</sup>  <b>Coefficiente de Poisson:</b> 0.26  <b>Densidad:</b> 7850 kg/m<sup>3</sup>  <b>Módulo cortante:</b> 7.93e+10 N/m<sup>2</sup> </p>	<p>Sólido 1(Cortar-Extruir1)(Angulo Final)</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		

## Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Bisagra fija-2		<b>Entidades:</b> 6 cara(s) <b>Tipo:</b> Bisagra fija		
<b>Fuerzas resultantes</b>				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(N)	-152200	-170184	0.117281	228314
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Bn		<b>Entidades:</b> 2 cara(s), 1 plano(s) <b>Referencia:</b> Plano1 <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza <b>Valores:</b> ---, ---, -56800 N
Bt		<b>Entidades:</b> 2 cara(s), 1 plano(s) <b>Referencia:</b> Plano2 <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza <b>Valores:</b> ---, ---, -1800 N
Cn		<b>Entidades:</b> 2 cara(s), 1 plano(s) <b>Referencia:</b> Plano1 <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza <b>Valores:</b> ---, ---, -57000 N

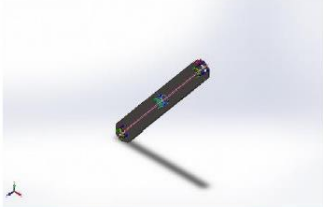
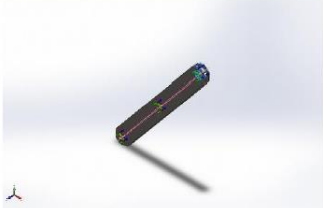


SOLIDWORKS

Analizado con SOLIDWORKS Simulation

Simulación de Angulo Final

5

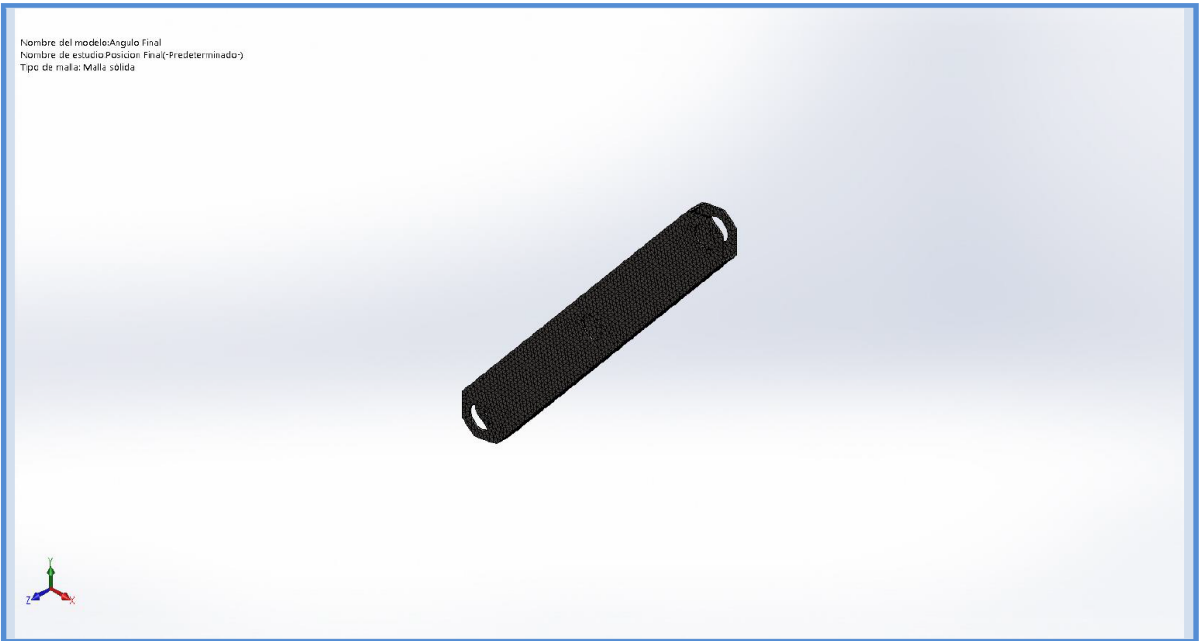
Ct		<p><b>Entidades:</b> 2 cara(s), 1 plano(s)  <b>Referencia:</b> Plano2  <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza  <b>Valores:</b> ---, ---, -3600 N</p>
Dn		<p><b>Entidades:</b> 2 cara(s), 1 plano(s)  <b>Referencia:</b> Plano1  <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza  <b>Valores:</b> ---, ---, -300 N</p>
Dt		<p><b>Entidades:</b> 2 cara(s), 1 plano(s)  <b>Referencia:</b> Plano2  <b>Tipo:</b> Aplicar fuerza  <b>Valores:</b> ---, ---, 1800 N</p>

### Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Incluir bucles automáticos de malla:	Desactivar
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño de elementos	12.6541 mm
Tolerancia	0.632703 mm
Trazado de calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

### Información de malla - Detalles

Número total de nodos	35788
Número total de elementos	17660
Cociente máximo de aspecto	6.3319
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	98.5
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	0
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:04
Nombre de computadora:	



## Fuerzas resultantes

### Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N	-152200	-170184	0.117281	228314

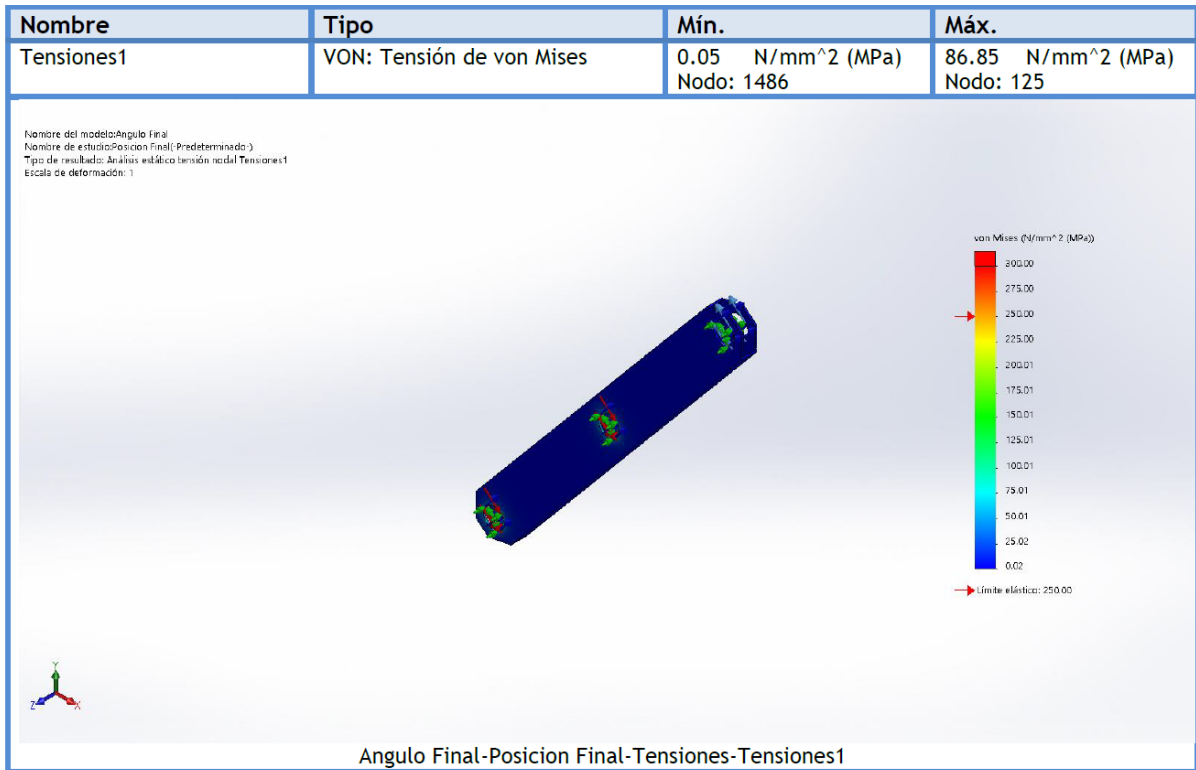
### Momentos de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Sum X	Sum Y	Sum Z	Resultante
Todo el modelo	N.m	0	0	0	0



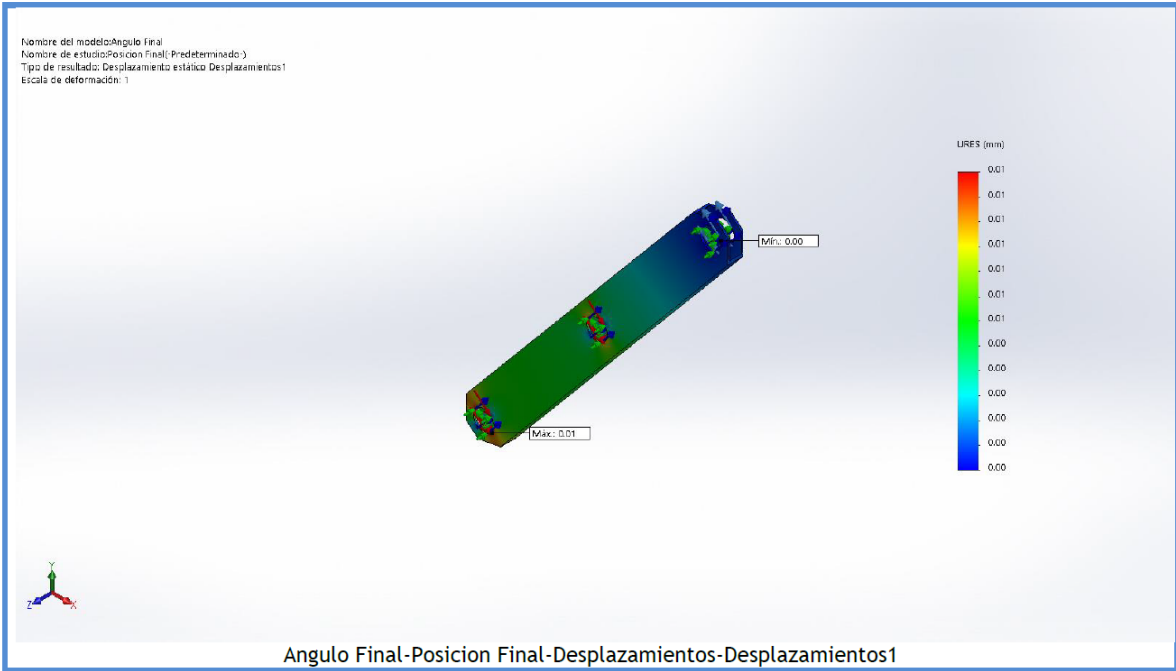


## Resultados del estudio

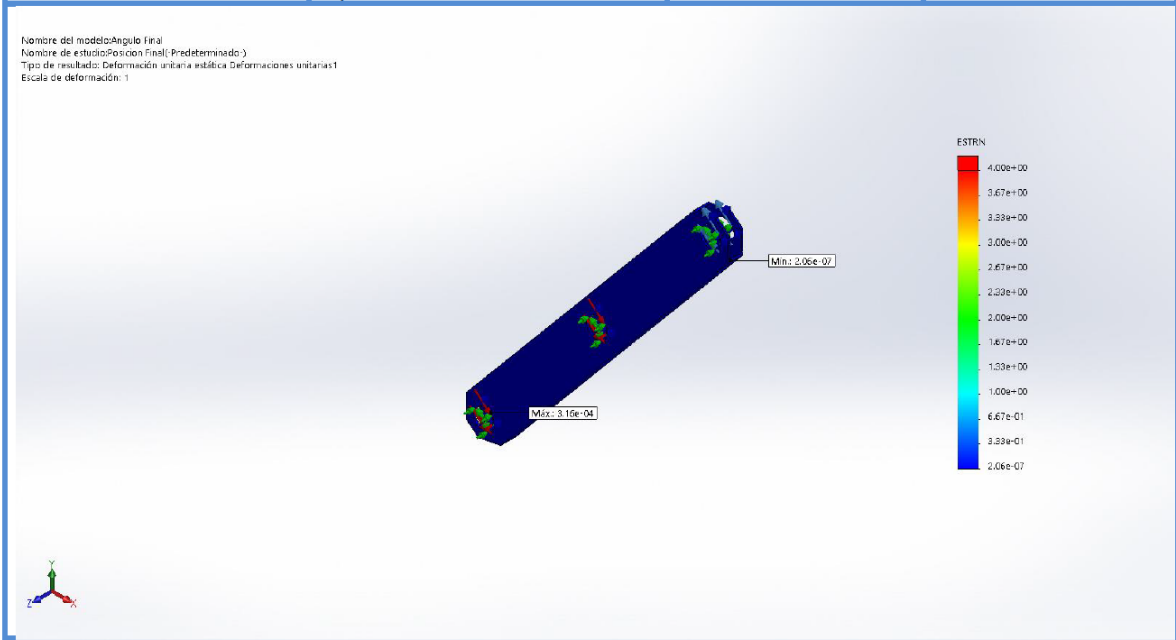


Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0.00 mm Nodo: 35041	0.01 mm Nodo: 41

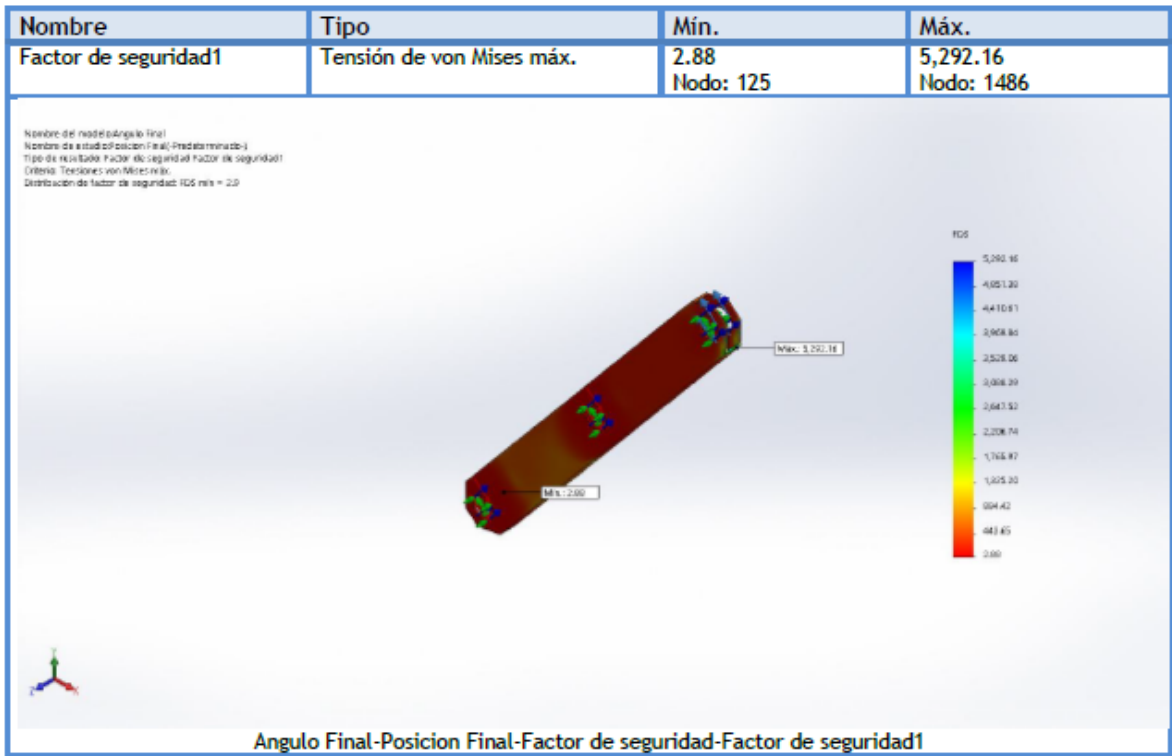




Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	2.06e-07 Elemento: 16250	3.16e-04 Elemento: 11271



Angulo Final-Posicion Final-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1



SOLIDWORKS

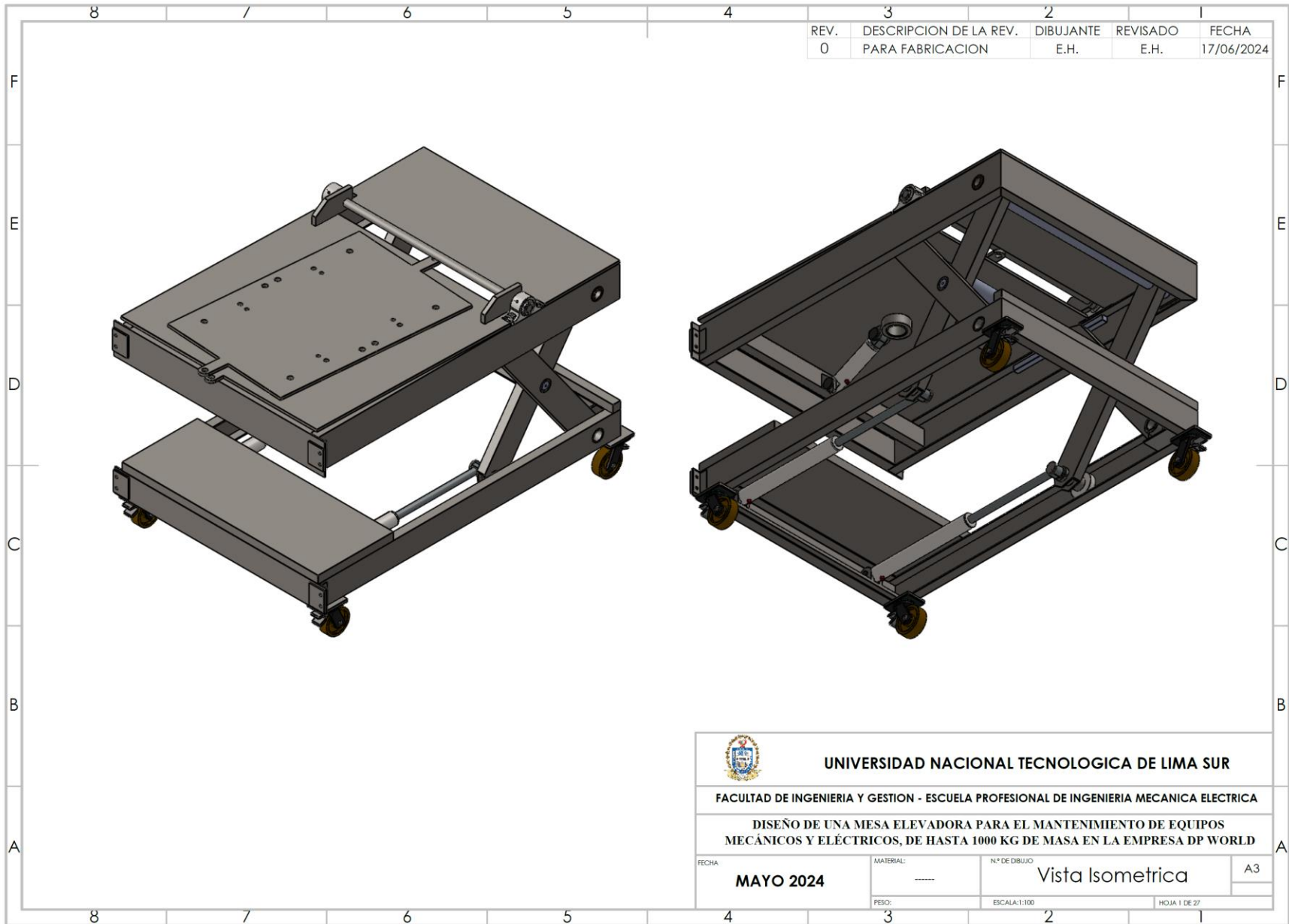
Analizado con SOLIDWORKS Simulation

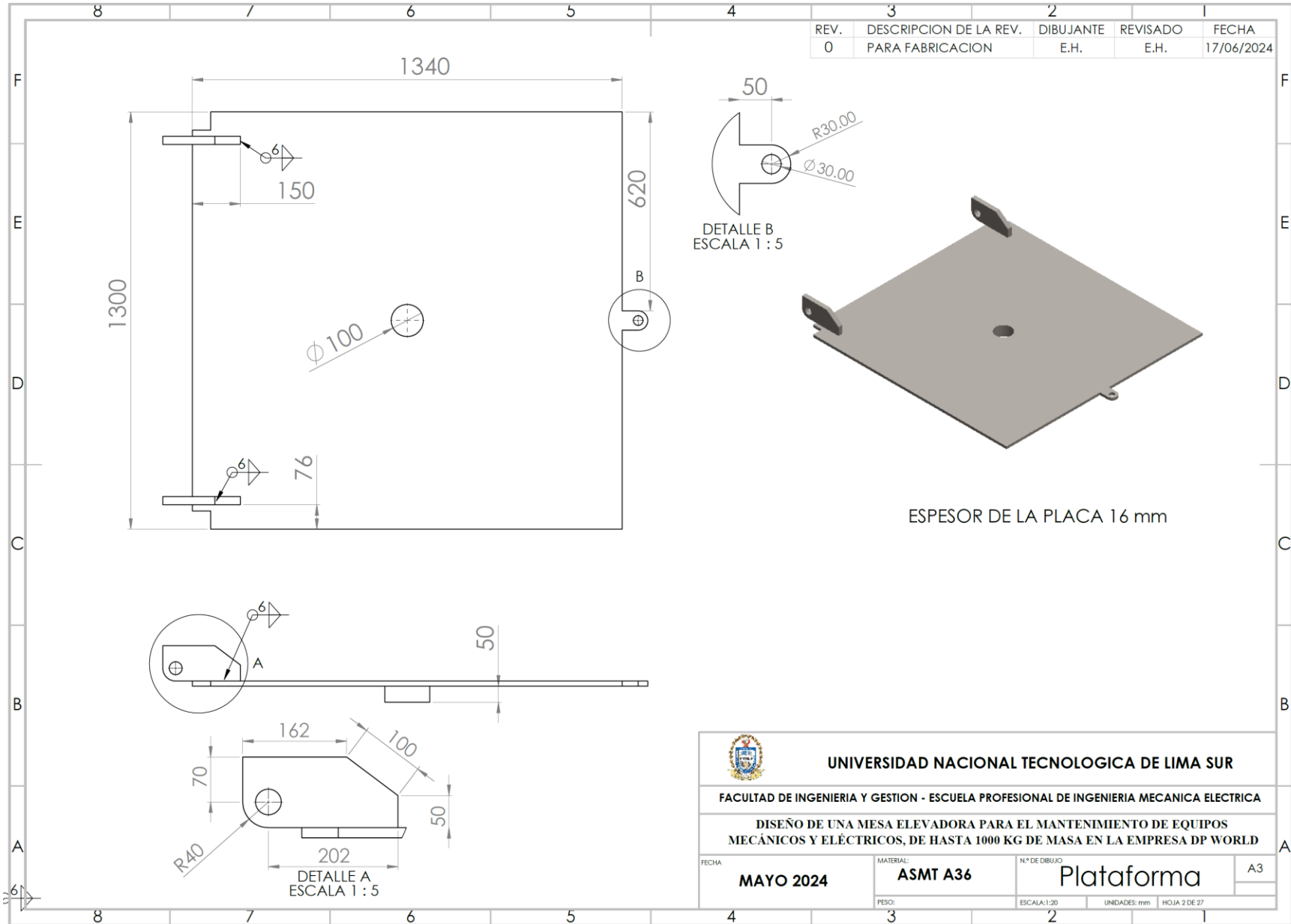
Simulación de Angulo Final

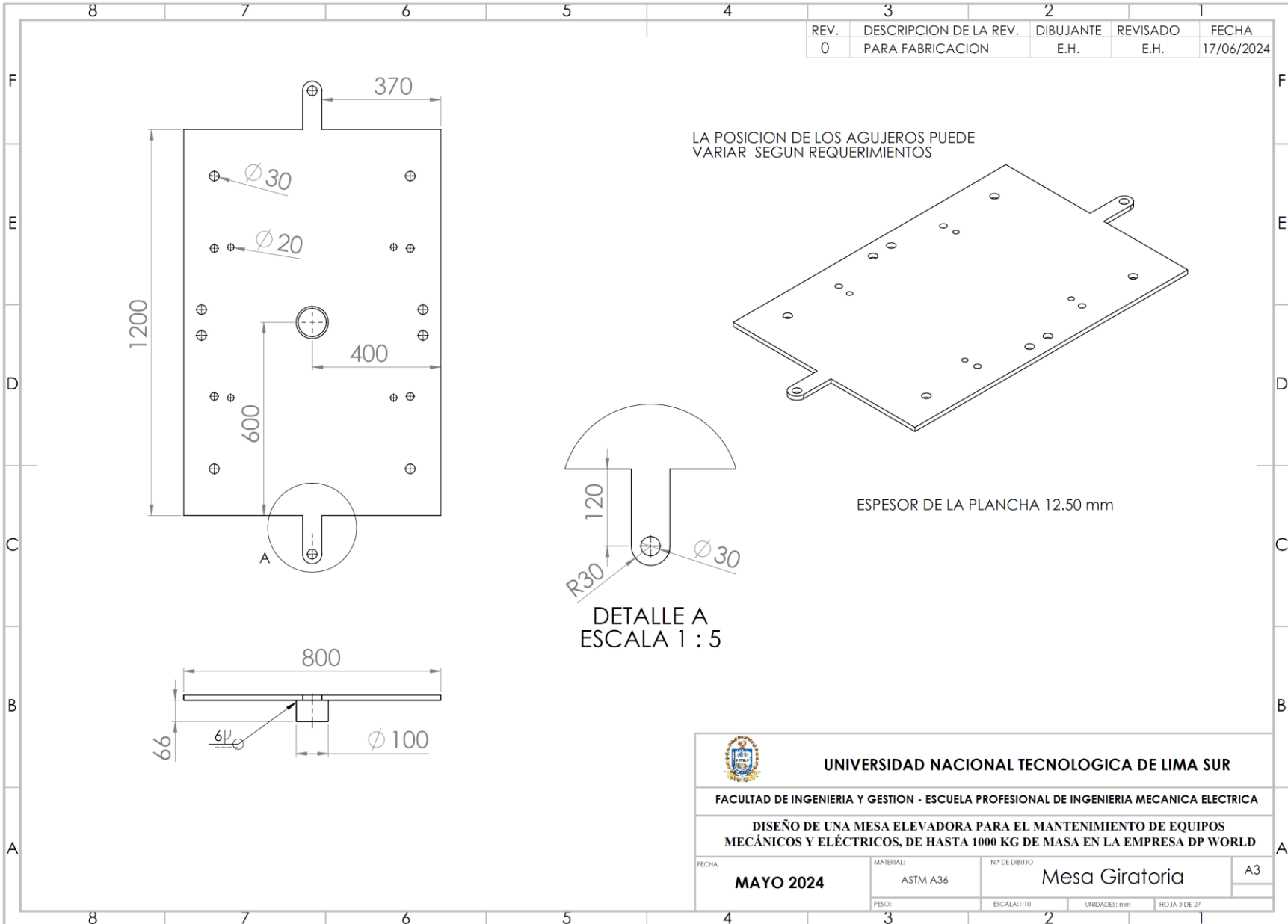
## Anexo 5. Planos de fabricación.

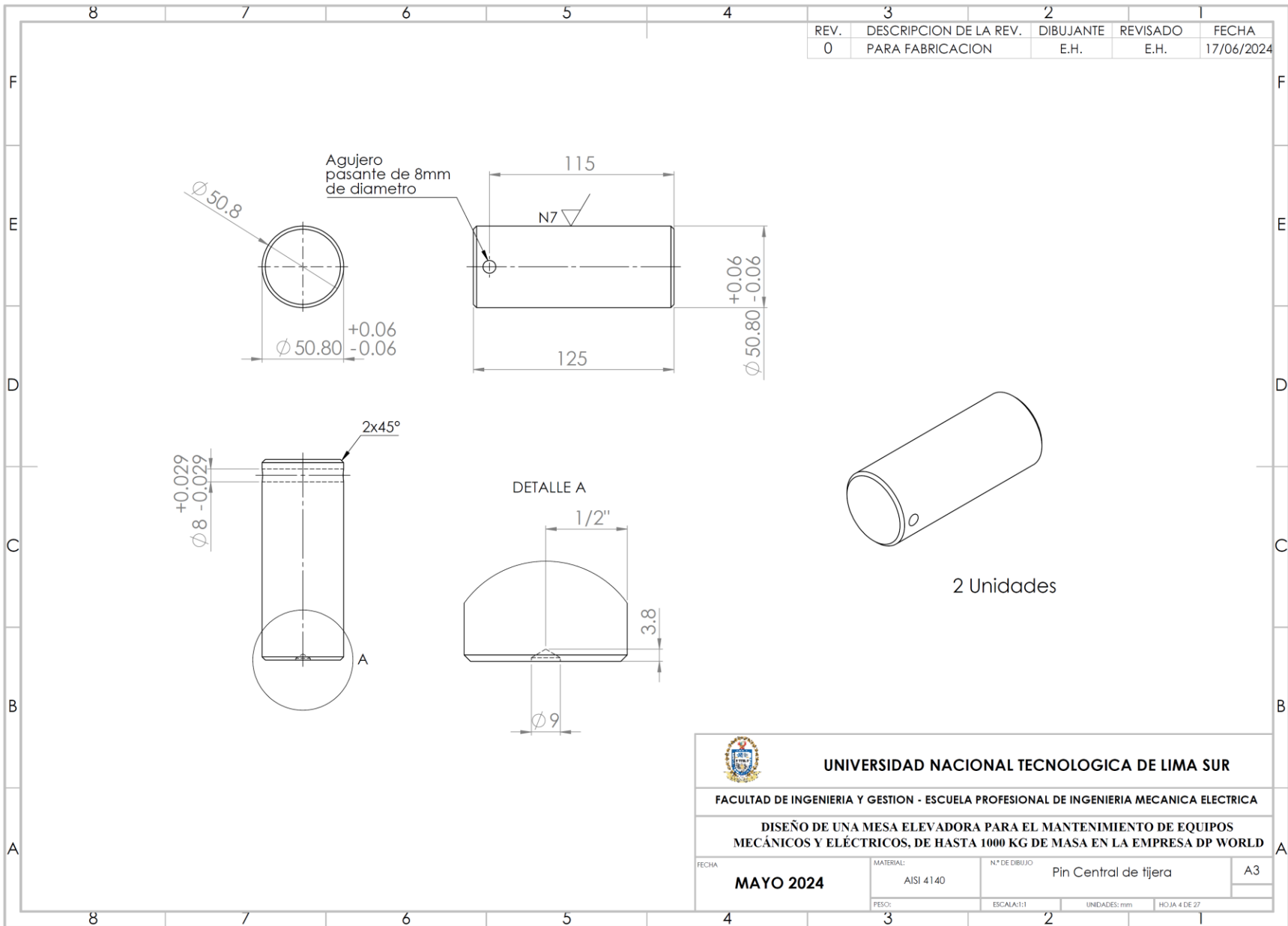
N° DE ELEMENTO	N° DE PIEZA	MATERIAL	CANTIDAD
1	3 Soporte de Base	ASTM A36	1
2	6.2 Tapa de Soporte de Base	ASTM A36	1
3	4.4 Tubo Cilíndrico 1.02 metros x 75 Diam	ASTM A36	1
4	4.3 Tubo Rectangular	ASTM A36	4
5	3.2 Tapa de Soporte de Plataforma	ASTM A36	1
6	4.2 Bocina Tijera	ASTM A36	4
7	4.5 Tubo Cilíndrico 1 m x 75 Diam	ASTM A36	1
8	3.1 Soporte de Plataforma	ASTM A36	1
9	6.5 Eje para Plataforma	ASTM A36	1
10	6.3 Bocina Base	ASTM A36	2
11	4 Masa	ASI 4140	4
12	SKF P2BE 40M-TRB-SIH	DADO POR EL PROVEEDOR	2
13	2 Eje de diametro 40	ASTM A36	1
14	1 Plataforma	ASTM A36	1
15	1.2 Mesa Giratoria	ASTM A36	1
16	1.3 Base Chumacera	ASTM A36	2
17	Garucha Pesada	DADO POR EL PROVEEDOR	4
18	Base Garucha	ASTM A36	4
19	4.1 Pin para Tijera	ASTM A36	2
20	Pin para Tijera 2	ASTM A36	2
21	Bocina Tijera 2	ASTM A36	2
22	Pin	ASTM A36	6
23	1.1 Plataforma fija	ASTM A36	1
24	Soporte para eje 2	ASTM A36	2
25	4.8 Bocina Tijera 70 Diam	ASTM A36	2
26	4.7 Pin Central de Tijera	ASTM A36	2
27	Soporte para eje	ASTM A36	6
28	4.6 Tubo Cilíndrico 1.175 m x 75 Diam	ASTM A36	2
29	Tubo 2 in	ASTM A36	2
30	Base para Pistones	ASTM A36	1
31	Cilindro Hidraulico	DADO POR EL PROVEEDOR	2
32	Soporte de eje para tercer piston	ASTM A36	1
33	Tubo Rectangular para apoyo de piston 3	ASTM A36	1
34	Cilindro Hidraulico 3	DADO POR EL PROVEEDOR	1
35	Pin para Cilindro Hidraulico 2	ASTM A36	4
36	Angulo	ASTM A36	4
37	Tapa para pin de tijera 2	ASTM A36	2
38	Contrapeso	ASTM A36	1
39	Topes para masa	ASTM A36	2
40	Contrapeso trasero	ASTM A36	1

UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLÓGICA DE LIMA SUR  
FACULTAD DE INGENIERÍA Y GESTIÓN PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA REGIONAL  
DISEÑO DE MAQUINARIA Y EQUIPOS PARA EL SECTOR DE LA INDUSTRIA Y SERVICIOS  
MAYO 2024

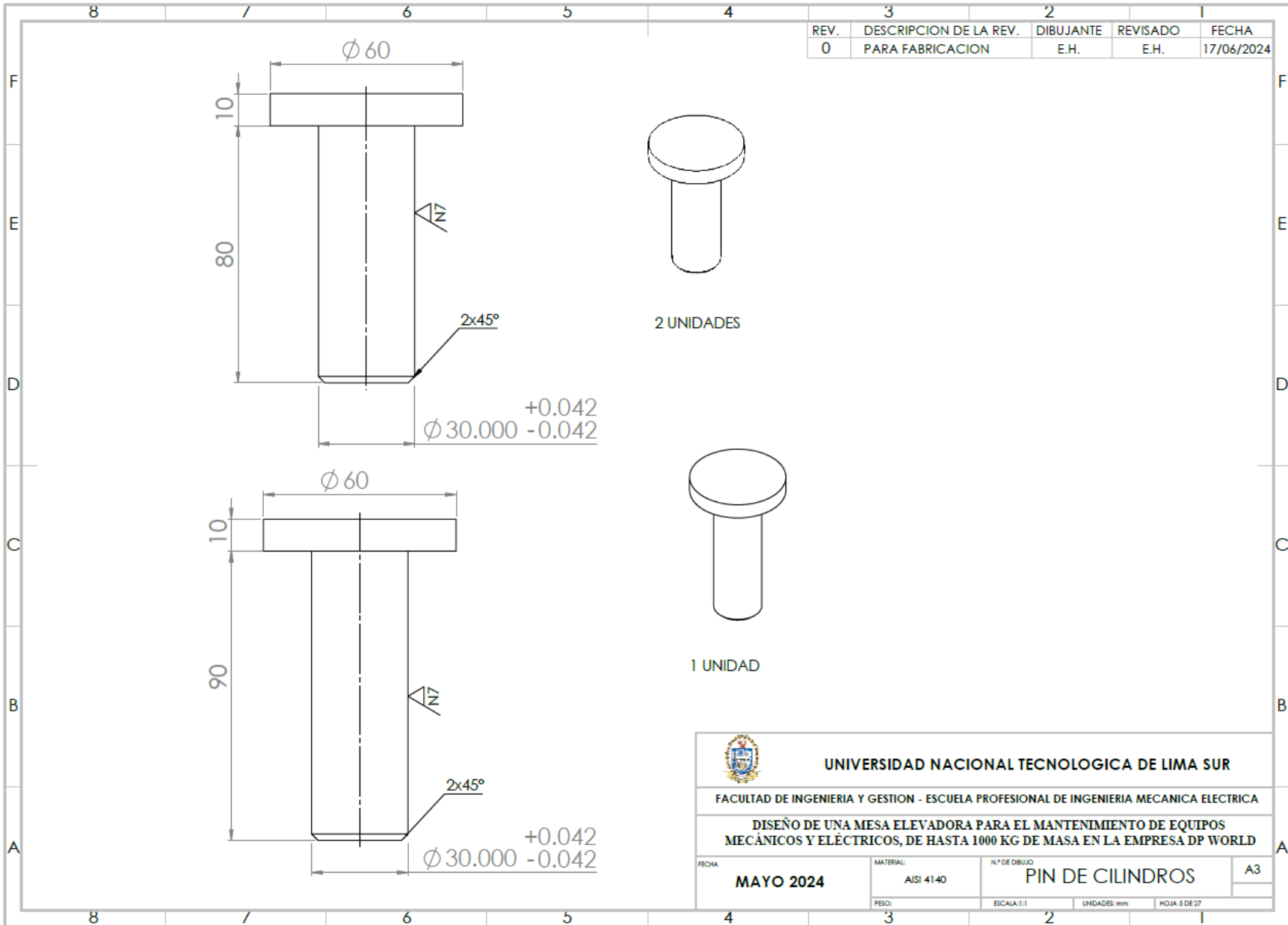


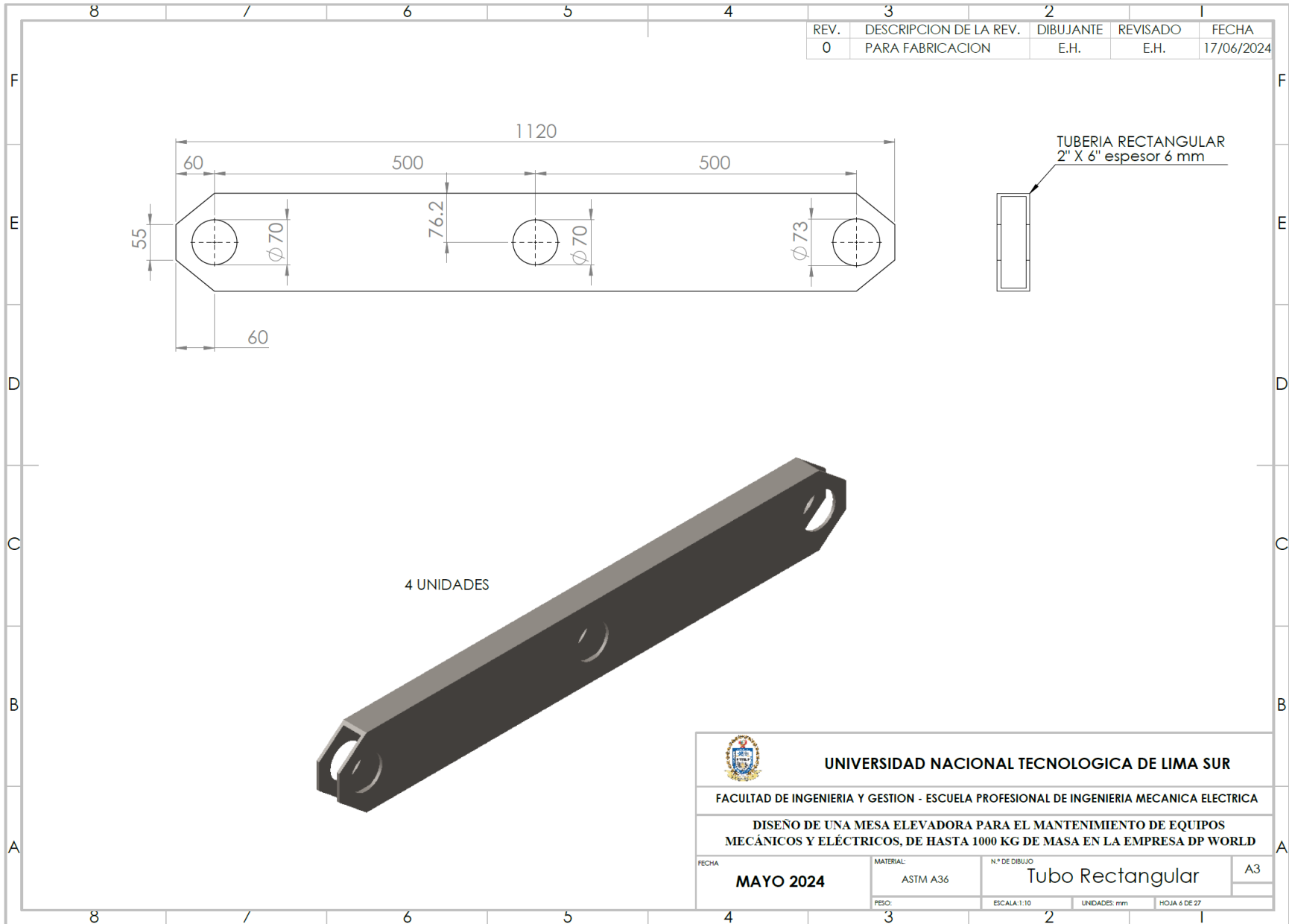


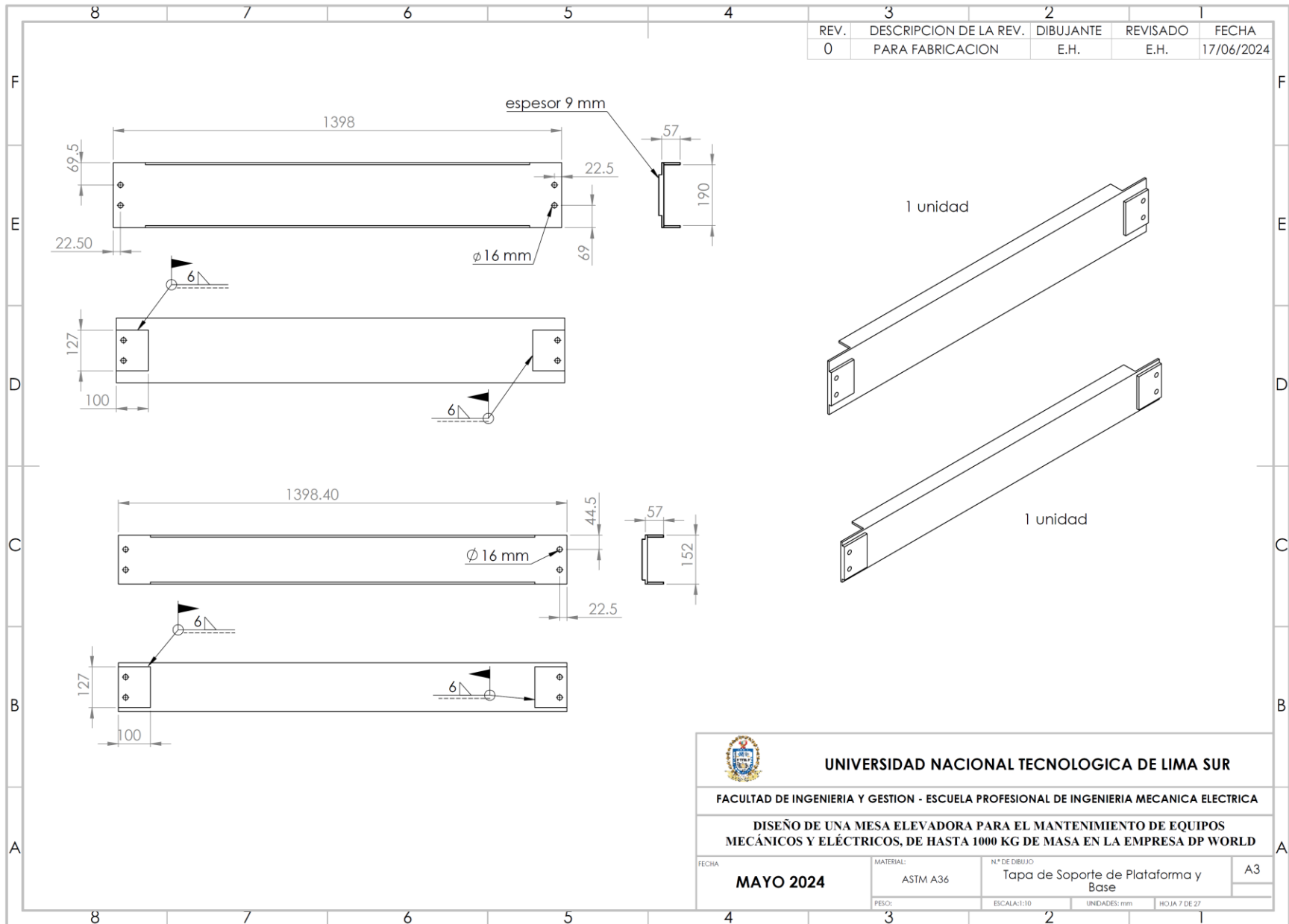


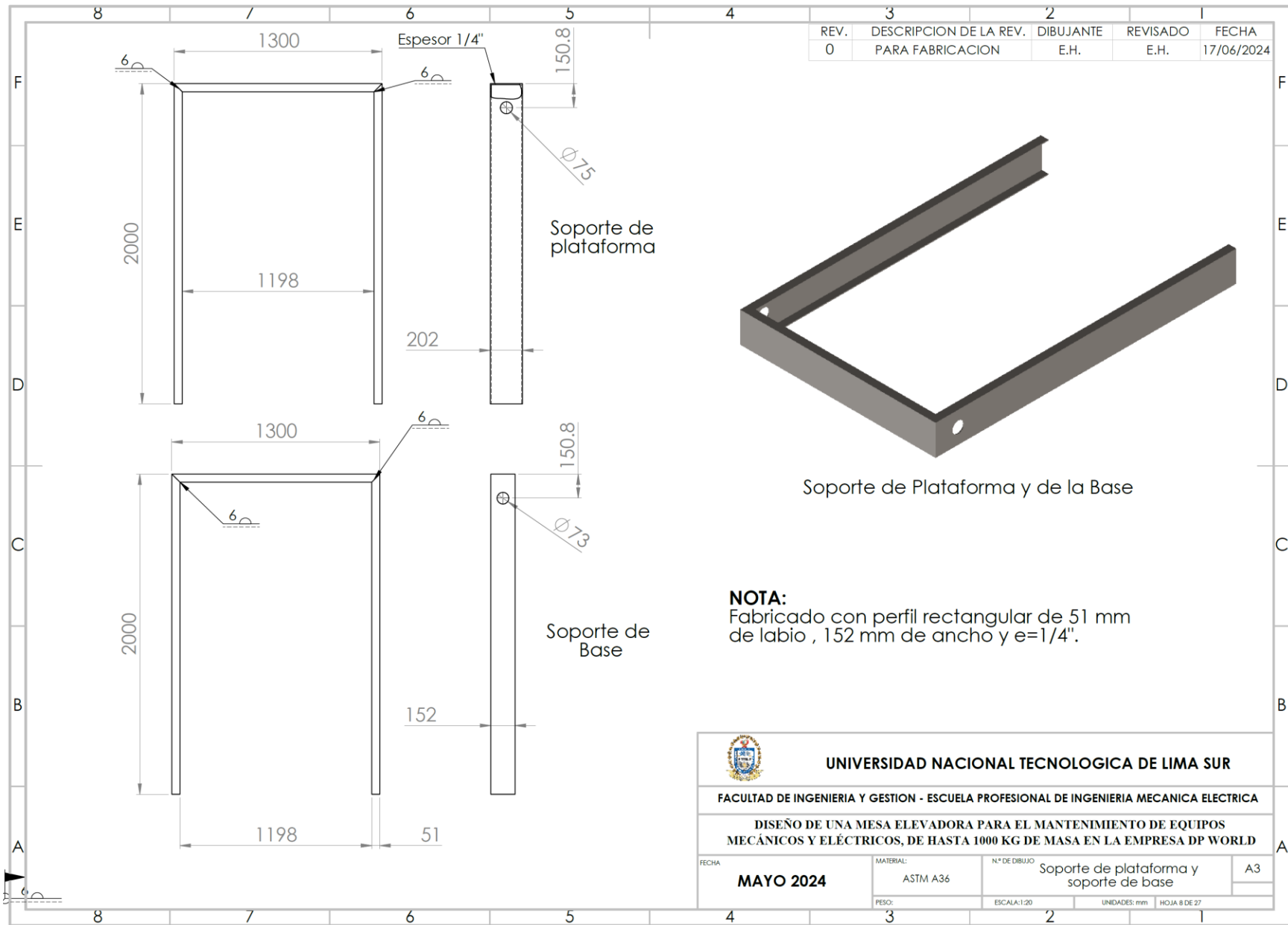










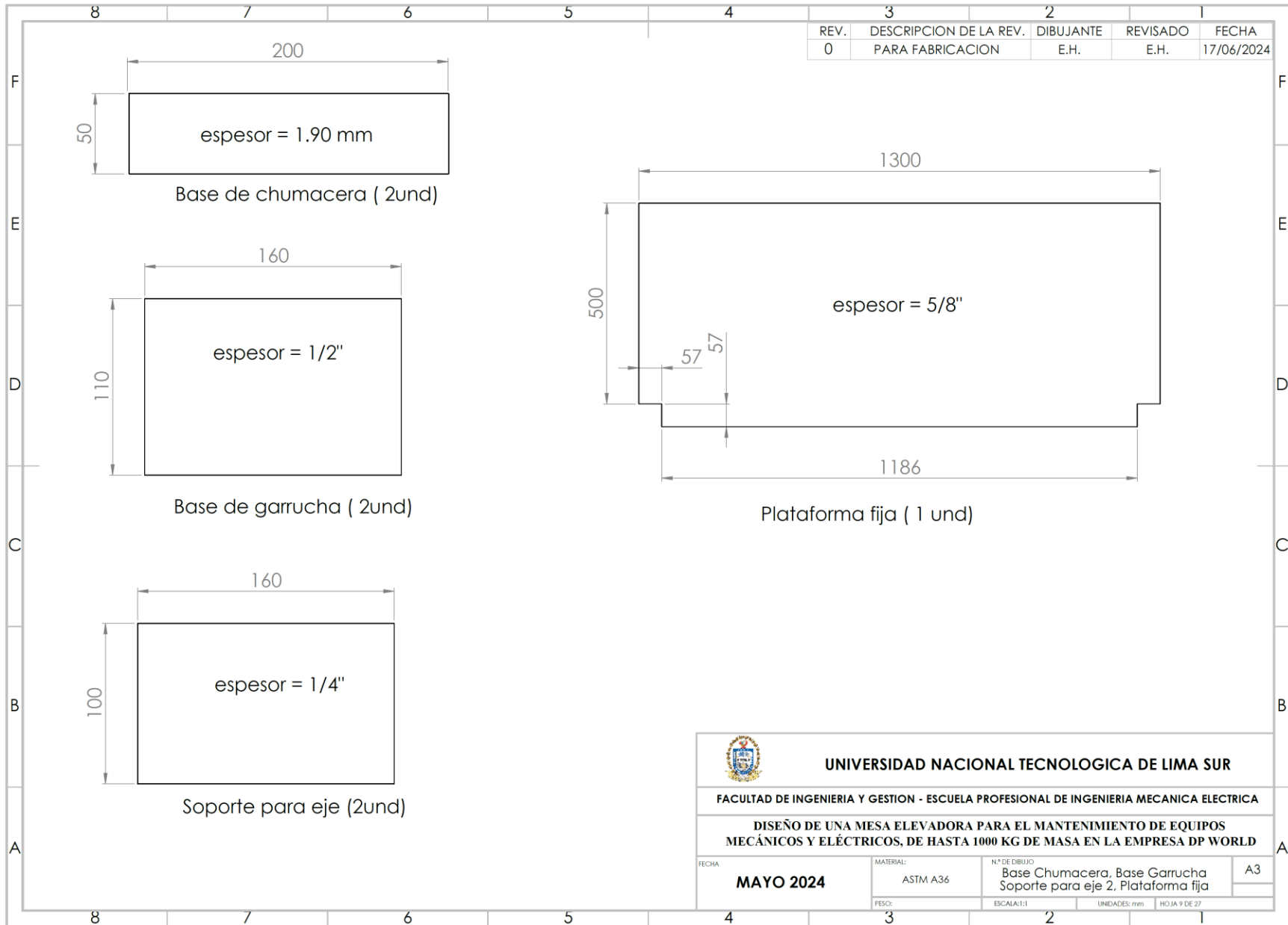


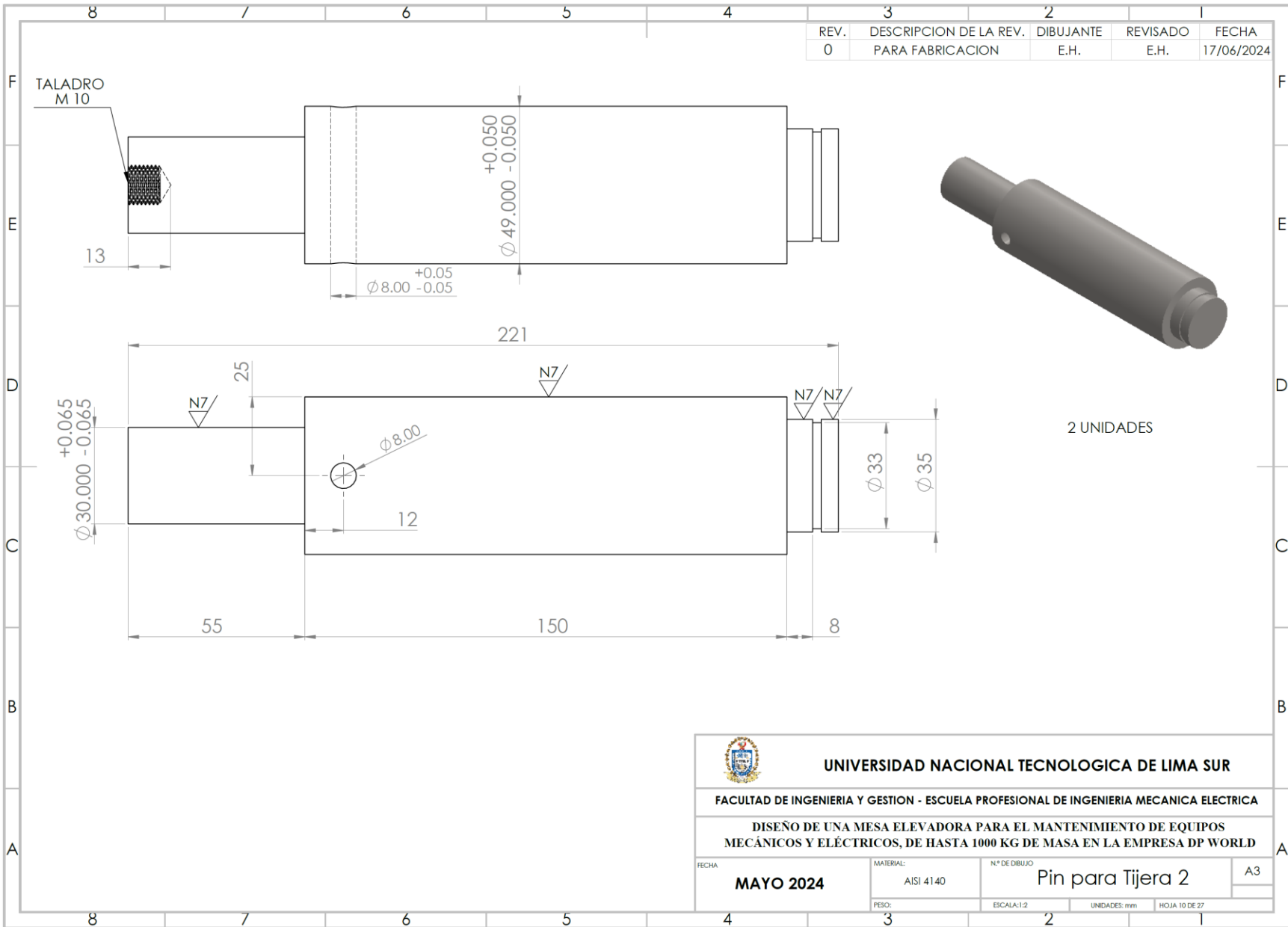
REV.	DESCRIPCION DE LA REV.	DIBUJANTE	REVISADO	FECHA
0	PARA FABRICACION	E.H.	E.H.	17/06/2024

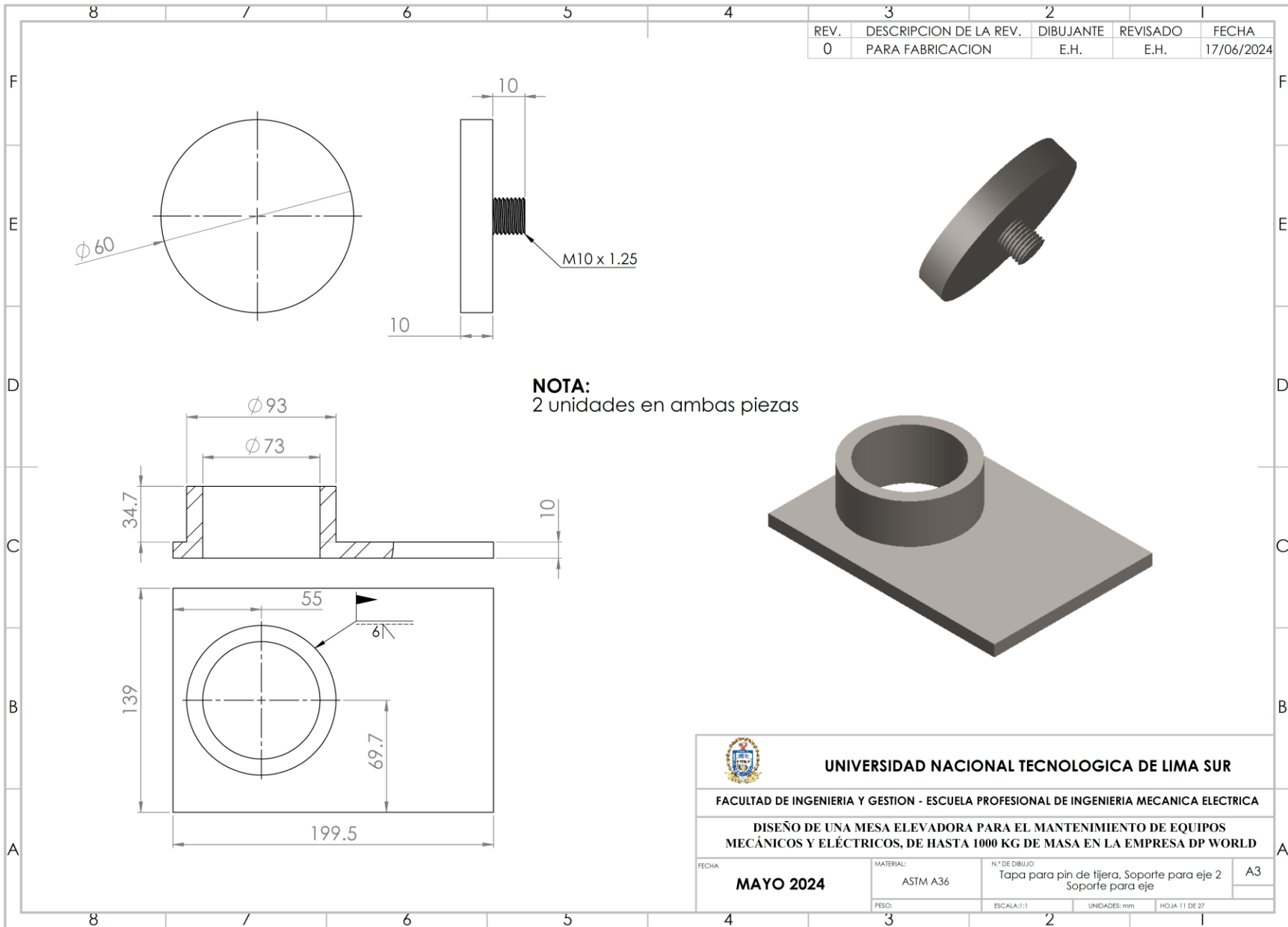
Soporte de Plataforma y de la Base

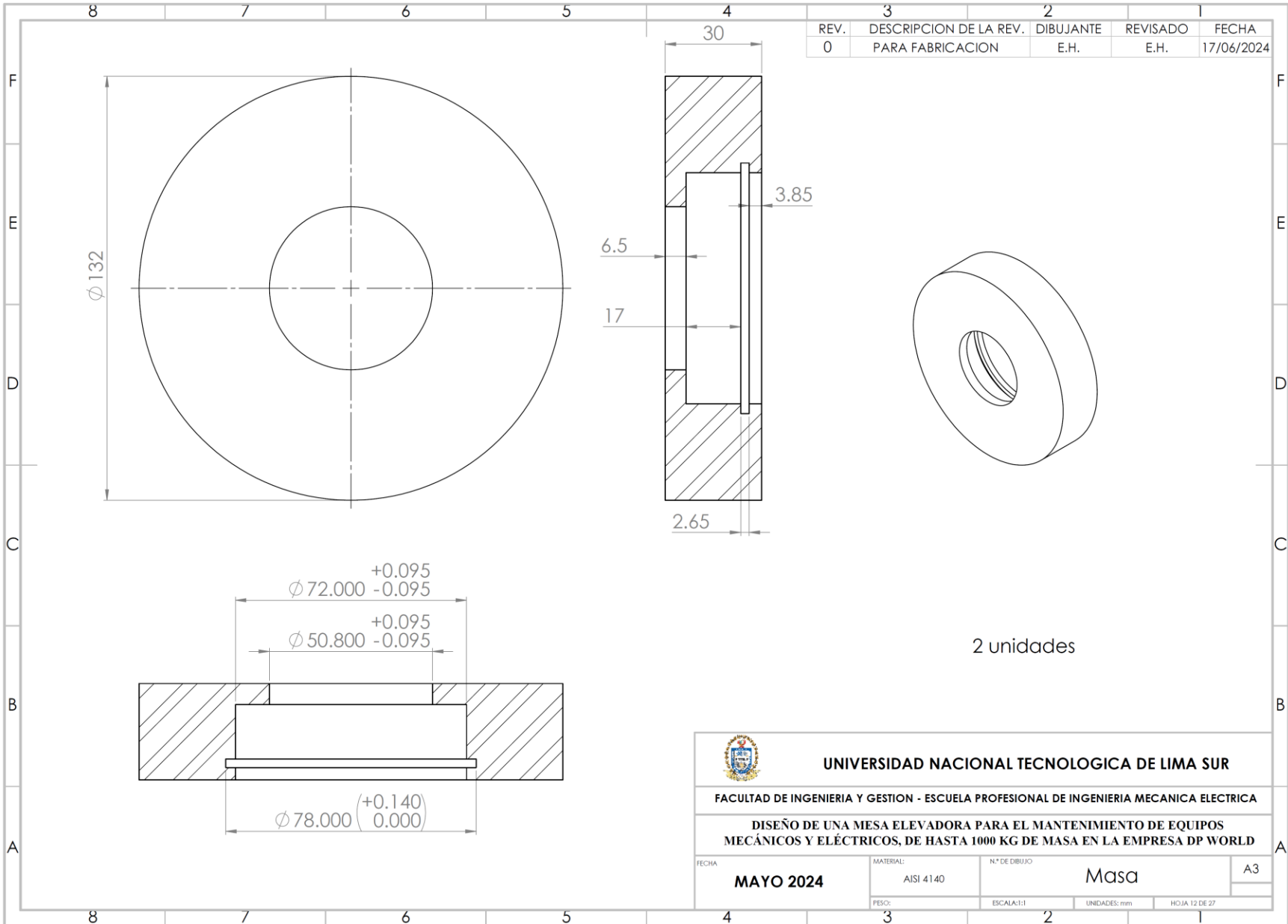
**NOTA:**  
Fabricado con perfil rectangular de 51 mm de labio , 152 mm de ancho y e=1/4".

 <b>UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLOGICA DE LIMA SUR</b>			
FACULTAD DE INGENIERIA Y GESTION - ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA			
<b>DISEÑO DE UNA MESA ELEVADORA PARA EL MANTENIMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS, DE HASTA 1000 KG DE MASA EN LA EMPRESA DP WORLD</b>			
FECHA	MATERIAL:	N° DE DIBUJO	A3
<b>MAYO 2024</b>	ASTM A36	Soporte de plataforma y soporte de base	
	PESO:	ESCALA:1:20	UNIDADES: mm HOJA 8 DE 27

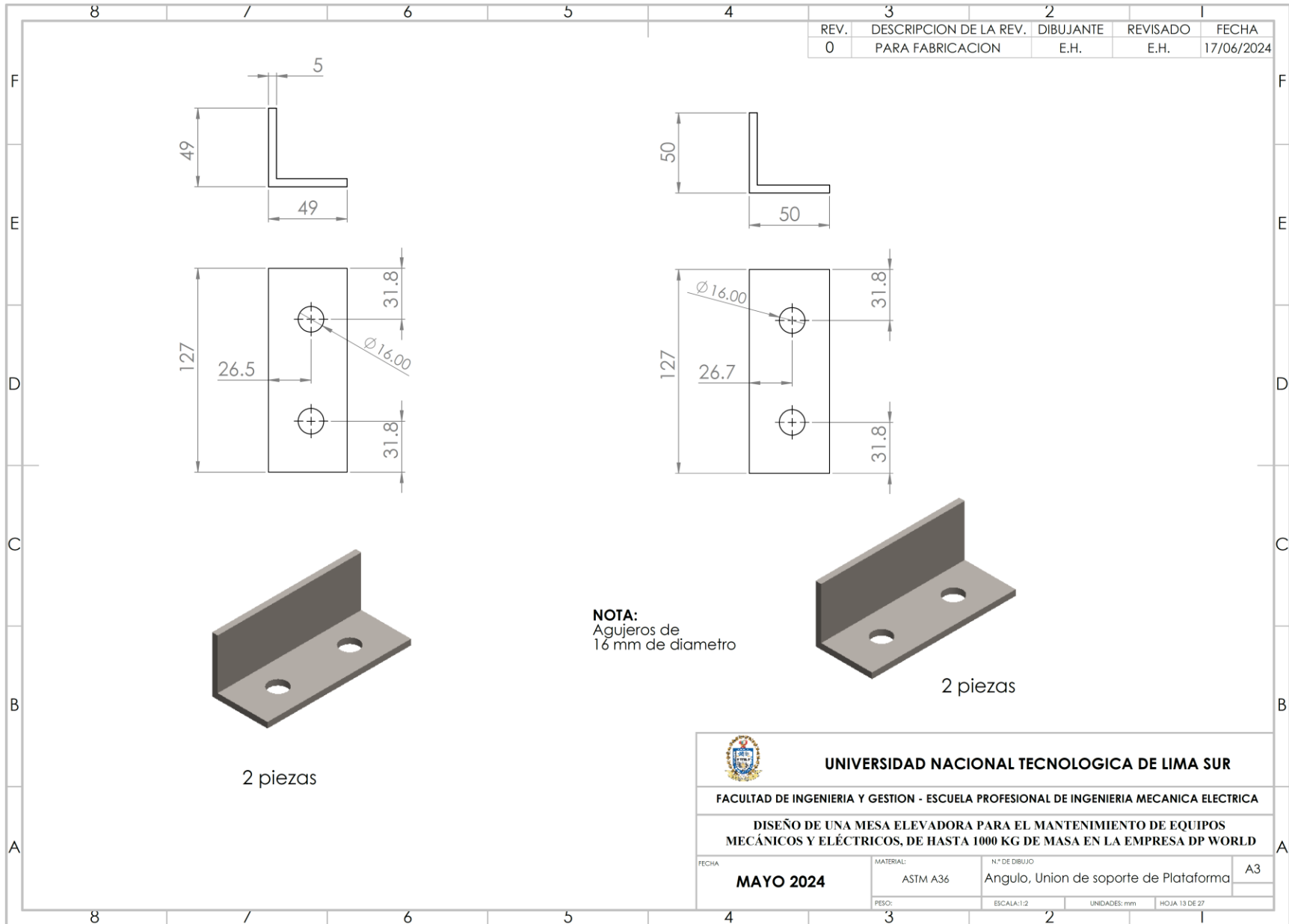


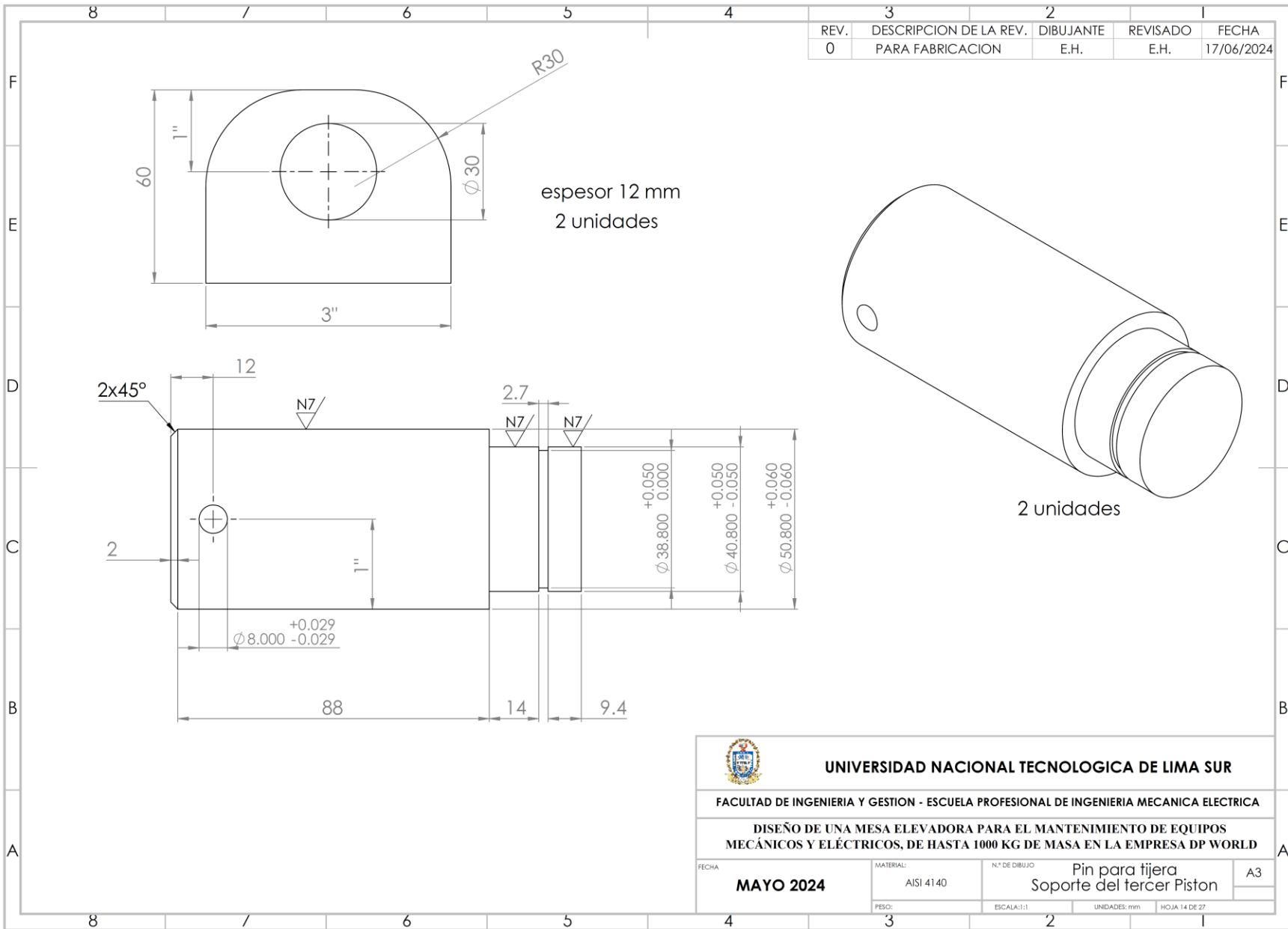






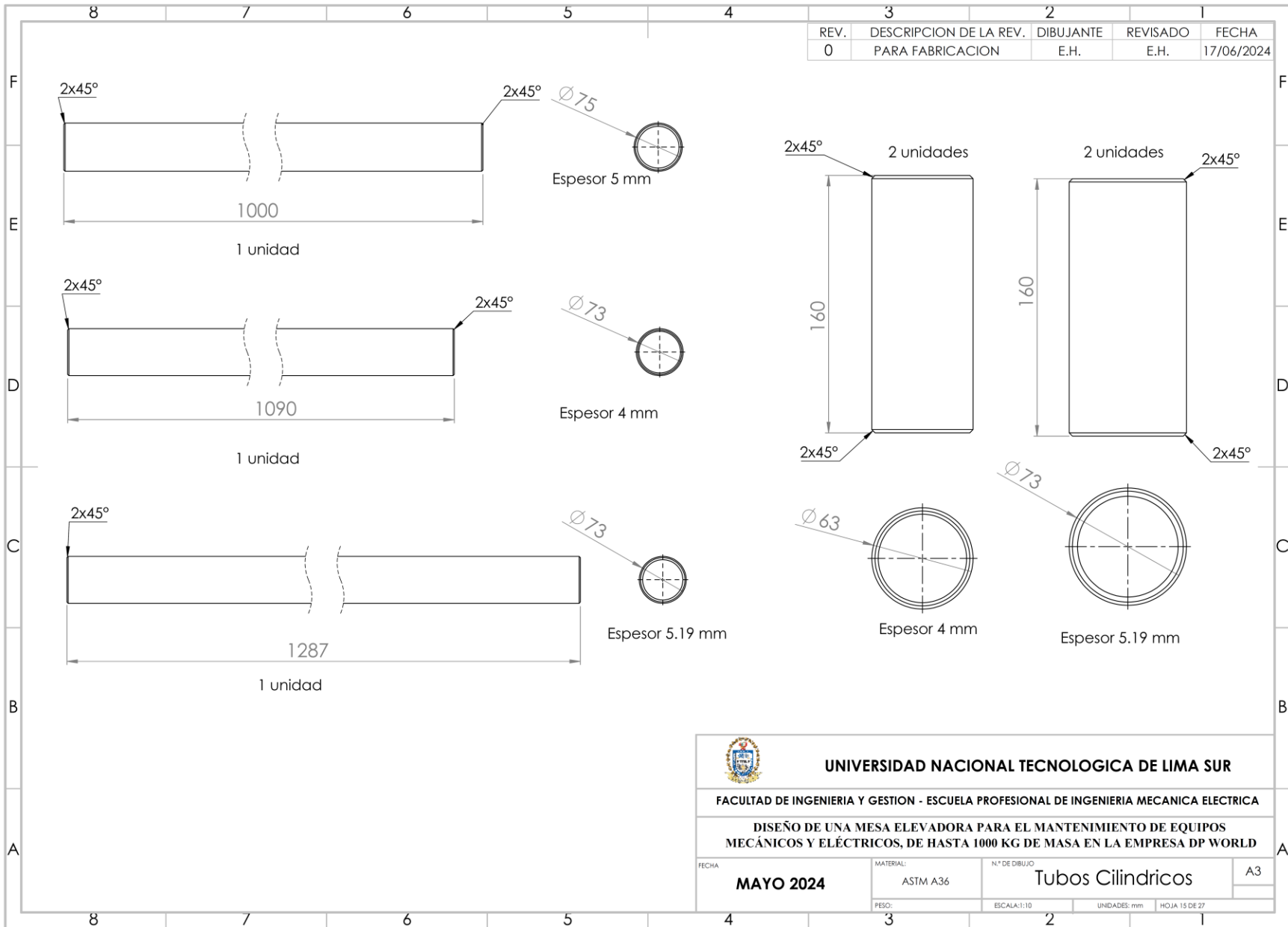


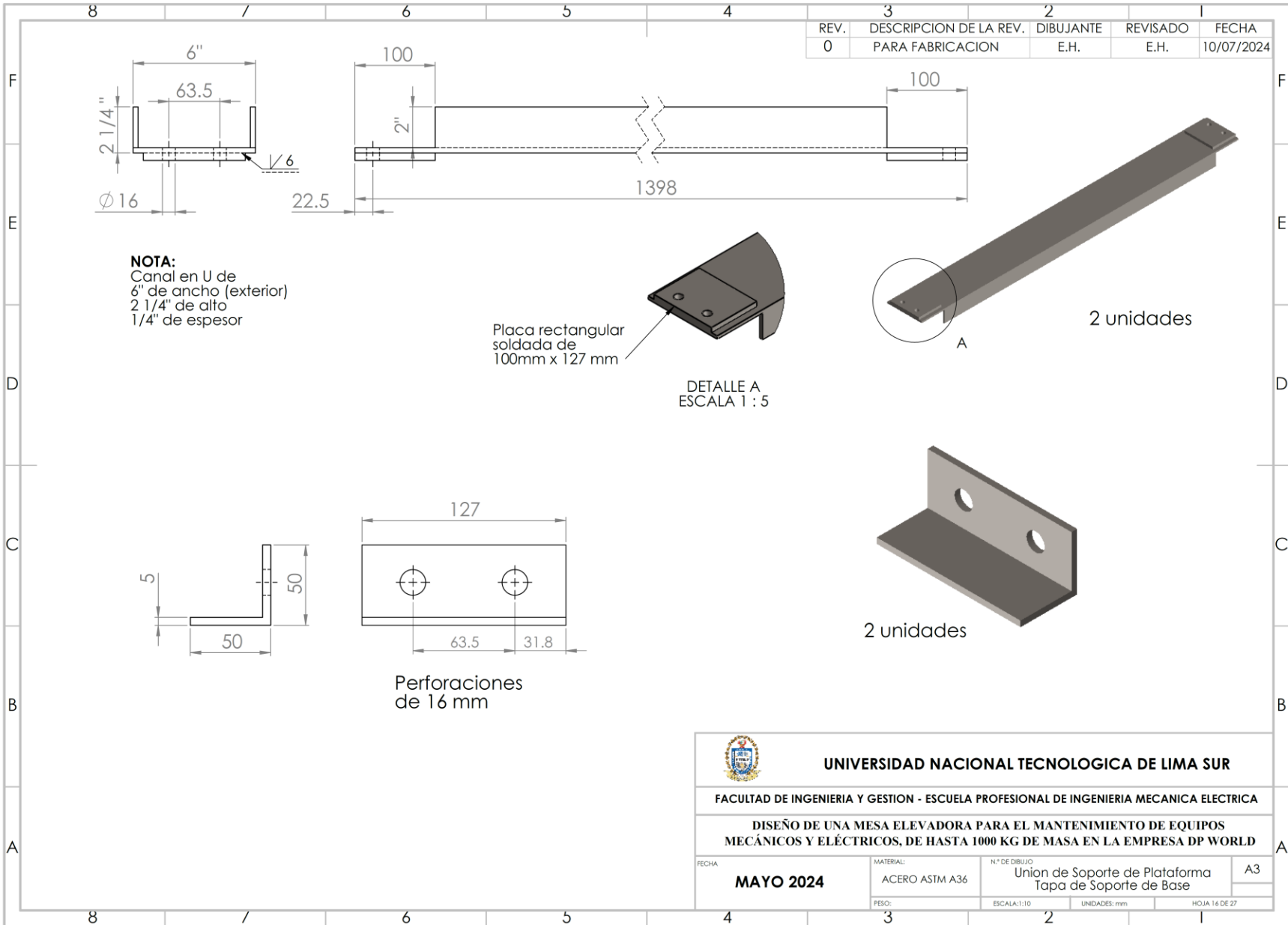


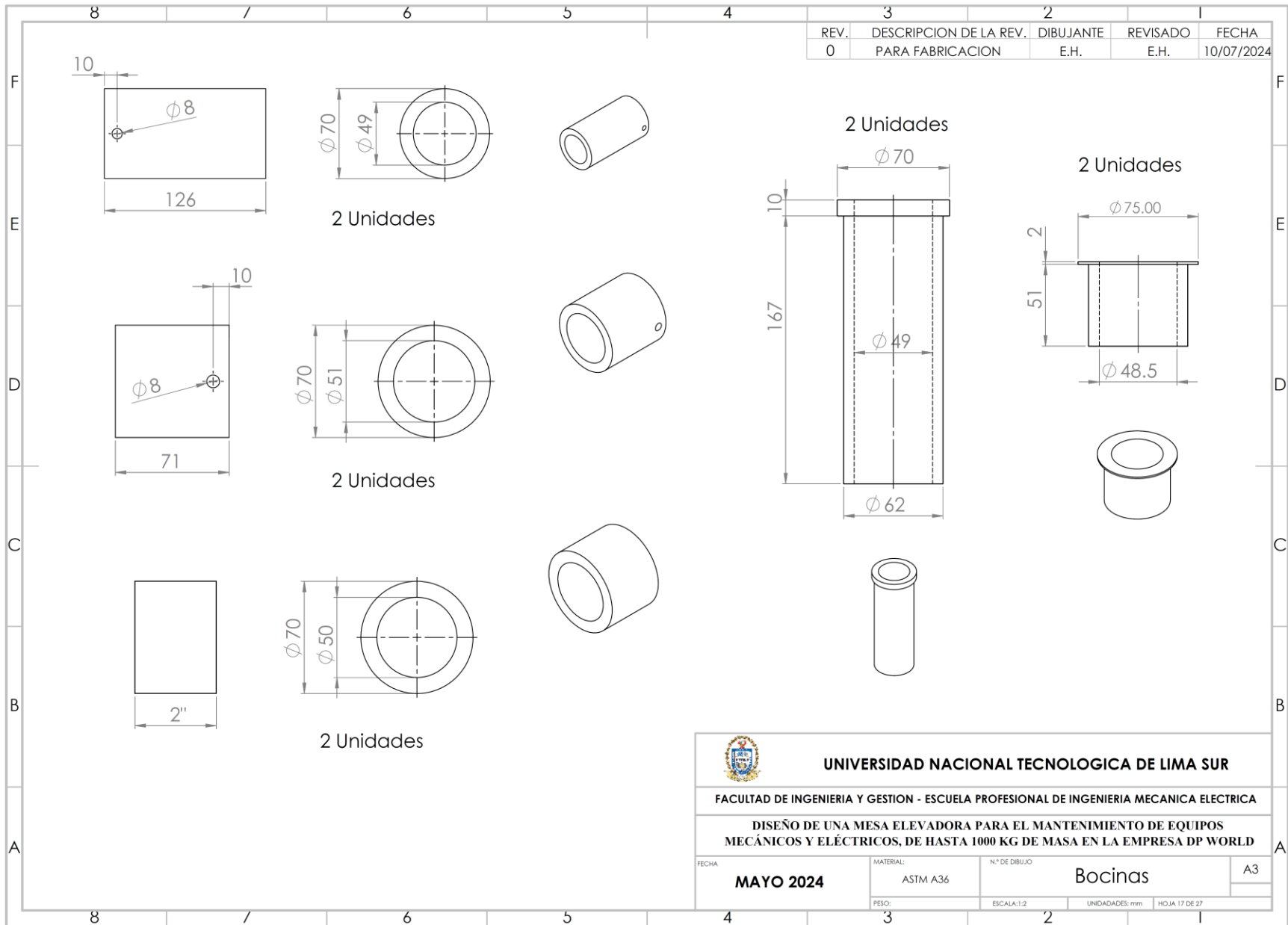


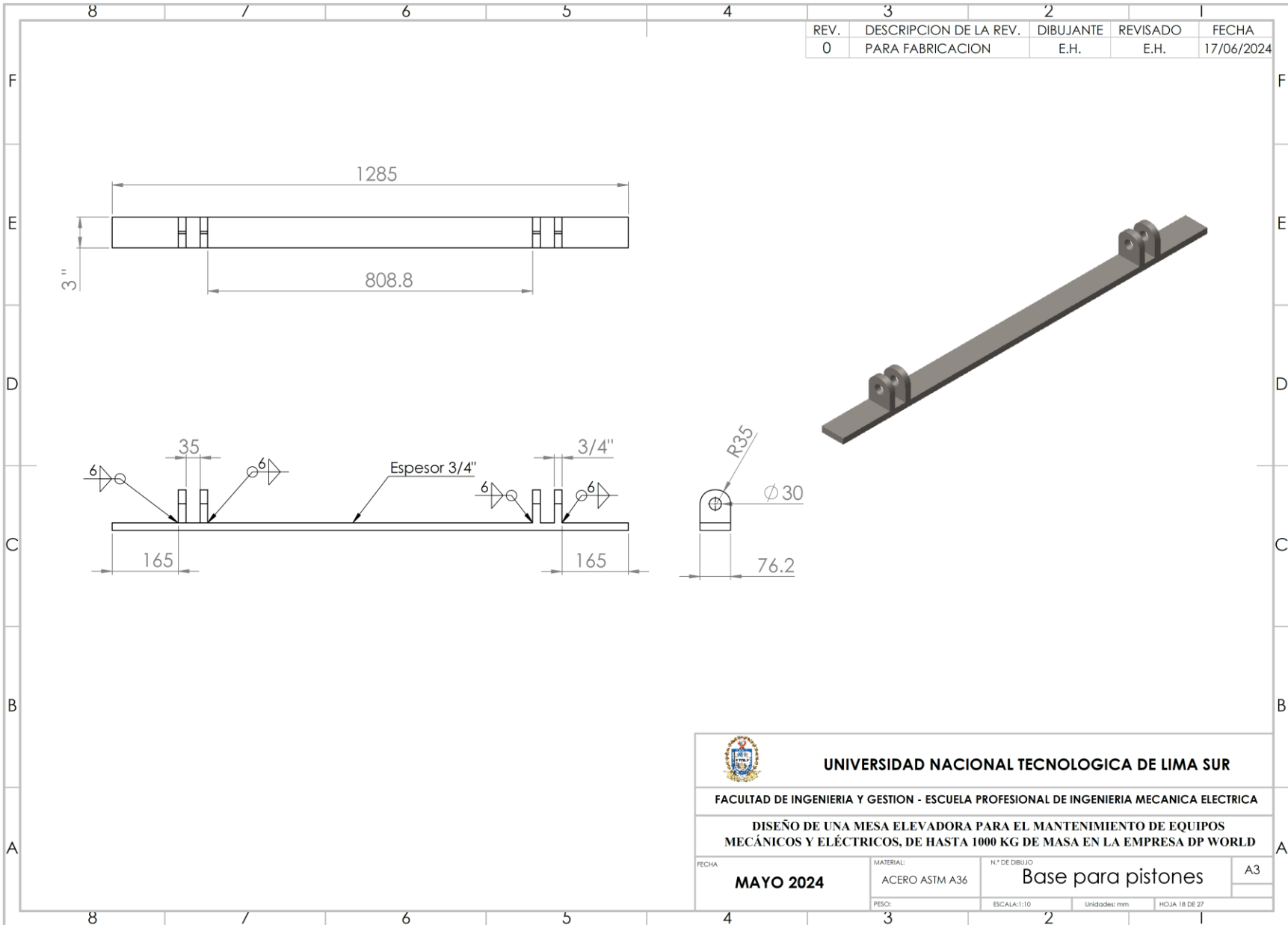
REV.	DESCRIPCION DE LA REV.	DIBUJANTE	REVISADO	FECHA
0	PARA FABRICACION	E.H.	E.H.	17/06/2024

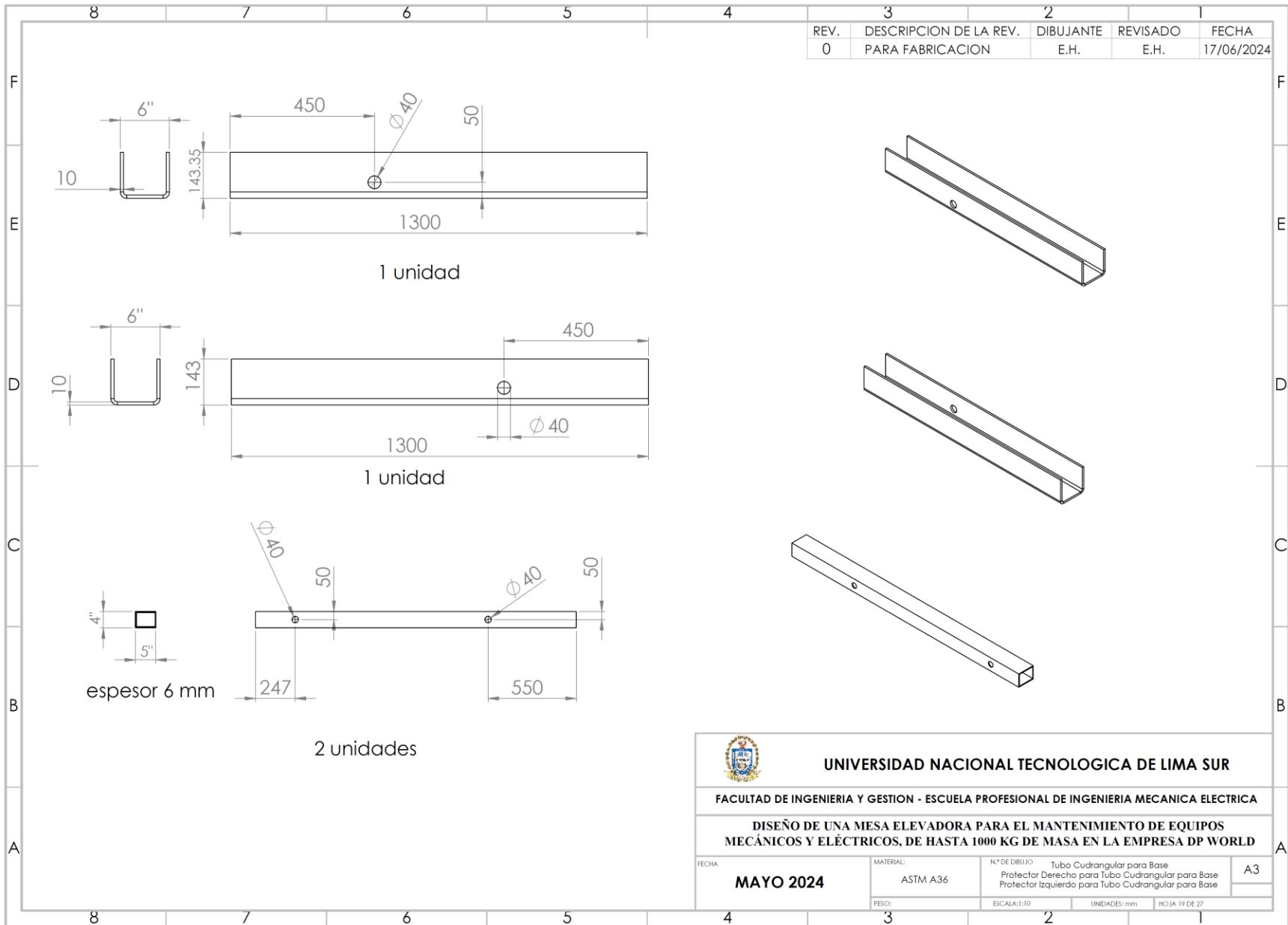
 <b>UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLOGICA DE LIMA SUR</b>			
FACULTAD DE INGENIERIA Y GESTION - ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA			
DISEÑO DE UNA MESA ELEVADORA PARA EL MANTENIMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS, DE HASTA 1000 KG DE MASA EN LA EMPRESA DP WORLD			
FECHA	MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	A3
<b>MAYO 2024</b>	AISI 4140	Pin para tijera Soporte del tercer Piston	
PESO:	ESCALA:1:1	UNIDADES: mm	HOJA 14 DE 27





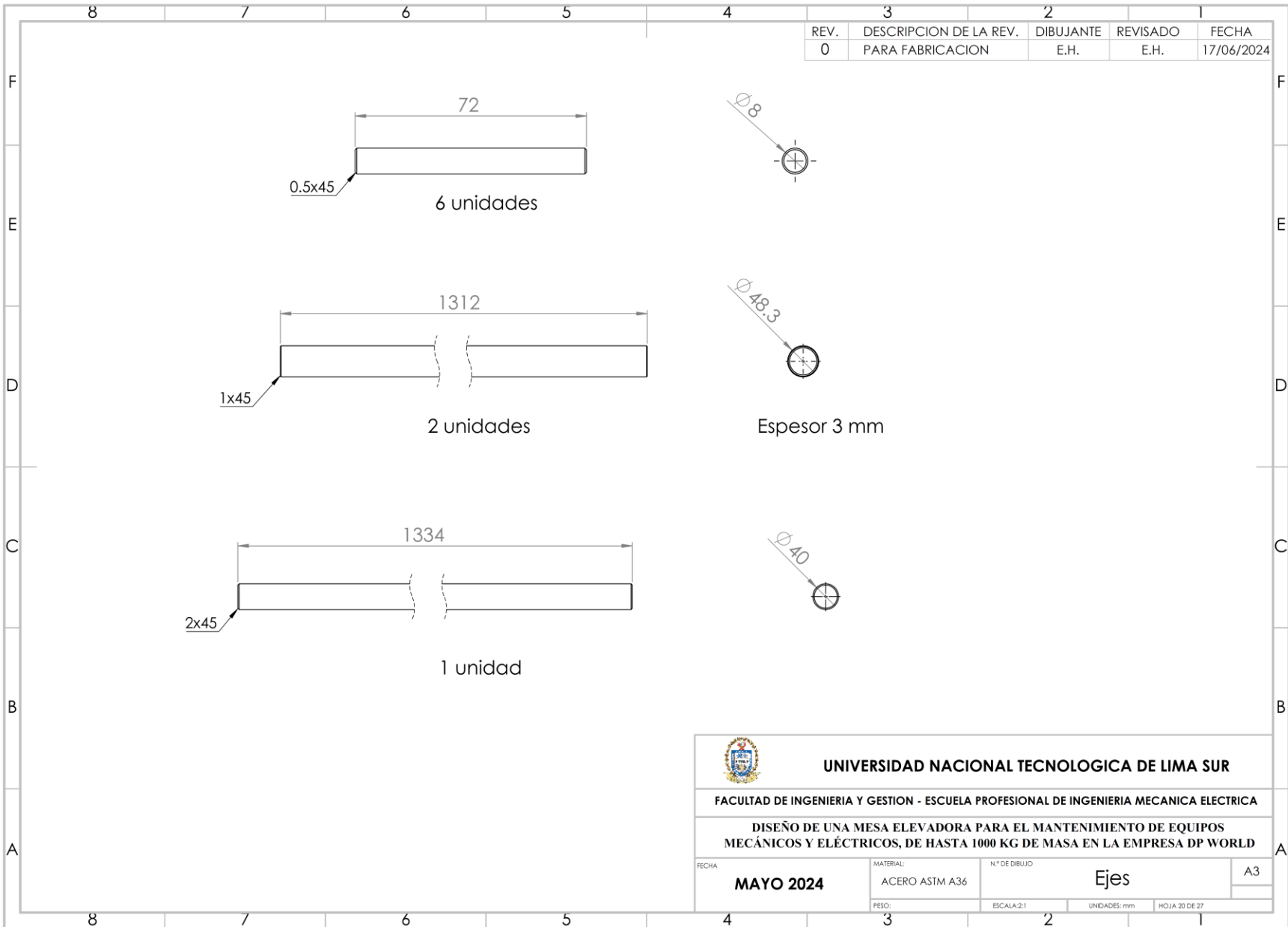




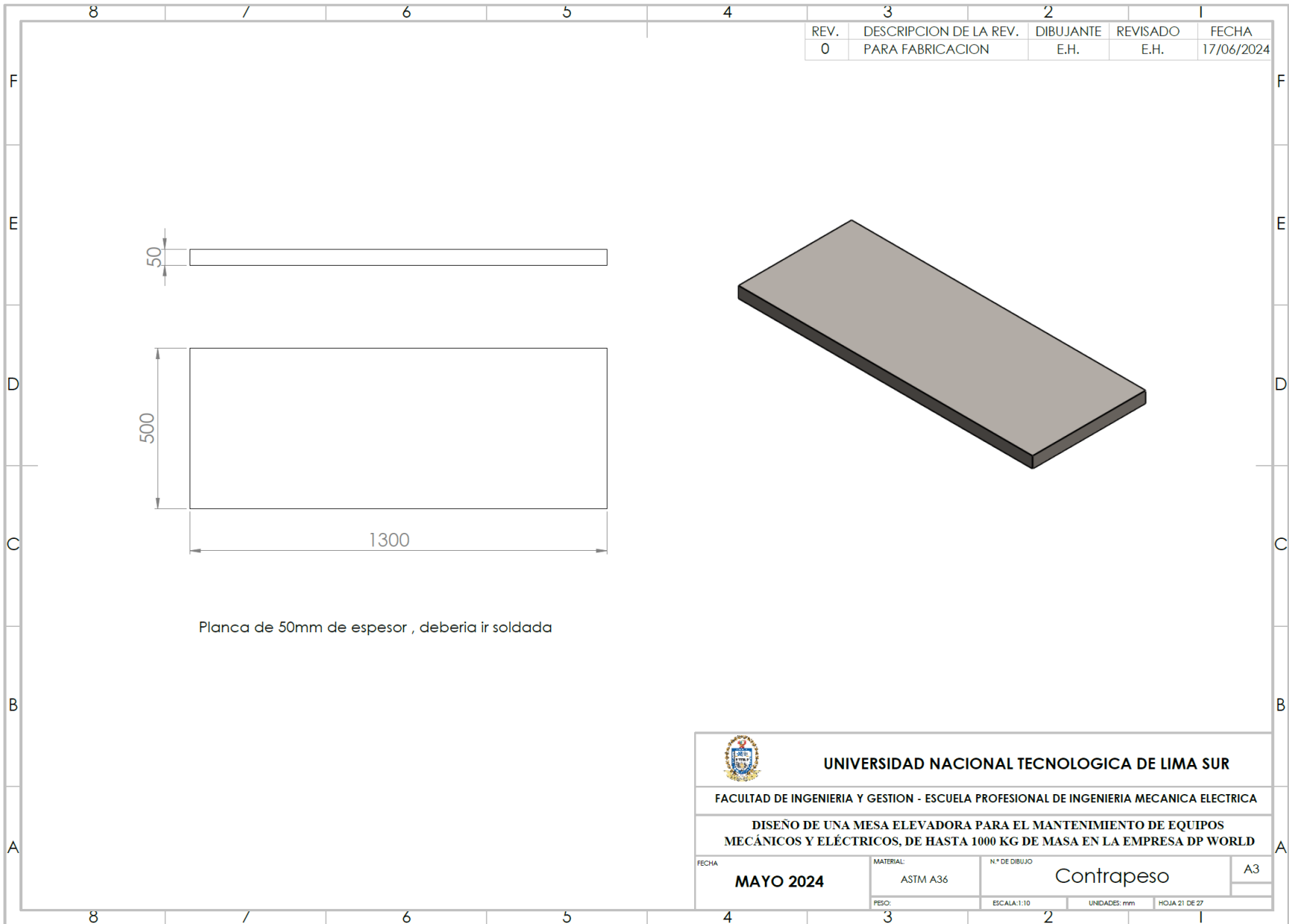


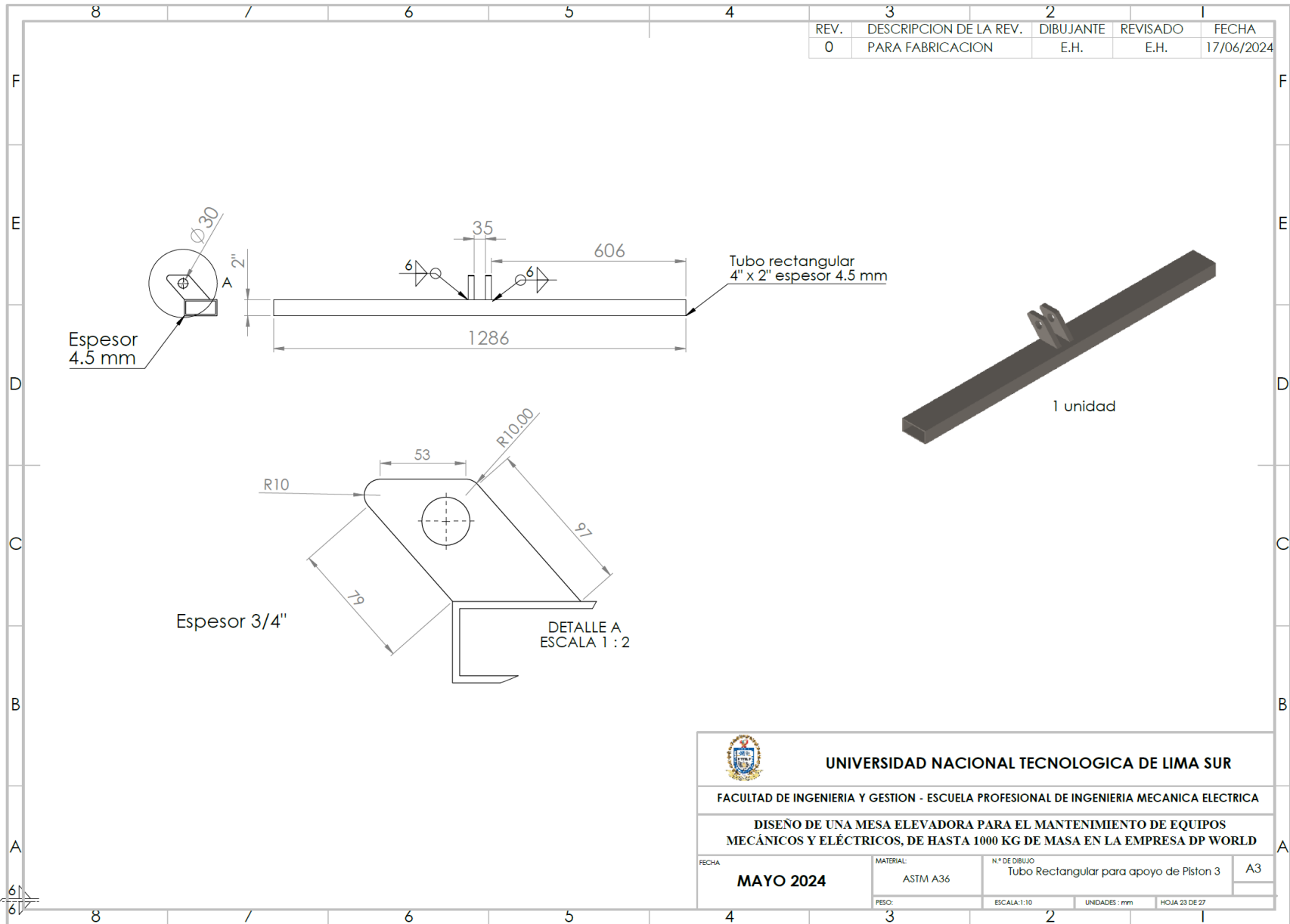
REV.	DESCRIPCION DE LA REV.	DIBUJANTE	REVISADO	FECHA
0	PARA FABRICACION	E.H.	E.H.	17/06/2024

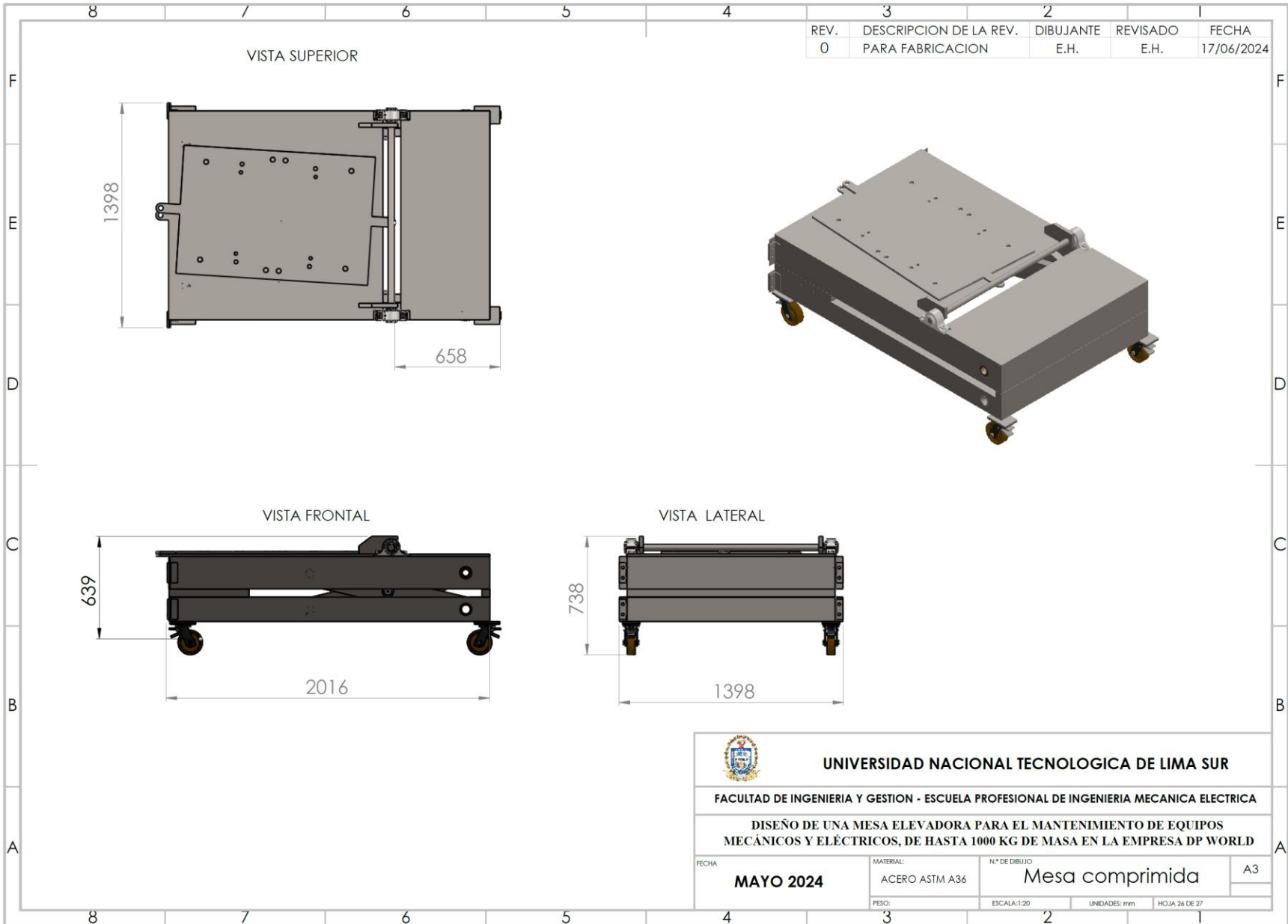
 <b>UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLOGICA DE LIMA SUR</b>			
<b>FACULTAD DE INGENIERIA Y GESTION - ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA</b>			
<b>DISEÑO DE UNA MESA ELEVADORA PARA EL MANTENIMIENTO DE EQUIPOS MECÁNICOS Y ELÉCTRICOS, DE HASTA 1000 KG DE MASA EN LA EMPRESA DP WORLD</b>			
FECHA:	MATERIAL:	N° DE DIBUJO:	A3
<b>MAYO 2024</b>	ASTM A36	Tubo Cuadrangular para Base Protector Derecho para Tubo Cuadrangular para Base Protector Izquierdo para Tubo Cuadrangular para Base	
PESO:	ESCALA: 1:10	UNIDADES: mm	HOJA 19 DE 27

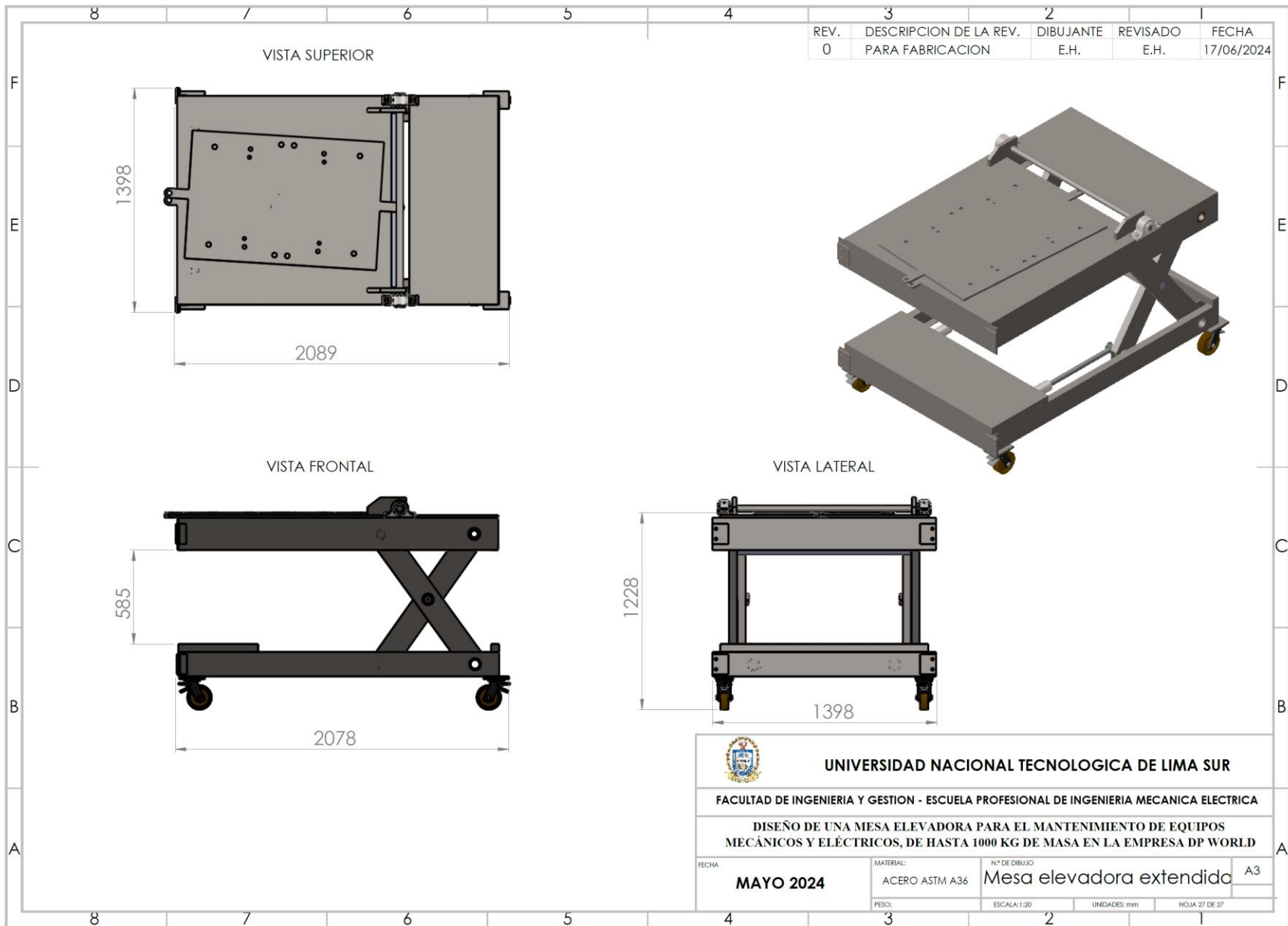




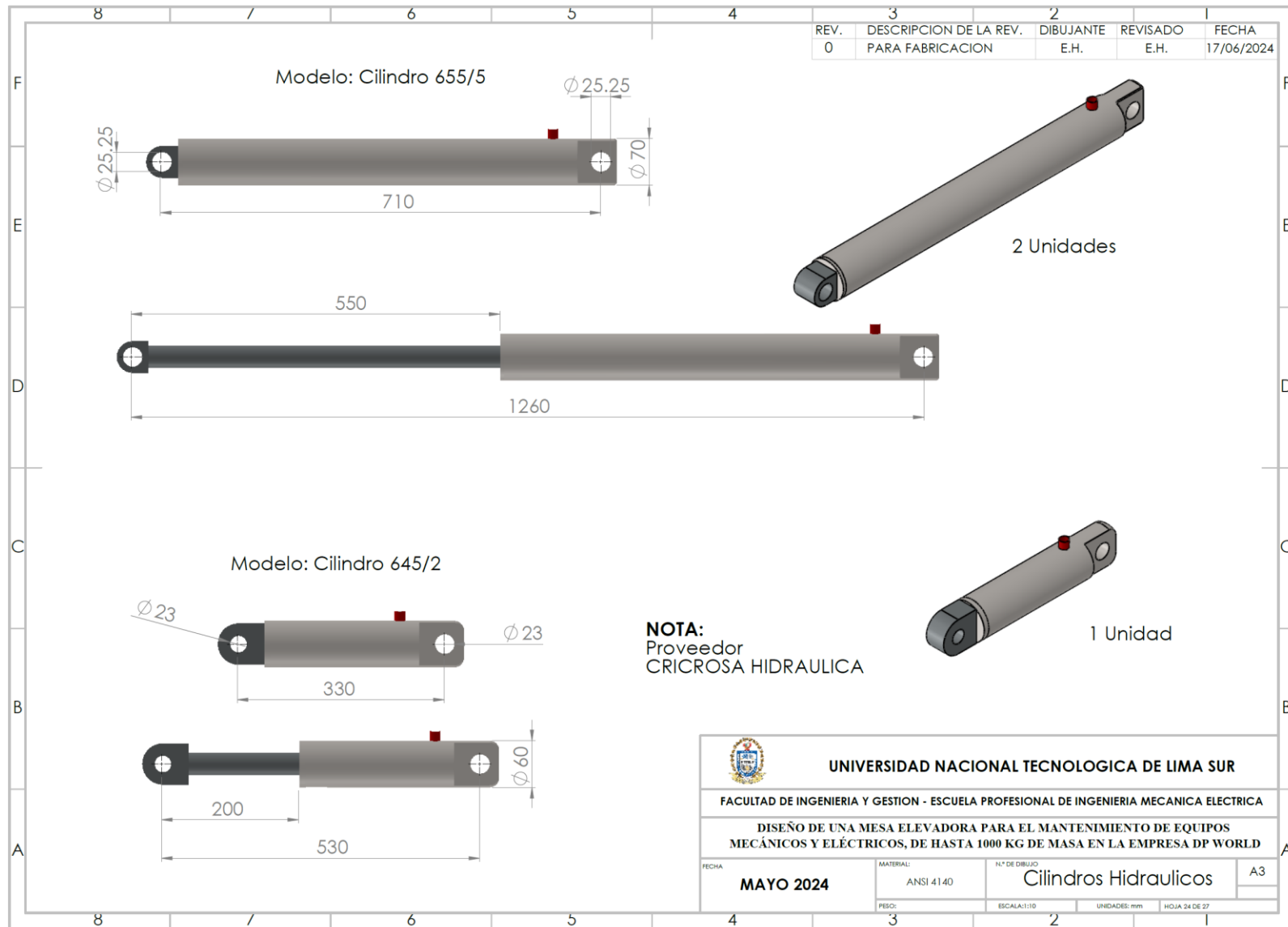








## Anexo 6. Actuadores hidráulicos, Garruchas, Chumaceras



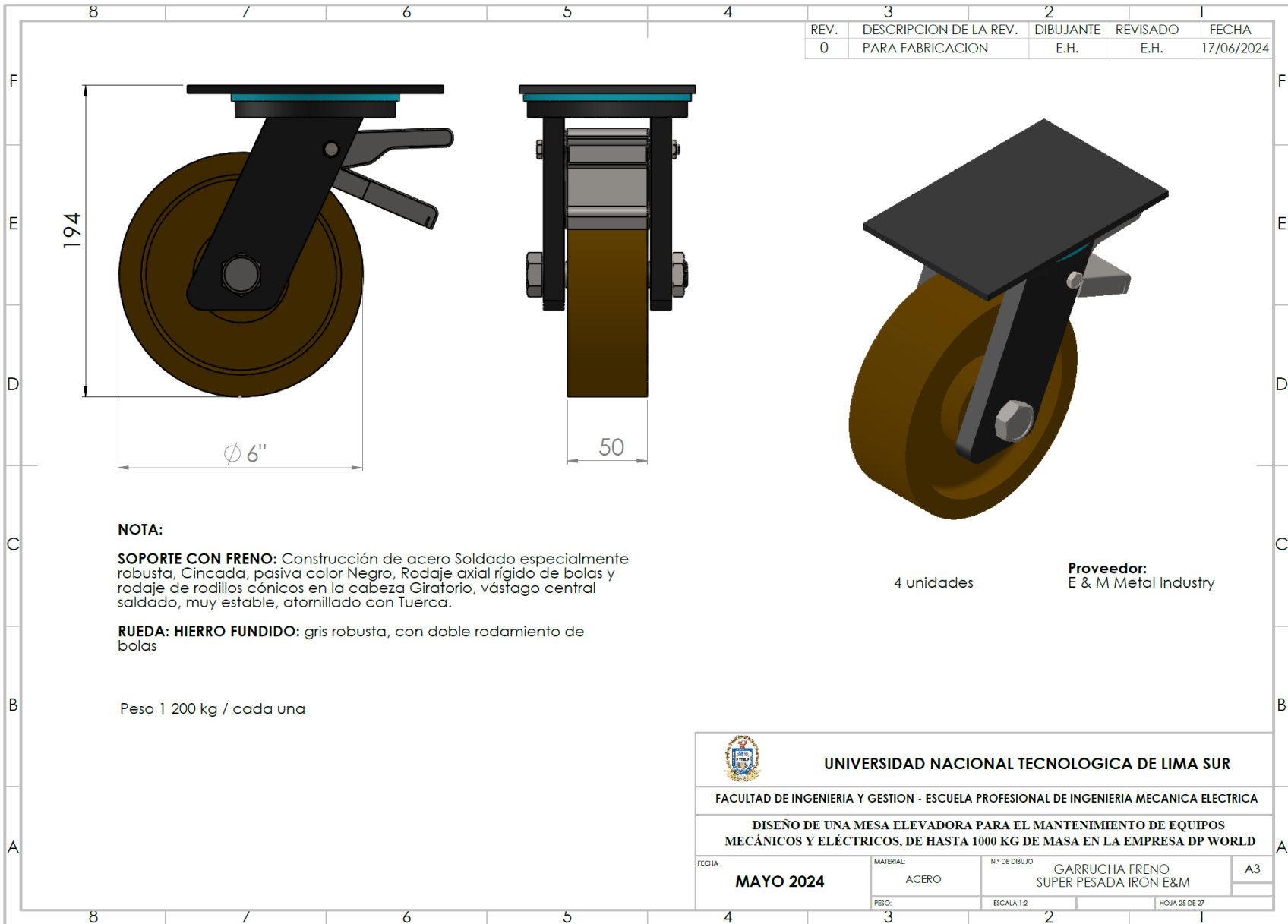




Image may differ from product. See technical specification for details.

## P2BE 40M-TRB-STH

### Unidad de rodamientos de rodillos

Las unidades de rodamientos de rodillos con soporte de pie y las unidades de rodamientos de rodillos con soporte tensor tienen un rodamiento de rodillos esférico o cónico montado en un soporte no partido que puede atornillarse a una superficie de apoyo. Las unidades están selladas y lubricadas, y listas para usar. Esta gama de unidades cubre una amplia gama de requisitos, en dimensiones métricas y en pulgadas.

- Listo para montar
- Lubricado y sellado de fábrica
- Fijación rápida en el eje
- Larga vida útil
- Fácil de reemplazar



## Descripción general

### Dimensiones

Diámetro del eje	40 mm
Altura del centro (soporte de pie)	53.975 mm
Ancho total del soporte	60.325 mm
Distancia del centro entre los orificios para tornillos	158.75 mm
Diámetro de los tornillos de fijación	12.7 mm
Ancho del rodamiento, total	85.725 mm

### Rendimiento

Capacidad de carga dinámica básica	108 kN
Capacidad de carga estática básica	127 kN
Velocidad límite	3 200 r/min

### Propiedades

Tipo de soporte	Soporte de pie
Tipo de soporte con pestaña	Soporte de pie
Cantidad de agujeros para tornillos de fijación	2
Inserción del rodamiento	Rodamiento de rodillos cónicos
Elemento de retención, aro interior	Tornillos de fijación
Posición del rodamiento	Con fijación
Tipo de agujero	Cilíndrico
Material, soporte	Fundición
Material, rodamiento	Acero para rodamientos
Recubrimiento	Sin
Tipo de sello del soporte para rodamientos	Sello para servicio pesado
Sellado, unidad	Sin
Lubricante	Grasa
Orificio de relubricación	Con
Boquilla de relubricación	Con

### Logística

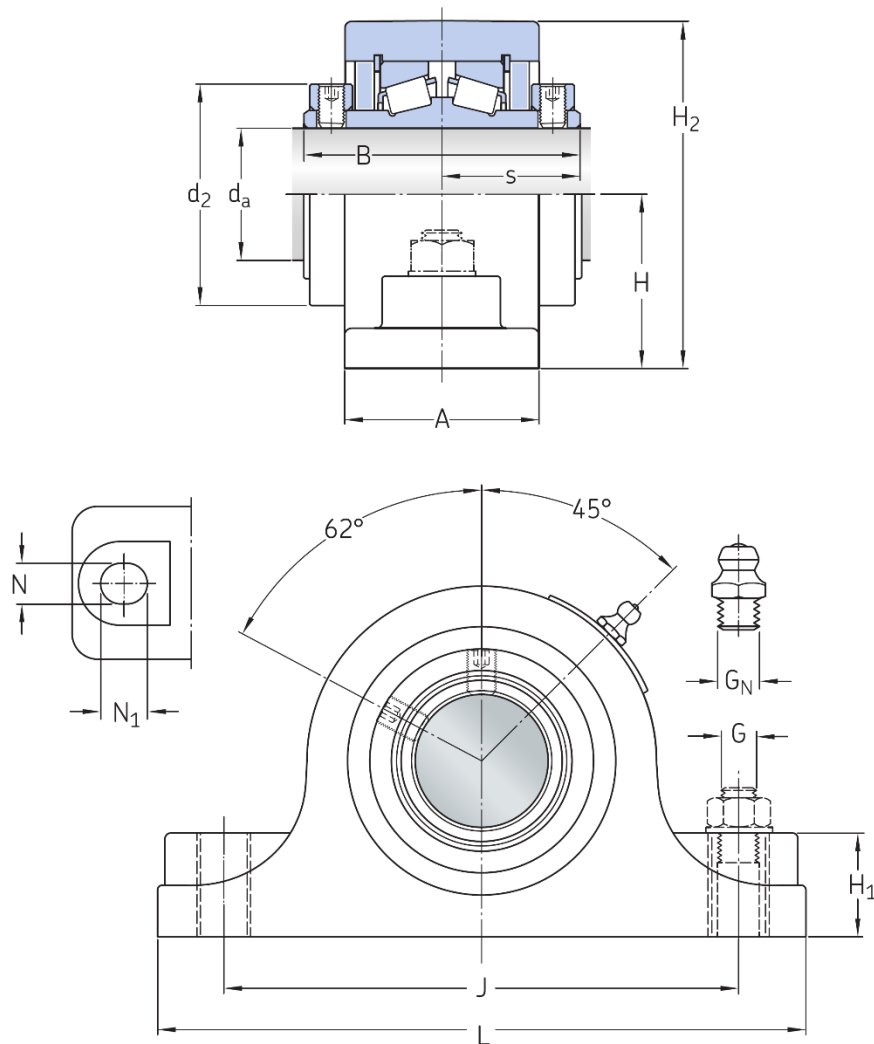
Peso neto del producto	4.45 kg
Código eClass	23-05-16-90
Código UNSPSC	31171537





## Especificación técnica

Serie métrica/en pulgadas	Pulgada
Inserción del rodamiento	Rodamiento de rodillos cónicos
Posición del rodamiento	Con fijación
Método de fijación	Tornillos de fijación
Tipo de sello del soporte para rodamientos	Sello para servicio pesado



## Dimensiones

$d_a$	40 mm	Diámetro del eje
$d_2$	69.056 mm	Diámetro exterior del anillo



A	60.325 mm	Ancho del pie del soporte
B	85.725 mm	Ancho del aro interior
H	53.975 mm	Altura de la base al centro
H <sub>1</sub>	31.75 mm	Altura del pie del soporte
H <sub>2</sub>	107.95 mm	Altura del soporte
J	min. 155.575 mm	Distancia entre los tornillos de fijación, máx.
J	max. 161.925 mm	Distancia entre los tornillos de fijación, mín.
J	158.75 mm	Distancia de los tornillos de fijación
L	200.025 mm	Longitud del soporte
N	15.875 mm	Ancho del pie, ancho de la ranura
N <sub>1</sub>	19.05 mm	Longitud del agujero del tornillo de fijación
s	42.863 mm	Línea central de la unidad a la cara lateral del aro interior

## BOQUILLA ENGRASADORA

G <sub>N</sub>	1/8-27 NPT	Rosca de la boquilla engrasadora
----------------	------------	----------------------------------

## Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	108 kN
Capacidad de carga estática básica	C <sub>0</sub>	127 kN
Carga límite de fatiga	P <sub>u</sub>	14 kN
Capacidad de carga radial comparativa	C <sub>F</sub>	29 kN
Velocidad límite		3 200 r/min
Valor límite	e	0.43
Factor de cálculo	Y <sub>1</sub>	1.6
Factor de cálculo	Y <sub>2</sub>	2.3
Factor de cálculo	Y <sub>0</sub>	1.6
Diámetro medio del rodamiento	d <sub>m</sub>	61.234 mm
Fuerza de fijación axial del mecanismo de fijación	P <sub>a</sub>	11.7 kN



## Anexo 7 Condiciones de diseño del Inventor Nastran

# Cómo interpretar los resultados negativos de pandeo eigenvalue en Inventor Nastran

Autodesk Support

8 de octubre de 2023

Productos y versiones cubiertos ▾

### Problema:

Al ejecutar una simulación de pandeo en Inventor Nastran, algunos de los resultados (EIGV =) pueden ser negativos. ¿Qué indica esto y cuáles son los resultados significativos?

### Solución:

Los valores negativos indican que una carga aplicada en la dirección opuesta podría provocar pandeo. En algunos casos, la dirección de la carga puede ser + o - En otros casos, la dirección de la carga está limitada por el origen de la carga. Para omitir valores negativos, introduzca un límite inferior para evitar valores negativos:

1. Edite el análisis.
2. Vaya a la ficha "Opciones".
3. Si lo desea, defina el "Número de modos" en un valor como 5 o 10. (Es útil ver los distintos multiplicadores de pandeo para diferentes ubicaciones en el modelo o para diferentes formas de modo).
4. Defina el "Límite inferior" en un valor positivo pequeño. De este modo, se limitará el intervalo de salida a valores positivos.

**Nota:** los resultados se muestran en orden ascendente según el valor absoluto del multiplicador de carga de pandeo (el valor de EIGV). Por ejemplo, los resultados se ordenarían como -1.51, 2.14, 4.37, -5.18 en lugar de -5.18, -1.51, 2.14, 4.37.

Como la dirección de la carga, jamás va a ser opuesta, los valores negativos no serían considerados como resultados de este análisis, mas bien como valores referenciales.

## ● 6% de similitud general

Principales fuentes encontradas en las siguientes bases de datos:

- 6% Base de datos de Internet
- Base de datos de Crossref
- 1% Base de datos de trabajos entregados
- 0% Base de datos de publicaciones
- Base de datos de contenido publicado de Crossref

### FUENTES PRINCIPALES

Las fuentes con el mayor número de coincidencias dentro de la entrega. Las fuentes superpuestas no se mostrarán.

1	<b>hdl.handle.net</b> Internet	2%
2	<b>pt.scribd.com</b> Internet	<1%
3	<b>repositorio.unac.edu.pe</b> Internet	<1%
4	<b>repositorio.untels.edu.pe</b> Internet	<1%
5	<b>www1.ceit.es</b> Internet	<1%
6	<b>coursehero.com</b> Internet	<1%
7	<b>scielo.org.mx</b> Internet	<1%
8	<b>repositorio.bausate.edu.pe</b> Internet	<1%

9	<b>repositorio.une.edu.pe</b> Internet	<1%
10	<b>repositorio.ucv.edu.pe</b> Internet	<1%
11	<b>monografias.com</b> Internet	<1%
12	<b>repositorio.uia.ac.cr:8080</b> Internet	<1%
13	<b>doctiktak.com</b> Internet	<1%
14	<b>repositorio.uladech.edu.pe</b> Internet	<1%
15	<b>riaa.uaem.mx</b> Internet	<1%
16	<b>slideshare.net</b> Internet	<1%
17	<b>doczz.es</b> Internet	<1%
18	<b>1library.co</b> Internet	<1%
19	<b>Universidad Nacional Tecnologica De Lima Sur on 2024-09-18</b> Submitted works	<1%
20	<b>repository.ucc.edu.co</b> Internet	<1%

21	<b>heico.ir</b> Internet	<1%
22	<b>scribd.com</b> Internet	<1%
23	<b>docplayer.es</b> Internet	<1%
24	<b>euro-synergies.hautetfort.com</b> Internet	<1%
25	<b>repository.uniminuto.edu</b> Internet	<1%
26	<b>webquery.ujmd.edu.sv</b> Internet	<1%
27	<b>dspace.espol.edu.ec</b> Internet	<1%
28	<b>cybertesis.unmsm.edu.pe</b> Internet	<1%
29	<b>es.scribd.com</b> Internet	<1%
30	<b>uasnet.mx</b> Internet	<1%
31	<b>Universidad Nacional Tecnologica De Lima Sur on 2024-09-18</b> Submitted works	<1%
32	<b>idoc.pub</b> Internet	<1%

33	<b>repositorio.usmp.edu.pe</b> Internet	<1%
34	<b>tesis.ipn.mx</b> Internet	<1%
35	<b>isarconference.org</b> Internet	<1%
36	<b>udg.edu</b> Internet	<1%