



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE MECÁNICA

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA ELEVADORA
MÓVIL PARA UN REFRACTÓMETRO QUERATÓMETRO DE 25 KG
MEDIANTE EL USO DE SOFTWARE ESPECIALIZADO DE MODELADO”**

AUTOR: Joseph Mateo Abril Villalva

TUTOR: Ing. Mg. Gonzalo Eduardo López Villacis

AMBATO – ECUADOR

Marzo - 2023

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor del Proyecto Técnico, previo a la obtención de Título de Ingeniero Mecánico, con el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA ELEVADORA MÓVIL PARA UN REFRACTÓMETRO QUERATÓMETRO DE 25 KG MEDIANTE EL USO DE SOFTWARE ESPECIALIZADO DE MODELADO”**, elaborado por el Sr. Joseph Mateo Abril Villalva, portador de la cédula de ciudadanía: C.I. 1805442256, estudiante de la Carrera de Mecánica, de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto técnico es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Está concluido en su totalidad.

Ambato, marzo 2023



.....
Ing. Gonzalo Eduardo López Villacis, Mg.

TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

Yo, **Joseph Mateo Abril Villalva**, con C.I. **1805442256**, declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente proyecto técnico, con el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA ELEVADORA MÓVIL PARA UN REFRACTÓMETRO QUERATÓMETRO DE 25 KG MEDIANTE EL USO DE SOFTWARE ESPECIALIZADO DE MODELADO”**, así como también las tablas, gráficos, diseño, conclusiones y recomendaciones son de mi exclusiva responsabilidad como autor del proyecto, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, marzo 2023



Joseph Mateo Abril Villalva

C.I. 1805442256

AUTOR

DERECHOS DE AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y proceso de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los Derechos en línea patrimoniales de mi proyecto técnico, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, marzo 2023



.....
Joseph Mateo Abril Villalva

C.I. 1805442256

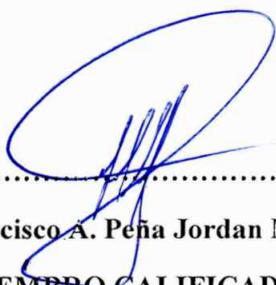
AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico, realizado por el estudiante Joseph Mateo Abril Villalva, de la Carrera de Mecánica, bajo el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA PLATAFORMA ELEVADORA MÓVIL PARA UN REFRACTÓMETRO QUERATÓMETRO DE 25 KG MEDIANTE EL USO DE SOFTWARE ESPECIALIZADO DE MODELADO”**.

Ambato, marzo 2023

Para constancia firman:



.....

Ing. Francisco A. Peña Jordan MSc., Mg.
MIEMBRO CALIFICADOR



.....

Ing. Mg. César Hernán Arroba Arroba
MIEMBRO CALIFICADOR

DEDICATORIA

A Dios, por mantenerme con bienestar y salud, hasta este punto de mi vida, fortaleciendo mi espíritu con sabiduría y fuerza, por los momentos difíciles y las bendiciones, para alcanzar mis metas, lo que influyó a valorarte cada día más.

A ti madre, por ser el sustento económico, por la paciencia incondicional, por los ejemplos de constancia y perseverancia, para salir adelante y por tu infinito amor.

Joseph Abril

AGRADECIMIENTOS

Este proyecto es una bendición en todo sentido y agradezco a mi madre, Paulina Abril, por ser partícipe de la etapa de mi vida profesional, agradezco por tu sacrificio y trabajo, por infundir principios morales y éticos en mi desarrollo y no puedo desistir en agradecer que, gracias a ti este objetivo está cumplido.

Agradezco a los docentes de la Carrera de Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, por los conocimientos brindados, en diferentes áreas y, sobre todo, a mi docente tutor, Ing. Gonzalo López, por su guía en el presente trabajo.

Finalmente, agradezco a cada integrante de mi familia que, por su experiencia aprendí a, tratar de no cometer los mismos errores y enseñaron a que, debo superarlos como profesional, gracias por el cariño y especialmente, aportar con su tutela en circunstancias complejas.

Joseph Abril

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN CURRICULAR.....	iii
DERECHOS DE AUTOR	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTOS	vii
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	viii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xvi
RESUMEN.....	xviii
ABSTRACT.....	xix
CAPÍTULO I.....	1
1. MARCO TEÓRICO.....	1
1.1. Antecedentes Investigativos.....	1
1.2. Justificación.....	1
1.2. Objetivos	4
1.2.1. Objetivo General	4
1.2.2. Objetivos Específicos.....	4
1.4. Fundamentación Teórica.....	5
1.4.1. Historia de los sistemas dedicados al transporte y elevación de cargas.....	5
1.4.2. Piezas mecánicas circulares	6
1.4.2.1. Aparición de ruedas alrededor de un eje	6
1.4.2.2. Garruchas	6
1.4.2.3. Capacidad de carga	7
1.4.3. Caracterización de los elementos que conforman una plataforma de elevación móvil.	8
1.4.3.1. Plataforma elevadora.....	8
1.4.3.2. Clasificación de las plataformas elevadoras industriales	8
1.4.3.3. Clasificación de las plataformas por el principio de trabajo	9
1.4.3.4. Tabla comparativa entre el sistema hidráulico y neumático	10
1.4.3.3. Partes de una plataforma elevadora.....	11
1.4.4. Queratometría.....	11
1.4.5. Refractómetro queratómetro HRK-1.....	11

1.4.6. Esquema del refractómetro queratómetro	12
1.4.7. Especificaciones técnicas refractómetro queratómetro HRK-1	13
1.4.8. Preparación para el uso del refractómetro queratómetro	13
1.4.9. Procedimiento para la captura de la agudeza visual.....	14
1.4.10. Cálculo de estructuras articuladas	15
1.4.10.1. Método de los nudos	15
1.4.10.2. Método de las secciones.....	16
1.4.11. Métodos de los elementos finitos.....	16
1.4.11.1 Diseño Mecánico.....	17
CAPÍTULO II	18
2. METODOLOGÍAS	18
2.1. Materiales	18
2.1.1. Perfil cuadrado ASTM A-500 grado B46	18
2.1.2. Perfil cuadrado ASTM A-36.....	18
2.1.4. Poleas de nylon	19
2.1.5. Garruchas	19
2.1.8. Soldadora	21
2.1.9. Trozadora	21
2.1.10. Torno.....	21
CAPITULO III.....	25
3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	25
3.1. Selección de alternativas	25
3.1.1. Método ordinal corregido de criterios ponderados	26
3.1.2. Evaluación de los criterios para el diseño y construcción de la plataforma elevadora móvil.....	27
3.2. Parámetros de diseño según los requerimientos del propietario del refractómetro queratómetro	31
3.2.1. Ficha técnica del refractómetro queratómetro.....	31
3.2.2. Consideraciones de carga.....	32
3.2.3. Consideraciones de la velocidad de operación.....	32
3.2.4. Consideraciones altura de la plataforma	33
3.2.5. Dimensionamiento de los brazos de la tijera y la base superior	33
3.2.5.1. Análisis desplazamiento en la posición desplegada.....	35

3.2.5.2. Determinación de la dimensión horizontal de las tijeras en la posición plegada	38
3.2.6. Determinación de carga distribuida	39
3.2.7. Diseño de la base superior	39
3.2.7.1. Diseño para la viga de 700 mm	40
3.2.7.2. Diseño para la viga de 420 mm	42
3.2.8. Diseño de los brazos de la tijera.....	45
3.2.8.1 Estudio de la posición del actuador lineal.....	45
3.2.8.2 Análisis del actuador entre la base y una tijera	45
3.2.8.2.1 Análisis estático de la estructura en posición plegada	46
3.2.8.3. Análisis del actuador en posición oblicua.....	52
3.2.8.3.1 Análisis estático de la estructura en posición plegada	52
3.2.8.4. Análisis del actuador en posición horizontal	58
3.2.8.4.1. Análisis estático de la estructura en posición plegada	58
3.2.8.6. Selección de la posición del actuador eléctrico.....	69
3.2.8.7. Cálculo de reacciones.....	70
3.2.8.8. Análisis del perfil para los brazos de la tijera	74
3.2.8.9. Selección del actuador lineal eléctrico	76
3.2.8.10. Selección del controlador del actuador lineal	78
3.2.9.1 Selección de las ruedas del mecanismo de la tijera	80
3.2.10. Diseño del pasador de la estructura.....	80
3.2.11. Diseño de la ménsula de los extremos de la estructura.....	82
3.2.12. Diseño de la ménsula que soporta el actuador lineal eléctrico.....	83
3.2.13. Diseño de la base inferior.....	85
3.2.14. Cálculo de la capacidad para la garrucha de la base	88
3.2.14.1 Selección de la garrucha.....	88
3.2.15. Verificación del funcionamiento.....	89
3.3. Costos del proyecto	92
3.3.1. Costos directos	92
3.3.1.1. Costos de materiales.....	92
3.3.1.2. Costo de mano de obra y procesos adicionales	93
3.3.1.3. Costo total directo	93
3.3.2. Costos indirectos	94
CAPÍTULO IV	95

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	95
4.1 Conclusiones	95
4.2 Recomendaciones.....	96
MATERIALES DE REFERENCIA	97
Referencias bibliográficas.....	97
Anexos	102

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 01. Refractómetro queratómetro de 25 kg	2
Figura 02. Posicionamiento mandíbula del paciente en soportes del equipo visual	2
Figura 03. Posicionamiento adecuado del paciente, para la captura de medida, de la graduación de los.....	3
Figura 04. Posicionamiento erróneo entre los soportes del refractómetro queratómetro y la pupila del ojo del paciente.....	4
Figura 05. Aparición de la rueda a través de los troncos de los árboles	6
Figura 06. Explicación del código de las ruedas industriales	7
Figura 07. Plataforma tipo tijera	9
Figura 08. Plataforma telescópica.....	9
Figura 09. Refractómetro queratómetro	12
Figura 10. Esquema refractómetro queratómetro.....	12
Figura 11. Palanca para movilizar la cámara del refractómetro queratómetro	14
Figura 12. Método de los nudos	15
Figura 13. Método de las secciones	16
Figura 14. Tubo cuadrado de acero ASTM A500.....	18
Figura 15. Polea de nylon.....	19
Figura 16. Garrucha giratoria.....	19
Figura 17. Actuador lineal eléctrico.....	20
Figura 18. Controlador de actuador lineal.....	20
Figura 19. Soldadura LINC635.....	21
Figura 20. Trozadora DEWALT D28710-B3 [27].	21
Figura 21. Torno TH 3309V TH 3309V	22
Figura 22. Taladro de columna	22
Figura 23. Etapas del desarrollo del proyecto.....	23
Figura 24. Plataforma de tijera de actuador eléctrico.	25

Figura 25. Plataforma de tijera con motor eléctrico.....	25
Figura 26. Plataforma eléctrica con base giratoria.....	26
Figura 27. Plataforma tipo tijera simple.....	33
Figura 28. Posición plegada de los brazos de la tijera.	34
Figura 29. Triángulo formado por los tramos ABC.....	34
Figura 30. Altura de 330 mm del tramo CH.	34
Figura 31. Triángulo rectángulo tramos BCH.....	35
Figura 32. Posición desplegada de los brazos de la tijera.	36
Figura 33. Triángulo formado por los tramos C'DE'.....	36
Figura 34. Altura del tramo C'H' de 475 mm.....	37
Figura 35. Triángulo formado por los tramos C'DH'.	37
Figura 36. Triángulo rectángulo formado en la posición plegada.	38
Figura 37. Carga distribuida en la plataforma.....	39
Figura 38. Dimensiones base superior.	40
Figura 39. Diagrama de fuerza cortante y momento flector viga de 700 mm.	41
Figura 40. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la viga de 420 mm.	43
Figura 41. Análisis del factor de seguridad de la base superior.....	45
Figura 42. Análisis estático de las fuerzas en posición plegada.	46
Figura 43. Análisis estático eslabón A-B.....	46
Figura 44. Análisis estático eslabón A-E.....	47
Figura 45. Análisis estático de las fuerzas en posición desplegada.	49
Figura 46. Análisis eslabón A-B.....	49
Figura 47. Análisis eslabón A-E.....	51
Figura 48. Análisis estático de las fuerzas en posición plegada.	52
Figura 49. Análisis eslabón A-B.....	53
Figura 50. Análisis estático eslabón B-D.....	53

Figura 51. Análisis estático de las fuerzas en posición desplegada.	55
Figura 52. Análisis eslabón A-B.	56
Figura 53. Análisis eslabón B-D.	56
Figura 54. Análisis estático de las fuerzas en posición plegada.	58
Figura 55. Análisis eslabón A-B.	59
Figura 56. Análisis eslabón B-D.	60
Figura 57. Análisis estático de las fuerzas en posición desplegada.	61
Figura 58. Análisis eslabón A-B.	62
Figura 59. Análisis eslabón B-D.	62
Figura 60. Dimensiones del perfil cuadrado para los brazos de la tijera.	64
Figura 61. Cálculo de las reacciones en la posición plegada.	70
Figura 62. Cálculo de las reacciones en el software.	71
Figura 63. Cálculo de las reacciones en la posición desplegada.	72
Figura 64. Cálculo de las reacciones en el software.	74
Figura 65. Momento flector del brazo de la tijera.	75
Figura 66. Análisis del factor de seguridad de los brazos de la tijera.	76
Figura 67. Actuador lineal eléctrico seleccionado [34].	77
Figura 68. Componentes del controlador del actuador.	78
Figura 69. Adaptador AC/DC.	79
Figura 70. Polea Nylon.	80
Figura 71. Fórmulas del esfuerzo cortante máximo debido a flexión [35].	81
Figura 72. Ménsula extremos de la estructura.	82
Figura 73. Ménsula que soporta el actuador lineal eléctrico.	84
Figura 74. Dimensiones base inferior.	85
Figura 75. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la viga de 700 mm.	86
Figura 76. Análisis del factor de seguridad de base inferior.	87

Figura 78. Garrucha giratoria con mecanismo de bloqueo.	88
Figura 79. Garrucha fija.	89
Figura 80. Modelado de la plataforma elevadora móvil.	89
Figura 81. Análisis del factor de seguridad de la plataforma elevadora móvil.....	90
Figura 82. Plataforma elevadora móvil con el refractómetro queratómetro – Posición plegada.	91
Figura 83. Plataforma elevadora móvil con el refractómetro queratómetro – Posición desplegada.....	91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Comparaciones de características entre la hidráulica y neumática	10
Tabla 2. Especificaciones técnicas refractómetro queratómetro HRK-1	13
Tabla 3. Asignación de valores a los criterios	26
Tabla 4. Valoración del peso específico de los criterios	27
Tabla 5. Valoración del criterio costo.	28
Tabla 6. Valoración del criterio facilidad de construcción.	28
Tabla 7. Valoración del criterio mantenimiento.	29
Tabla 8. Valoración del criterio montaje y desmontaje.	29
Tabla 9. Valoración del criterio movilidad.	30
Tabla 10. Datos de la valoración de los criterios.	30
Tabla 11. Refractómetro Queratómetro – Características.....	31
Tabla 12. Rango de proporción del peso de las personas según la altura [31].	32
Tabla 13. Especificaciones de altura mínima y máxima.....	33
Tabla 14. Ecuaciones del estudio de la posición del actuador línea eléctrico.....	63
Tabla 15. Resultados del análisis estático entre la base y una tijera en posición plegada.	64
Tabla 16. Resultados del análisis estático entre la base y una tijera en posición desplegada.	66
Tabla 17. Resultados del análisis estático del actuador ubicado de forma oblicua en la posición plegada.....	67
Tabla 18. Resultados del análisis estático del actuador ubicado de forma oblicua en la posición desplegada.	68
Tabla 19. Resultados del análisis estático del actuador en posición horizontal.....	69
Tabla 20. Resultados del actuador ubicado de forma oblicua en la posición plegada.	69
Tabla 21. Resultados del actuador ubicado de forma oblicua en la posición desplegada.	69

Tabla 22. Comparación cálculo de reacciones entre proceso analítico y software. ...	71
Tabla 23. Comparación cálculo de reacciones entre proceso analítico y software. ...	74
Tabla 24. Especificaciones del actuador [34].	77
Tabla 25. Especificaciones controlador del actuador.....	78
Tabla 26. Especificaciones adaptador AC/DC.....	79
Tabla 27. Costo de materiales.	92
Tabla 28. Costo de mano de obra y procesos adicionales.....	93
Tabla 29. Costo total directo.	94
Tabla 30. Costos indirectos.	94
Tabla 31. Costo total del proyecto.	94

RESUMEN

El trabajo realizado busca satisfacer la creación de una máquina específicamente en el área de la salud visual ocupacional, que se adapte a las condiciones particulares del ambiente de trabajo, ya que, existen en el mercado máquinas con diferentes características que, no soportan las condiciones reales y no están al alcance económico.

Se realizó estudios bibliográficos sobre máquinas dedicadas al izaje y traslado de cargas con ello se procedió a recolectar los requerimientos de los interesados, para esto se evaluó el diseño bajo un criterio ponderado y corregido para empezar con el dimensionamiento y cálculo analítico de las cargas que deben soportar las partes de la plataforma. Luego, la estructura se diseñó utilizando un software de modelado para aplicar análisis de elementos finitos para simular la carga y salvaguardar la integridad y el funcionamiento de la plataforma.

Como resultado, la plataforma traslada la máquina visual a, diferentes espacios de trabajo, sin necesidad de ejercer fuerzas directas, excesivas sobre, el equipo visual, proporcionando una superficie estable y añadiendo un sistema de elevación para, modular la altura entre el paciente y el queratómetro refractómetro.

Palabras clave: Refractómetro, Queratómetro, Izaje, Software de modelado, Elementos finitos.

ABSTRACT

The project carried out seeks to satisfy the creation of a machine specifically in the area of occupational visual health, which adapts to the particular conditions of the work environment, since there are machines on the market with different characteristics that do not support real conditions and they are not affordable.

Bibliographical studies were carried out on machines dedicated to the lifting and transfer of loads, with this, the requirements of the interested parties were collected, for this the design was evaluated under a weighted and corrected criterion to begin with the sizing and analytical calculation of the loads that must be support the parts of the platform. The structure was then designed using modeling software to apply finite element analysis to simulate loading and safeguard the integrity and function of the platform.

As a result, the platform moves the visual machine to different work spaces, without the need to exert excessive direct forces on the visual equipment, providing a stable surface and adding a lifting system to modulate the height between the patient and the refractometer keratometer.

Keywords: Refractometer, Keratometer, Lifting, Modeling Software, Finite Elements.

CAPÍTULO I

1. MARCO TEÓRICO

1.1. Antecedentes Investigativos

Las plataformas elevadoras móviles se han utilizado con el fin, de trasladar grandes cargas, por lo que, existen investigaciones previas de construcción de elevadoras móviles de personal, con accionamiento hidráulico, en dónde, tiene que soportar cantidades de hasta 220 kg. En este proyecto se implementó un software especializado, para conocer el comportamiento de los perfiles, ante las cargas de aplicación [1].

Otras investigaciones previas, resalta qué, las plataformas elevadoras son utilizadas para, el montaje y desmontaje de motocicletas y cuatriciclos. La necesidad de construcción del proyecto se generó, a partir de la salud y beneficio de los empleados del departamento de almacenamiento. Estas empresas dedicadas a la comercialización, de productos en el país, registran que, en el 2012, de acuerdo a la información recolectada por, el Directorio de Empresas y Establecimientos, existen 700 000 empresas, las cuales tuvieron ventas internas mayores a los 121 000 millones de dólares, a partir de la cual el 60%, corresponde a las industrias manufactureras y de comercio [2].

Una investigación previa resalta que, las plataformas elevadoras, también se utilizan para el montaje y desmontaje de las ruedas y suspensión de vehículos, las consideraciones para el diseño fueron que, se necesitó un mecanismo para elevar un peso de hasta 2 toneladas con, la implementación de un sistema neumático. Además, resalta que, el mantenimiento de este tipo de estructuras, no tiene una elevada frecuencia de intervención, en comparación a los sistemas de elevación mecánico [3].

1.2. Justificación

El uso de la tecnología en el campo de salud visual, tiene un crecimiento relevante, debido a que, necesitan máquinas que proporcionen la medida precisa de la graduación de los ojos, para su tratamiento. La dioptría es una forma de estimación, de la capacidad de refracción de los ojos de una persona, para obtener la medida, se utiliza un refractómetro queratómetro, representado en la Figura 1. El refractómetro

queratómetro, es uno de los dispositivos que sirve para, corregir la agudeza visual del paciente [4].



Figura 01. Refractómetro queratómetro de 25 kg [4].

El refractómetro queratómetro, posee comandos para hallar la pupila del ojo, por medio de la cámara frontal del equipo, en donde, tiene que estabilizarse, para no errar en la obtención de las medidas. El paciente debe colocar la mandíbula en la mentonera del equipo, como se observa en la Figura 2, además de, producir un contacto leve con el reposacabezas. Cuando el paciente apoya la frente y mentón en los soportes del equipo, no existe problemas para, usar la ventana de medición [5].

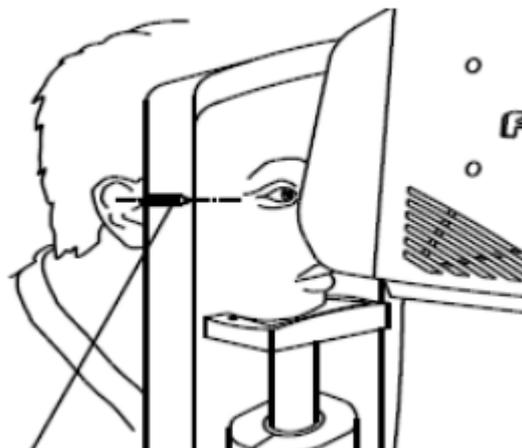


Figura 02. Posicionamiento mandíbula del paciente en soportes del equipo visual [5].

La mentonera del equipo, se puede regular, para posicionar los ojos, en la altura de la ventana de medición. Estos mandos de regulación, son incluidos en los últimos

modelos, por lo que, existen seguros adicionados en la base del refractómetro queratómetro, para no alterar su calibración, por lo tanto, es un equipo pesado, por la adición de los elementos, para fijar el refractómetro queratómetro, en una superficie. Al mover el equipo visual, se convierte en una actividad complicada, ya que, se debe actuar con delicadeza, para no generar, ninguna clase de fallo en los componentes [6].

El equipo visual se utiliza, con mayor frecuencia, en los programas de salud ocupacional de las empresas, por lo que, se tiene que trasladar, el refractómetro queratómetro entre distintos lugares, para ejercer el examen visual, en este punto, se desarrolla la problemática. Para mover el equipo visual, en diferentes espacios, se realiza un levantamiento de carga manual, respecto al equipo, ejerciendo una manipulación excesiva, en un periodo prolongado, en los elementos externos que conforman el equipo, perjudicando la calibración. Además, para efectuar el examen visual, en los programas de salud de las empresas, se necesita una superficie estable para el equipo, donde el paciente pueda sentarse y ubicarse a una altura adecuada, de acuerdo a la Figura 3, respecto a la lente del refractómetro queratómetro [7].



Figura 03. Posicionamiento adecuado del paciente, para la captura de medida, de la graduación de los ojos [7].

Otra de las problemáticas radica en que, los departamentos de salud de cada empresa, no proporcionan un entorno y las herramientas necesarias para el desarrollo del examen visual, afectando en las medidas de la graduación de los ojos, ya que, no se tiene una altura adecuada del paciente, respecto a la ventana de medición, provocada por el diferencial de altura entre la mesa dónde se coloca el equipo y el paciente

sentado, delimitada en la Figura 4. La mentonera del refractómetro queratómetro, tiene comandos de regulación de elevación que, solo sirven para enfocar la pupila del ojo, de manera que, primero se debe acondicionar, una altura entre la mesa o plataforma donde se ubica el equipo visual y el paciente situado en la silla [8].



Figura 04. Posicionamiento erróneo entre los soportes del refractómetro queratómetro y la pupila del ojo del paciente [8].

La implementación de una plataforma elevadora móvil, para un refractómetro queratómetro, garantiza el traslado seguro del equipo visual, a diferentes espacios, sin la necesidad de ejercer fuerzas excesivas, directas en el equipo. La implementación de un sistema de elevación, en la plataforma, permite realizar el examen visual, en la misma estación, modulando la altura para, acercar la pupila del ojo del paciente, al lente del equipo visual [9].

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

- Diseñar y construir una plataforma elevadora móvil para un refractómetro queratómetro de 25 kg, mediante el uso de software especializado de modelado.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Recopilar información sobre sistemas de levantamiento de carga, para determinar elementos idóneos en el diseño de la plataforma, según las necesidades de manipulación del refractómetro queratómetro.

Este objetivo se cumplirá mediante, una búsqueda de información, en fuentes bibliográficas fiables, sobre el refractómetro queratómetro y máquinas elevadoras de cargas que, permitan tener una perspectiva de, los componentes principales para realizar el diseño y construcción.

- Establecer los parámetros y requerimientos de las partes de la plataforma, según el sistema mecánico seleccionado, que cumpla con el proceso de elevación y movilidad.

Para establecer los parámetros y requerimientos, primero, se realizará una observación del entorno y las condiciones de trabajo del refractómetro queratómetro y luego, se realizará una selección de alternativas de la plataforma que solucione las necesidades, según una escala de ponderación, de acuerdo a los criterios de: costo, facilidad de construcción, mantenimiento, facilidad de ensamblaje y movilidad.

- Realizar una simulación de la plataforma elevadora móvil, para comprobar los parámetros y carga de aplicación solicitada, aplicando las herramientas de un software de modelado especializado.

Se realizará una simulación de las partes principales de la estructura, iniciando de un proceso analítico, donde, se desarrollarán los cálculos de forma manual, para comprobar los resultados con un software y ejecutar el análisis de simulación, según la carga que debe soportar cada elemento.

- Construir y evaluar el funcionamiento de la plataforma elevadora móvil, por medio de un software, para garantizar la integridad de la estructura.

Este objetivo verificará el funcionamiento de la plataforma, cuando se encuentre ensamblada con todas las piezas en el software de modelado especializado, para aplicar el análisis y luego plasmar la construcción física de la máquina.

1.4. Fundamentación Teórica

1.4.1. Historia de los sistemas dedicados al transporte y elevación de cargas

El inicio del transporte y elevación de cargas, radica desde de las primeras actividades humanas para subsistir, a partir de, pequeños utensilios, para la movilización de

animales, en la alimentación. Al alcanzar un razonamiento más elevado, a través de varias épocas, la humanidad implementó sistemas de elevación, introduciendo elementos como: las palancas, las poleas, los rodillos y los planos inclinados. La necesidad de implementar, los sistemas de elevación surgieron por, los grandes trabajos de construcción, en donde, las estructuras poseían alturas relevantes, por lo tanto, exigía una gran cantidad de gente para culminar, con los proyectos. Para la construcción de la pirámide de Cheops de 147m de altura, por los datos recolectados, no existió un sistema de elevación y transporte, en donde, se necesitó movilizar piedras en forma de prisma con una dimensión de $36m^3$ de tamaño y con un peso aproximado de 90 toneladas, para la finalización de la obra, se necesitó un flujo constante de 100 000 personas durante 20 años [10].

1.4.2. Piezas mecánicas circulares

1.4.2.1. Aparición de ruedas alrededor de un eje

La rueda es un invento que revolucionó la historia desde la Edad de Bronce, donde empleaban carretas con ruedas. Por medio de los datos recolectados, se conoce que, las primeras ruedas eran planas, circulares y la materia prima era los troncos de los árboles, como se observa en la Figura 5. Los primeros diseños de las ruedas, tenían elevados diámetros, ya que, sobrepasaban los obstáculos sin dificultad. Las ruedas se colocaban en las carretillas a través de un eje, donde se insertaba, un pasador antiguo, con la finalidad de, mantener la rueda en el eje [11].



Figura 05. Aparición de la rueda a través de los troncos de los árboles [11].

1.4.2.2. Garruchas

Se denomina a la rueda como, una máquina elemental, con una configuración circular que, es capaz de girar sobre su propio centro o en un eje. Dependiendo del uso de las

ruedas en la industria, existe una categorización según la Figura 06, de acuerdo a las necesidades de aplicación [12].

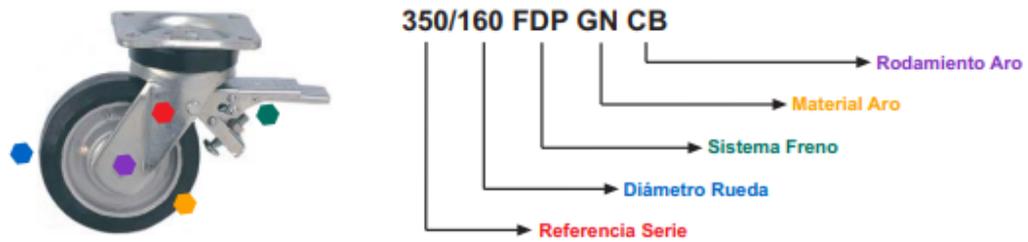


Figura 06. Explicación del código de las ruedas industriales [12].

A continuación, se enlista, la clasificación de ruedas para diferentes cargas:

- Ruedas de manutención
- Rotantes para cargas ligeras y de diseño
- Rotantes industriales para cargas medias y pesadas
- Rotantes industriales para grandes cargas y tracción mecánica
- Rotantes especiales

1.4.2.3. Capacidad de carga

Para conocer la capacidad de carga, existen diferentes formas de estimar la capacidad de carga de las ruedas, con tres aspectos relevantes [12]. Estos son:

- Número de ruedas a emplear
- Carga máxima
- Peso del aparato de transporte

Con la recolección de datos anteriores, se emplea la siguiente fórmula (1).

$$A = \frac{B + C}{D} * F \quad (1)$$

Donde:

- A: peso requerido de la rueda

- B: peso del equipo de transporte
- C: peso máximo
- D: número de ruedas a emplear
- F: factor de seguridad

Para insertar el valor del factor de seguridad (F), se debe conocer, cuáles serán las condiciones de uso y dependiendo de las áreas, ya que, en ciertos campos, se necesitará aplicar, parámetros de seguridad, de acuerdo a, la gravedad de aplicación [12].

1.4.3. Caracterización de los elementos que conforman una plataforma de elevación móvil.

1.4.3.1. Plataforma elevadora

Una plataforma elevadora es un equipo que, facilita la elevación y descenso de cargas, en forma vertical, en donde, el manejo de la mesa elevadora, está dispuesto para un solo operador. Una de las ventajas al implementar una plataforma elevadora es, solucionar aquellos problemas relacionados al manejo de materiales, en los espacios de difícil acceso y movilización [13].

1.4.3.2. Clasificación de las plataformas elevadoras industriales

Las plataformas se dividen, de acuerdo a los siguientes criterios:

- Plataformas de alcance vertical.
- Plataformas de alcance horizontal.

A. Plataformas de alcance vertical

Las plataformas tipo tijera, se encuentran dentro de la clasificación de alcance vertical. Por medio de este equipo, según la Figura 7, los operadores pueden manejar diferentes niveles de altura, de acuerdo a los límites, en donde está instalado el equipo y las condiciones del entorno [14].

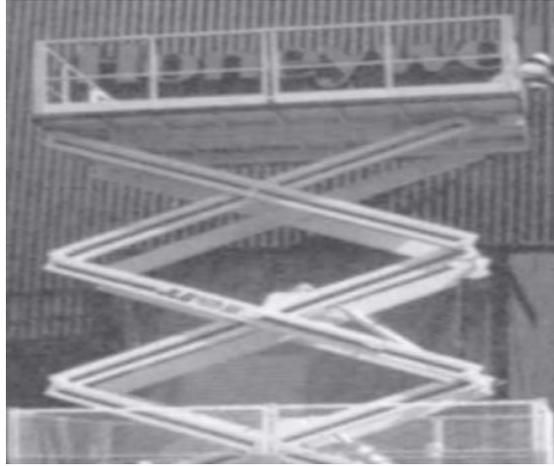


Figura 07. Plataforma tipo tijera [14].

B. Plataformas de alcance horizontal

En esta sección, se ubican las plataformas telescópicas, como muestra en la Figura 08. La principal diferencia, entre las plataformas del alcance vertical radica en que, puede abarcar áreas distantes en función de la estructura base del equipo, por lo que, el alcance de extensión, depende de las dimensiones del brazo telescópico [14].



Figura 08. Plataforma telescópica [14].

1.4.3.3. Clasificación de las plataformas por el principio de trabajo

A. Neumático.

En esta clasificación se dividen las plataformas que en su sistema utilizan aire comprimido el cual es controlado con el uso de cilindros y motores neumáticos. Una

de las ventajas al, utilizar un sistema neumático es que, tiene un bajo costo. Las desventajas con una plataforma neumática es que, existe una imposibilidad de alcanzar velocidades estables [14].

B. Hidráulico.

Las plataformas hidráulicas, utilizan la presión de los fluidos. Ese tipo de sistemas hidráulicos es aplicado en varios dispositivos ya que dentro de sus ventajas otorga una gran potencia y posicionamiento preciso. La desventaja es que, al existir posibles fisuras o fugas del fluido que, se utiliza como sistema hidráulico puede existir peligro de contaminación en el ambiente [14].

1.4.3.4. Tabla comparativa entre el sistema hidráulico y neumático

En la Tabla 1, se presenta una comparación entre los aspectos principales del sistema hidráulico y neumático.

Tabla 1. Comparaciones de características entre la hidráulica y neumática [15].

	HIDRÁULICA	NEUMÁTICA
FUERZAS	Se implementa protecciones ante sobrecargas hasta 600 bar.	Se implementa protecciones ante sobrecargas, de acuerdo a las fuerzas limitadas por la presión neumática y diámetro del cilindro
ESTABILIDAD	Posee una estabilidad alta, debido a que el aceite es incompresible	Posee una estabilidad baja, debido a que el aire es compresible
EXACTITUD DE POSICIÓN	Se alcanza hasta 1mm	1/10 [mm] posible sin fuga
MOVIMIENTO LINEAL	Existe un buen control de velocidad en presencia de fuerzas muy grandes	Existe un control limitado de velocidad en función de la carga
COSTE DE ALIMENTACIÓN	Alto	Muy alto
VELOCIDAD DE OPERACIÓN	V=0.5 [m/s]	V=1.5 [m/s]
TRANSMISIÓN DE ENERGÍA	Hasta 1000 [m]. Caudal v=2-6 [m/s]	Hasta 1000 [m]. Caudal v=20-40 [m/s]
ALMACENAJE DE ENERGÍA	Limitada	Fácil
INFLUENCIA DEL AMBIENTE	Riesgo alto ante la presencia de fisuras o fugas	Son a prueba de explosión.
EFFECTO DE FUGAS	Contaminación	Pérdida de energía

1.4.3.3. Partes de una plataforma elevadora

A continuación, se enlista las partes principales de una plataforma elevadora [16].

- Bastidor
- Ruedas
- Palanca de descenso
- Timón
- Pedal de elevación
- Unidad hidráulica
- Pin de rotación de tijeras
- Mesa
- Tijeras

1.4.4. Queratometría

Se conoce a la queratometría como la técnica que, mide la curvatura de la córnea, en los meridianos refractivos principales, que son el meridiano más curvo y el más plano. Al utilizar la técnica de queratometría se puede, obtener una medida adicional del astigmatismo, así mismo, se usa para estimar la integridad de la superficie córnea – lagrimal [17].

1.4.5. Refractómetro queratómetro HRK-1

Es un equipo visual computarizado cuya función es, presentar las lecturas corneales de los pacientes y analizar el contorno corneal, por medio de, la medida central que están combinados con medidas periféricas [18].

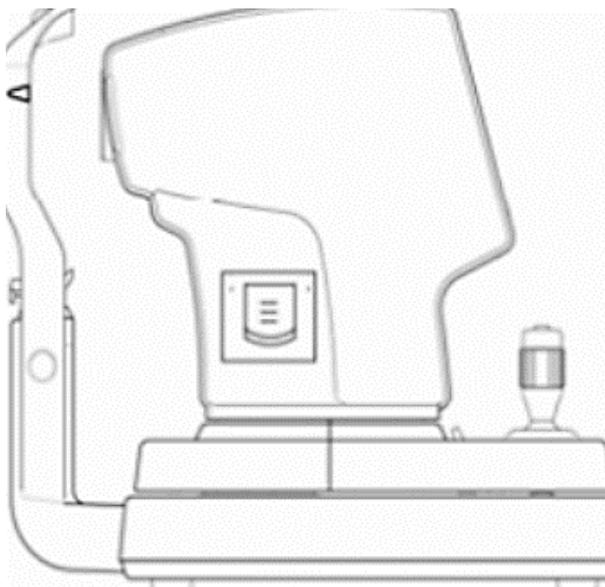


Figura 09. Refractómetro queratómetro [18].

1.4.6. Esquema del refractómetro queratómetro

Los componentes principales que, delimitan el funcionamiento del equipo visual, se indican en la Figura 10.

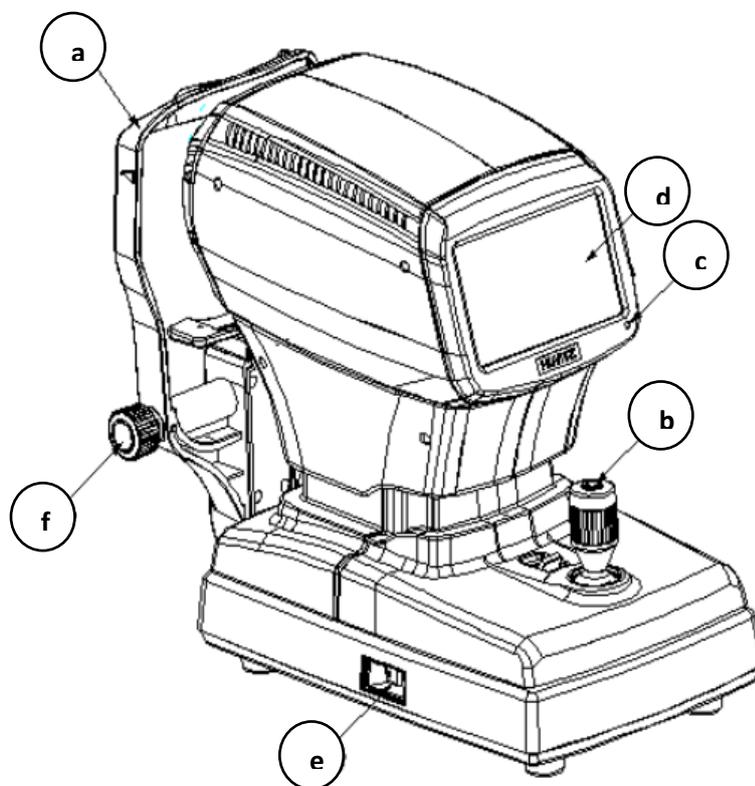


Figura 10. Esquema refractómetro queratómetro [18].

- a. **Reposacabezas:** previene la vibración de la cabeza.
- b. **Botón de medición:** ejecuta la medición, al presionar, después de enfocar.
- c. **Lámpara indicadora de movimiento:** demuestra si el equipo tiene energía eléctrica.
- d. **Monitor de pantalla:** monitor de medición.
- e. **Interruptor de alimentación:** Encendido/apagado.
- f. **Perilla de control de la mentonera:** desplaza hacia arriba o hacia abajo la mentonera.

1.4.7. Especificaciones técnicas refractómetro queratómetro HRK-1

Las especificaciones del equipo, se proporcionan en la Tabla 2.

Tabla 2. Especificaciones técnicas refractómetro queratómetro HRK-1 [18].

Características físicas generales	<u>Pantalla</u>	7 pulgadas de ancho		
	<u>Peso</u>	20 kg		
	<u>Dimensiones</u>	<u>Ancho</u>	261 mm	
		<u>Profundidad</u>	513 mm	
<u>Altura</u>		433 mm		
Auto Detección de Distancia	<u>Arriba y Abajo</u>	± 15 mm		
Amplitud de desplazamiento	<u>Izquierda-Derecha</u>	± 5 mm ± 2 mm		
	<u>Hacia adelante- Hacia atrás</u>	± 5 mm ± 2 mm		

1.4.8. Preparación para el uso del refractómetro queratómetro

1. El paciente debe retirarse los anteojos o los lentes de contacto si los utiliza.

2. Se debe enfocar el ocular.
3. Adecuar la altura de la silla y del instrumento de medición para efectuar una medicina exacta y comodidad.
4. Liberar el seguro que restringe el movimiento del equipo visual.
5. Solicitar al paciente que instaure la barbilla en la mentonera del equipo.
6. Elevar o descender la mentonera del equipo visual hasta que la pupila del ojo alineado con la cámara el instrumento visual.

1.4.9. Procedimiento para la captura de la agudeza visual

1. Desde el equipo se debe alinear la cámara con el ojo derecho del paciente hasta que se pueda observar el reflejo de la córnea mediante la palanca del equipo.

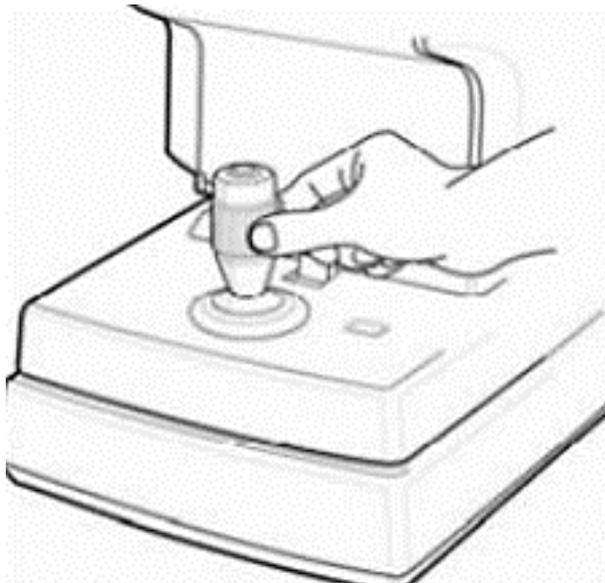


Figura 11. Palanca para movilizar la cámara del refractómetro queratómetro [18].

2. Observar a través de la pantalla del equipo la representación de las miras (tres círculos).
3. Focalizar las miras y configurar el instrumento para que la retícula este dentro el círculo derecho inferior.
4. Inmovilizar el instrumento.

5. Realizar la captura del examen de agudeza visual.
6. Ajustar el equipo para la obtención de la agudeza visual en el ojo izquierdo del paciente de acuerdo a los procedimientos anteriores.
7. Realizar el examen de agudeza visual por lo menos 3 veces.

1.4.10. Cálculo de estructuras articuladas

1.4.10.1. Método de los nudos

Por medio del método de los nudos, según la Figura 12, se halla el esfuerzo en barras no colineales, por lo que, en estructuras simples, se puede calcular todos los esfuerzos del sistema. El método consiste en trazar un diagrama de cuerpo libre de cada uno de los elementos extremos que conforman la estructura articulada [19].

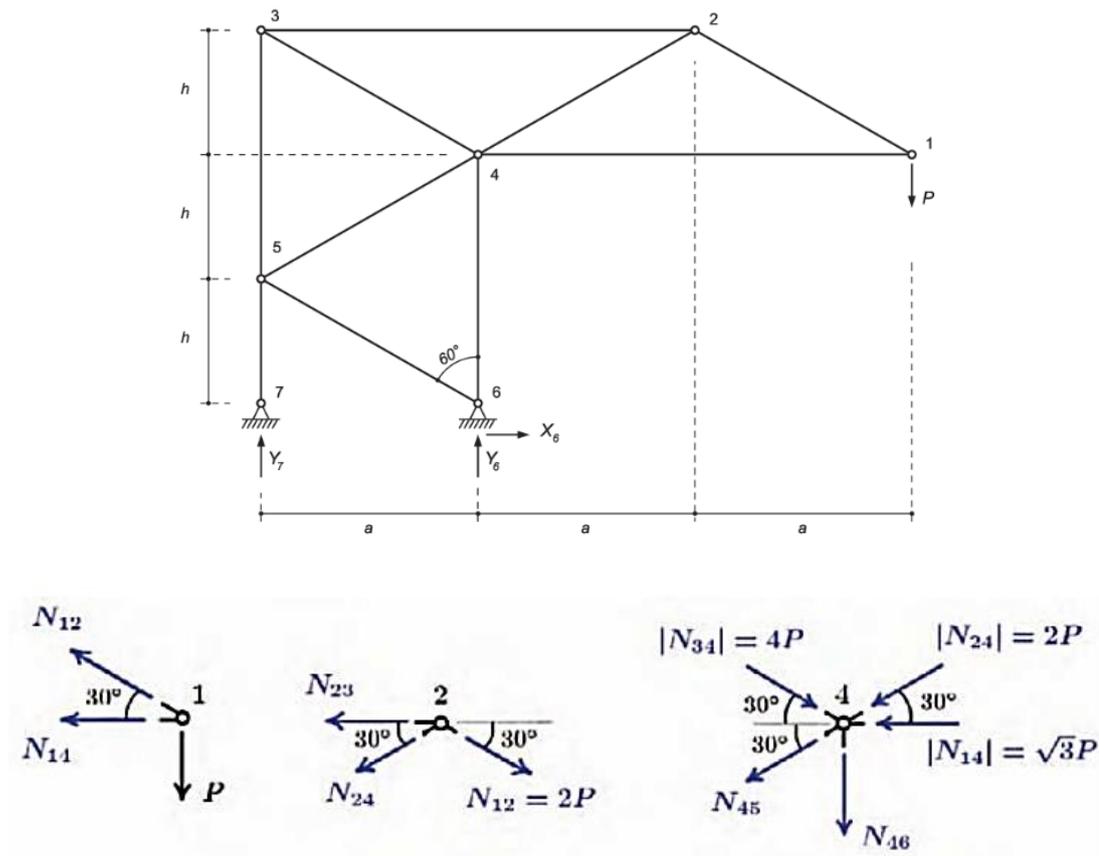


Figura 12. Método de los nudos [19].

1.4.10.2. Método de las secciones

Se usa el método de las secciones cuando, las estructuras son compuestas, además la aplicación del método de los nudos, no es conveniente, ya que, no permite hallar la solución de los refuerzos en algunas barras. Este método se emplea cuando, solo se requiere el esfuerzo, de una barra o sección específica, como se presenta en la Figura 13, por lo que, no existe la necesidad de hallar los esfuerzos que se generan en todos los nudos [19].

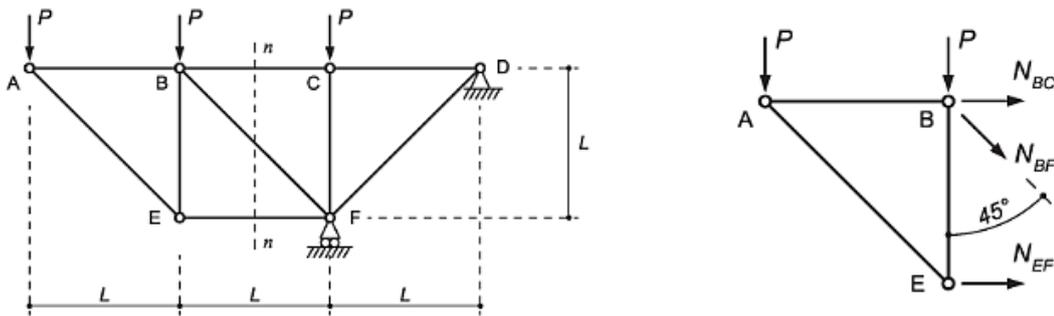


Figura 13. Método de las secciones [19].

1.4.11. Métodos de los elementos finitos

La idea principal, al emplear un método de elementos finitos, consiste en hallar soluciones aproximadas a la realidad de varios problemas relacionados a la ingeniería, mediante el apoyo de recursos computacionales, ya que, al emplear únicamente métodos matemáticos, no existe una satisfacción completa en los resultados del problema. La solución que se establece en los métodos de elementos finitos, está proporcionada por la unión de varias subregiones conectadas entre sí, que se las denomina, elementos finitos [20].

El análisis de elementos finitos abarca las siguientes áreas:

- Diseño Mecánico.
- Ingeniería de control.
- Mecánica de fluidos.
- Transferencia de calor.
- Ingeniería estructural.

1.4.11.1 Diseño Mecánico

El diseño mecánico consiste en el dimensionamiento de objetos y creación de sistemas mecánicos, está alineado a la aplicación de la ingeniería mecánica, debido a que, asegura el óptimo funcionamiento de máquinas, a partir, de la adquisición de varios conocimientos en áreas englobadas para su consecución [20]. Para el alcance, el diseñador emplea las disciplinas de:

- Análisis matemático
- Ingeniería de materiales
- Resistencia de materiales
- Física
- Dibujo técnico

El proceso del diseño mecánico inicia desde, el conocimiento de la necesidad, es decir, se enlista los factores o variables que inciden en la adquisición del diseño final, para resolver el problema, ajustándose a la realidad, por lo tanto, se usa recursos de apoyo, como herramientas computacionales de diseño. Las fuentes de apoyo de información en el diseño mecánico como: el diseño asistido por ordenador y el análisis por elementos finitos, permiten resolver casos de complejidad que, necesitan de una secuencia iterativa, simulando con aproximación la realidad [20].

El diseño mecánico se realiza conjuntamente con una herramienta computacional de modelado, por lo que, es indispensable, utilizar los conocimientos de las disciplinas de la ingeniería mecánica, simultáneamente para verificar errores de los cálculos analíticos y software. Uno de los objetivos del diseño mecánico, aplicando el método de elementos finitos es, determinar las deformaciones y distribución de los esfuerzos que, se generan en los cuerpos, debido a la simulación de cargas internas y aplicación de condiciones externas [20].

CAPÍTULO II

2. METODOLOGÍAS

2.1. Materiales

A continuación, se enlistan los recursos tangibles, para la fabricación de la plataforma:

2.1.1. Perfil cuadrado ASTM A-500 grado B46

Las tuberías cuadradas de acero estructural, son frecuentemente empleados en la industria, principalmente por la facilidad para: soldar, cortar, realizar formas particulares y maquinar [21]. En la Figura 14, se observa el perfil estructural.

Propiedades mecánicas

- Límite de fluencia 269 MPa.
- Resistencia a la tracción mínima 320 MPa.



Figura 14. Tubo cuadrado de acero ASTM A-500 grado B46 [21].

2.1.2. Perfil cuadrado ASTM A-36

Estos perfiles cuadrados son ampliamente utilizados para la creación de estructuras atornilladas, remachadas y soldadas. Se usan de manera general para fabricar piezas del sector de la ingeniería [22].

Propiedades mecánicas

- Límite elástico mínimo de 250 Mpa.

- Límite de resistencia de 400 MPa.

2.1.4. Poleas de nylon

Son ruedas que, por su elevada capacidad de resistencia a la carga y bajo costo en el mercado, se pueden adquirir sin problemas. Las poleas de nylon, tienen diferentes presentaciones, de acuerdo a, la capacidad de carga que, se necesita, por lo que, sus dimensiones varían, pero, no dejan de ser ligeras de masa [23]. Se puede observar en la Figura 15, un ejemplo de la rueda.



Figura 15. Polea de nylon [23].

2.1.5. Garruchas

Es la combinación entre una rueda y un soporte. El soporte varía, ya que, éste puede ser giratorio o fijo. Las garruchas, tienen presentaciones diferentes en el mercado, ya que, difieren en el tipo de material, del que está constituido la rueda como: el diámetro que posee y las dimensiones del soporte de la rueda. Las dimensiones de la garrucha interfieren en la tolerancia de capacidad de carga [23].



Figura 16. Garrucha giratoria [23].

2.1.6. Actuador lineal eléctrico

Los actuadores eléctricos o cilindros eléctricos, son dispositivos de desplazamiento lineal, los cuales, incorporan un motor y un vástago. Las características principales de estos componentes es que, tienen una alta repetitividad de posicionado, posee una relevante reducción al consumo energético. Existen diferentes modelos que, se adaptan a: la posición, aceleración, velocidad, desaceleración y fuerza [24].

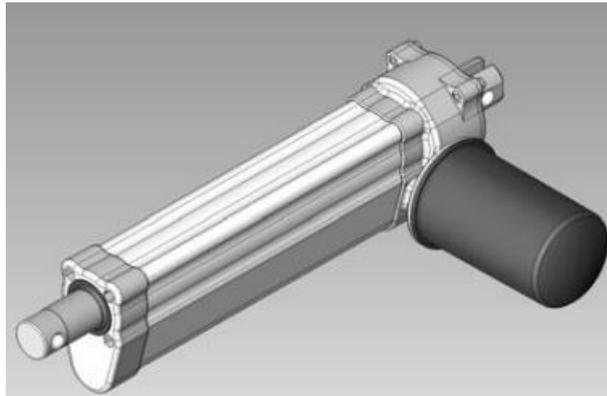


Figura 17. Actuador lineal eléctrico [24].

2.1.7. Controlador de actuador lineal

Son equipos diseñados para los actuadores de movimiento lineal para motor de 12 V CC, además, permite la conexión con batería, para adaptarse a diferentes entornos de instalación [25].



Figura 18. Controlador de actuador lineal [25].

2.1.8. Soldadora

Es una máquina eléctrica cuya función principal es la transformación de energía eléctrica a energía térmica. Por medio de este equipo se puede realizar la unión o fusión de materiales metálicos con iguales características [26].



Figura 19. Soldadora LINC635 [26].

2.1.9. Trozadora

Este equipo permite efectuar cortes de perfiles y tuberías mediante un motor eléctrico que posee la potencia y revoluciones para efectuar un giro en el disco de material abrasivo [27].



Figura 20. Trozadora DEWALT D28710-B3 [27].

2.1.10. Torno

Es una máquina que, permite trabajar con piezas geométricas cilíndricas o cónicas, una de las herramientas principales del equipo, es el husillo que, gira con la pieza que se desea tornear [28].



Figura 21. Torno TH 3309V TH 3309V [28].

2.1.12. Taladro de columna

El taladro de columna permite, taladrar agujeros de diferentes dimensiones, ya sea en madera, metal y otros materiales. Si la máquina se emplea para, otros fines según, los descritos puede provocar accidentes [29].



Figura 22. Taladro de columna [29].

2.2. Métodos

2.2.1. Nivel o tipo de investigación

a. Experimental

Con la investigación experimental, se resaltará, la modificación de variables o factores de control directo, para estudiar el comportamiento de la estructura.

b. Descriptiva

Al aplicar investigación descriptiva se, pretende detallar si, las propiedades mecánicas de los materiales, soportan las condiciones o el análisis de fuerza que, se generan en los procesos analíticos.

c. Exploratoria

Este tipo de investigación se desarrolló de forma preliminar para el proyecto, ya que, se observó, ejemplos de áreas que desarrollan el diseño de estructuras, por lo que, permite formular un procedimiento o fase según la categoría del conocimiento.

2.2. Etapas de desarrollo del proyecto

Para efectuar el proyecto, se emplea el método analítico, por medio del cual se divide en las siguientes etapas:

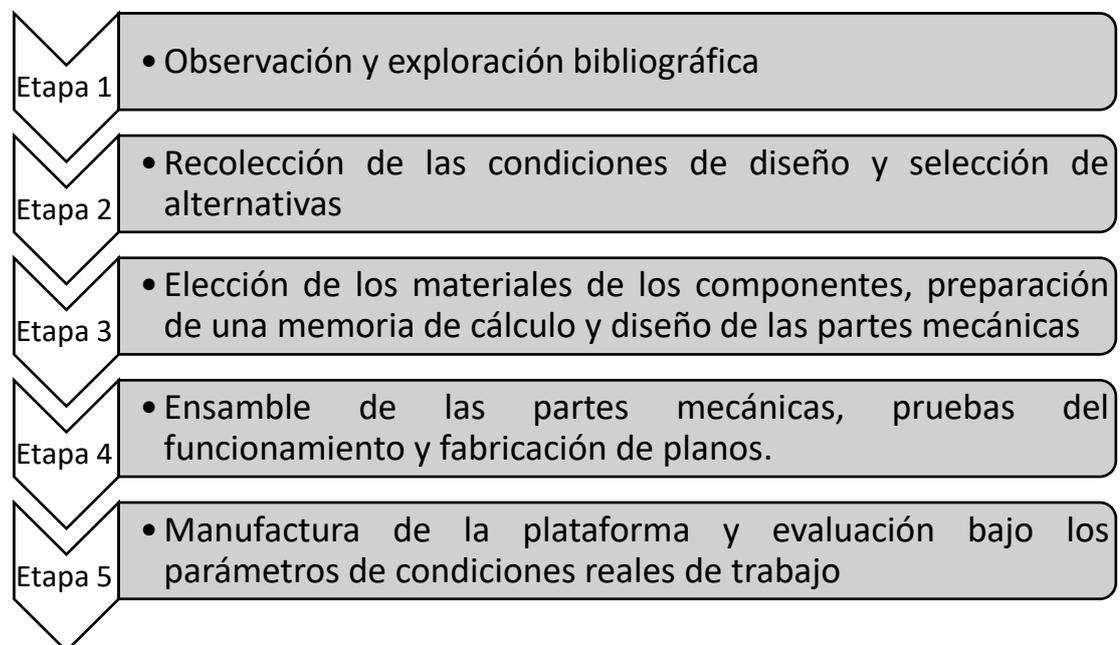


Figura 23. Etapas del desarrollo del proyecto.

En la Figura 23, se presenta cinco etapas para la fabricación de la plataforma, a continuación, se enlista cada etapa, con la explicación en cada sección.

Etapa 1.- En esta etapa se realiza una observación del entorno de trabajo, donde, se ubicará la máquina, además se aplica una exploración bibliográfica para, recolectar información sobre los diferentes tipos de plataformas, partes mecánicas principales y tipos de sistemas implementados.

Etapa 2.- En el desarrollo de la etapa 2, se recolectará la información sobre las condiciones de diseño para, el uso y traslado del refractómetro queratómetro, además, se presentará una selección de alternativas de plataformas. La selección de las plataformas se establecerá bajo, criterios de ponderación.

Etapa 3.- Durante esta etapa se investigará, cuáles son los materiales necesarios para la construcción de la plataforma. Se efectuará un cálculo analítico dónde, se presente los resultados con la aplicación de la carga en cada elemento principal. Con el procedimiento analítico, se realizará el diseño de la estructura en un software de modelado para, las partes principales de la plataforma.

Etapa 4.- Esta etapa consistirá en la unión de todas las partes mecánicas que, conforman la plataforma. Con el ensamble final, se procederá a las pruebas de funcionamiento bajo, un análisis de elementos finitos para, garantizar la integridad de la misma y finalmente se procederá a la fabricación de todos los planos.

Etapa 5.- Este punto consistirá en la construcción de la plataforma, de acuerdo a, los planos de fabricación y los materiales seleccionados para la manufactura. Las pruebas de funcionamiento consistirán en, montar el equipo visual y observar si tolera el peso del equipo con los movimientos de traslación y elevación.

CAPITULO III

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Selección de alternativas

Para la parte de selección de alternativas, se investigó, plataformas elevadoras móviles que, existen en la industria, con el fin de alcanzar una base de diseño, adaptado a los requerimientos de funcionamiento de un refractómetro queratómetro.

A continuación, se indicará tres tipos de máquinas, las cuales presentan una configuración diferente en el diseño, las cuales son:

Alternativa A: Plataforma de tijera actuador eléctrico



Figura 24. Plataforma de tijera de actuador eléctrico.

Alternativa B: Plataforma de tijera con motor eléctrico.



Figura 25. Plataforma de tijera con motor eléctrico.

Alternativa C: Plataforma de tijera eléctrica con base giratoria



Figura 26. Plataforma eléctrica con base giratoria.

3.1.1. Método ordinal corregido de criterios ponderados

Se aconseja utilizar el, método ordinal corregido de criterios ponderados, en el periodo de diseño cuando, existen interrogantes sobre los parámetros y necesidades para hallar las soluciones acordes a la problemática. A través de este método, no se necesita una especificación amplia de las propiedades que, se evalúan en la etapa de diseño, es así que, se obtiene resultados generales importantes [30].

La aplicación del método consiste en, la creación de tablas donde, se especificarán los criterios o soluciones más relevantes que, se analizaron previamente, para el estudio y estipular los valores conforme a la siguiente Tabla 3 [30].

Tabla 3. Asignación de valores a los criterios [30].

Método ordinal corregido de criterios ponderados	
Asignación de valor	Especificación
1	Se asignará si el criterio que corresponde a las filas es superior que el de las columnas.
0,5	Se asignará si el criterio de las filas es igual al de las columnas.
0	Se asignará si el criterio de las filas es menor que el de las columnas.

Para la ejecución del proyecto, se consideró cinco criterios y se enlista cada uno con la descripción.

- **Costo:** Para el criterio de costo, se enfoca en el presupuesto, para el cual no se debe exceder para la ejecución del proyecto técnico.
- **Facilidad de construcción:** La importancia de este criterio se enfatiza en la dificultad de adquirir en el mercado los materiales, es decir, los componentes, partes o piezas.
- **Mantenimiento:** Para la disposición del criterio de mantenimiento, no debe existir actividades complejas para el usuario, además de, una facilidad de adquisición de repuestos.
- **Montaje y desmontaje:** Este criterio está alineado con el mantenimiento, ya que obedece a la facilidad de ensamblar o desmontar la máquina.
- **Movilidad:** La movilidad es una de las necesidades que, se solucionará en el proyecto, por lo que, debe tener la capacidad de trasladarse a diferentes espacios de trabajo.

3.1.2. Evaluación de los criterios para el diseño y construcción de la plataforma elevadora móvil

Tabla 4. Valoración del peso específico de los criterios.

Criterios	Costo	Facilidad de construcción	Mantenimiento	Montaje y desmontaje	Movilidad	$\Sigma+1$	Ponderado
Costo		1	0,5	0,5	0,5	3,5	0,23
Facilidad de construcción	0		0,5	1	0,5	3	0,2
Mantenimiento	0,5	0,5		0,5	0	2,5	0,17
Montaje y desmontaje	0,5	0	0,5		0,5	2,5	0,17
Movilidad	0,5	0,5	1	0,5		3,5	0,23
					SUMA	15	1

En la Tabla 4 se delimitó, los criterios con la valoración específica y según los resultados, los criterios con una ponderación superior se localizan en el costo y la movilidad, con 0.23, mientras que, los criterios con una ponderación inferior, se encuentran en el mantenimiento con el montaje y desmontaje, con 0.17. Se debe destacar que, en un nivel intermedio se ubica el criterio de facilidad de construcción con un valor de ponderación de 0.2.

Tabla 5. Valoración del criterio costo.

Costo	Plataforma de tijera actuador eléctrico	Plataforma de tijera con motor eléctrico	Plataforma de tijera eléctrica con base giratoria	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa A		0	0	1	0,17
Alternativa B	1		0,5	2,5	0,42
Alternativa C	1	0,5		2,5	0,42
			SUMA	6	1

A partir de la Tabla 5, se realiza la valoración conforme al criterio costo para, las alternativas y se obtiene como resultado que, la mayor ponderación es de 0.42, que corresponde a la Alternativa B y C.

Tabla 6. Valoración del criterio facilidad de construcción.

Facilidad de construcción	Plataforma de tijera actuador eléctrico	Plataforma de tijera con motor eléctrico	Plataforma de tijera eléctrica con base giratoria	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa A		1	0,5	2,5	0,42
Alternativa B	0		0,5	1,5	0,25
Alternativa C	0,5	0,5		2	0,33
			SUMA	6	1

Para la Tabla 5, se efectuó la valoración del criterio facilidad de construcción, en este caso, la mayor ponderación se localizó en Alternativa A con 0.42.

Tabla 7. Valoración del criterio mantenimiento.

Mantenimiento	Plataforma de tijera actuador eléctrico	Plataforma de tijera con motor eléctrico	Plataforma de tijera eléctrica con base giratoria	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa A		0,5	0,5	2	0,33
Alternativa B	0,5		0	1,5	0,25
Alternativa C	0,5	1		2,5	0,42
			SUMA	6	1

Al construir la Tabla 7, para la valoración del criterio mantenimiento, la ponderación superior, se obtuvo en la Alternativa C.

Tabla 8. Valoración del criterio montaje y desmontaje.

Montaje y desmontaje	Plataforma de tijera actuador eléctrico	Plataforma de tijera con motor eléctrico	Plataforma de tijera eléctrica con base giratoria	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa A		1	1	3	0,5
Alternativa B	0		0,5	1,5	0,25
Alternativa C	0	0,5		1,5	0,25
			SUMA	6	1

A medida que se realizó la Tabla 8, de la valoración del criterio montaje y desmontaje, se obtuvo la mayor ponderación de 0.25 en la Alternativa A.

Tabla 9. Valoración del criterio movilidad.

Movilidad	Plataforma de tijera actuador eléctrico	Plataforma de tijera con motor eléctrico	Plataforma de tijera eléctrica con base giratoria	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa A		0	1	2	0,33
Alternativa B	1		0,5	2,5	0,42
Alternativa C	0	0,5		1,5	0,25
			SUMA	6	1

De acuerdo con la Tabla 9 de, la valoración del criterio de movilidad para las alternativas, se obtuvo una ponderación mayor de 0.42 en la alternativa B.

Tabla 10. Datos de la valoración de los criterios.

Resultados	Costo	Facilidad de construcción	Mantenimiento	Montaje y desmontaje	Movilidad	Σ	Prioridad
Alternativa A	0,04	0,08	0,06	0,09	0,08	0,35	1
Alternativa B	0,1	0,05	0,04	0,04	0,1	0,33	3
Alternativa C	0,1	0,07	0,07	0,04	0,06	0,34	2

Al realizar la ponderación de los criterios en tablas individuales, se recolectan los datos en la Tabla 10, para establecer cuál es la prioridad para el diseño, en este caso, se escoge la prioridad 1 que, corresponde a la Alternativa A: Plataforma de tijera actuador eléctrico.

3.2. Parámetros de diseño según los requerimientos del propietario del refractómetro queratómetro

3.2.1. Ficha técnica del refractómetro queratómetro

Tabla 11. Refractómetro Queratómetro – Características.

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO					
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA					
CARRERA DE MECÁNICA					
FICHA DE:	Maquina:		Equipo:	X	Sistema :
					
				CÓDIGO	HK-1
		Refractómetro queratometro			
CARACTERÍSTICAS GENERALES					
PESO:	25 kg	DIMENSIONES:	261 x 513 x 433 mm		
PANTALLA:	7 in				
AUTO DETECCIÓN DE DISTANCIA ARRIBA Y ABAJO	± 15 mm	AMPLITUD DE DESPLAZAMIENTO O ADELANTE Y ATRÁS	± 5 mm ± 2 mm		
AMPLITUD DE DESPLAZAMIENTO O IZQUIERDA Y DERECHA	± 5 mm ± 2 mm				
COMPONENTES					
Reposacabezas		Interruptor de alimentación			
Botón de medición		Perilla de control de la mentonera			
Lámpara indicadora de movimiento		Fuente de alimentación			
Monitor de pantalla		Conector de interfaz serie			
Perno de sujeción		Impresor			
FUNCIÓN PRINCIPAL					
Cuantificar de forma computacional la capacidad de graduación visual de los ojos.					

3.2.2. Consideraciones de carga

En el diseño de la máquina se debe considerar, el peso del equipo visual, para lo cual, se enfocará en la ficha técnica de la Tabla 11 que, indica un peso de 25 kg. Otra consideración para la carga, es que, en la plataforma se pueden ejercer acciones involuntarias, un ejemplo de esto radica en que, un individuo puede aumentar el peso que debe soportar la plataforma, a parte del equipo visual, con el simple hecho de apoyarse o mantenerse sobre la estructura.

Para la plataforma se necesita aumentar la carga que debe soportar, por lo tanto, en la Tabla 12, se indica cual es la proporción de peso para una persona según la altura [31].

Tabla 12. Rango de proporción del peso de las personas según la altura [31].

Estatura	Peso
De 149.86 a 176.84 cm (59 a 69.5 pulgadas)	De 38.1 a 78.57 kg (84 a 160 libras)
De 160.02 a 185.42 cm (63 a 73 pulgadas)	De 47.17 a 84.37 kg (104 a 186 libras)

El peso adicional para agregar, se basa en que la altura promedio en Ecuador es de 1.64 cm [32]. De acuerdo a la Tabla 12, se selecciona un peso de 75 kg. La plataforma debe soportar un peso de 100 kg.

3.2.3. Consideraciones de la velocidad de operación

La velocidad de elevación debe ser baja, ya que el refractómetro queratómetro, por las amplitudes del desplazamiento, en varios ejes, según la Tabla 11, necesita una superficie estable, ya que, si se tiene una velocidad alta, el equipo puede caer y crear peligros como: dañar los seguros o pernos de sujeción. Además, se necesita una velocidad uniforme, para brindar precisión, en la altura para colocar la cabeza del paciente en el equipo visual y realizar el examen, con las configuraciones pertinentes de posición que posee el equipo para generar las lecturas corneales.

3.2.4. Consideraciones altura de la plataforma

Según las necesidades del propietario del equipo visual y a las diferentes áreas o estaciones fijas de trabajo donde, se utilizará la máquina, se recolectaron los siguientes datos.

Tabla 13. Especificaciones de altura mínima y máxima.

Consideraciones altura de la plataforma		
Parámetro	Magnitud	Unidad
Altura máxima – Posición final	950	mm
Altura mínima – Posición inicial	660	mm

La plataforma se diseñará desde la posición inicial de 660 mm, ya que, si empieza a, elevarse desde el nivel del suelo, se pierde tiempo de operación hasta alcanzar la altura máxima, debido a la consideración de velocidad de elevación de la sección anterior.

3.2.5. Dimensionamiento de los brazos de la tijera y la base superior

El tipo de estructura a emplear para, la plataforma es una tijera simple como se muestra en la siguiente Figura 27.

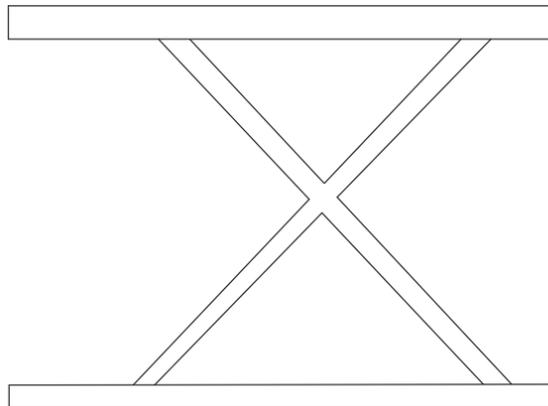


Figura 27. Plataforma tipo tijera simple.

Para determinar la dimensión de los brazos de la tijera se considera la plataforma en la posición inicial plegada, según la Figura 28.

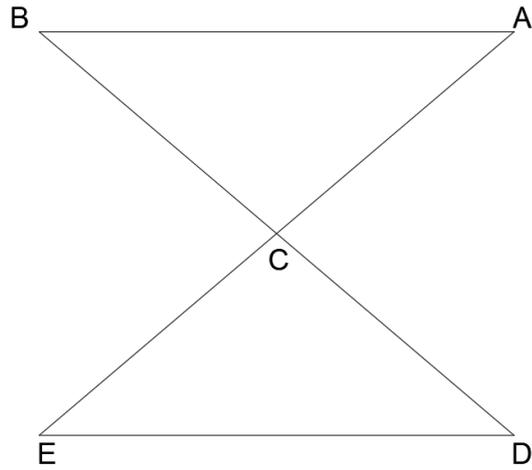


Figura 28. Posición plegada de los brazos de la tijera.

Se considera la sección formada por los tramos ABC.

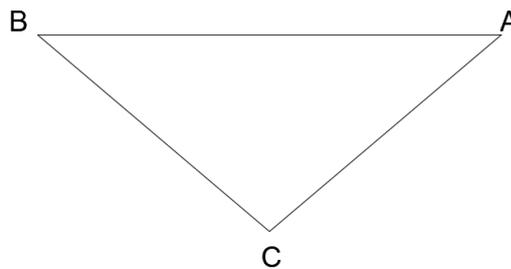


Figura 29. Triángulo formado por los tramos ABC.

Para esta posición la plataforma se encuentra plegada, a una altura de 660 mm. Al seleccionar los tramos ABC, la altura del tramo CH es de 330 mm.

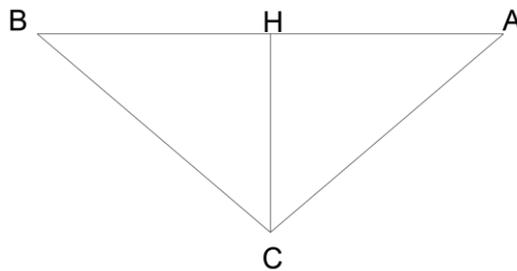


Figura 30. Altura de 330 mm del tramo CH.

En la Figura anterior se establece, las medidas principales para el diseño, que corresponde a la base superior.

- Tramo AB: 700 [mm]

- Tramo AH y BH: 350 [mm]
- Tramo CH: 330 [mm]

Se separa los tramos BCH, ya que, conforman un triángulo rectángulo.

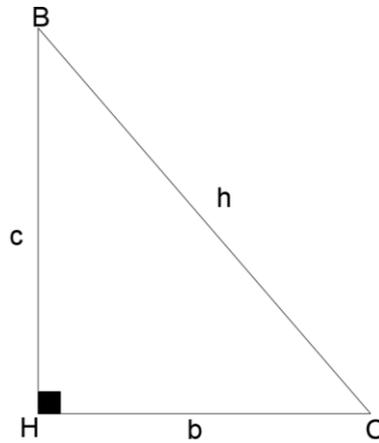


Figura 31. Triángulo rectángulo tramos BCH.

Al aplicar la siguiente ecuación 2, se obtiene:

$$h^2 = b^2 + c^2 \quad (2)$$

$$h = \sqrt{b^2 + c^2} \quad (3)$$

$$h = \sqrt{330^2 + 350^2}$$

$$h = 481,04 \text{ mm}$$

$$BC = 481,04 \text{ mm}$$

Con el resultado de 481,04 mm se establece que, las medidas máximas de los brazos de la tijera no pueden exceder los 962,08 mm, por esta razón, para el diseño se selecciona una medida de 962 mm para los brazos de las tijeras.

3.2.5.1. Análisis desplazamiento en la posición desplegada

La posición desplegada de la plataforma debe colocarse en la altura final de 950 mm y los brazos de la tijera tienen una dimensión de 962 mm. En base a los datos

preliminares, se analiza cual es el espacio para el recorrido del actuador, cuando la estructura se dispone según la Figura 32.

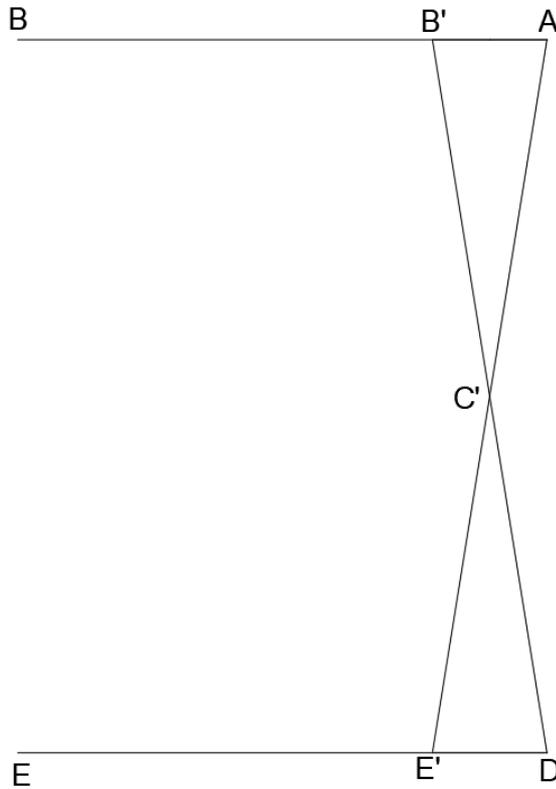


Figura 32. Posición desplegada de los brazos de la tijera.

Para este caso se seleccionará el triángulo que forma los tramos C'DE'.

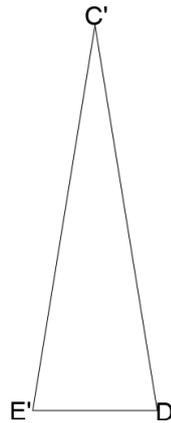


Figura 33. Triángulo formado por los tramos C'DE'.

Al seleccionar la mitad de la estructura desplegada, la altura máxima será de 475 mm, para el tramo C'H'.

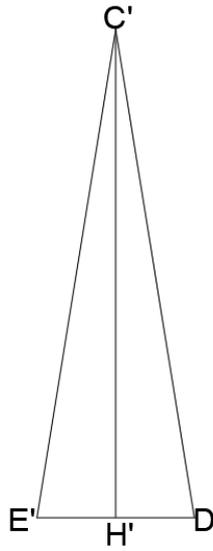


Figura 34. Altura del tramo C'H' de 475 mm.

Por medio de la figura anterior las dimensiones serían:

- Tramo C'D: 481 [mm]
- Tramo C'H: 475 [mm]

Se separa el triángulo rectángulo conformado por los tramos C'DH'.

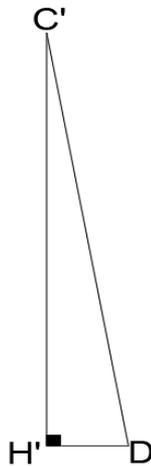


Figura 35. Triángulo formado por los tramos C'DH'.

Al aplicar la ecuación 3, se obtiene:

$$h'^2 = c'^2 + d^2$$

$$c' = \sqrt{h'^2 - d^2}$$

$$c' = \sqrt{481^2 - 475^2}$$

$$H'D' = \sqrt{481^2 - 475^2}$$

$$H'D' = 75,74 \text{ mm}$$

En la posición desplegada, debe recorrer un espacio de 548.41 mm para alcanzar los 950 mm de altura máxima.

3.2.5.2. Determinación de la dimensión horizontal de las tijeras en la posición plegada

Se estableció que, la longitud donde interactúan las tijeras es de 700 mm, pero en la posición plegada, al seleccionar una dimensión de 962 mm, para la estructura de los brazos, no alcanza los 700 mm, es decir, este valor varía. Por lo tanto, se halla el valor correcto, con el esquema de la Figura 36.

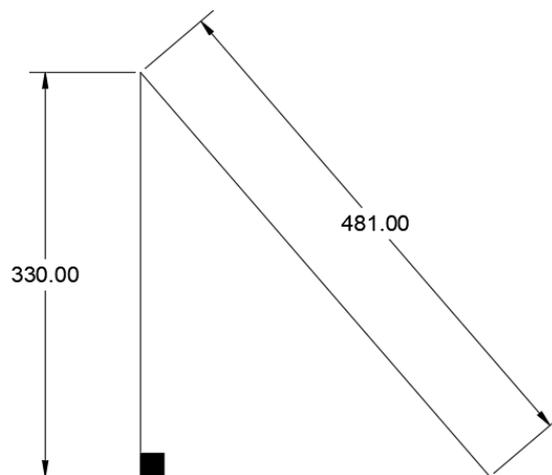


Figura 36. Triángulo rectángulo formado en la posición plegada.

Se utiliza la ecuación 2, para hallar la longitud del tramo restante.

$$h^2 = b^2 + c^2$$

$$c = \sqrt{h^2 - b^2}$$

$$c = \sqrt{481^2 - 330^2}$$

$$c = 349.94 \text{ mm}$$

En el cálculo anterior se observa que, las tijeras en la posición plegada recorren hasta los 699.89 mm, es decir, no llega hasta los 700 mm, con lo que se inició el diseño.

3.2.6. Determinación de carga distribuida

En las consideraciones de carga se establece que, la plataforma debe soportar 100 kg, por lo tanto, se halla una carga distribuida como indica la Figura 37.

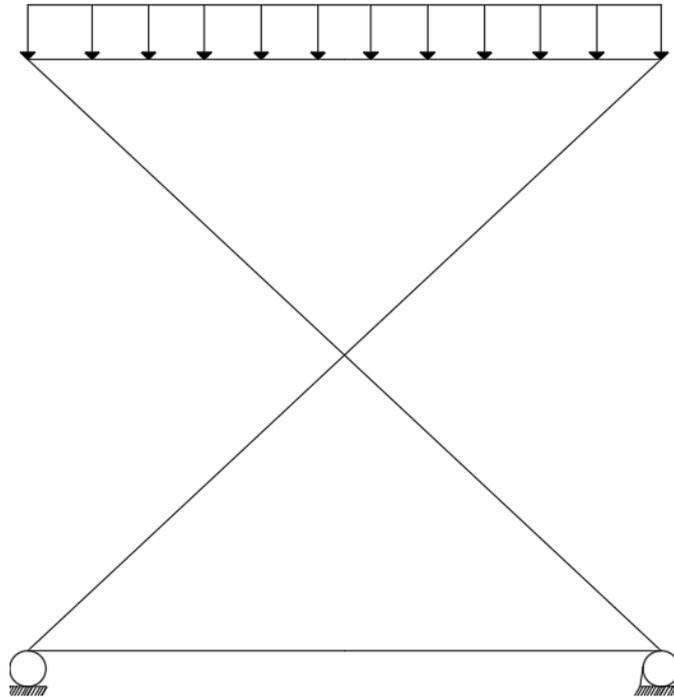


Figura 37. Carga distribuida en la plataforma.

$$qw_1 = \frac{(m_{e1} + m_{e2}) * g}{L} \quad (4)$$

$$qw_1 = \frac{(25 \text{ kg} + 75 \text{ kg}) * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{0.69989 \text{ m}}$$

$$qw_1 = 1401.65 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

3.2.7. Diseño de la base superior

En el diseño de la estructura de la base superior, cuya función es, mantener la carga horizontal, se consideró las siguientes dimensiones de las vigas que conforman la estructura.

- 700 mm
- 500 mm

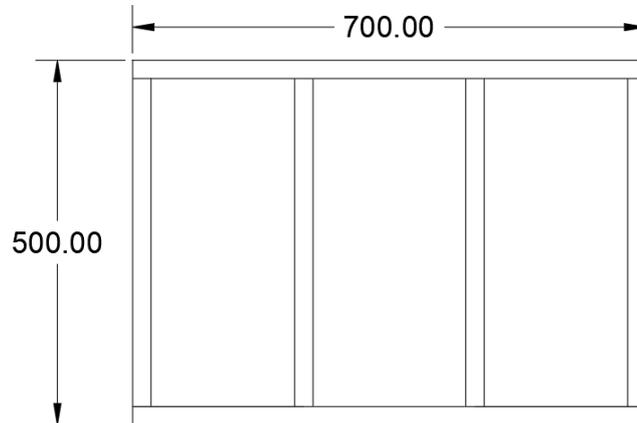


Figura 38. Dimensiones base superior.

En el dimensionamiento de los brazos de la tijera, se observó que, en la posición plegada, los brazos, deben separarse de manera horizontal, una distancia de 699.89 mm y no los 700 mm, pero para el diseño de la base superior, se optó por el valor de 700 mm.

3.2.7.1. Diseño para la viga de 700 mm

Para la viga de 700 mm se emplea el perfil cuadrado de 40x2 mm para un acero ASTM A500.

$$\text{Peso del perfil} = 2.41 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * 0.7 \text{ m} = 1.69 \text{ kg} = 16.58 \text{ N}$$

$$\text{Carga soportada} = 717.41 \text{ N}$$

$$\text{Carga total para el diseño} = \frac{717.41 \text{ N}}{0.7 \text{ m}} = 1024.87 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

A partir de la carga de $1024.87 \frac{\text{N}}{\text{m}}$, se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

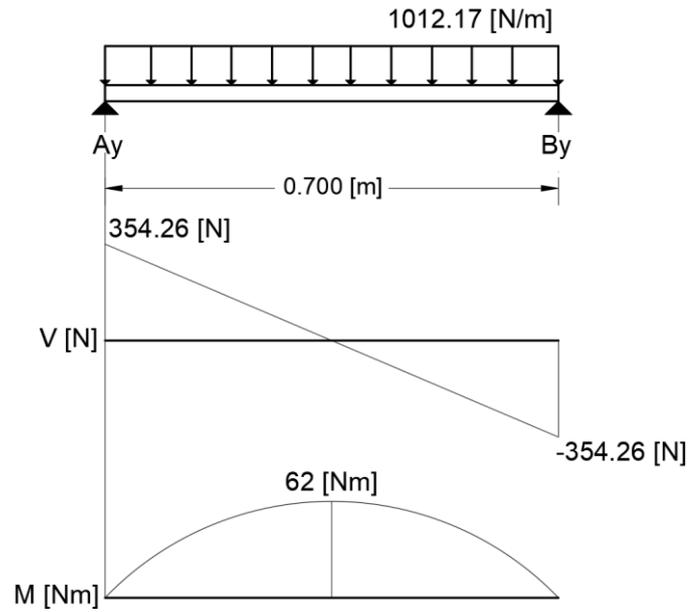


Figura 39. Diagrama de fuerza cortante y momento flector viga de 700 mm.

A continuación, se calcula el esfuerzo admisible a flexión, considerado para un acero ASTM A500.

$$\sigma_{adm} = 0.66 S_y \quad (5)$$

$$\sigma_{adm} = 0.66 (320 \cdot 10^6)$$

$$\sigma_{adm} = 211.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{M}{S} \quad (6)$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (7)$$

$$\sigma = \frac{62,77 \text{ Nm} \cdot 0.02 \text{ m}}{6.93 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 18.12 \text{ MPa}$$

Para hallar la $y_{m\acute{a}x}$ de viga simplemente apoyada se usa el Anexo 2:

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5wl^4}{384EI} \quad (8)$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{5 \cdot 1024.87 \frac{N}{m} \cdot (0.7 \text{ m})^4}{384 \cdot 207 \cdot 10^9 \text{ Pa} \cdot 6.93 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -2.23 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$\frac{L}{360} \quad (9)$$

$$\frac{L}{360} = \frac{0.7 \text{ m}}{360}$$

$$\frac{L}{360} = 1.94 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

A partir de los datos obtenidos se obtiene que:

- $\sigma < \sigma_{adm}$
- $y_{m\acute{a}x} < \frac{L}{360}$

Por lo tanto, el perfil seleccionado para la viga cumple con los requisitos.

3.2.7.2. Dise\~no para la viga de 420 mm

Se selecciona el perfil cuadrado de 40x40x2 mm para un acero ASTM A500.

$$\text{Peso del perfil} = 2.41 \frac{\text{kg}}{\text{m}} * 0.42 \text{ m} = 1.01 \text{ kg} = 9.91 \text{ N}$$

$$\text{Carga soportada} = 360.32 \text{ N}$$

$$\text{Carga total para el dise\~no} = \frac{360.32 \text{ N}}{0.42 \text{ m}} = 857.90 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

La carga distribuida total para el diseño es de $857.90 \frac{N}{m}$, a partir de cual, se realizan los trazos de, los diagramas de fuerza cortante y momento flector para, una viga doblemente empotrada.

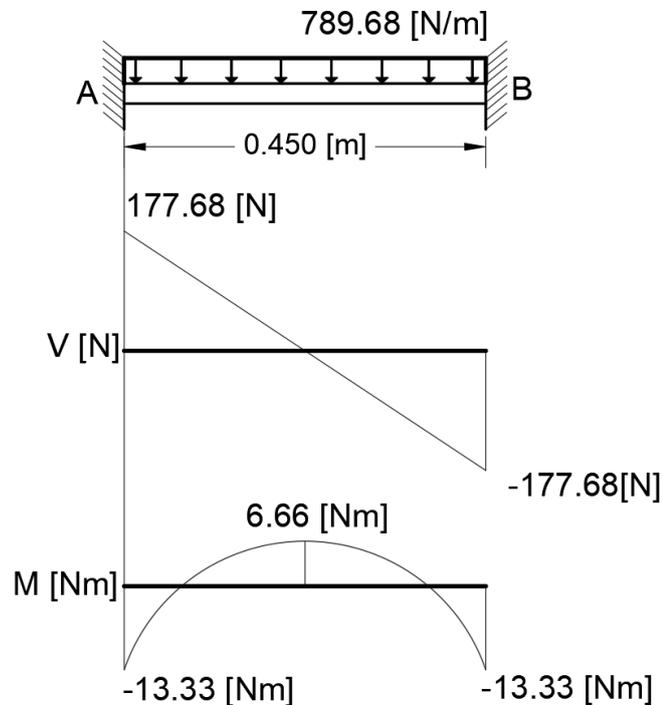


Figura 40. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la viga de 420 mm.

Se calcula el esfuerzo admisible a flexión, para el acero ASTM A500, usando la ecuación (5) y (7).

$$\sigma_{adm} = 0.66 S_y$$

$$\sigma_{adm} = 0.66 (320 \cdot 10^6)$$

$$\sigma_{adm} = 211.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = \frac{12.61 \text{ Nm} \cdot 0.02 \text{ m}}{6.93 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 3.64 \text{ MPa}$$

Para hallar el $y_{m\acute{a}x}$ se emplea la ecuaci3n del Anexo 2, para una viga con los extremos totalmente empotrados y una carga uniformemente distribuida.

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{wl^4}{384EI} \quad (10)$$

$$y_{m\acute{a}x} = -\frac{857.90 \frac{N}{m} \cdot (0.420 \text{ m})^4}{384 \cdot 207 \cdot 10^9 \text{ Pa} \cdot 6.93 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$y_{m\acute{a}x} = -4.84 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Luego se emplea la ecuaci3n (9).

$$\frac{L}{360}$$

$$\frac{L}{360} = \frac{0.420}{360}$$

$$\frac{L}{360} = 1.17 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

A partir de los datos obtenidos se obtiene que:

- $\sigma < \sigma_{adm}$
- $y_{m\acute{a}x} < \frac{L}{360}$

El perfil seleccionado para la viga cumple con los requisitos. Se utiliz3 el software de modelado para, comprobar el factor de seguridad de la base superior, lo que indica en la Figura 41, un valor de 2.4, por lo tanto, soporta las cargas sin dificultad.

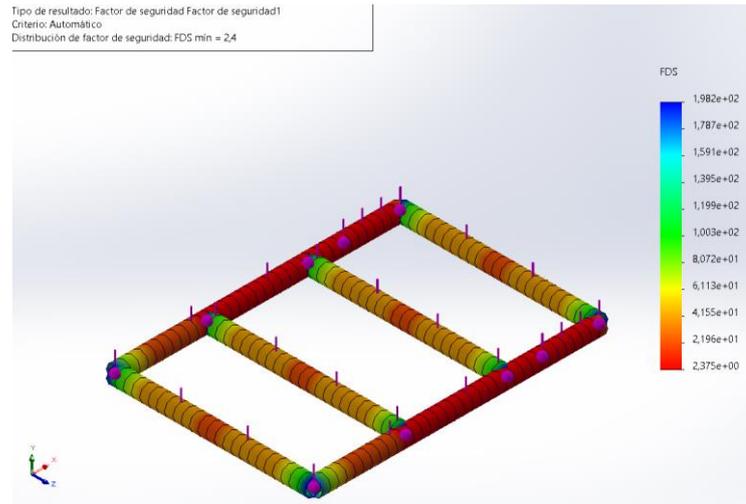


Figura 41. Análisis del factor de seguridad de la base superior.

3.2.8. Diseño de los brazos de la tijera

3.2.8.1 Estudio de la posición del actuador lineal

Con las dimensiones establecidas en la base superior, se analiza, cuál debe ser la posición de instalación del actuador en la máquina, debido a que, la posición donde interactúa el actuador, para elevar el peso, influye, directamente en la fuerza requerida por lo que, se ejecuta un estudio para las siguientes alternativas [33].

- Actuador entre la base y una tijera.
- Actuador en posición oblicua.
- Actuador en posición horizontal.

Para cada una de las alternativas, se halla una ecuación que evalué la fuerza de empuje, cuando la estructura se encuentre en posición plegada y desplegada, además, se emplea, el valor de 699.89 mm para la viga, que está en contacto directo con el peso.

3.2.8.2 Análisis del actuador entre la base y una tijera

Esta alternativa indica que, el posicionamiento del actuador tiene dos fijaciones, una en la tijera y otra fijación se encuentra en la base.

3.2.8.2.1 Análisis estático de la estructura en posición plegada.

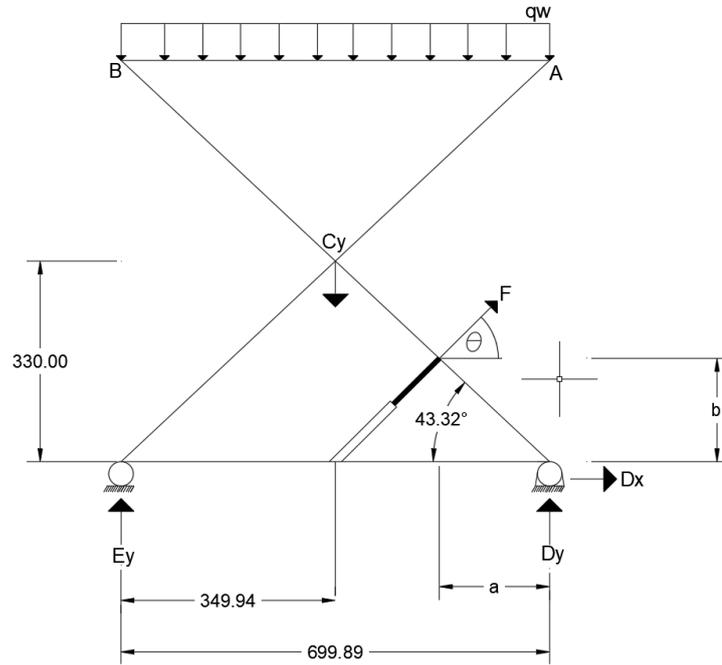


Figura 42. Análisis estático de las fuerzas en posición plegada.

$$Fq = qw * 0.69989 \text{ m} \quad (11)$$

$$+\circlearrowleft \sum M_D = 0$$

$$-E_y \cdot 0.69989 \text{ m} + Fq \cdot 0.349945 \text{ m} - F \cdot \sin \theta \cdot a - F \cdot \cos \theta \cdot b + C_y \cdot 0.349945$$

$$F = \frac{-E_y \cdot 0.69989 \text{ m} + Fq \cdot 0.349945 \text{ m} + C_y \cdot 0.349945 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b} \quad (12)$$

Análisis eslabón A-B

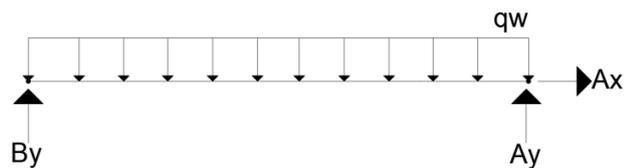


Figura 43. Análisis estático eslabón A-B.

$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$By + Ay - Fq = 0 \quad (13)$$

$$\curvearrowright \sum M_A = 0$$

$$-By \cdot 0.69989 \text{ m} + Fq \cdot 0.349945 \text{ m} = 0 \quad (14)$$

De la ecuación (14):

$$By = \frac{Fq \cdot 0.349945 \text{ m}}{0.69989 \text{ m}}$$

$$By = \frac{Fq}{2} \quad (15)$$

De la ecuación (13):

$$Ay = Fq - By$$

$$Ay = \frac{Fq}{2} \quad (16)$$

Análisis eslabón A-E

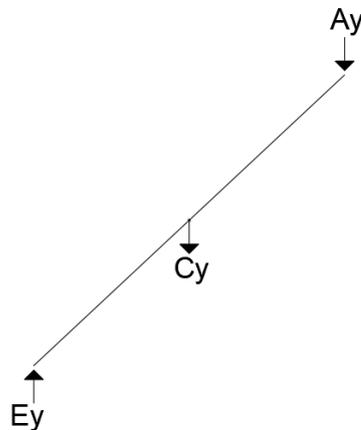


Figura 44. Análisis estático eslabón A-E.

$$+\sum M_c = 0$$

$$-Ay \cdot 0.349945 \text{ m} - Ey \cdot 0.349945 \text{ m} = 0 \quad (17)$$

De la ecuación (17):

$$Ey = -\frac{Ay \cdot 0.349945 \text{ m}}{0.349945 \text{ m}}$$

$$Ey = -\frac{Fq}{2} \quad (18)$$

Luego ecuación (12)

$$F = \frac{-E_y \cdot 0.69989 \text{ m} + Fq \cdot 0.349945 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b}$$

$$F = \frac{-\left(-\frac{Fq}{2}\right) \cdot 0.69989 \text{ m} + Fq \cdot 0.349945 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b}$$

$$F = \frac{2 \cdot Fq \cdot 0.349945 \text{ m} + Cy \cdot 0.349945 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b} \quad (13)$$

Análisis estático de la estructura en posición desplegada

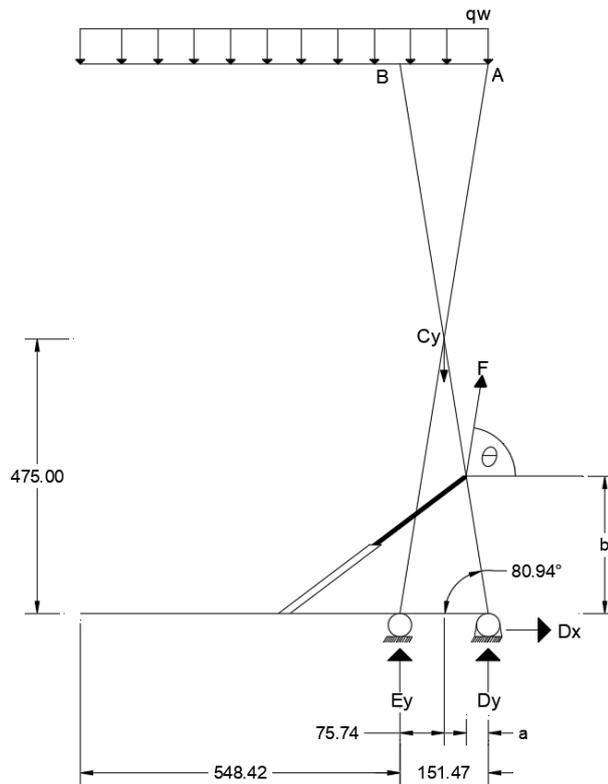


Figura 45. Análisis estático de las fuerzas en posición desplegada.

$$Fq_1 = qw * 0.54842 \text{ m} \quad (14)$$

$$Fq_2 = qw * 0.15147 \text{ m} \quad (15)$$

$$+\circlearrowleft \sum M_D = 0$$

$$F = \frac{-E_y \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m} + Cy \cdot 0.075735 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b} \quad (16)$$

Análisis eslabón A-B

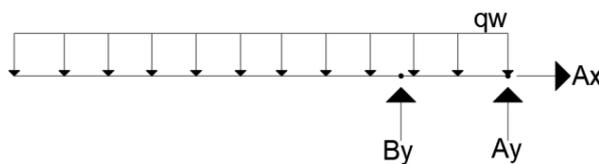


Figura 46. Análisis eslabón A-B.

$$+\uparrow \sum Fy = 0$$

$$By + Ay - Fq_1 - Fq_2 = 0 \quad (17)$$

$$\curvearrowright \sum M_A = 0$$

$$-By \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m} = 0 \quad (18)$$

De ecuación (18):

$$By = \frac{Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m}}{0.15147 \text{ m}} \quad (19)$$

De ecuación (17):

$$Ay = Fq_1 + Fq_2 - By \quad (20)$$

$$Ay = Fq_1 + Fq_2 - \frac{Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m}}{0.15147 \text{ m}}$$

$$Ay = \frac{Fq_1 \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.15147 \text{ m} - Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} - Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m}}{0.15147}$$

$$Ay = \frac{-Fq_1 \cdot 0.27421 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m}}{151.47} \quad (21)$$

Análisis eslabón A-E



Figura 47. Análisis eslabón A-E.

$$+\circlearrowleft \sum M_C = 0$$

$$-Ay \cdot 0.075735 \text{ m} - Ey \cdot 0.075735 \text{ m} = 0 \quad (22)$$

De ecuación (22):

$$Ey = -\frac{Ay \cdot 0.075735 \text{ m}}{0.075735 \text{ m}}$$

$$Ey = -Ay \quad (23)$$

Luego en ecuación (16)

$$F = \frac{-E_y \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b}$$

$$F = \frac{Fq_1 \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.15147 \text{ m} + Cy \cdot 0.075735 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b} \quad (24)$$

3.2.8.3. Análisis del actuador en posición oblicua

El actuador en posición oblicua es una propuesta, donde uno de los puntos está alineado a una de las reacciones de la estructura y el otro punto al brazo de la tijera.

3.2.8.3.1 Análisis estático de la estructura en posición plegada

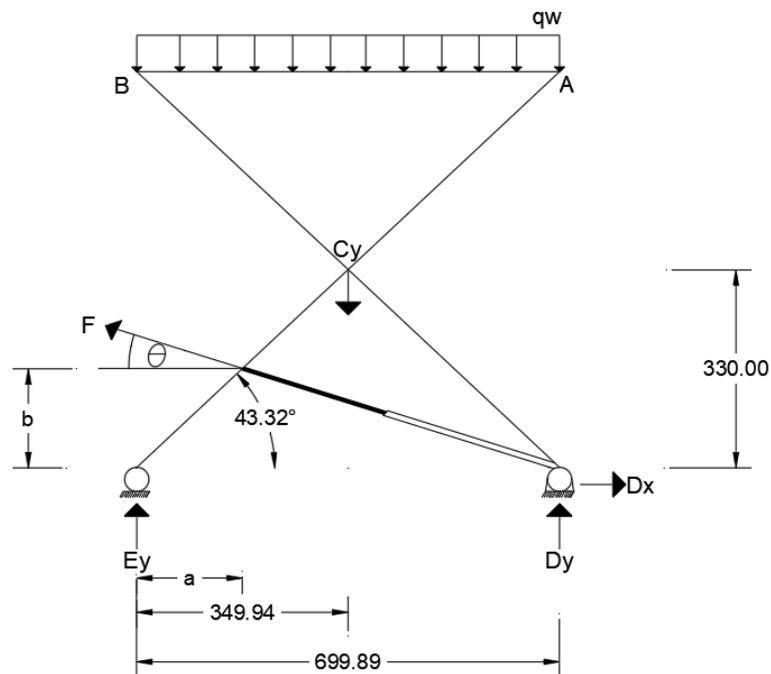


Figura 48. Análisis estático de las fuerzas en posición plegada.

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$Dx - F \cdot \cos \theta = 0 \quad (25)$$

De ecuación (25):

$$Dx = F \cdot \cos \theta \quad (26)$$

$$+\cup \sum M_E = 0$$

$$Dy \cdot 0.69989 \text{ m} - Fq \cdot 0.349945 \text{ m} + F \cdot \sin \theta \cdot a + F \cdot \cos \theta \cdot b - Cy \cdot 0.349945 \text{ m} = 0 \quad (27)$$

Análisis eslabón A-B

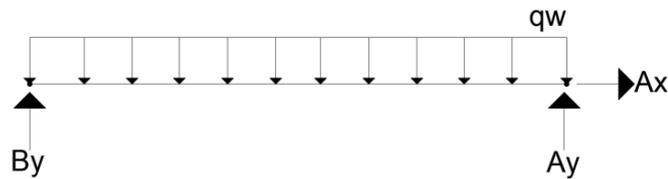


Figura 49. Análisis eslabón A-B.

$$\sum M_A = 0$$

$$-By \cdot 0.69989 \text{ m} + Fq \cdot 0.349945 \text{ m} = 0 \quad (28)$$

De ecuación (28):

$$By = \frac{Fq \cdot 0.349945 \text{ m}}{0.69989 \text{ m}}$$

$$By = \frac{Fq}{2} \quad (29)$$

Análisis eslabón B-D

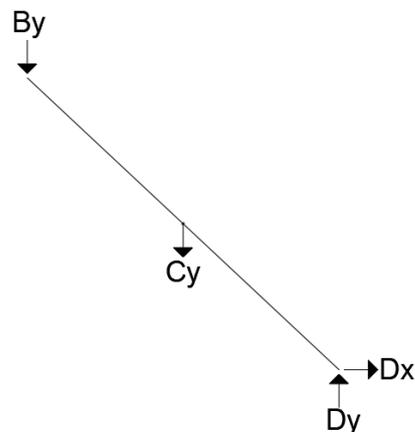


Figura 50. Análisis estático eslabón B-D.

$$+\zeta \sum M_c = 0$$

$$By \cdot 0.349945 \text{ m} + Dy \cdot 0.349945 \text{ m} + Dx \cdot 0.330 \text{ m} = 0 \quad (30)$$

De ecuación (30):

$$Dy = \frac{-By \cdot 0.349945 \text{ m} - Dx \cdot 0.330 \text{ m}}{0.349945 \text{ m}} \quad (31)$$

Luego en ecuación (31):

$$Dy = \frac{-\frac{Fq}{2} \cdot 0.349945 \text{ m} - F \cdot \cos\theta \cdot 0.330 \text{ m}}{0.349945 \text{ m}}$$

$$Dy = \frac{-Fq \cdot 0.1749725 \text{ m} - F \cdot \cos\theta \cdot 0.330 \text{ m}}{0.349945 \text{ m}} \quad (32)$$

Luego en ecuación (27):

$$F = \frac{Fq \cdot 0.69989 \text{ m} + Cy \cdot 0.349945 \text{ m}}{\sin\theta \cdot a + \cos\theta \cdot b - \cos\theta \cdot 0.660 \text{ m}} \quad (33)$$

Análisis estático de la estructura en posición desplegada

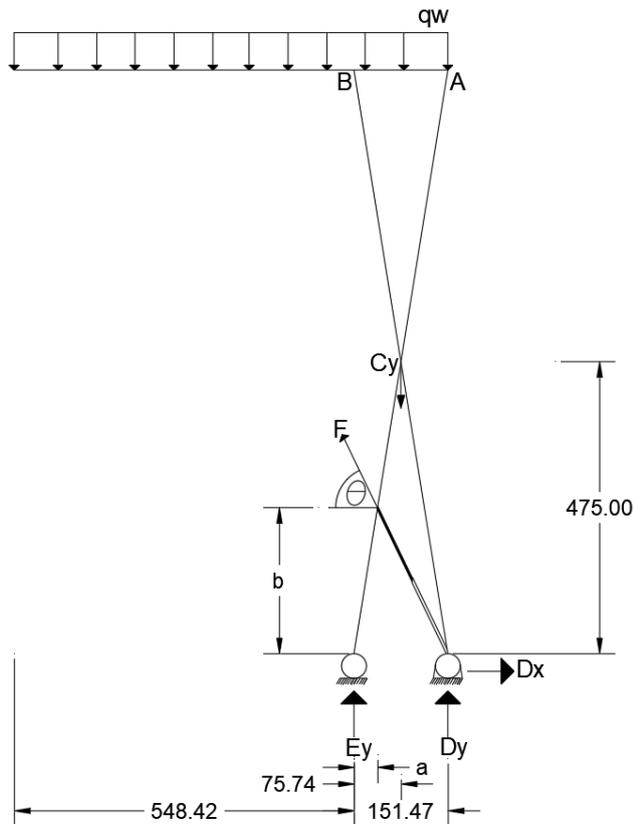


Figura 51. Análisis estático de las fuerzas en posición desplegada.

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$Dx - F \cdot \cos\theta = 0 \quad (34)$$

De ecuación (34):

$$Dx = F \cdot \cos\theta \quad (35)$$

$$+\cup \sum M_E = 0$$

$$D_y \cdot 0.15147 \text{ m} + F_{q_1} \cdot 0.27421 \text{ m} - F_{q_2} \cdot 0.07574 \text{ m} + F \cdot \sin\theta \cdot a + F \cdot \cos\theta \cdot b - C_y \cdot 0.07574 \text{ m} = 0 \quad (36)$$

Análisis eslabón A-B

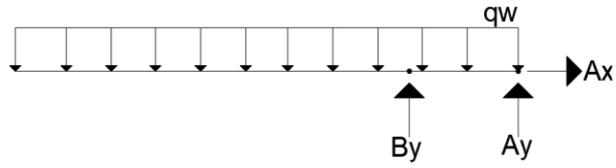


Figura 52. Análisis eslabón A-B.

$$\sum M_A = 0$$

$$-By \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m} = 0 \quad (37)$$

De ecuación (37):

$$By = \frac{Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m}}{0.15147 \text{ m}} \quad (38)$$

Análisis eslabón B-D

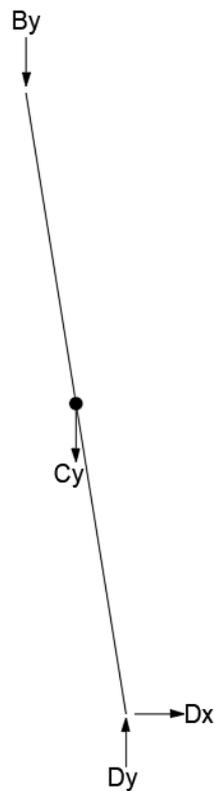


Figura 53. Análisis eslabón B-D.

$$+\zeta \sum M_c = 0$$

$$By \cdot 0.075735 \text{ m} + Dy \cdot 0.075735 \text{ m} + Dx \cdot 0.475 \text{ m} = 0 \quad (39)$$

De ecuación (39):

$$Dy = \frac{-By \cdot 0.075735 \text{ m} - Dx \cdot 0.475 \text{ m}}{0.349945 \text{ m}} \quad (40)$$

Luego en ecuación (40):

$$Dy = \frac{-\left(\frac{Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m}}{0.15147 \text{ m}}\right) \cdot 0.075735 \text{ m} - F \cdot \cos\theta \cdot 0.475 \text{ m}}{0.075735 \text{ m}}$$

$$Dy = \frac{-Fq_1 \cdot 0.21284 \text{ m} - Fq_2 \cdot 0.0378675 \text{ m} - F \cdot \cos\theta \cdot 0.475 \text{ m}}{0.075735 \text{ m}} \quad (41)$$

Luego en ecuación (36):

$$F = \frac{Fq_1 \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.15147 \text{ m} + Cy \cdot 0.07574 \text{ m}}{\sin\theta \cdot a + \cos\theta \cdot b - \cos\theta \cdot 0.950 \text{ m}} \quad (42)$$

3.2.8.4. Análisis del actuador en posición horizontal

En este caso se considera que, el actuador se encuentra en forma horizontal y está unida a un punto de la tijera.

3.2.8.4.1. Análisis estático de la estructura en posición plegada

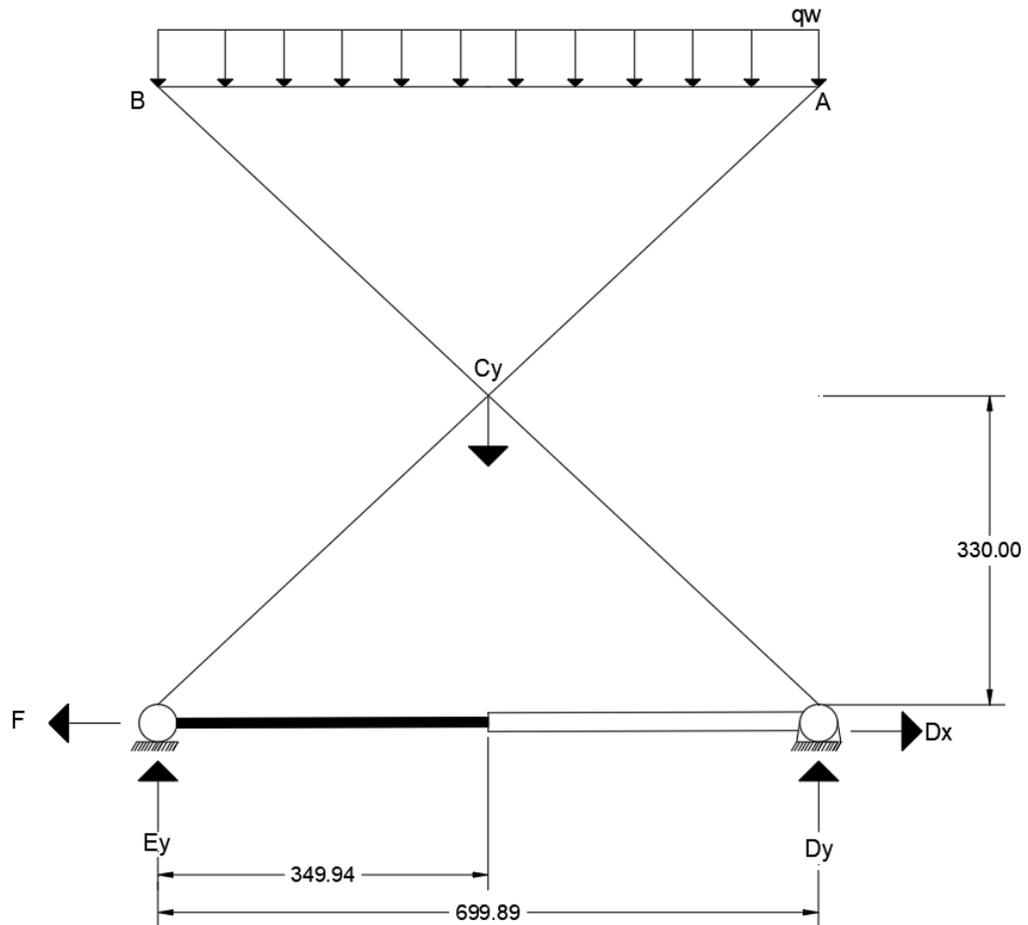


Figura 54. Análisis estático de las fuerzas en posición plegada.

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$Dx - F = 0 \quad (43)$$

De ecuación (43):

$$Dx = F \quad (44)$$

$$+\zeta \sum M_E = 0$$

$$Dy \cdot 0.69989 \text{ m} - Fq \cdot 0.349945 \text{ m} - Cy \cdot 0.349945 \text{ m} = 0 \quad (45)$$

De ecuación (45):

$$Dy = \frac{Fq \cdot 0.349945 \text{ m} + Cy \cdot 0.349945 \text{ m}}{0.69989 \text{ m}} \quad (46)$$

Análisis eslabón A-B

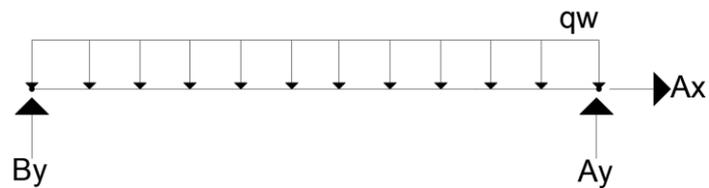


Figura 55. Análisis eslabón A-B.

$$\zeta \sum M_A = 0$$

$$-By \cdot 0.69989 \text{ m} + Fq \cdot 0.349945 \text{ m} = 0 \quad (47)$$

De ecuación (47):

$$By = \frac{Fq \cdot 0.349945 \text{ m}}{0.69989 \text{ m}}$$

$$By = \frac{Fq}{2} \quad (48)$$

Análisis eslabón B-D

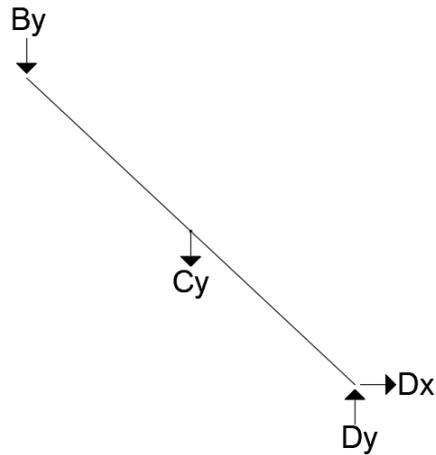


Figura 56. Análisis eslabón B-D.

$$+\zeta \sum M_C = 0$$

$$By \cdot 0.349945 \text{ m} + Dy \cdot 0.349945 \text{ m} + Dx \cdot 0.330 \text{ m} = 0 \quad (49)$$

De ecuación (49):

$$Dx = \frac{-By \cdot 0.349945 \text{ m} - Dy \cdot 0.349945 \text{ m}}{0.330 \text{ m}} \quad (50)$$

Luego en ecuación (45):

$$F = \frac{-\frac{Fq}{2} \cdot 0.349945 \text{ m} - \left(\frac{Fq \cdot 0.349945 \text{ m} + Cy \cdot 0.349945 \text{ m}}{0.69989 \text{ m}} \right) \cdot 0.349945 \text{ m}}{0.330 \text{ m}}$$

$$F = \frac{-Fq \cdot 0.349945 \text{ m} - Cy \cdot 0.1749725}{0.330 \text{ m}} \quad (51)$$

Análisis estático de la estructura en posición desplegada

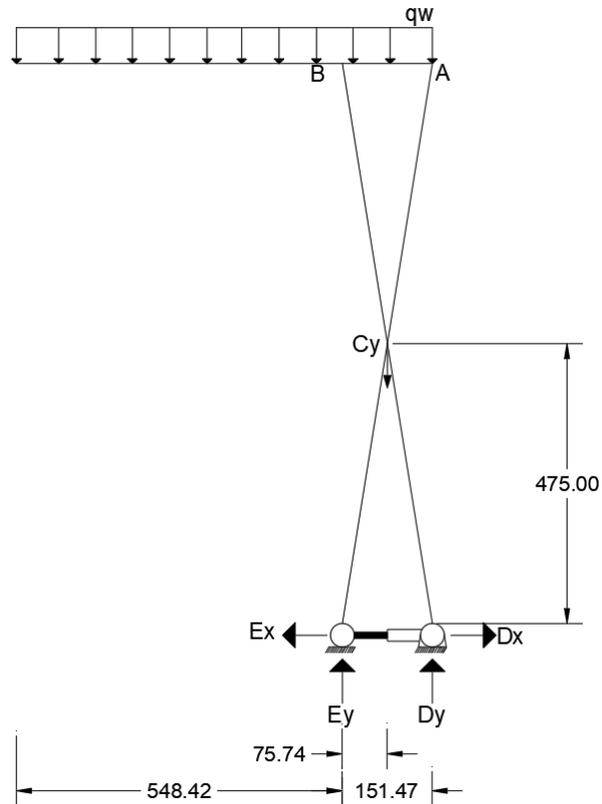


Figura 57. Análisis estático de las fuerzas en posición desplegada.

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$Dx - F = 0 \quad (52)$$

De ecuación (52):

$$Dx = F \quad (53)$$

$$+\cup \sum M_E = 0$$

$$Dy \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_1 \cdot 0.27421 \text{ m} - Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m} - Cy \cdot 0.075735 \text{ m} = 0$$

$$Dy = \frac{Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m} - Fq_1 \cdot 0.27421 \text{ m} + Cy \cdot 0.075735 \text{ m}}{0.15147 \text{ m}} \quad (54)$$

Análisis eslabón A-B

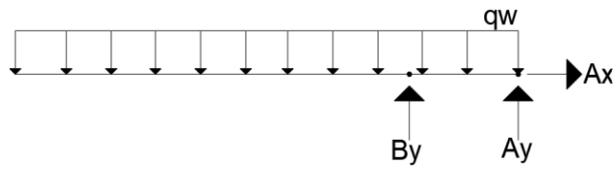


Figura 58. Análisis eslabón A-B.

$$+\circlearrowleft \sum M_A = 0$$

$$-By \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m} = 0$$

$$By = \frac{Fq_1 \cdot 0.42568 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m}}{0.15147 \text{ m}} \quad (55)$$

Análisis eslabón B-D

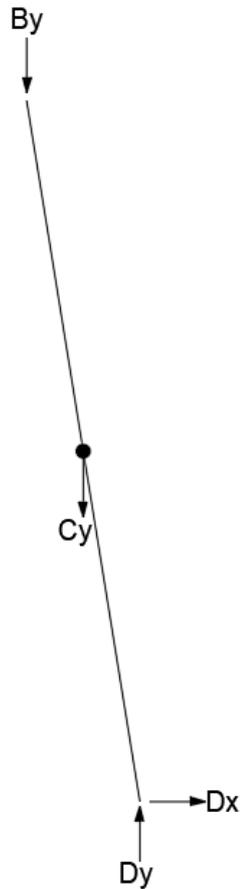


Figura 59. Análisis eslabón B-D.

$$+\sum M_C = 0$$

$$By \cdot 0.075735 \text{ m} + Dy \cdot 0.075735 \text{ m} + Dx \cdot 0.475 \text{ m} = 0 \quad (56)$$

De ecuación (56):

$$Dx = \frac{-By \cdot 0.075735 \text{ m} - Dy \cdot 0.075735 \text{ m}}{0.475 \text{ m}} \quad (57)$$

Luego en ecuación (54):

$$F = \frac{-Fq_1 \cdot 0.075735 \text{ m} - Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m} - Cy \cdot 0.0378675 \text{ m}}{0.475 \text{ m}} \quad (58)$$

3.2.8.5. Evaluación de la fuerza del actuador lineal

En la Tabla 14, se recolectan las ecuaciones para hallar la fuerza del actuador lineal.

Tabla 14. Ecuaciones del estudio de la posición del actuador línea eléctrico.

Alternativa	Ecuación de la fuerza del actuador lineal	
	Estructura en posición plegada	Estructura en posición desplegada
Actuador entre la base y una tijera	$F = \frac{2 \cdot Fq \cdot 0.349945 \text{ m} + Cy \cdot 0.349945 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b}$	$F = \frac{Fq_1 \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.15147 \text{ m} + Cy \cdot 0.075735 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b}$
Actuador en posición oblicua	$F = \frac{Fq \cdot 0.69989 \text{ m} + Cy \cdot 0.349945 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b - \cos \theta \cdot 0.660 \text{ m}}$	$F = \frac{Fq_1 \cdot 0.15147 \text{ m} + Fq_2 \cdot 0.15147 \text{ m} + Cy \cdot 0.07574 \text{ m}}{\sin \theta \cdot a + \cos \theta \cdot b - \cos \theta \cdot 0.950 \text{ m}}$
Actuador en posición horizontal	$F = \frac{-Fq \cdot 0.349945 \text{ m} - Cy \cdot 0.1749725}{0.330 \text{ m}}$	$F = \frac{-Fq_1 \cdot 0.075735 \text{ m} - Fq_2 \cdot 0.075735 \text{ m} - Cy \cdot 0.0378675 \text{ m}}{0.475 \text{ m}}$

Con las ecuaciones establecidas se realiza el cálculo de la fuerza del actuador, la carga distribuida es de $1436.79 \frac{N}{m}$. A continuación, se selecciona la tubería estructural para los elementos conformados por los eslabones ACE y BCD.

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm2	I cm4	W cm3	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52

Figura 60. Dimensiones del perfil cuadrado para los brazos de la tijera.

Tubo estructural cuadrado:

- B: 40 mm
- e: 1.2 mm
- Peso: 1.47 kg/m

La fuerza que producen los elementos ACE y BCD es de 27,75 N. Este valor se ubica en el punto Cy.

Tabla 15. Resultados del análisis estático entre la base y una tijera en posición plegada.

Ángulo (°) apertura de las tijeras	Ángulo (°) incidencia del pistón	Nodo de distancia de separación en el eslabón (m)	a (m)	b (m)	Fuerza del pistón (N)	Carrera del actuador (m)
43,32	4,49	0,037	0,0269	0,0254	26945,31	0,3240

Ángulo (°) apertura de las tijeras	Ángulo (°) incidencia del pistón	Nodo de distancia de separación en el eslabón (m)	a (m)	b (m)	Fuerza del pistón (N)	Carrera del actuador (m)
43,32	9,73	0,074	0,0538	0,0508	12490,84	0,3004
43,32	15,8	0,111	0,0808	0,0762	7753,96	0,2798
43,32	22,74	0,148	0,1077	0,1015	5460,89	0,2627
43,32	30,51	0,185	0,1346	0,1269	4157,34	0,2500
43,32	38,95	0,222	0,1615	0,1523	3357,91	0,2423
43,32	47,73	0,259	0,1884	0,1777	2852,53	0,2401
43,32	56,46	0,296	0,2153	0,2031	2532,35	0,2436
43,32	64,74	0,333	0,2423	0,2285	2333,22	0,2526
43,32	72,35	0,37	0,2692	0,2538	2215,05	0,2664
43,32	79,09	0,407	0,2961	0,2792	2149,81	0,2844
43,32	84,95	0,444	0,3230	0,3046	2119,09	0,3058
43,32	85,67	0,518	0,3230	0,3554	2116,94	0,3564
43,32	81,95	0,555	0,2961	0,3808	2131,76	0,3846
43,32	78,75	0,592	0,2692	0,4062	2151,99	0,4141
43,32	75,99	0,629	0,2423	0,4315	2175,56	0,4448
43,32	73,59	0,666	0,2154	0,4569	2200,65	0,4763
43,32	71,49	0,703	0,1884	0,4823	2226,25	0,5086
43,32	69,64	0,74	0,1615	0,5077	2251,66	0,5415
43,32	68,00	0,777	0,1346	0,5331	2276,44	0,5749
43,32	66,55	0,814	0,1077	0,5585	2301,02	0,6087
43,32	65,25	0,851	0,0808	0,5838	2324,55	0,6429
43,32	64,08	0,888	0,0538	0,6092	2347,04	0,6774
43,32	63,02	0,925	0,0269	0,6346	2368,30	0,7121

La Tabla 16, demuestra la fuerza del actuador entre la base y una tijera en la posición desplegada.

Tabla 16. Resultados del análisis estático entre la base y una tijera en posición desplegada.

Ángulo (°) apertura de las tijeras	Ángulo (°) incidencia del pistón	Nodo de distancia de separación en el eslabón (m)	a (m)	b (m)	Fuerza del pistón (N)	Carrera del actuador (m)
80,94	6,06	0,037	0,006	0,037	4326,61	0,346
80,94	12,19	0,074	0,012	0,073	2163,57	0,346
80,94	18,25	0,111	0,017	0,110	1458,95	0,350
80,94	24,11	0,148	0,023	0,146	1118,54	0,358
80,94	29,66	0,185	0,029	0,183	923,16	0,369
80,94	34,84	0,222	0,035	0,219	799,71	0,384
80,94	39,6	0,259	0,041	0,256	716,66	0,401
80,94	43,94	0,296	0,047	0,292	658,36	0,421
80,94	47,86	0,333	0,052	0,329	616,00	0,443
80,94	51,4	0,37	0,058	0,365	584,54	0,468
80,94	54,58	0,407	0,064	0,402	560,60	0,493
80,94	57,43	0,444	0,070	0,438	542,00	0,520
80,94	61,3	0,518	0,070	0,512	520,79	0,583
80,94	62,45	0,555	0,064	0,548	515,18	0,618
80,94	63,48	0,592	0,058	0,585	510,50	0,653
80,94	64,41	0,629	0,052	0,621	506,59	0,689
80,94	65,24	0,666	0,047	0,658	503,09	0,724
80,94	66	0,703	0,041	0,694	500,18	0,760
80,94	66,68	0,74	0,035	0,731	497,44	0,796
80,94	67,31	0,777	0,029	0,767	495,17	0,832
80,94	67,89	0,814	0,023	0,804	493,21	0,868
80,94	68,42	0,851	0,017	0,840	491,39	0,904
80,94	68,9	0,888	0,012	0,877	489,56	0,940
80,94	69,36	0,925	0,006	0,913	488,24	0,976

La siguiente tabla, demuestra la fuerza del actuador ubicado de forma oblicua cuando está en posición plegada.

Tabla 17. Resultados del análisis estático del actuador ubicado de forma oblicua en la posición plegada.

Ángulo (°) apertura de las tijeras	Ángulo (°) incidencia del pistón	Nodo de distancia de separación en el eslabón (m)	a (m)	b (m)	Fuerza del pistón (N)	Carrera del actuador (m)
43,32	2,16	0,037	0,027	0,025	-1156,08	0,673
43,32	4,49	0,074	0,054	0,051	-1213,59	0,648
43,32	7,01	0,111	0,081	0,076	-1285,00	0,624
43,32	9,73	0,148	0,108	0,102	-1375,29	0,601
43,32	12,65	0,185	0,135	0,127	-1491,80	0,579
43,32	15,8	0,222	0,162	0,152	-1646,60	0,560
43,32	19,16	0,259	0,188	0,178	-1858,99	0,541
43,32	22,74	0,296	0,215	0,203	-2164,56	0,525
43,32	26,53	0,333	0,242	0,228	-2634,09	0,511
43,32	30,51	0,37	0,269	0,254	-3432,39	0,500
43,32	34,67	0,407	0,296	0,279	-5057,83	0,491
43,32	38,95	0,444	0,323	0,305	-9984,15	0,485
43,32	47,73	0,518	0,377	0,355	9894,11	0,480
43,32	52,13	0,555	0,404	0,381	4968,05	0,482
43,32	56,46	0,592	0,431	0,406	3346,40	0,487
43,32	60,69	0,629	0,458	0,432	2548,67	0,495
43,32	64,77	0,666	0,485	0,457	2080,92	0,505
43,32	68,66	0,703	0,511	0,482	1777,81	0,518
43,32	72,35	0,74	0,538	0,508	1567,89	0,533
43,32	75,83	0,777	0,565	0,533	1415,74	0,550
43,32	79,09	0,814	0,592	0,558	1301,77	0,569
43,32	82,12	0,851	0,619	0,584	1214,20	0,589
43,32	84,95	0,888	0,646	0,609	1145,36	0,612
43,32	87,57	0,925	0,673	0,635	1090,40	0,635

En la posición desplegada, la fuerza del actuador, ubicado de forma oblicua, tiene los siguientes valores.

Tabla 18. Resultados del análisis estático del actuador ubicado de forma oblicua en la posición desplegada.

Ángulo (°) apertura de las tijeras	Ángulo (°) incidencia del pistón	Nodo de distancia de separación en el eslabón (m)	a (m)	b (m)	Fuerza del pistón (N)	Carrera del actuador (m)
80,94	14,08	0,037	0,006	0,037	-187,68	0,150
80,94	27,59	0,074	0,012	0,073	-215,11	0,158
80,94	39,29	0,111	0,017	0,110	-259,67	0,173
80,94	48,75	0,148	0,023	0,146	-323,95	0,194
80,94	56,19	0,185	0,029	0,183	-412,21	0,220
80,94	62,01	0,222	0,035	0,219	-531,95	0,248
80,94	66,6	0,259	0,041	0,256	-696,73	0,279
80,94	70,26	0,296	0,047	0,292	-931,30	0,311
80,94	73,24	0,333	0,052	0,329	-1287,89	0,343
80,94	75,69	0,37	0,058	0,365	-1885,67	0,377
80,94	77,73	0,407	0,064	0,402	-3082,94	0,411
80,94	79,46	0,444	0,070	0,438	-6684,81	0,446
80,94	82,22	0,518	0,082	0,512	7735,01	0,516
80,94	83,33	0,555	0,087	0,548	4138,09	0,552
80,94	84,31	0,592	0,093	0,585	2936,55	0,588
80,94	85,17	0,629	0,099	0,621	2338,06	0,623
80,94	85,95	0,666	0,105	0,658	1977,19	0,659
80,94	86,64	0,703	0,111	0,694	1738,07	0,695
80,94	87,26	0,74	0,117	0,731	1567,50	0,732
80,94	87,83	0,777	0,122	0,767	1439,29	0,768
80,94	88,34	0,814	0,128	0,804	1340,04	0,804
80,94	88,81	0,851	0,134	0,840	1260,58	0,841
80,94	89,24	0,888	0,140	0,877	1195,67	0,877
80,94	89,63	0,925	0,146	0,913	1141,66	0,913

La Tabla 19, demuestra la fuerza del pistón del actuador en posición horizontal, cuando la estructura está plegada y desplegada.

Tabla 19. Resultados del análisis estático del actuador en posición horizontal.

Estructura en posición plegada		Estructura en posición desplegada	
Fuerza del pistón (N)	Carrera del actuador (m)	Fuerza del pistón (N)	Carrera del actuador (m)
-1119,21	0,700	-168,28	0,152

3.2.8.6. Selección de la posición del actuador eléctrico

Para el proyecto se escogió la posición oblicua del actuador lineal eléctrico, con los siguientes datos.

Tabla 20. Resultados del actuador ubicado de forma oblicua en la posición plegada.

Ángulo (°) apertura de las tijeras	Ángulo (°) incidencia del pistón	Nodo de distancia de separación en el eslabón (m)	a (m)	b (m)	Fuerza del pistón (N)	Carrera del actuador (m)
43,32	72,35	0,74	0,538	0,508	1567,89	0,533

Tabla 21. Resultados del actuador ubicado de forma oblicua en la posición desplegada.

Ángulo (°) apertura de las tijeras	Ángulo (°) incidencia del pistón	Nodo de distancia de separación en el eslabón (m)	a (m)	b (m)	Fuerza del pistón (N)	Carrera del actuador (m)
80,94	87,26	0,74	0,117	0,731	1567,50	0,732

Se seleccionó los datos anteriores debido a que, la fuerza que desarrolla el actuador, ubicado entre la base y una tijera, es superior en comparación al, actuador ubicado de

forma oblicua, por lo que, se busca que, el actuador no aplique demasiada fuerza para elevar y descender la carga. Para el caso del actuador, ubicado de forma horizontal, es un caso ideal, ya que, la carrera del actuador, debe expandirse hasta los 700 mm y retraerse hasta los 152 mm.

3.2.8.7. Cálculo de reacciones

Al calcular la fuerza que debe generar el actuador, se procede a resolver las reacciones que se generan en la plataforma.

Posición plegada

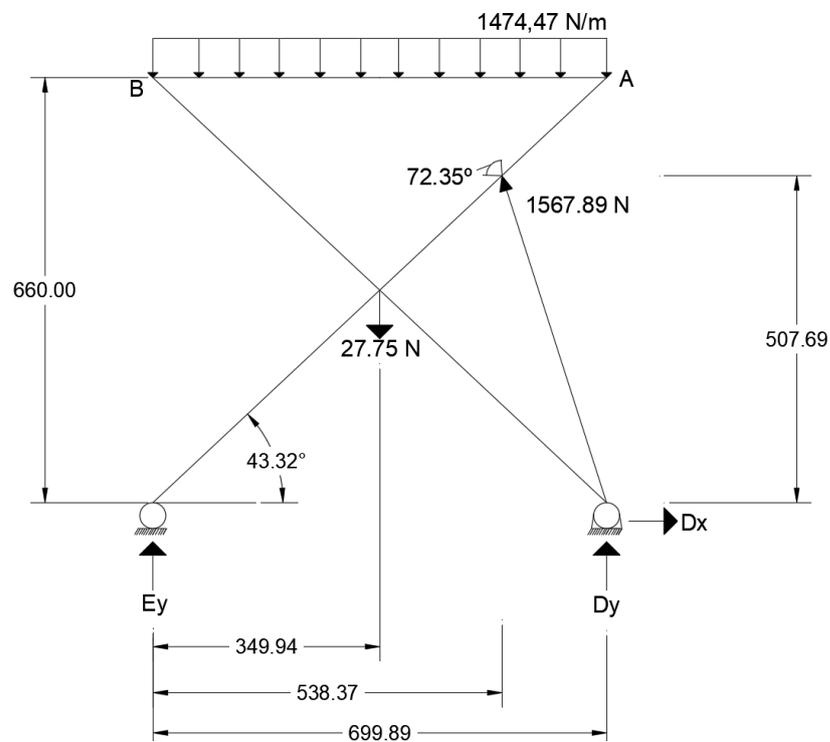


Figura 61. Cálculo de las reacciones en la posición plegada.

$$Fq = 1474.47 \frac{N}{m} * 0.69989 m = 1031.97 N$$

$$+\circlearrowleft \sum M_E = 0$$

$$Dy \cdot 0.69989 m - 1031.97 N \cdot 0.349945 m + 1567.89 N \cdot \sin 72.35 \cdot 0.53837 m + 1567.89 N \cdot \cos 72.35 \cdot 0.50769 m - 27,75 N \cdot 0.349945 m = 0$$

$$Dy = -964.26 N$$

$$+\circlearrowleft \sum M_D = 0$$

$$-E_y \cdot 0.69989 \text{ m} + 1031.97 \text{ N} \cdot 0.349945 \text{ m} - 1567.89 \text{ N} \cdot \sin 72.35 \\ \cdot 0.16152 \text{ m} + 1567.89 \text{ N} \cdot \cos 72.35 \cdot 0.50769 \text{ m} + 27,75 \text{ N} \\ \cdot 0.349945 \text{ m} = 0$$

$$E_y = 529.89 \text{ N}$$

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$D_x - 1567.89 \text{ N} \cdot \cos 72.35 = 0$$

$$D_x = 475.39 \text{ N}$$

Se procede a comprobar el cálculo de las reacciones con ayuda de un software, donde se obtiene los siguientes valores en las reacciones.

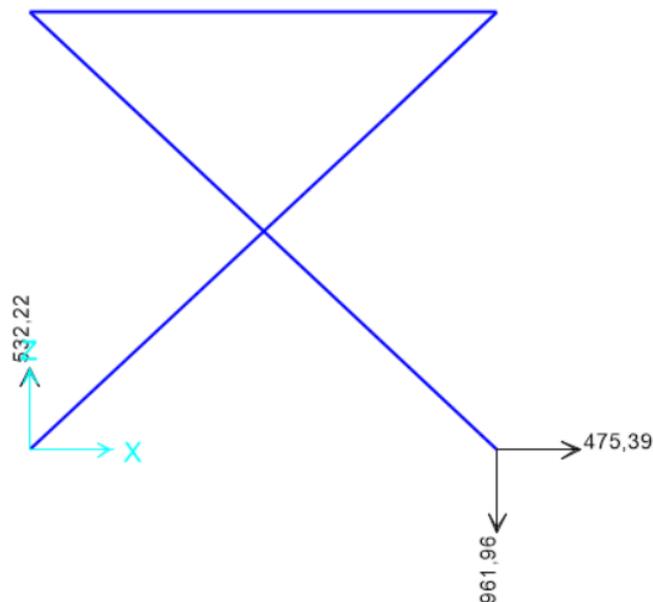


Figura 62. Cálculo de las reacciones en el software.

Se comparan los resultados obtenidos en el software y el proceso analítico.

Tabla 22. Comparación cálculo de reacciones entre proceso analítico y software.

	Proceso Analítico	Software	Porcentaje de error
Dy	-964.26 N	-961.96 N	% 0,24
Dx	475.39 N	475.39 N	% 0
Ey	529.89 N	532.22 N	% 0,44

Posición desplegada

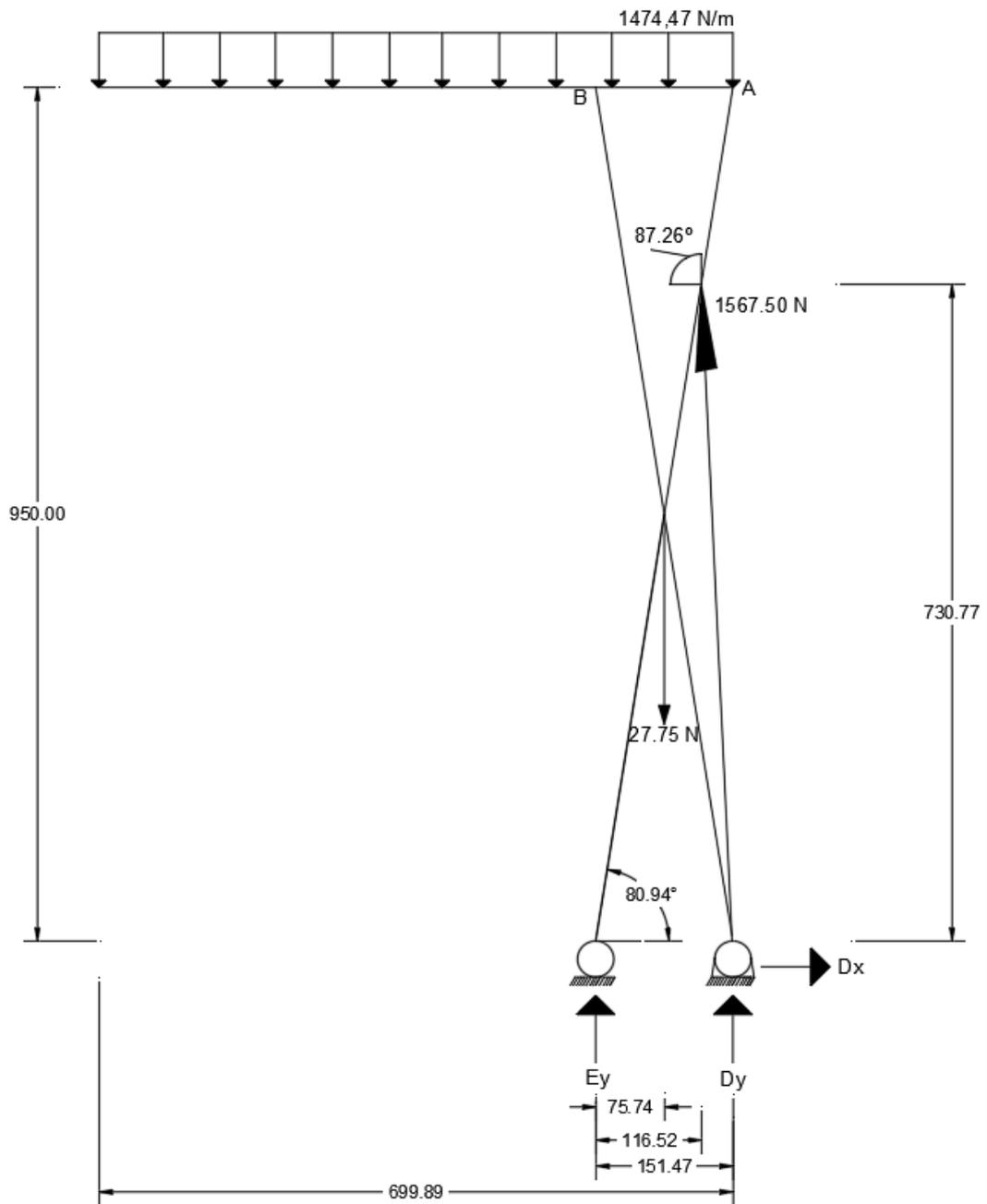


Figura 63. Cálculo de las reacciones en la posición desplegada.

$$Fq_1 = 1474.47 \frac{N}{m} * 0.54842 m = 808.63 N$$

$$Fq_2 = 1474.47 \frac{N}{m} * 0.15147 m = 223.34 N$$

$$\curvearrowright \sum M_E = 0$$

$$D_y \cdot 0.15147 m + 808.63 N \cdot 0.27421 m - 223.34 N \cdot 0.07574 m + 1567.50 N \\ \cdot \sin 87.26 \cdot 0.11652 m + 1567.50 N \cdot \cos 87.26 \cdot 0.73077 m \\ - 27.75 N \cdot 0.07574 m = 0$$

$$D_y = -2904.28 N$$

$$+\curvearrowright \sum M_D = 0$$

$$-E_y \cdot 0.15147 m + 808.63 N \cdot 0.42568 m + 223.34 N \cdot 0.07574 m - 1567.50 N \\ \cdot \sin 87.26 \cdot 0.03495 m + 1567.50 N \cdot \cos 87.26 \cdot 0.73077 m \\ + 27.75 N \cdot 0.07574 m = 0$$

$$E_y = 2398.31 N$$

$$+\rightarrow \sum F_x = 0$$

$$D_x - 1567.50 N \cdot \cos 87.26 = 0$$

$$D_x = 74.93 N$$

Al realizar el cálculo analítico, se comprueba los resultados con el software.

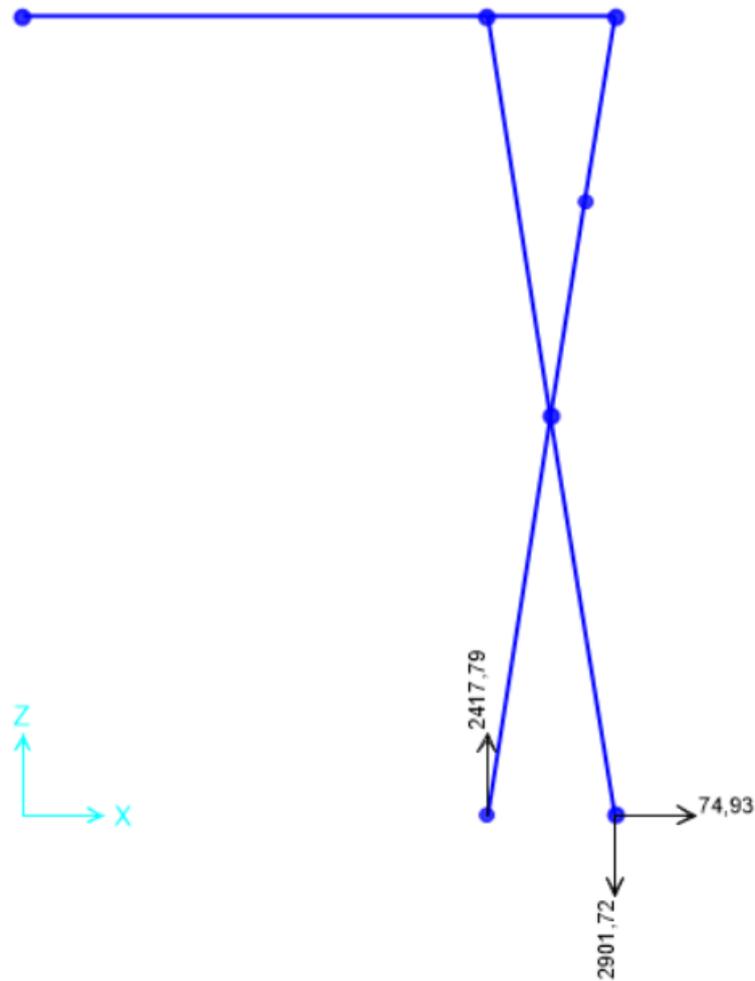


Figura 64. Cálculo de las reacciones en el software.

Tabla 23. Comparación cálculo de reacciones entre proceso analítico y software.

	Proceso Analítico	Software	Porcentaje de error
Dy	-2904.28 N	-2901.72 N	% 0,09
Dx	74.93 N	74.93 N	% 0
Ey	2398.31 N	2417.79 N	% 0,81

3.2.8.8. Análisis del perfil para los brazos de la tijera

Se analiza el elemento conformado por los nodos ACE, ya que, en este se produce el mayor momento flector, que se obtiene del software con un valor de 225.06 Nm. Este

proceso se realiza para comprobar que el perfil cuadrado de 40x40x1,2 mm seleccionado cumple con los requisitos.

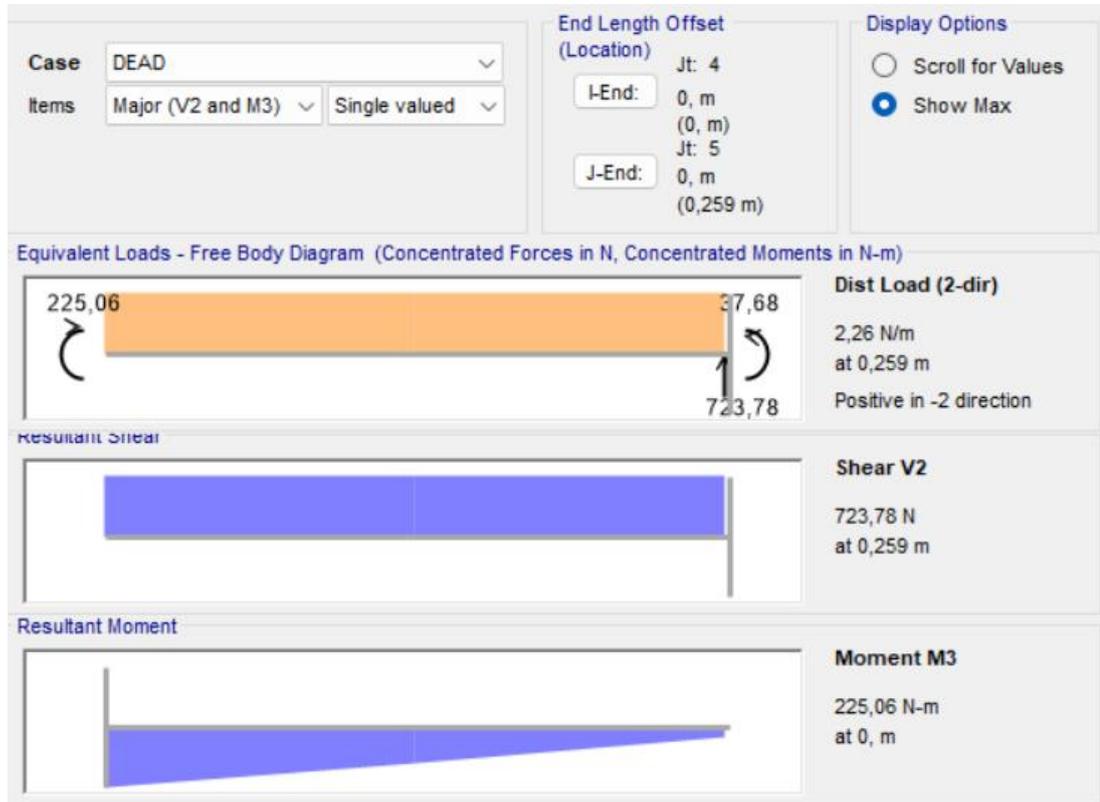


Figura 65. Momento flector del brazo de la tijera.

Con el mayor momento flector generado, se aplica la ecuación (58) y se designa un factor de seguridad de 3 y la resistencia a la fluencia de $S_y = 320 \text{ MPa}$, la resistencia última se obtiene de la ecuación (58) y (59):

$$\sigma = \frac{S_y}{n} \quad (59)$$

$$\sigma = \frac{320 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma = 106.67 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{M}{\sigma} \quad (60)$$

$$S = \frac{225.06 \text{ Nm}}{1.07 \cdot 10^8 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

$$S = 2.10 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 2.10 \text{ cm}^3$$

Para el análisis en el software se empleó el perfil cuadrado 40x40x1.2 mm que tiene un módulo de sección de 2.19 cm³, por lo que, no es necesario cambiar de perfil estructural. Además, el factor de seguridad para las tijeras es de 3.3, esto significa que tolera sin problema, las cargas establecidas para el diseño.

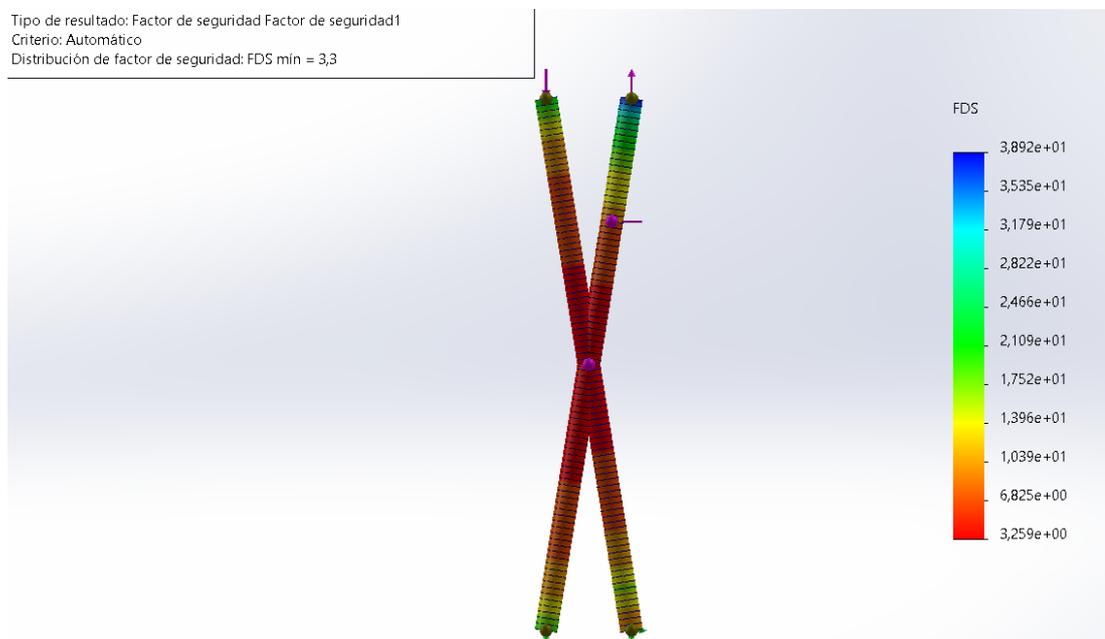


Figura 66. Análisis del factor de seguridad de los brazos de la tijera.

3.2.8.9. Selección del actuador lineal eléctrico

Para seleccionar el actuador lineal eléctrico se observó la Tabla 20 y 21, que proporcionan los datos de la fuerza máxima del actuador lineal eléctrico, que es de 1567.89 N en posición plegada y la carrera del actuador máxima que es de 0.732 mm en la posición desplegada. En la Tabla 24, se muestra las características del actuador lineal seleccionado.



Figura 67. Actuador lineal eléctrico seleccionado [34].

Tabla 24. Especificaciones del actuador [34].

Longitud máxima de extensión	975 mm
Longitud retraída	575 mm
Longitud de la carrera	406 mm
Carga nominal (Max)	6000 N
Empuje hasta 6000 N y 4000 N de tracción.	
Voltaje Nominal	12VDC
Corriente Nominal	3Amps
Velocidad de carga libre	6.5 mm-45mm/s
Velocidad de carga nominal	4.5 mm-45mm/s
Finales de carrera	Interior fija (no ajustable)
Temperatura de operación	-5°C a +50°C
Clase de protección	IP44
Nivel de ruido	<=48dB

3.2.8.10. Selección del controlador del actuador lineal

En la siguiente Figura 68, se indica el controlador del actuador seleccionado y la Tabla 25, están las especificaciones según el Anexo 8.

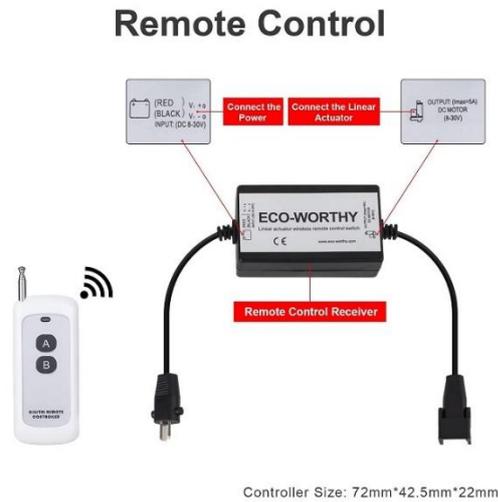


Figura 68. Componentes del controlador del actuador.

Tabla 25. Especificaciones controlador del actuador.

Especificaciones para el interruptor de control remoto inalámbrico	
Voltaje de entrada	8-30V
Tensión de salida	8-30V
Amperios máximos	5a
Distancia de control remoto	Menos de 50 metros
Método de control	Control apuntado

AC/DC Adapter



Figura 69. Adaptador AC/DC.

Tabla 26. Especificaciones adaptador AC/DC.

Especificaciones del adaptador CA/CC	
Modelo	BPX-1230
Voltaje de entrada	100-240V; 1.6A; 50/60 Hz
Tensión de salida	12V; 3A
Distancia de control remoto	Menos de 50 metros
Método de control	Control apuntado

3.2.9. Ruedas mecanismo tijeras

Para el cálculo de las ruedas de los mecanismos de las tijeras se considera, el Anexo 4 y 5, para aplicar la siguiente ecuación (1):

$$A = \frac{B + C}{D} * F$$

Donde:

- A: peso requerido de la rueda
- B: peso del equipo de transporte
- C: peso máximo
- D: número de ruedas a emplear
- F: factor de seguridad

Por lo que:

$$B = \frac{532.22 \text{ N}}{9.81 \text{ m/s}^2} = 54.25 \text{ kg}$$

$$C = \frac{2417.79 \text{ N}}{9.81 \text{ m/s}^2} = 246.46 \text{ kg}$$

$$A = \frac{54.25 \text{ kg} + 246.46 \text{ kg}}{2} \cdot 2 = 300.71 \text{ kg}$$

3.2.9.1 Selección de las ruedas del mecanismo de la tijera

El peso que debe soportar cada rueda, que se ubica en las tijeras es de 300.71 kg y se selecciona la siguiente rueda, según el Anexo 5.

Serie 170 / Olimpia Nylon

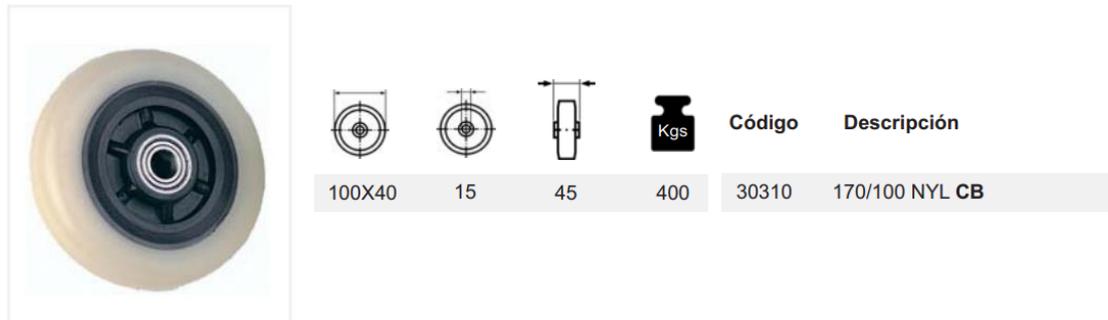


Figura 70. Polea Nylon.

3.2.10. Diseño del pasador de la estructura

La mayor fuerza a la que está sometida el pasador de la estructura es de 2901.72 N. Para el diseño se considera que este sujeto a corte, además el factor de seguridad impuesto será de 4. A continuación, se emplea la resistencia a la fluencia cortante, donde el esfuerzo admisible es:

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n} \quad (61)$$

Donde:

$$S_{sy} = 0.577 \cdot S_y \quad (62)$$

El material de los pasadores es el acero ASTM A36, con una resistencia a la fluencia de 250 MPa.

$$\tau = \frac{0.577 S_y}{n}$$

$$\tau = \frac{0.577 \cdot 250 \cdot 10^6 \text{ Pa}}{4}$$

$$\tau = 36.06 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante máximo por flexión para una viga circular se considera según el Anexo 3.

Forma de la viga	Fórmula	Forma de la viga	Fórmula
 Rectangular	$\tau_{\text{máx}} = \frac{3V}{2A}$	 Circular hueca con pared delgada	$\tau_{\text{máx}} = \frac{2V}{A}$
 Circular	$\tau_{\text{máx}} = \frac{4V}{3A}$	 Viga I estructural (con pared delgada)	$\tau_{\text{máx}} = \frac{V}{A_{\text{Alma}}}$

Figura 71. Fórmulas del esfuerzo cortante máximo debido a flexión [35].

$$\tau = \frac{4V}{3A} \quad (63)$$

$$\tau = \frac{4 \cdot \frac{2901.72 \text{ N}}{2}}{3 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}$$

$$36.06 \cdot 10^6 \text{ Pa} = \frac{16 \cdot 1450.86 \text{ N}}{3 \cdot \pi \cdot d^2}$$

$$d = 0.008 \text{ m}$$

El diámetro estandarizado para el pasador es de 10 mm.

3.2.11. Diseño de la ménsula de los extremos de la estructura

Se considera un diseño a cortante puro para la ménsula y por aplastamiento, además el material seleccionado será el acero ASTM A36. Para el diseño a cortante puro, la fuerza que se aplica es de 2901.72 N, el área, se considera la sección sombreada de la siguiente Figura 72.

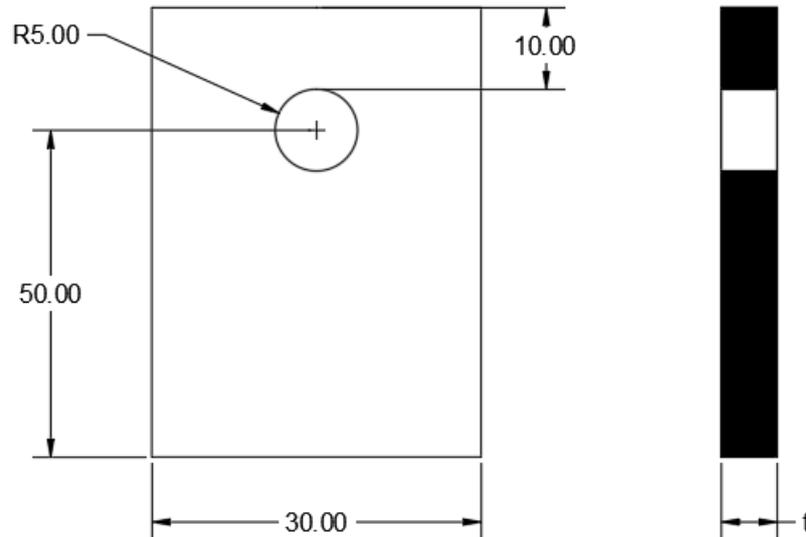


Figura 72. Ménsula extremos de la estructura.

$$A = 0.045 \cdot t + 0.010 \cdot t$$

$$A = 0.055 \cdot t [m^2]$$

El esfuerzo cortante es igual a:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (64)$$

El esfuerzo admisible es:

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n}$$

Donde:

- $S_{sy}: 0.577 \cdot S_y$
- $n: 3$

$$3 = \frac{0.577 \cdot 250 \cdot 10^6 \text{ Pa}}{\frac{2901.72 \text{ N}}{0.055 \cdot t \text{ [m}^2\text{]}}}$$

$$t = 1.09 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

En este caso se procede a diseñar por aplastamiento, donde el área de diseño es el diámetro de proyección del pasador que tiene sobre la ménsula.

$$A = 0.010 \cdot t \text{ [m}^2\text{]}$$

El esfuerzo por aplastamiento está dado por:

$$\sigma = \frac{0.9 \cdot S_y}{n} \quad (65)$$

$$n = \frac{0.9 \cdot S_y}{\frac{F}{A}} \quad (66)$$

Donde:

- $n: 3$

$$3 = \frac{0.9 \cdot 250 \cdot 10^6 \text{ Pa}}{\frac{2901.72 \text{ N}}{0.010 \cdot t}}$$

$$t = 3.87 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

El espesor seleccionado para la ménsula será de 4 mm.

3.2.12. Diseño de la ménsula que soporta el actuador lineal eléctrico

Se establece las mismas consideraciones realizadas en la sección anterior, donde la fuerza aplicada es de 1567.89 N, el diseño es a corte puro y para aplastamiento, y tiene las siguientes dimensiones.

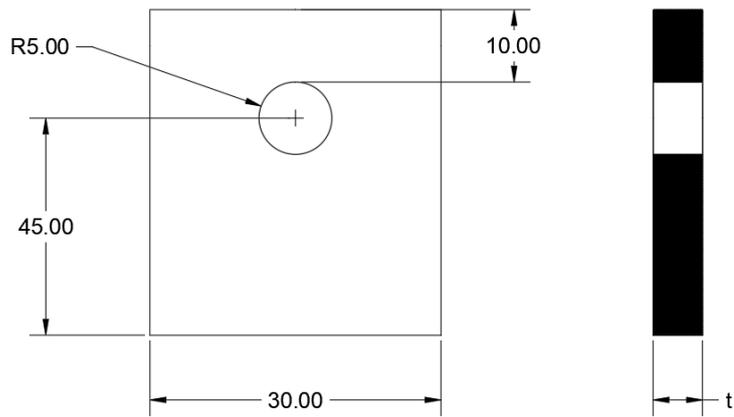


Figura 73. Ménsula que soporta el actuador lineal eléctrico.

El esfuerzo cortante es igual a:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

El esfuerzo admisible es:

$$\tau = \frac{S_{sy}}{n}$$

Donde:

- $S_{sy}: 0.577 \cdot S_y$
- $n: 3$

$$3 = \frac{0.577 \cdot 250 \cdot 10^6 \text{ Pa}}{\frac{1567.89 \text{ N}}{0.050 \cdot t \text{ [m}^2\text{]}}}$$

$$t = 6.52 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

El siguiente caso, es el diseño para aplastamiento, donde se considera el diámetro del pasador que, se proyecta en la ménsula, por lo que el área es igual a:

$$A = 0.010 \cdot t \text{ [m}^2\text{]}$$

$$n = \frac{0.9 \cdot S_y}{\frac{F}{A}}$$

$$3 = \frac{0.9 \cdot 250 \cdot 10^6}{\frac{1567.89 \text{ N}}{0.010 \cdot t \text{ [m}^2\text{]}}}$$

$$t = 2.09 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

La ménsula para el actuador lineal eléctrico tiene un espesor de 3 mm.

3.2.13. Diseño de la base inferior

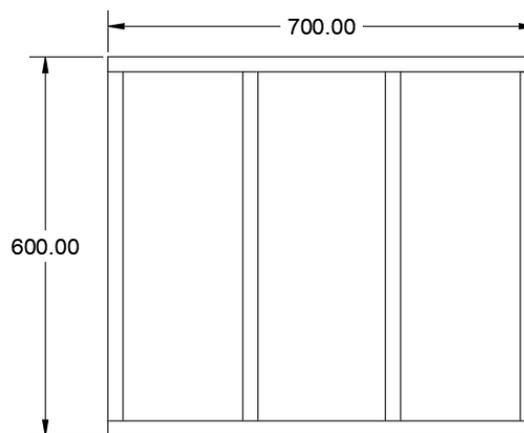


Figura 74. Dimensiones base inferior.

Para la base inferior se escogió el perfil cuadrado 40x40x1.2 mm y las siguientes consideraciones.

$$\text{Peso de la estructura} = 279 \text{ N}$$

$$\text{Peso a levantar} = 981 \text{ N}$$

$$\text{Carga total} = 1260 \text{ N}$$

La carga será distribuida en 0.7m, por lo que será una carga uniforme de 1800.00 N/m.

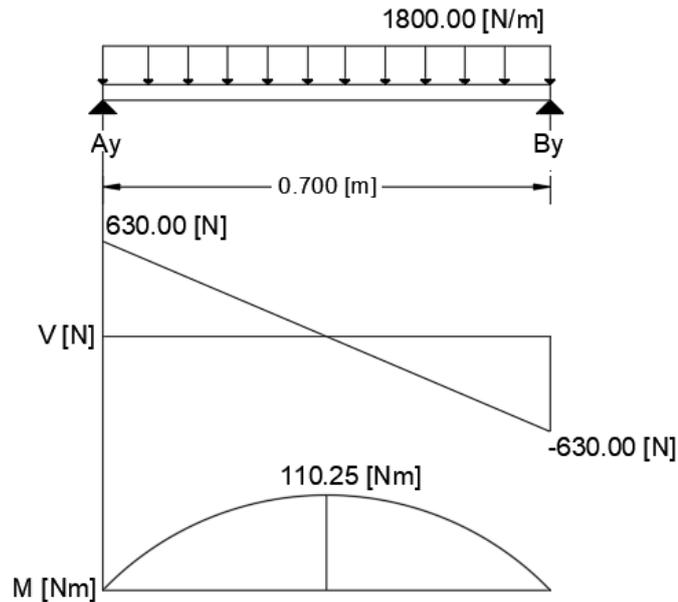


Figura 75. Diagrama de fuerza cortante y momento flector para la viga de 700 mm.

Se calcula el esfuerzo admisible a flexión, para un acero ASTM A36 y se usa la ecuación (5) y (7).

$$\sigma_{adm} = 0.66 S_y$$

$$\sigma_{adm} = 0.66 (250 \cdot 10^6)$$

$$\sigma_{adm} = 165 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma = \frac{110.25 \text{ Nm} \cdot 0.02 \text{ m}}{4.38 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$\sigma = 50.34 \text{ MPa}$$

Para una viga con apoyos simples, la $y_{m\acute{a}x}$ se usa la ecuación (8), según el Anexo 2.

$$y_{\text{m}\acute{a}\text{x}} = -\frac{5wl^4}{384EI}$$

$$y_{\text{m}\acute{a}\text{x}} = -\frac{5 \cdot 1800 \frac{\text{N}}{\text{m}} \cdot (0.7 \text{ m})^4}{384 \cdot 207 \cdot 10^9 \text{ Pa} \cdot 4.38 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4}$$

$$y_{\text{m}\acute{a}\text{x}} = -6.21 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Luego la ecuación (9).

$$\frac{L}{360}$$

$$\frac{L}{360} = \frac{0.7}{360}$$

$$\frac{L}{360} = 1.94 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

A partir de los datos obtenidos se obtiene que:

- $\sigma < \sigma_{adm}$
- $y_{\text{m}\acute{a}\text{x}} < \frac{L}{360}$

Se utilizó el software de modelado para, comprobar el factor de seguridad de la plataforma inferior, el cual es de 4.7, por lo que, la base inferior soporta todo el peso de la plataforma y las cargas externas sin inconvenientes.

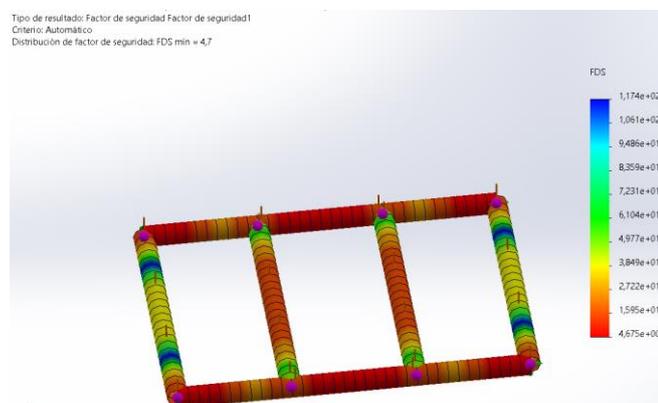


Figura 76. Análisis del factor de seguridad de base inferior.

3.2.14. Cálculo de la capacidad para la garrucha de la base

Para el cálculo de la capacidad de la rueda se usa la ecuación (1).

$$A = \frac{B + C}{D} * F$$

Donde:

- A: peso requerido de la rueda
- B: peso del equipo de transporte
- C: peso máximo
- D: número de ruedas a emplear
- F: factor de seguridad

$$B + C = \frac{1844.42 \text{ N}}{9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 188.01 \text{ kg}$$

$$A = \frac{188.01 \text{ kg}}{4} \cdot 2 = 94 \text{ kg}$$

3.2.14.1 Selección de la garrucha

La plataforma contará con dos garruchas giratorias, con mecanismo de bloqueo, que permiten el movimiento en cualquier dirección. El peso que tolera cada garrucha es de 94 kg, por lo que, en la siguiente Figura 78, se muestra la garrucha seleccionada, conforme al Anexo 6.

								Código	Descripción
80X24	104	65	60X60	46X46	6	100	07841	476/80 FDA POL AZUL	



Figura 78. Garrucha giratoria con mecanismo de bloqueo.

Las dos garruchas restantes deben tener la capacidad de ocupar una sola dirección, la garrucha seleccionada, se presenta en la siguiente Figura 79, acorde al Anexo 6.

					Código	Descripción
						
80X24	104	65	10	100	07848	478/80 POL AZUL



Figura 79. Garrucha fija.

3.2.15. Verificación del funcionamiento

La verificación del funcionamiento del equipo, se realizó con las partes principales: base superior, la estructura del brazo de la tijera y la base inferior. Las siguientes partes que conforman la plataforma son: las ménsulas, las poleas, actuador lineal eléctrico, los pasadores y las garruchas. Con el software de modelado, se procedió a diseñar las piezas restantes, según las dimensiones establecidas, en el cálculo analítico, para obtener el ensamble final de la máquina, que se muestra en la Figura 80.

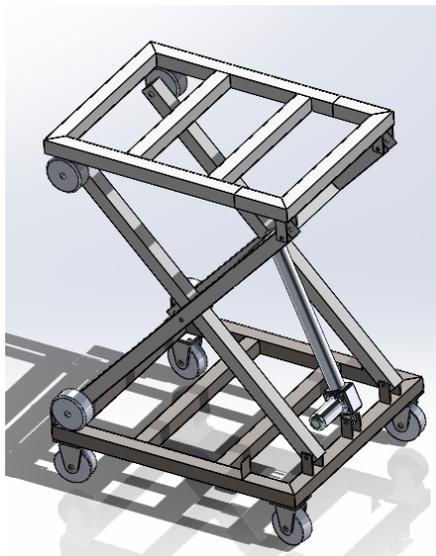


Figura 80. Modelado de la plataforma elevadora móvil.

Al emplear el software de modelado especializado, permite realizar una simulación estática, en donde, se aplica los 100 kg considerados para el diseño de la máquina. El análisis se realiza en la posición final, cuando alcanza la altura máxima, ya que, en este instante, los brazos de la tijera se encuentran desplegados, debido a esto, un tramo de la base superior, que tolera de manera directa el peso externo, forma una viga en voladizo, por lo que los soportes que generan las reacciones, cambian de posición y se encuentran cerca.

Con la simulación realizada, se obtiene el factor de seguridad que es de 2.9, este resultado indica que la estructura tolera el peso y cumple con el funcionamiento.

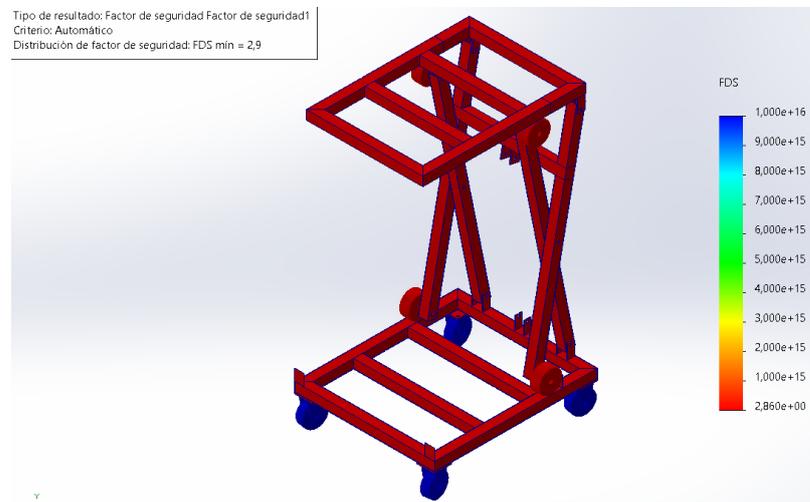


Figura 81. Análisis del factor de seguridad de la plataforma elevadora móvil.

Al concluir las etapas de diseño con simulación, se construyó la plataforma elevadora, y se verificó su correcto funcionamiento. Para esto, se colocó el refractómetro queratómetro en la mesa de la plataforma y se ejecutó el proceso de elevación con el descenso. En la Figura 82, se indica la posición inicial de la plataforma.



Figura 82. Plataforma elevadora móvil con el refractómetro queratómetro – Posición plegada.

La Figura 83, se indica la plataforma en la posición desplegada.



Figura 83. Plataforma elevadora móvil con el refractómetro queratómetro – Posición desplegada.

El funcionamiento de la plataforma elevadora móvil, no presenta problemas en elevar y descender, el refractómetro queratómetro, así mismo, proporcionan movilidad sin restricciones en las garruchas. Otro de los datos que se recolectó en la Tabla 26, es el tiempo de operación.

Tabla 26. Tiempo de operación.

Ilustración	Proceso	Altura	Tiempo
	Elevación	950 mm	29.53 segundos
	Descenso	660 mm	26.42 segundos

3.3. Costos del proyecto

3.3.1. Costos directos

Los costos directos engloban a los materiales empleados para construir la máquina, mano de obra y procesos adicionales aplicados.

3.3.1.1. Costos de materiales

La Tabla 27, detalle los materiales adquiridos, con un valor total de \$215.12 dólares americanos.

Tabla 27. Costo de materiales.

Detalle	Cantidad	Valor
Tubo cuadrado 40x40x2 mm	2	\$ 35,80

Detalle	Cantidad	Valor
Tubo cuadrado 40x40x1,2 mm	1	\$ 15
Garrucha 3" 90 Kg CA y PF Azul	4	\$ 25,84
Poleas Nylon 100 mm	4	\$ 22,66
Eje 3/4'	40 cm	\$ 2,55
Eje 5/8'	45 cm	\$ 3
Tablero de melamina	1	\$15
Actuador eléctrico de carrera de 16"	1	\$ 51,29
Controlador de actuador lineal	1	\$ 43,99
TOTAL		\$215,13

3.3.1.2. Costo de mano de obra y procesos adicionales

Los costos de mano de obra y procesos adicionales aplicados en la construcción de la máquina, se indican en la Tabla 28 y alcanzan un valor total de \$460.00 dólares americanos.

Tabla 28. Costo de mano de obra y procesos adicionales.

Detalle	Valor
Mano de obra	\$ 200
Procesos adicionales	\$ 260
TOTAL	\$ 460

3.3.1.3. Costo total directo

En la Tabla 29, se expone los costos directos totales del proyecto, con un valor de \$675.13 dólares americanos.

Tabla 29. Costo total directo.

Detalle	Valor
Costo de materiales	\$ 215,13
Costo de mano de obra y procesos adicionales	\$ 460
TOTAL	\$ 675, 13

3.3.2. Costos indirectos

Los costos indirectos que no influyeron en la construcción de manera directa en la máquina, se detallan en la Tabla 30 y estos valores ascienden a \$62.65 dólares americanos.

Tabla 30. Costos indirectos.

Detalle	Valor
Documentos de servicios postales	\$ 12,65
Transporte	\$ 50
TOTAL	\$ 62,65

3.3.3. Costo total del proyecto

El costo total del proyecto es de \$737.78, este valor surge de la sumatoria de costos directos e indirectos, presentados en la Tabla 31.

Tabla 31. Costo total del proyecto.

Detalle	Valor
Costos directos	\$ 675,13
Costos indirectos	\$ 62,65
TOTAL	\$ 737,78

CAPÍTULO IV

4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Los sistemas de levantamiento de carga se dividen, de acuerdo al, alcance de las plataformas que son: vertical y horizontal. Las plataformas verticales pueden operar a diferentes niveles de altura y las plataformas horizontales, poseen un brazo telescópico, el cual, permite abarcar un mayor espacio. Otro tipo de sistemas de levantamiento de cargas se, basa por el principio de trabajo, que son: hidráulico y neumático. Las plataformas tienen un sistema diferente, pero cada uno posee elementos o partes similares, los cuales sirven como base para el diseño de la máquina, estos son: bastidor, ruedas, mesa y tijeras.
- En los parámetros y requerimientos para, construir la máquina se, observó las consideraciones de altura de la plataforma. La altura máxima que debe alcanzar es de 950 milímetros y la altura mínima es de 660 mm. El peso a soportar es de 25 kg que, corresponde al refractómetro queratómetro y se añade un peso de 75 kg, adicional en consecuencia a la aplicación de fuerzas externas que, un individuo puede ejercer, al apoyarse involuntariamente en la máquina. Con los parámetros establecidos se, realiza una selección de alternativas, en dónde, se dispuso tres tipos de plataformas que utilizaban un mecanismo de tijera. Las consideraciones para la selección fueron según los criterios de: costo, facilidad de construcción, mantenimiento, facilidad de ensamblaje y movilidad. La alternativa seleccionada para el proyecto es la plataforma de tijera con actuador eléctrico.
- Las partes principales para el diseño de la máquina inició en la base superior, la cual está en contacto directo con el refractómetro queratómetro, por lo que debe soportar una carga distribuida de 1401.65 N/m, el perfil seleccionado es un tubo cuadrado de 40x40x2 mm del material ASTM A500. Al aplicar un análisis de elementos finitos, el factor de seguridad para este elemento es de 2.4.
- La segunda parte principal para el diseño de la máquina son las tijeras, las cuales deben poseer una longitud de 962 mm. En esta sección de las tijeras se realiza un diagrama de fuerzas debido a que el actuador eléctrico ejerce una fuerza en las

tijeras, por lo que, también se estudia la posición del actuador, para aplicar una menor fuerza al elevar y descender la carga. Para el diseño se consideró al actuador eléctrico en posición oblicua donde debe ejercer una fuerza de 1567, 89 N cuando la plataforma se encuentra plegada y una fuerza de 1567, 50 N cuando la plataforma está desplegada. El perfil para las tijeras es cuadrado de 40x40x1.2 mm del material ASTM A500 y al aplicar el análisis de elementos finitos se obtuvo un factor de seguridad de 3.3.

- La tercera parte principal de la máquina es la base inferior, ya que, debe soportar una carga distribuida de 1800 N/m, para la estructura se selecciona un perfil cuadrado de 40x40x1.2 mm de material ASTM A36, al aplicar un análisis de elementos finitos el factor de seguridad es de 4.7.
- El funcionamiento de la plataforma se evaluó cuando, la estructura se encuentra en la posición final, es decir, cuando las tijeras se encuentran desplegadas, por lo que un tramo de la base superior adoptaría la forma de viga en voladizo, al aplicar el análisis de elementos finitos, se obtiene un factor de seguridad de 2.9.

4.2 Recomendaciones

- Al ejecutar el examen visual se recomienda, activar el mecanismo de fijación de, las dos garruchas de la plataforma, para restringir el movimiento y no, obtener datos erróneos del refractómetro queratómetro
- No se debe intervenir en, el movimiento uniforme de las ruedas de las tijeras, en la posición plegada y desplegada, ni obstaculizar el espacio de carrera.
- Se recomienda no sobrepasar la carga máxima de 100 kg, para preservar la vida útil del actuador lineal eléctrico.

MATERIALES DE REFERENCIA

Referencias bibliográficas

- [1] P. Martínez. “Diseño, cálculo y dimensionado de una plataforma elevadora móvil de personal con accionamiento hidráulico.”, Tesis de Grado, Universidad de Valladolid, Valladolid, 2012.
- [2] D. Chicaiza. “Diseño y construcción de un elevador para motocicletas y cuatriciclos.”, Tesis de Grado, Escuela Politécnica del Ejército, Latacunga, 2011.
- [3] D. Veloz. “Diseño y construcción de un elevador electro neumático portátil para montaje y desmontaje de las ruedas y suspensión de un vehículo.”, Tesis de Grado, Escuela Politécnica del Ejército, Latacunga, 2010.
- [4] F. Gómez. (2015). Investigación en salud visual. [En Línea]. Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/40855> [Feb. 15, 2022].
- [5] P. Rueda. (2016). Guía infográfica de anatomía y salud humana: anatográfico salud visual. [En Línea] Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/51225> [Feb 15, 2022].
- [6] F. Álvarez. (2015). Salud ocupacional. [En Línea]. Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/69028> [Feb. 15, 2022].
- [7] M. Obregón. (2016). Fundamentos de ergonomía. [En Línea]. Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/40469> [Feb. 15, 2022].
- [8] J. Estrada. (2015). Ergonomía básica. [En Línea]. Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/70253> [Feb. 15, 2022].

- [9] G. Troglia. (2018). Estructuras metálicas: proyecto por estados límites. [En Línea]. Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/172522> [Feb. 15, 2022].
- [10] A. Miravete. (2016). Transportadores y elevadores. Editorial Reverté. [En Línea] Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/205226> [May. 10, 2022].
- [11] ELBIBLIOTE. “GRANDES INVENTOS: LA RUEDA”. Internet: <http://elbibliote.com/resources/Temas/html/1403.php#:~:text=GRANDES%20INVENTOS%3A%20LA%20RUEDA,necesario%20para%20trasladar%20objetos%20pesados> [May. 10, 2022].
- [12] AFO, “Ruedas AFO”. Internet: http://www.ruedasafo.com/uploads/descargas/Catalogo_General_Ruedas_2016_SIN_PVP.pdf [May. 10, 2022].
- [13] V. Ripoll. (2014). Manual técnico de carretillas elevadoras. [En Línea] Disponible en: <https://books.google.com.ec/books?id=SrEeEAAAQBAJ&pg=PA690&dq=plataformas+elevadoras&hl=es-419&sa=X&ved=2ahUKEwiZgdn36cH3AhWTFzQIHXqXBrE4ChDoAXoECAcQAg#v=onepage&q=plataformas%20elevadoras&f=false> [May. 10, 2022].
- [14] E. Larrodé. (2002). Los transportes en la ingeniería industrial (teoría). [En Línea] Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/174430> [May. 10, 2022].
- [15] A. Cerón. “Diseño y construcción de una plataforma neumática móvil de carga en la compañía Motraregs Cía. Ltda.”, Tesis de Grado, Universidad Técnica de Ambato, 2016.

- [16] E. Navas. (2018). Prevención de riesgos laborales en el manejo de carretillas elevadoras. [En Línea] Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/111444> [May. 10, 2022].
- [17] J. Vargas. (2014). Farmacoterapéutico ocular del segmento anterior: guía para optómetras, médicos generales y cuerpo profesional del cuidado primario de la salud visual y ocular. [En Línea] Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/71144> [May. 10, 2022].
- [18] Huvitz. “Queratómetro con Tecnología de Control Inteligente de Movimiento”. Internet: <http://spectrum.com.uy/sitio/wp-content/uploads/2015/09/HRK-1.pdf> [May. 10, 2022].
- [19] A. Pytel. (2012). Ingeniería mecánica estática. [En Línea] Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/39983> [May. 10, 2022].
- [20] O. Zienkiewicz. (2018). El método de los elementos finitos. [En Línea] Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/100522> [May. 10, 2022].
- [21] DIPAC. “Catálogo de Acero”. Internet: <https://www.dipacmanta.com/Catalogos-descargas/catalogo-2020.pdf> [Oct. 10, 2022].
- [22] SUMITEC. “ACERO ESTRUCTURAL ACERO ASTM A36”. Internet: <https://www.sumiteccr.com/acero/estructural/AE01.pdf> [Oct. 10, 2022].
- [23] STTASA. “RUEDAS PARA DIVERSAS CARGAS”. Internet: http://www.catalogo.sitasa.com/familias/ruedas/01_1.pdf [Oct. 10, 2022].
- [24] E. García. (2020). Automatización de procesos industriales: robótica y automática. [En Línea] Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/129686> [Oct. 10, 2022].

- [25] Productos de movimiento lineal. “Controlador de actuador lineal”. Internet: https://www.amazon.com/-/es/ECO-LLC-Controlador-interruptor-inal%C3%A1mbrico/dp/B07FVLXB1D/ref=d_pd_sbs_sccl_4_2/137-1815582-6163809?pd_rd_w=GG25L&content-id=amzn1.sym.3676f086-9496-4fd7-8490-77cf7f43f846&pf_rd_p=3676f086-9496-4fd7-8490-77cf7f43f846&pf_rd_r=KG5WPTYR4P9KCQH49B4B&pd_rd_wg=r6mjY&pd_rd_r=69352b92-ff13-46f5-84d9-ae89c8f21144&pd_rd_i=B07FVLXB1D&th=1 [Oct. 10, 2022].
- [26] C. Alonso (2014). Manual de prácticas de soldadura. [En Línea] Disponible en: <https://elibro.net/es/lc/uta/titulos/43058> [Oct. 10, 2022].
- [27] DEWALT, “Catálogo de productos”. [En línea]. Available: <http://www.dewaltcenter.com.ec/catalogo/index.html#p=2> [Oct. 10, 2022].
- [28] ASLAK METAL, “Catalogo de tornos para metal”. [En línea]. Available: <https://maquinaria10.com/recursos/catalogos/catalogo-tornos-metal.pdf> [Oct. 10, 2022].
- [29] Greencut, “Catálogo de taladro de columna”. [En línea]. Available: <https://cdn.manomano.com/files/pdf/14162529.pdf> [Oct. 10, 2022].
- [30] R. Carles (2002). El enmarque del diseño, Diseño de máquinas V. Metodología. ETSEIB, pp. 59-62 [Oct. 10, 2022].
- [31] Standford MEDICINE. “ÍNDICE DE CRECIMIENTO NORMAL”. Internet: <https://www.stanfordchildrens.org/es/topic/default?id=normalgrowth-90-P04728> [Nov. 20, 2022].

[32] “La estatura de los ecuatorianos se incrementó en cuatro décadas.” El Telégrafo (Oct. 24, 2017), p.21.

[33] B. Jordi “Plataforma tipo tijera.”, Tesis de Grado, ETSEIB, 2018.

[34] Productos de transmisión de energía. “Actuadores de Movimiento Lineal”.
Internet: https://www.amazon.com/-/es/Actuadores-el%C3%A9ctricos-actuadores-resistentes-reclinable/dp/B07KW165SX/ref=sr_1_3?__mk_es_US=%C3%85M%C3%85%C5%BD%C3%95%C3%91&crd=2Y1IPHOEI0FOH&keywords=electric%2Blinear%2Bactuator%2Bwith%2Bmotor&qid=1668347563&srefix=actuador%2Blineal%2Bel%C3%A8ctrico%2Bcon%2Bmotor%2B%2Caps%2C198&sr=8-3&th=1 [Nov. 20, 2022].

[35] G. Richard y Keith. J. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, décima ed. 2018.

Anexos

ANEXO 1. Perfil estructural cuadrado



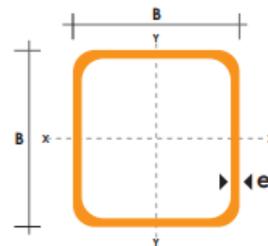
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6 mts.
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20mm a 100mm
Espesor	Desde 2,0mm a 3,0mm



DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
A mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm2	I cm4	W cm3	i cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84

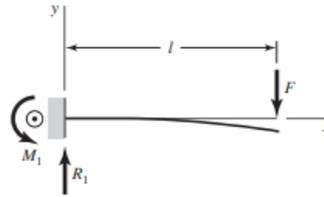


ANEXO 2. Fórmulas para resolución de vigas

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas. (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

1 En voladizo: carga en extremo

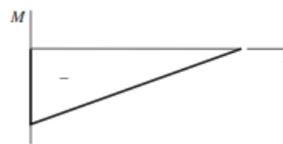


$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fl$$

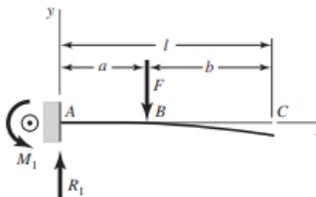
$$M = F(x - l)$$

$$y = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3l)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{3EI}$$



2 En voladizo: carga intermedia



$$R_1 = V = F \quad M_1 = Fa$$

$$M_{AB} = F(x - a) \quad M_{BC} = 0$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{6EI}(x - 3a)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3x)$$

$$y_{\text{máx}} = \frac{Fa^2}{6EI}(a - 3l)$$

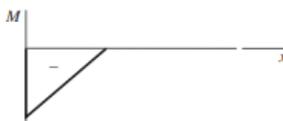
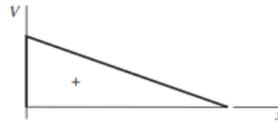
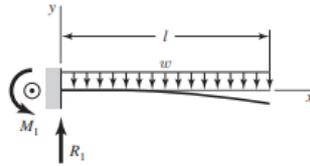


Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)

(Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

3 En voladizo: carga uniforme



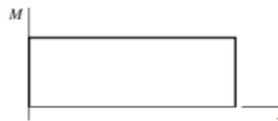
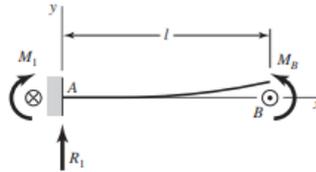
$$R_1 = wl \quad M_1 = \frac{wl^2}{2}$$

$$V = w(l - x) \quad M = -\frac{w}{2}(l - x)^2$$

$$y = \frac{wx^2}{24EI}(4lx - x^2 - 6l^2)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{8EI}$$

4 En voladizo: carga de momento



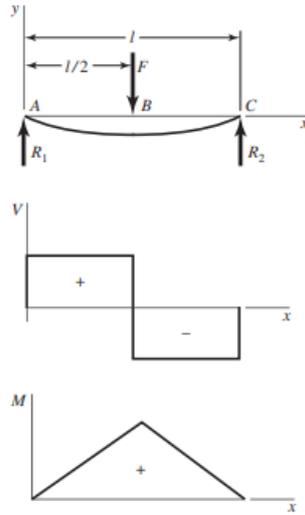
$$R_1 = V = 0 \quad M_1 = M = M_B$$

$$y = \frac{M_B x^2}{2EI} \quad y_{\text{máx}} = \frac{M_B l^2}{2EI}$$

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

5 Apoyos simples: carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

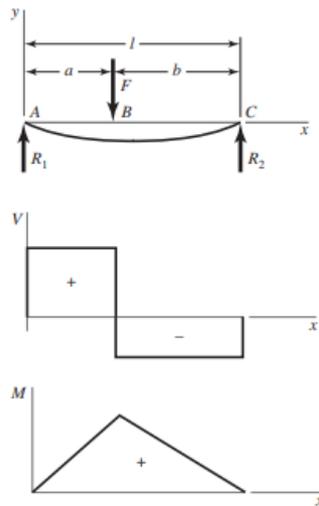
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

6 Apoyos simples: carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb}{l} \quad R_2 = \frac{Fa}{l}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fbx}{l} \quad M_{BC} = \frac{Fa}{l}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fbx}{6EI}(x^2 + b^2 - l^2)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa(l-x)}{6EI}(x^2 + a^2 - 2lx)$$

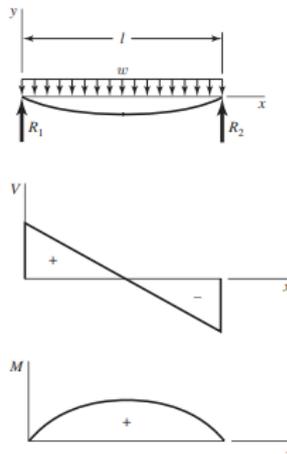
Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas

(continuación)

(Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

7 Apoyos simples: carga uniforme



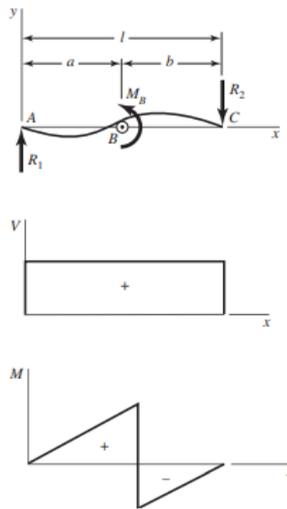
$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad V = \frac{wl}{2} - wx$$

$$M = \frac{wx}{2}(l - x)$$

$$y = \frac{wx}{24EI}(2lx^2 - x^3 - l^3)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{5wl^4}{384EI}$$

8 Apoyos simples: carga de momento



$$R_1 = R_2 = \frac{M_B}{l} \quad V = \frac{M_B}{l}$$

$$M_{AB} = \frac{M_B x}{l} \quad M_{BC} = \frac{M_B}{l}(x - l)$$

$$y_{AB} = \frac{M_B x}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 6al + 2l^2)$$

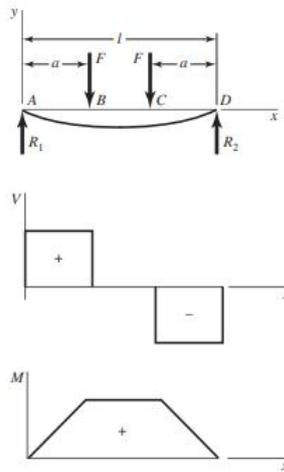
$$y_{BC} = \frac{M_B}{6EI}[x^3 - 3lx^2 + x(2l^2 + 3a^2) - 3a^2l]$$

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)

(Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

9 Apoyos simples: cargas idénticas



$$R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$$

$$V_{CD} = -F$$

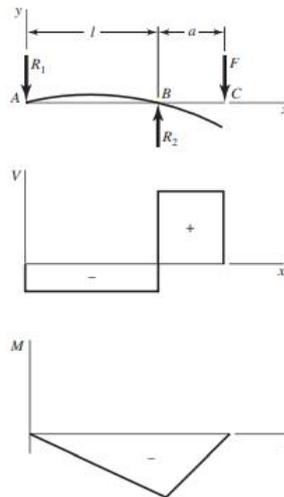
$$M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la)$$

$$y_{BC} = \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx)$$

$$y_{\max} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$$

10 Apoyos simples: carga en voladizo



$$R_1 = \frac{Fa}{l} \quad R_2 = \frac{F}{l}(l+a)$$

$$V_{AB} = -\frac{Fa}{l} \quad V_{BC} = F$$

$$M_{AB} = -\frac{Fax}{l} \quad M_{BC} = F(x-l-a)$$

$$y_{AB} = \frac{Fax}{6EI}(l^2 - x^2)$$

$$y_{BC} = \frac{F(x-l)}{6EI}[(x-l)^2 - a(3x-l)]$$

$$y_C = -\frac{Fa^2}{3EI}(l+a)$$

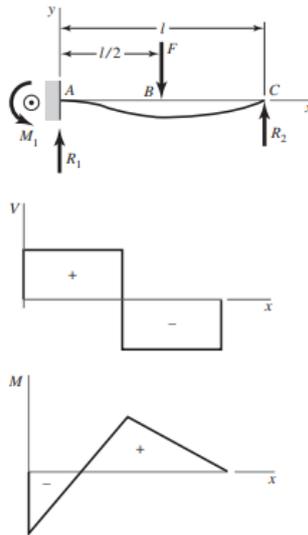
(continúa)

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)

(Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

11 Un apoyo fijo y el otro simple: carga central



$$R_1 = \frac{11F}{16} \quad R_2 = \frac{5F}{16} \quad M_1 = \frac{3Fl}{16}$$

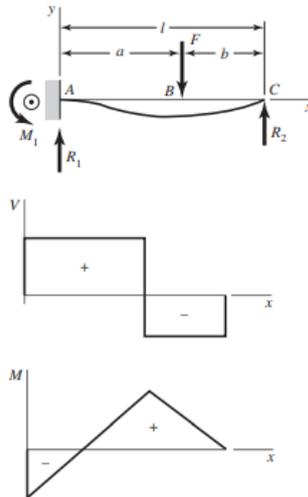
$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{F}{16}(11x - 3l) \quad M_{BC} = \frac{5F}{16}(l - x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{96EI}(11x - 9l)$$

$$y_{BC} = \frac{F(l-x)}{96EI}(5x^2 + 2l^2 - 10lx)$$

12 Un apoyo fijo y el otro simple: carga intermedia



$$R_1 = \frac{Fb}{2l^3}(3l^2 - b^2) \quad R_2 = \frac{Fa^2}{2l^3}(3l - a)$$

$$M_1 = \frac{Fb}{2l^2}(l^2 - b^2)$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fb}{2l^3}[b^2l - l^3 + x(3l^2 - b^2)]$$

$$M_{BC} = \frac{Fa^2}{2l^3}(3l^2 - 3lx - al + ax)$$

$$y_{AB} = \frac{Fbx^2}{12EI^3}[3l(b^2 - l^2) + x(3l^2 - b^2)]$$

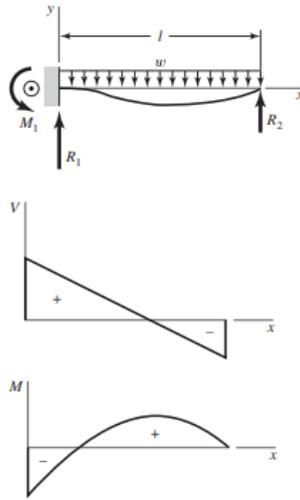
$$y_{BC} = y_{AB} - \frac{F(x-a)^3}{6EI}$$

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)

(Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

13 Un apoyo fijo y el otro simple: carga uniforme



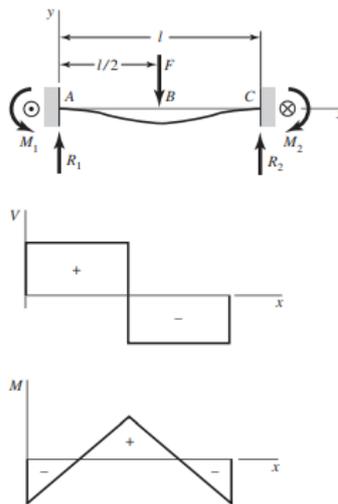
$$R_1 = \frac{5wl}{8} \quad R_2 = \frac{3wl}{8} \quad M_1 = \frac{wl^2}{8}$$

$$V = \frac{5wl}{8} - wx$$

$$M = -\frac{w}{8}(4x^2 - 5lx + l^2)$$

$$y = \frac{wx^2}{48EI}(l-x)(2x-3l)$$

14 Apoyos fijos: carga central



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{Fl}{8}$$

$$V_{AB} = -V_{BC} = \frac{F}{2}$$

$$M_{AB} = \frac{F}{8}(4x - l) \quad M_{BC} = \frac{F}{8}(3l - 4x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx^2}{48EI}(4x - 3l)$$

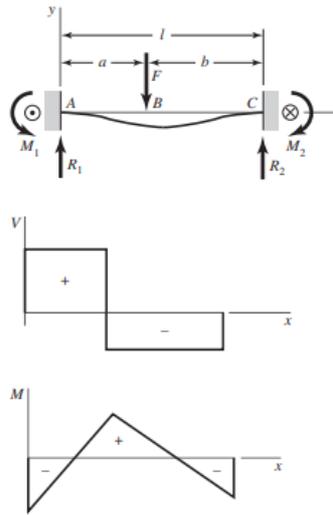
$$y_{\text{máx}} = -\frac{Fl^3}{192EI}$$

(continúa)

Tabla A-9

Cortante, momento y deflexión de vigas (continuación)
 (Nota: La fuerza y las reacciones de momento son positivas en las direcciones que se muestran; las ecuaciones de la fuerza cortante V y el momento cortante M siguen las convenciones de signos que se dieron en la sección 3-2.)

15 Un apoyo fijo y el otro simple: carga central



$$R_1 = \frac{Fb^2}{l^3}(3a + b) \quad R_2 = \frac{Fa^2}{l^3}(3b + a)$$

$$M_1 = \frac{Fab^2}{l^2} \quad M_2 = \frac{Fa^2b}{l^2}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

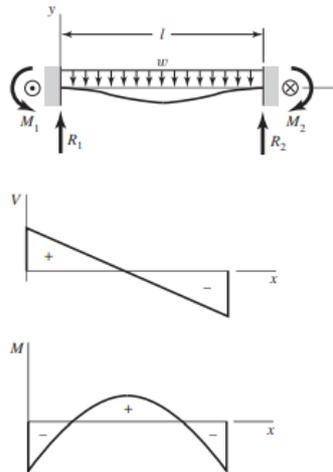
$$M_{AB} = \frac{Fb^2}{l^3}[x(3a + b) - al]$$

$$M_{BC} = M_{AB} - F(x - a)$$

$$y_{AB} = \frac{Fb^2x^2}{6EI^3}[x(3a + b) - 3al]$$

$$y_{BC} = \frac{Fa^2(l - x)^2}{6EI^3}[(l - x)(3b + a) - 3bl]$$

16 Un apoyo fijo y el otro simple: carga intermedia



$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = \frac{wl^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

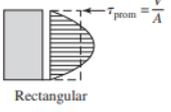
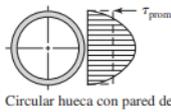
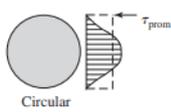
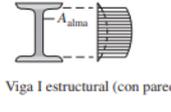
$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l - x)^2$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

ANEXO 3. Fórmulas del esfuerzo cortante máximo debido a flexión

Tabla 3-2

Fórmulas del esfuerzo cortante máximo debido a flexión.

Forma de la viga	Fórmula	Forma de la viga	Fórmula
 <p>Rectangular</p>	$\tau_{\text{máx}} = \frac{3V}{2A}$	 <p>Circular hueca con pared delgada</p>	$\tau_{\text{máx}} = \frac{2V}{A}$
 <p>Circular</p>	$\tau_{\text{máx}} = \frac{4V}{3A}$	 <p>Viga I estructural (con pared delgada)</p>	$\tau_{\text{máx}} \doteq \frac{V}{A_{\text{alma}}}$

ANEXO 4. Normativa capacidad de carga de ruedas

Nuestra fabricación estándar está representada en este catálogo. Nuestros años de experiencia en el desarrollo de nuestros productos y nuestro continuo perfeccionamiento nos permiten ampliar la gama y conseguir un gran surtido para todas las necesidades del mercado.

Para la elección de la rueda idónea al campo de aplicación al que va destinada, se deben tener en cuenta varios factores variables que, en ocasiones, son difíciles de evaluar por la variedad de productos existentes.

Capacidad de Carga:

Para poder calcular la capacidad de carga se debe disponer de los siguientes datos:

- 1 – Peso del aparato de transporte.
- 2 – Carga máxima.
- 3 – Número de ruedas aplicadas.

Ejemplo de cálculo:

A= Capacidad de carga requerida de la rueda.

B= Peso del aparato de transporte.

C= Carga máxima.

D= Número de ruedas aplicadas.

F= Factor de seguridad.

$$A = \frac{B+C}{D} \times F$$



El factor de seguridad F indica la variación de las condiciones normales de aplicación. Pisos en buen estado, velocidad recomendada, carga repartida correctamente, con desplazamiento recto y temperatura ambiente según las recomendaciones de +10°C hasta +30°C, se consideran condiciones estándar y en raros casos hay que aplicar el parámetro de seguridad.

Según la gravedad de las condiciones de aplicación, para establecer la carga se deberá aplicar el factor de seguridad.

Las capacidades de carga expresadas en el Catálogo de Ruedas, están basadas en los principios extraídos de las Normas ISO 2175 y UNE-EN 12527 (Ruedas y Soportes Rodantes – Métodos e instrumentos de ensayo).

En caso de ruedas neumáticas, ruedas con bandajes super-elásticos, se puede alcanzar velocidades superiores a 4 km/h., lo que se deberá tener en cuenta para efectuar una reducción de la capacidad de carga a más velocidad.

En este catálogo se han indicado las cargas con capacidad dinámica, en el caso de que las ruedas estén expuestas a capacidades de carga estáticas, se puede indicar, en la mayoría de los casos, que se dispone de una capacidad de carga superior, aproximadamente en un 25% de su capacidad nominal.

ANEXO 5. Catálogo de poleas

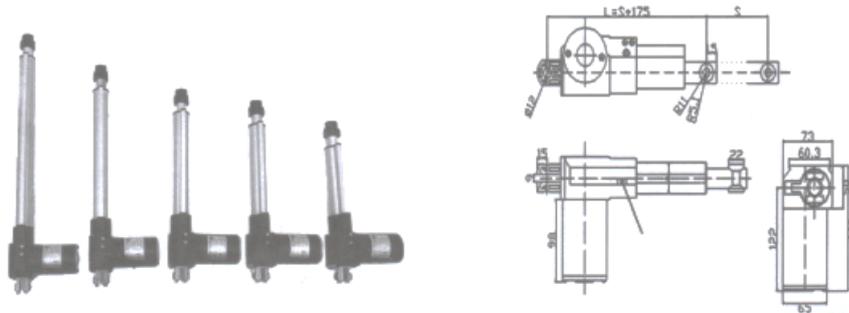
AROS NYLON (POLIAMIDA)				de 200 a 950 kgs.	
Serie 170 / Olimpia Nylon					
					
				Código	Descripción
100X40	15	45	400	30310	170/100 NYL CB
130X40	15	45	550	30330	170/130 NYL CB
160X45	20	60	750	30350	170/160 NYL CB
200X50	20	60	950	30370	170/200 NYL CB
Aro: Bandaje de nylon, inyectado sobre núcleo de nylon (poliamida) en diám. 100-130 m/m. y en diám. 160-200 m/m. con llantas de aluminio desmontables.					
Rodamiento: CB dos cojinetes a bolas de precisión.					
Serie 185-187 / Polinyl					
					
				Código	Descripción
76X46	15	50	400	30537	185/76 N.N. Ø15
	20	50	400	30539	185/76 N.N. Ø20
	25	50	400	30545	185/76 N.N. Ø25
80X32	15	42	300	30653	185/80 N.N.
100X35	20	38	500	30682	185/100 N.N. Ø20
	25	38	500	30692	185/100 N.N. Ø25
	31	38	500	30722	185/100 N.N. Ø31
50X20	8	23	50	30709	187/50 N.N.
56X21	12	24	70	30790	187/56 N.N. Ø12
	16	24	70	30820	187/56 N.N. Ø16
60X19	10	21	60	30832	187/60 N.N.
80X20	12	25	200	31003	187/80X20 N.N.
80X24	12	32	200	31004	187/80X24 N.N.
160X33	20	48	600	31005	187/160 N.N. Ø20
	25	48	600	31006	187/160 N.N. Ø25
200X50	22	58	700	31008	187/200 N.N.
Aro: Monobloque de nylon (poliamida) inyectado en color negro.					
Rodamiento: Suje con taladro liso.					
Serie 188-FV / Fibra Vidrio					
					
				Código	Descripción
80X32	12	39	200	30515	188/80 FV
100X35	15	45	250	30580	188/100 FV
130X40	15	45	400	30590	188/130 FV
160X45	20	60	600	30598	188/160 FV
200X50	20	60	800	30556	188/200 FV
Aro: Monobloque de nylon (poliamida) reforzado con fibra de vidrio. Gran resistencia a impactos térmicos (-20°C a +130°C)					

ANEXO 6. Garruchas

476/478 POL A		SERIE CLIPER					de 50 a 100 kgs.			
								Código	Descripción	
	40X18	58	49	42X42	30X30	5	50	07833	476/40 POL AZUL	
	50X19	72	49	60X60	46X46	6	60	07836	476/50 POL AZUL	
	60X24	82	51	60X60	46X46	6	80	07838	476/60 POL AZUL	
	80X24	104	65	60X60	46X46	6	100	07840	476/80 POL AZUL	
								Código	Descripción	
	40X18	58	49	42X42	30X30	5	50	07835	476/40 FA POL AZUL	
	50X19	72	49	60X60	46X46	6	60	07837	476/50 FDA POL AZUL	
	60X24	82	51	60X60	46X46	6	80	07839	476/60 FDA POL AZUL	
	80X24	104	65	60X60	46X46	6	100	07841	476/80 FDA POL AZUL	
						Código	Descripción			
	40X18	58	49	10	50	07842	478/40 POL AZUL			
	50X19	72	49	10	60	07844	478/50 POL AZUL			
	60X24	82	51	10	80	07846	478/60 POL AZUL			
	80X24	104	65	10	100	07848	478/80 POL AZUL			
						Código	Descripción			
	40X18	58	49	10	50	07843	478/40 FA POL AZUL			
	50X19	72	49	10	60	07845	478/50 FDA POL AZUL			
	60X24	82	51	10	80	07847	478/60 FDA POL AZUL			
	80X24	104	65	10	100	07849	478/80 FDA POL AZUL			
							Código	Descripción		
	40X18	58	42X42	30X30	5	50	07752	479/40 POL AZUL		
	50X19	72	60X60	46X46	6	60	07753	479/50 POL AZUL		
	60X24	82	60X60	46X46	6	80	07754	479/60 POL AZUL		
	80X24	104	60X60	46X46	6	100	07755	479/80 POL AZUL		

ANEXO 7. Características actuador lineal eléctrico

LINEAR ACTUATOR



SSSS STRO SPECIFICATIONS	100	150	200	250	300	350	400
Stroke Length(S)	100mm	150mm	200mm	250mm	300mm	350mm	400mm
Rated Load (Max)	6000N						
	Thrust up to 6000 N in push.and up to 4000 N in pull						
Rated Voltage	12VDC						
Rated Current	3Amps						
Free load speed:	6.5mm-45mm/s						
Rated load speed:	4.5mm-45mm/s						
Limit Switches	Fixed Inner (not Adjustable)						
Operation Temperature	-5°Cto+ 50°C						
Protection Class	IP44						
Noise Level	<=48dB						

Duty Cycle	10%or 2 minutes continuous use followed by 18 minutes
	Minimum installation size (the distance between the front and rear holes when the push rod is fully retracted): $L = S(\text{Stroke Length}) + 175\text{mm}$;
	the push rod is fully extended to the distance between the front and rear holes= $2 \cdot S(\text{Stroke Length}) + 175\text{mm}$
	This series of DC electric actuators are widely used in electric nursing beds, operating beds, traction beds, massage chairs, dental chairs, electric wheelchairs, electric sofas, electric booths, electric skylights, ergonomic furniture and other occasions that require linear motion actuators. Installation It is very convenient and widely used in many fields such as medical treatment, fire protection, household appliances, electromechanical, chemical industry, sanitary ware, leisure and so on.

ANEXO 8. Características del controlador del actuador lineal eléctrico

MANUAL OF LINEAR ACTUATOR WIRELESS REMOTE CONTROL SWITCH



Wireless Remote Control Switch for DC electric motor, it is a forward-reverse controller, which enables the motor moving forward and backward. Remote control comes along with forward-reverse controller enables distance controlling. Widely input voltage for 8-30V Motor , high-current output (max output is 5A), Remote control distance can reach 50 meters .(may decreased by environment and load)

Specifications for Wireless Remote Control Switch	
Input voltage	8-30V
Output voltage	8-30V
Max Amps	5A
Prevent back-connect protection	yes
Remote control distance	Less than 50 meters
control method	pointing control

Specifications for AC/DC Adapter	
Model	BPX-1230
Input voltage	100-240V ; 1.6A; 50/60 Hz
Output voltage	12V; 3A
Note	(1)This device may not cause harmful interference. (2)This device may accept any interference,including interference that may cause undesired operation.

Specific functions are described below:

1.Keys A control insist positive turn: When you press A, the motor action by corotation, stop when you loosen.

2.Keys B control insist reverse turn : When you press B, the motor action by reversal, stop when you loosen.

Notes:

1. The supply voltage, motor voltage and operating current should be within the allowable range.
2. This is not waterproof cotroller, please keep it dry and clean and avoid from direct sunlight.
3. Do not make the forward and reverse turn in a short time.
4. The capacity of the load is in inverse proportion to the remote distance. ,the bigger the shorter

The controller can work well when it is used in the straight line without any sheid ,if there is any shade ,it will influence the control distance .

It needs to replace the battery inside the remote controller when the remote control distance shorter than before.

ANEXO 10. Proceso de construcción

CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA



CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA



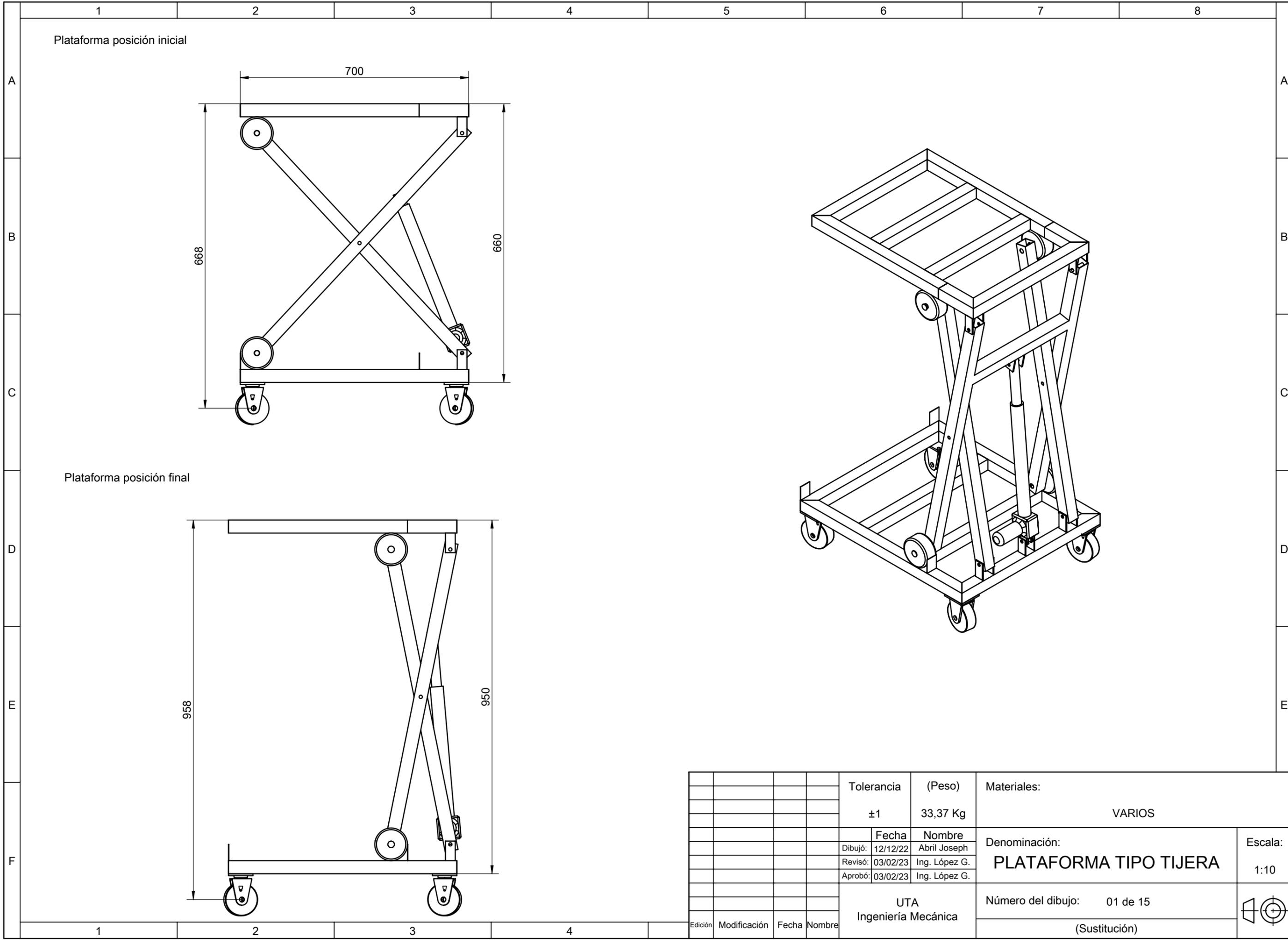
CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA



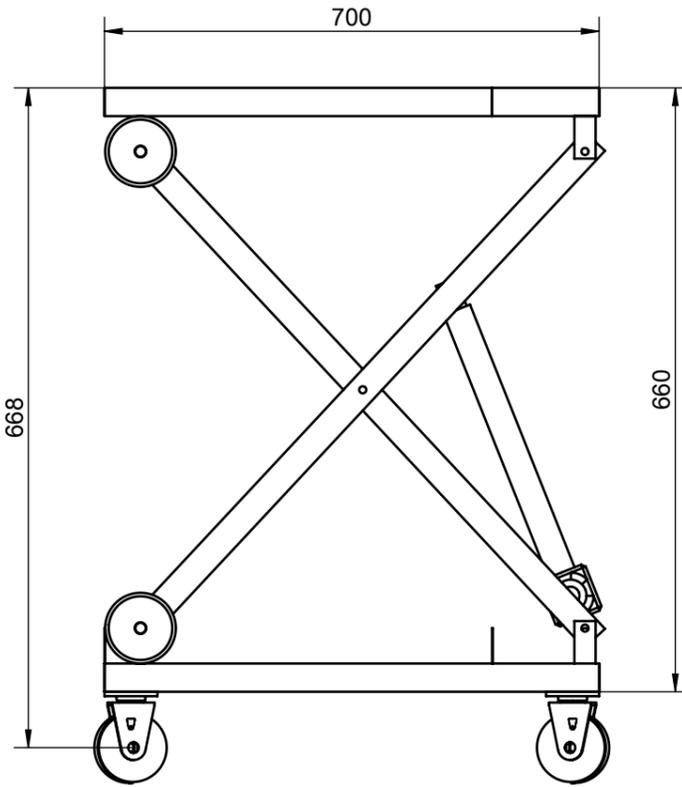
CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA



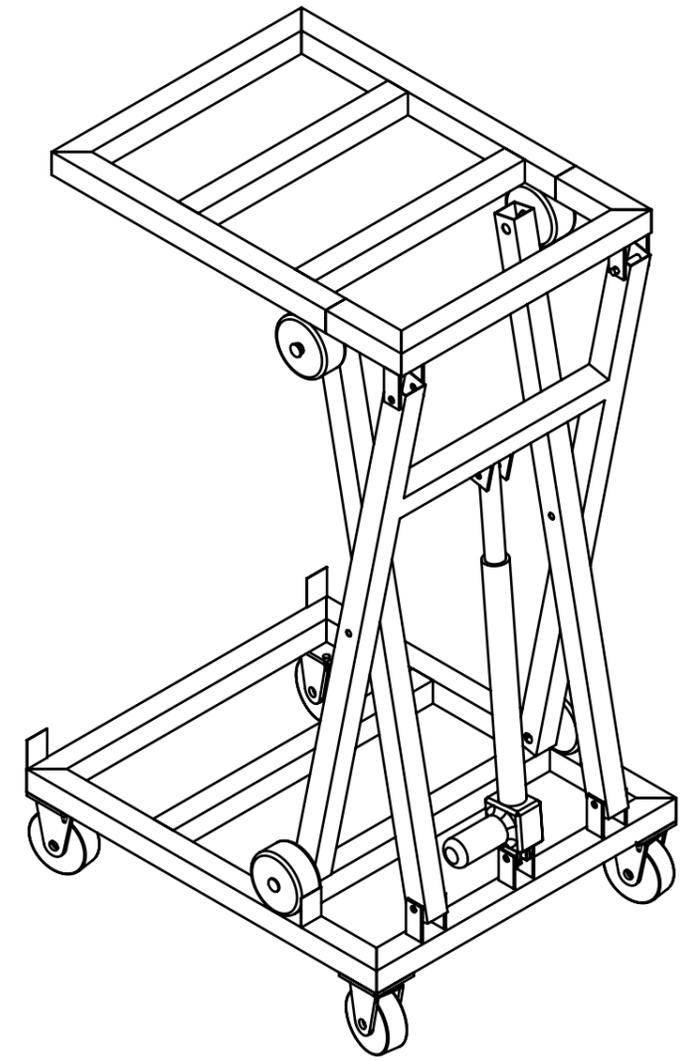
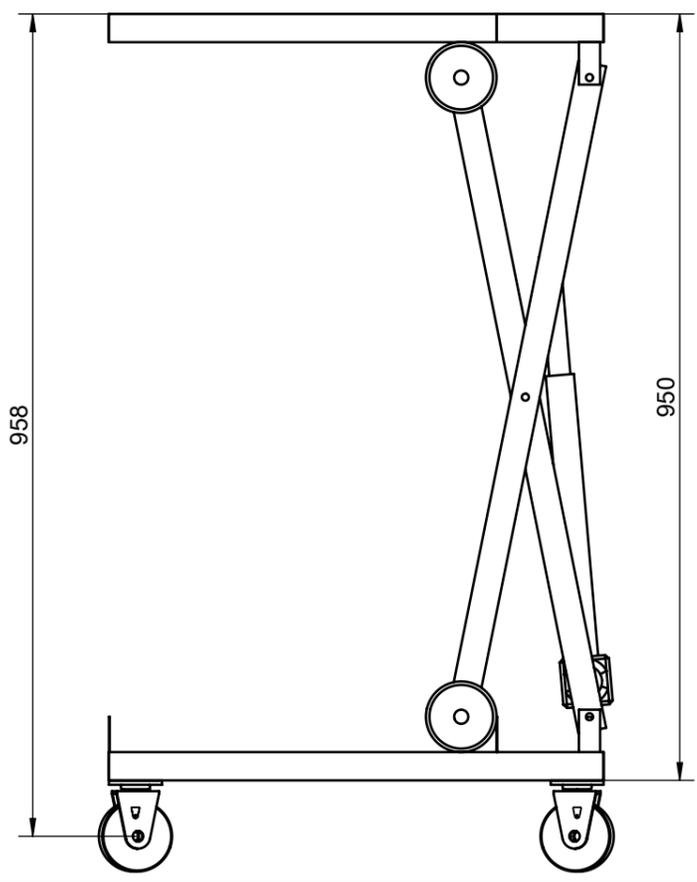
Anexo 11. Planos



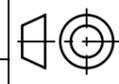
Plataforma posición inicial

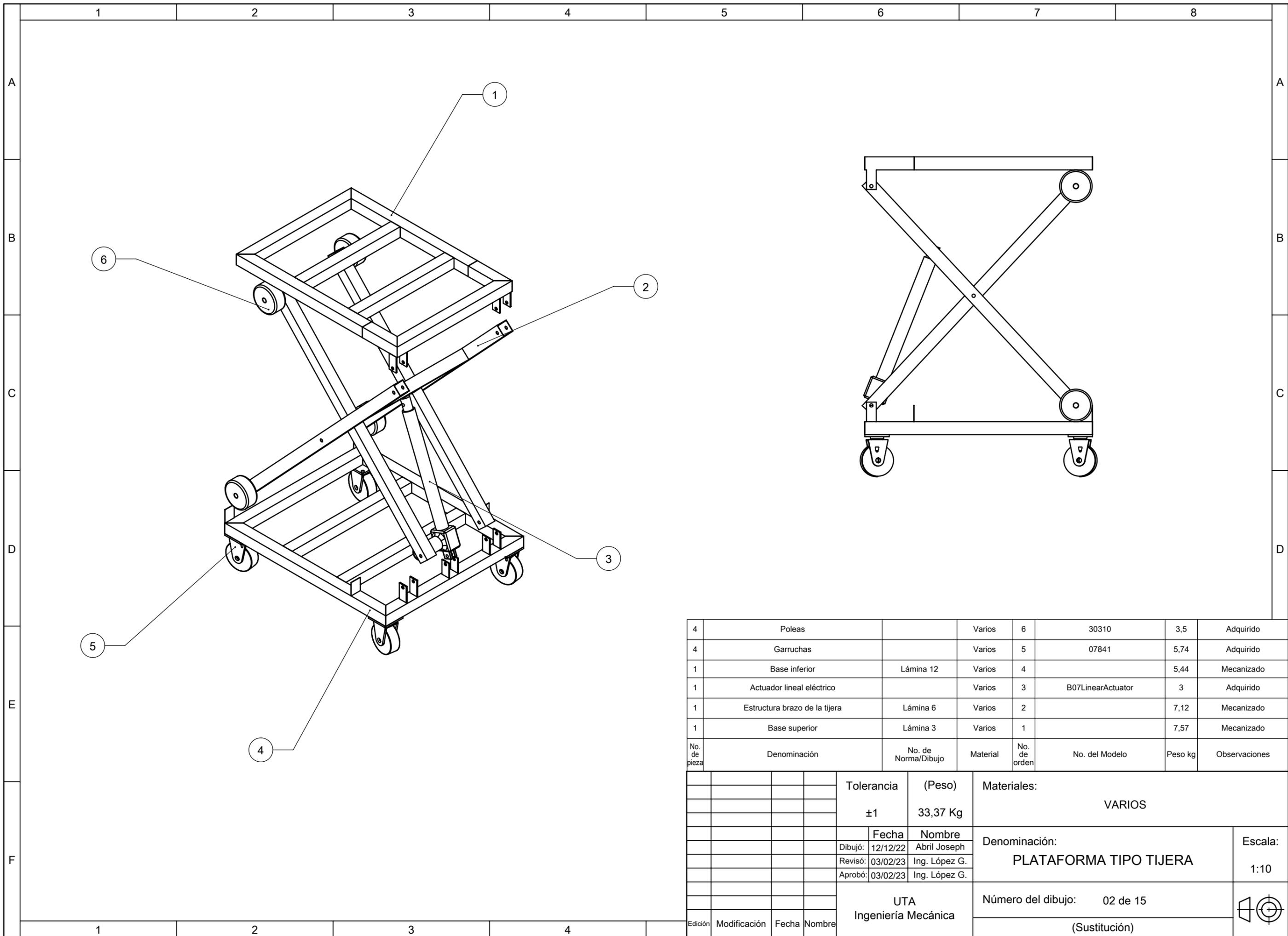


Plataforma posición final



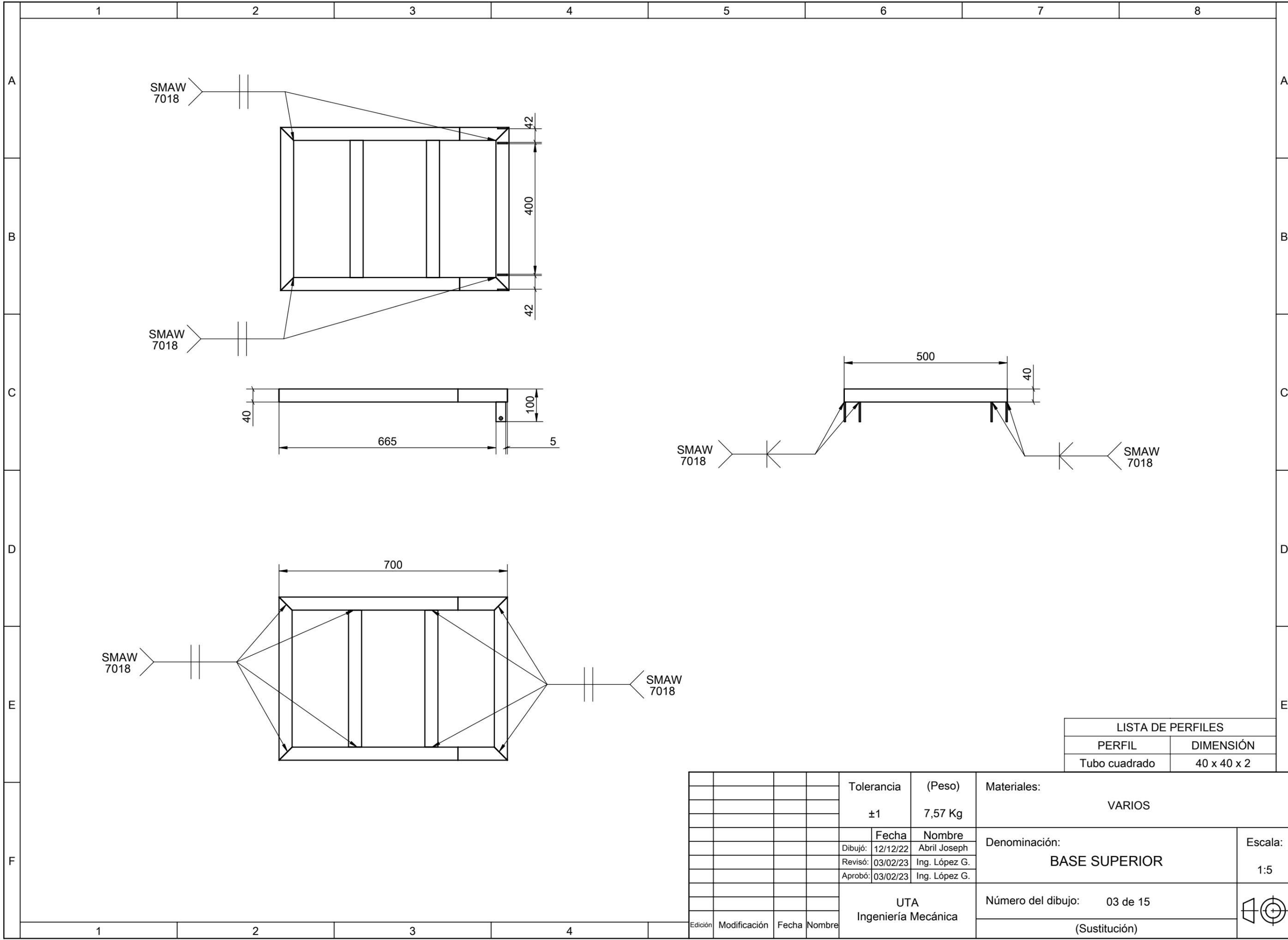
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±1	33,37 Kg	VARIOS	
					Fecha	Nombre	Denominación: PLATAFORMA TIPO TIJERA
				Dibujó:	12/12/22	Abril Joseph	
				Revisó:	03/02/23	Ing. López G.	
				Aprobó:	03/02/23	Ing. López G.	Número del dibujo: 01 de 15
				UTA Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				Escala: 1:10





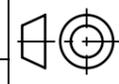
4	Poleas		Varios	6	30310	3,5	Adquirido
4	Garruchas		Varios	5	07841	5,74	Adquirido
1	Base inferior	Lámina 12	Varios	4		5,44	Mecanizado
1	Actuador lineal eléctrico		Varios	3	B07LinearActuator	3	Adquirido
1	Estructura brazo de la tijera	Lámina 6	Varios	2		7,12	Mecanizado
1	Base superior	Lámina 3	Varios	1		7,57	Mecanizado
No. de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del Modelo	Peso kg	Observaciones

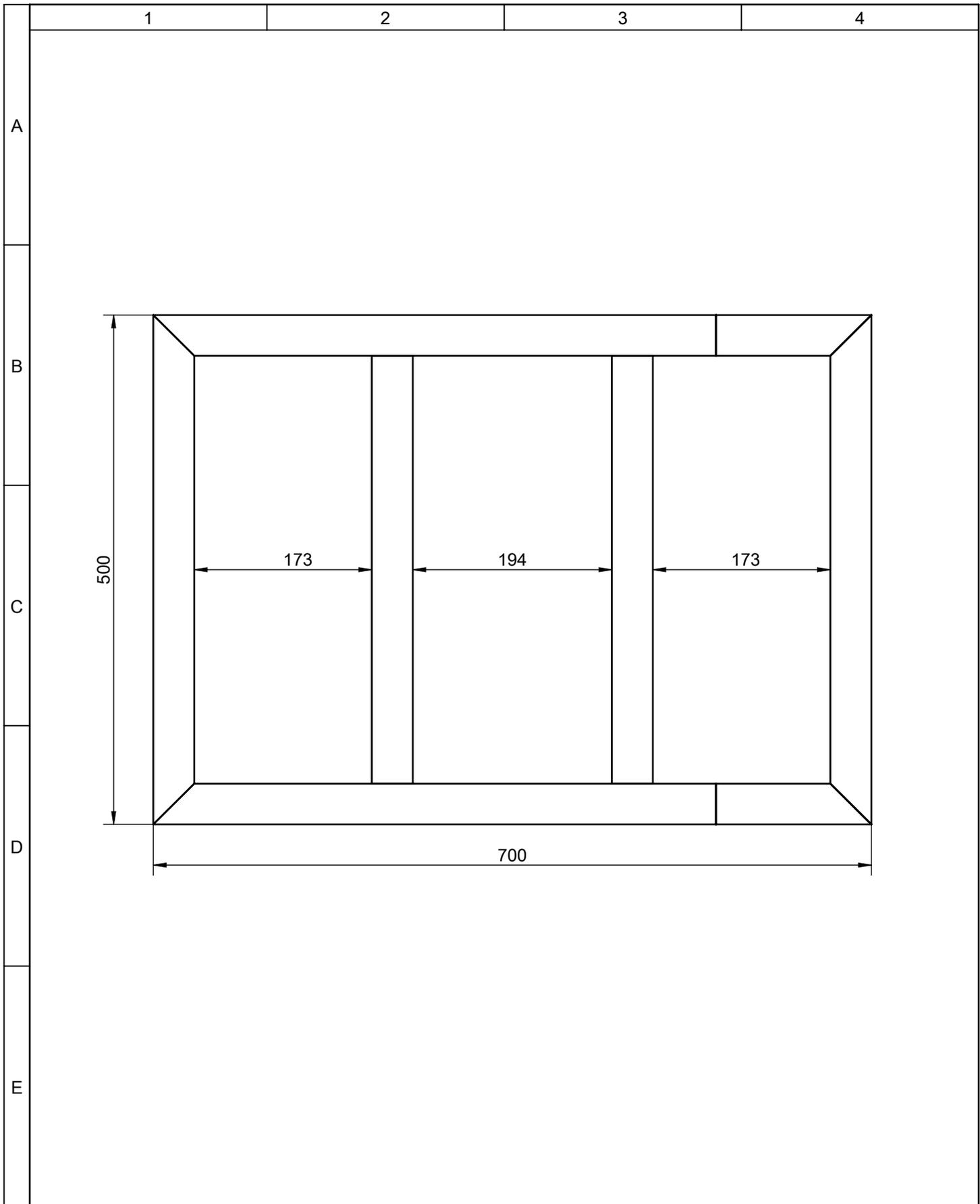
		Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
		±1	33,37 Kg	VARIOS			
		Fecha	Nombre	Denominación:			Escala:
		Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph	PLATAFORMA TIPO TIJERA			1:10
		Revisó: 03/02/23	Ing. López G.	Número del dibujo: 02 de 15			
		Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.				
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	



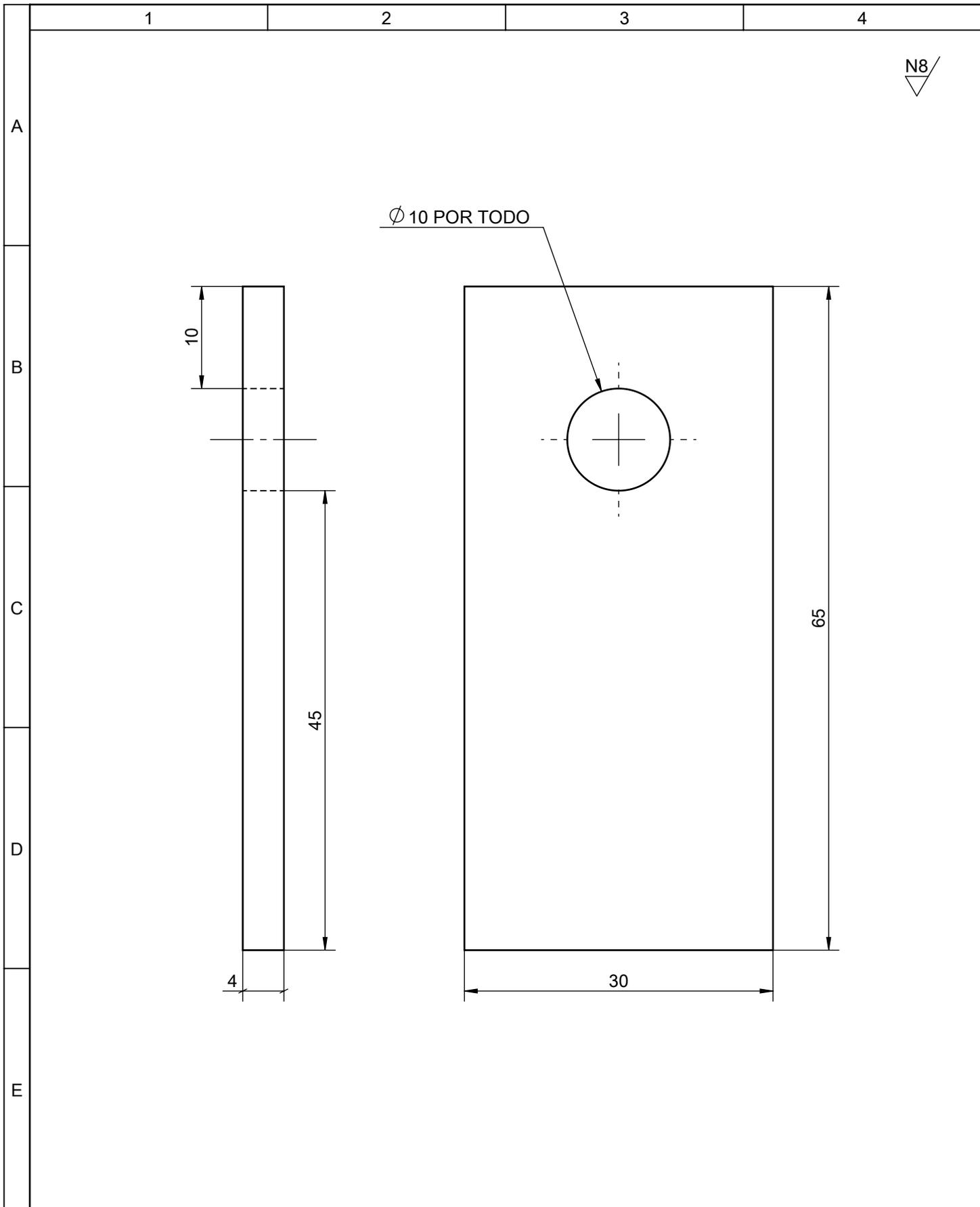
LISTA DE PERFILES	
PERFIL	DIMENSIÓN
Tubo cuadrado	40 x 40 x 2

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±1	7,57 Kg	VARIOS	
					Fecha	Nombre	Denominación:
				Dibujó:	12/12/22	Abril Joseph	
				Revisó:	03/02/23	Ing. López G.	
				Aprobó:	03/02/23	Ing. López G.	Escala:
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo: 03 de 15	
						(Sustitución)	1:5
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				

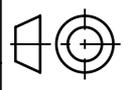


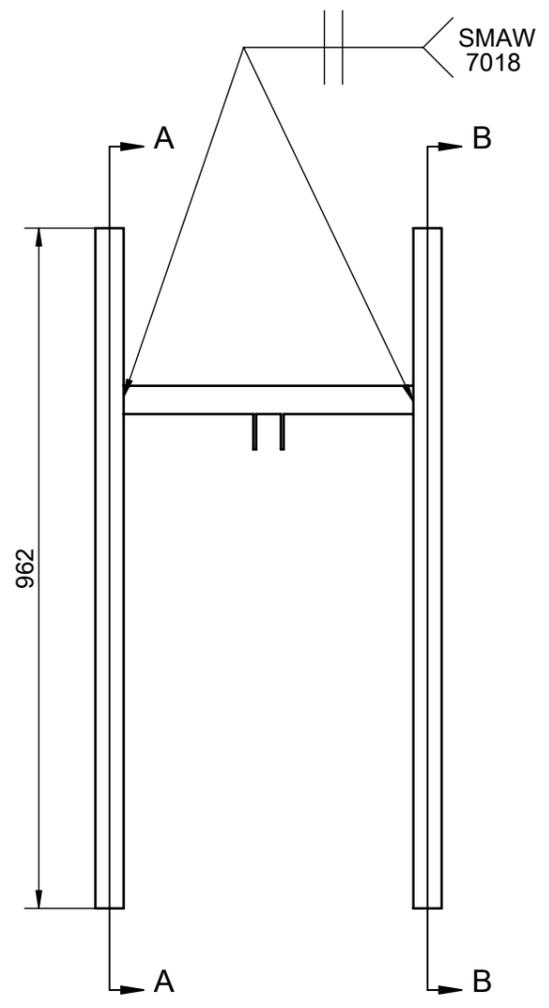
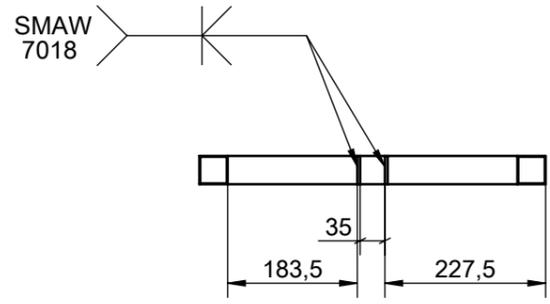


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±1	7,17 Kg	Acero ASTM A500			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph			ESTRUCTURA SUPERIOR	1:5
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.				
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.				
				UTA		Número del dibujo:	04 de 15		
				Ingeniería Mecánica		(Sustitución)			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre						



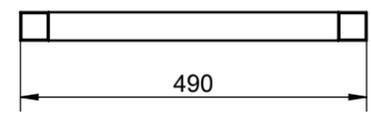
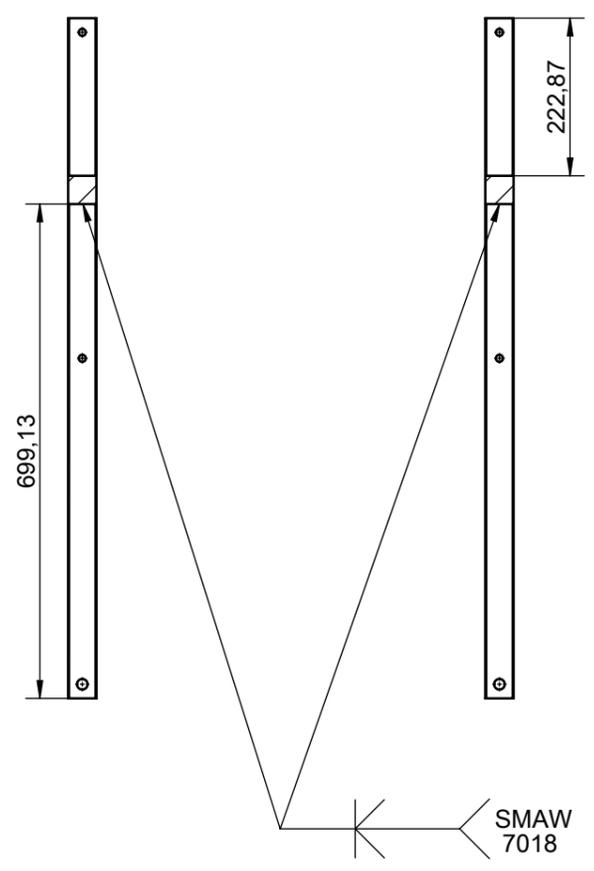
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				± 1	0,1 Kg	Acero ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph			MÉNSULA DE LOS EXTREMOS	2:1
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.				
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.	Número del dibujo: 05 de 15			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		(Sustitución)			





SECCIÓN A-A

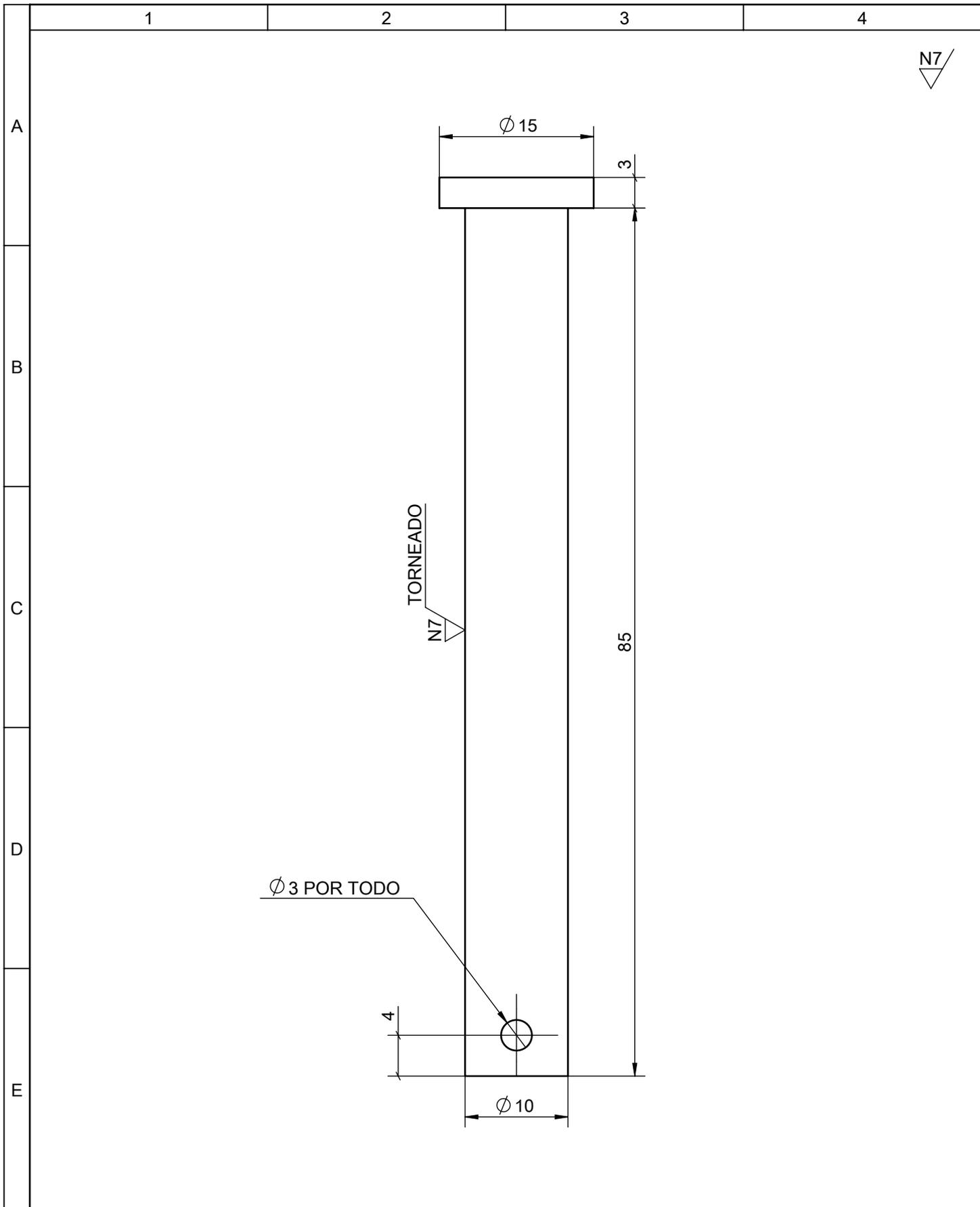
SECCIÓN B-B



LISTA DE PERFILES	
PERFIL	DIMENSIÓN
Tubo cuadrado	40 x 40 x 1,2

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±1	7,12 Kg	VARIOS			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph			ESTRUCTURA BRAZO DE LA TIJERA	1:10
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.				
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.	Número del dibujo: 06 de 15			
				UTA Ingeniería Mecánica		(Sustitución)			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre						

Grid lines: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 (horizontal); A, B, C, D, E, F (vertical)



N7

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				± 1	0,1 Kg	Acero ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph			PASADOR CENTRAL	2:1
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.				
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.				
				UTA		Número del dibujo:			
				Ingeniería Mecánica		07 de 15			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)			

1

2

3

4

N7

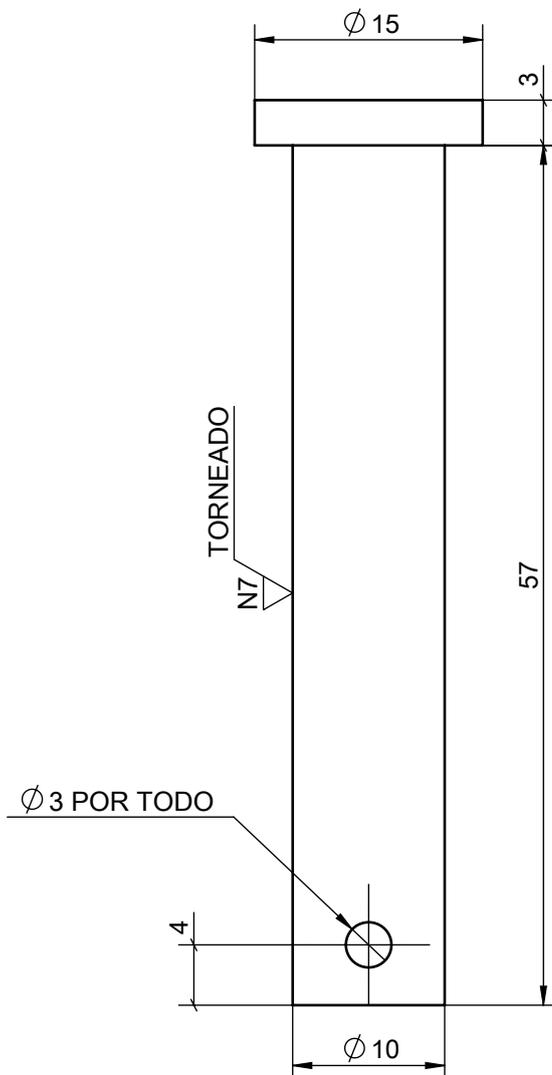
A

B

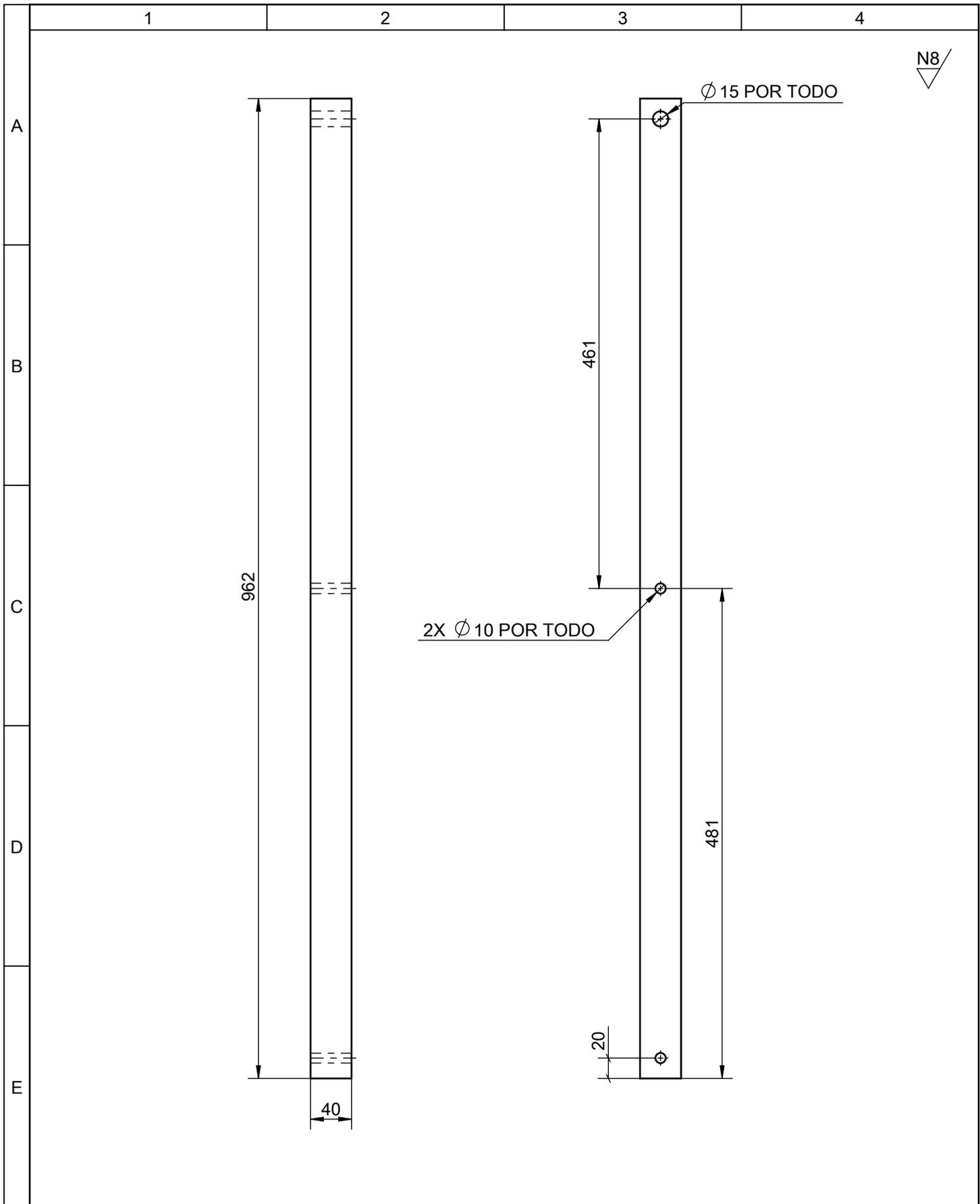
C

D

E

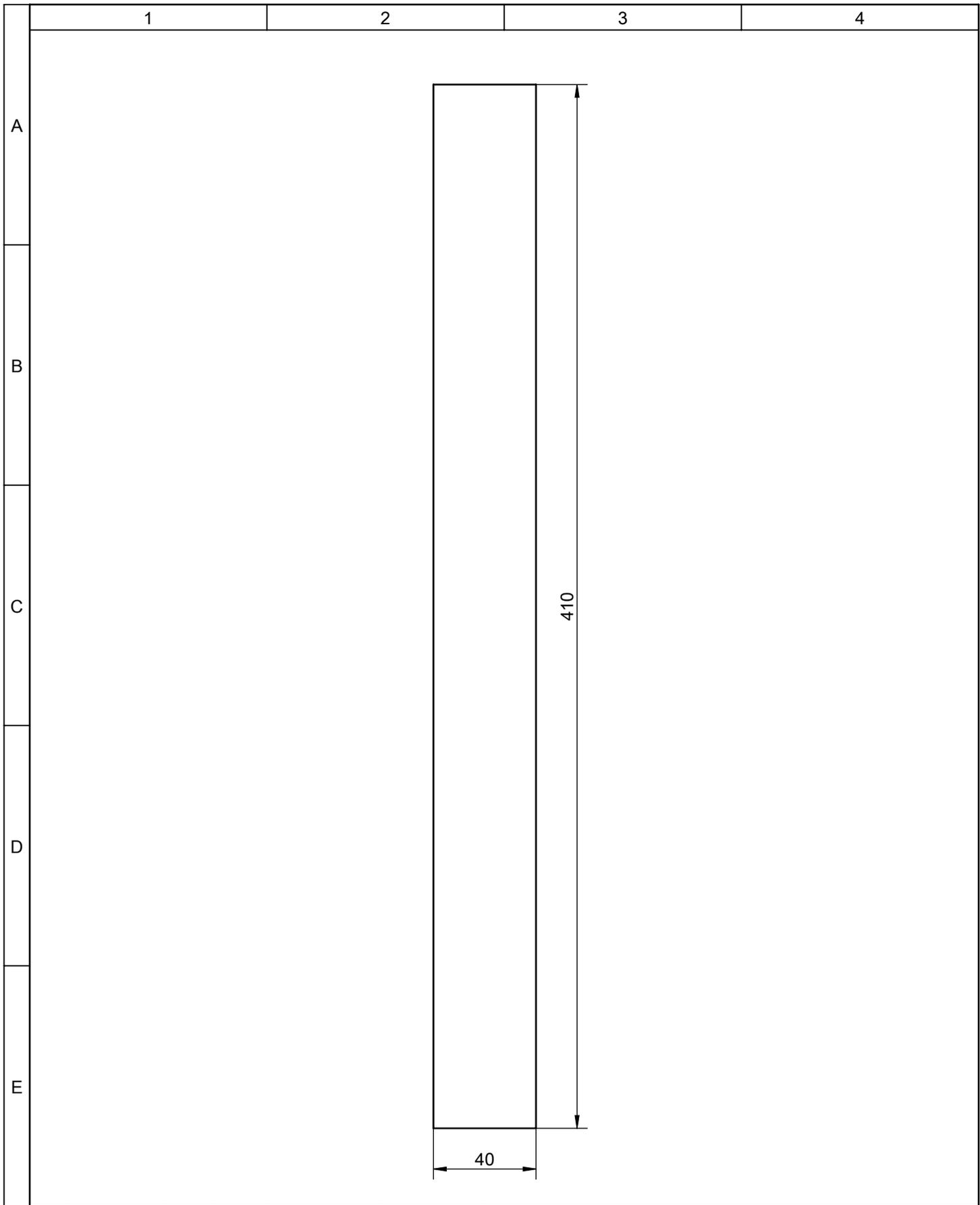


				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±1	0,03 Kg	Acero ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph			PASADOR EXTREMOS	2:1
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.				
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.				
				UTA		Número del dibujo:	08 de 15		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ingeniería Mecánica		(Sustitución)			

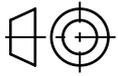


N8

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±1	1,4 Kg	Acero ASTM A500	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph		
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.		
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.	BRAZOS DE LA TIJERA	1:5
				UTA Ingeniería Mecánica			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±1	1 Kg	Acero ASTM A500			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph			SOPORTE ACTUADOR	1:2
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.				
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.	Número del dibujo: 10 de 15			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		(Sustitución)			



1

2

3

4

N8

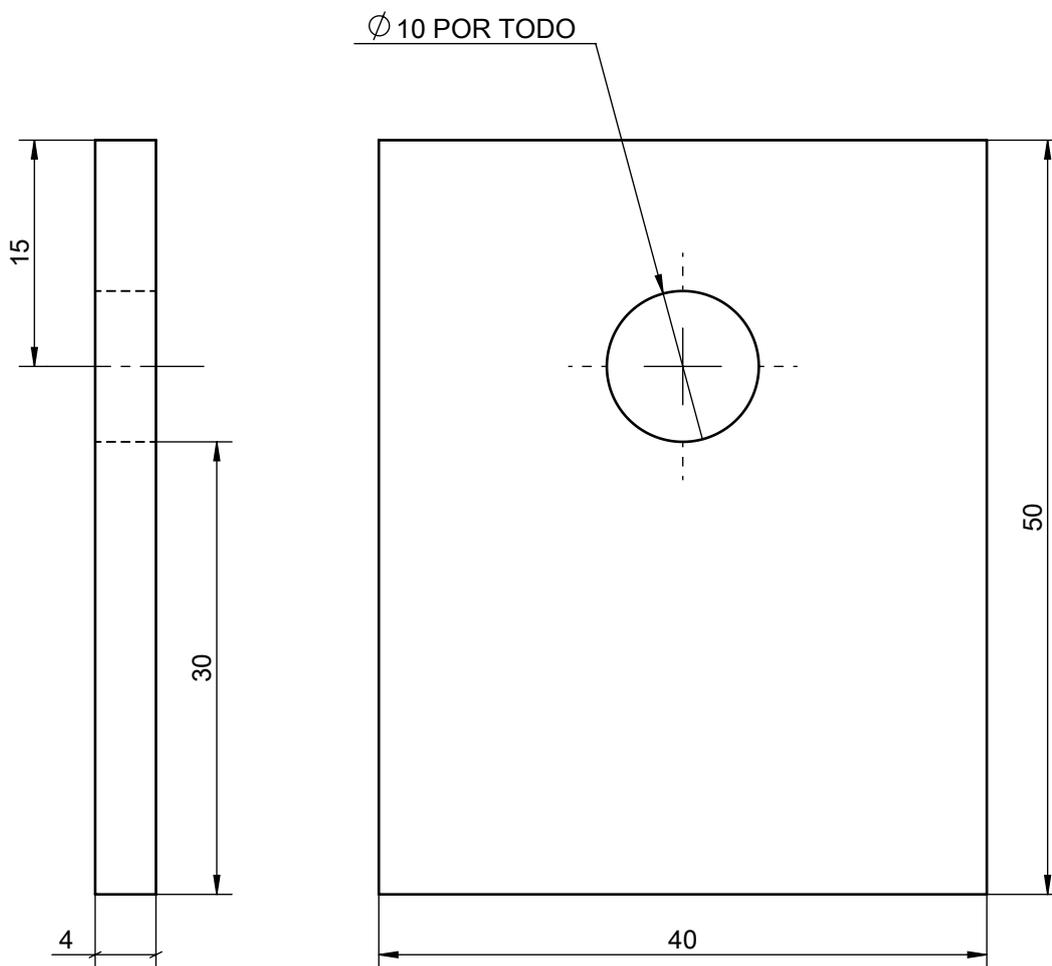
A

B

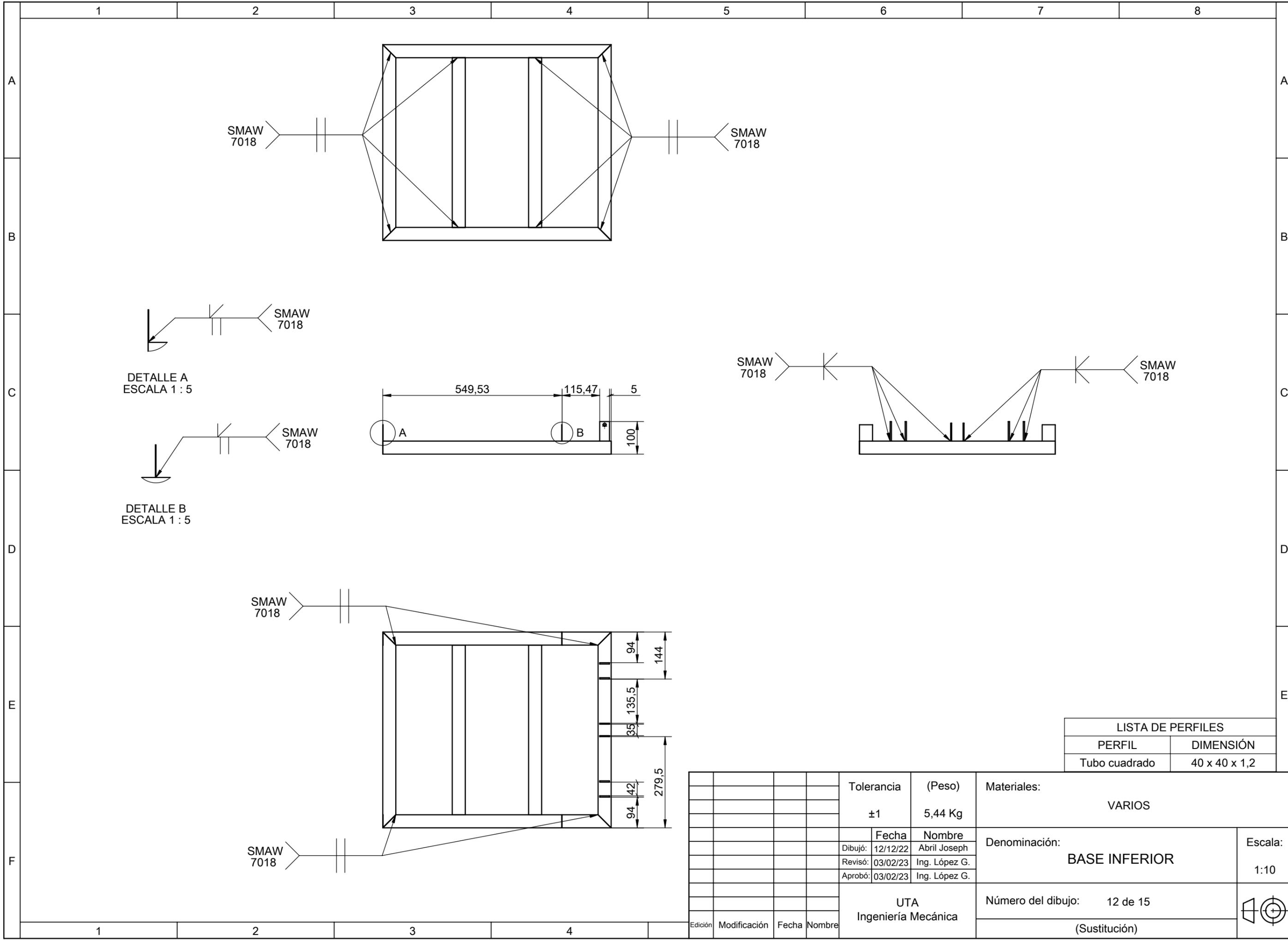
C

D

E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				± 1	0,1 Kg	Acero ASTM A36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph		
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.		
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.	MÉNSULA SUPERIOR DEL ACTUADOR	2:1
				UTA			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Ingeniería Mecánica		(Sustitución)	

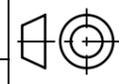


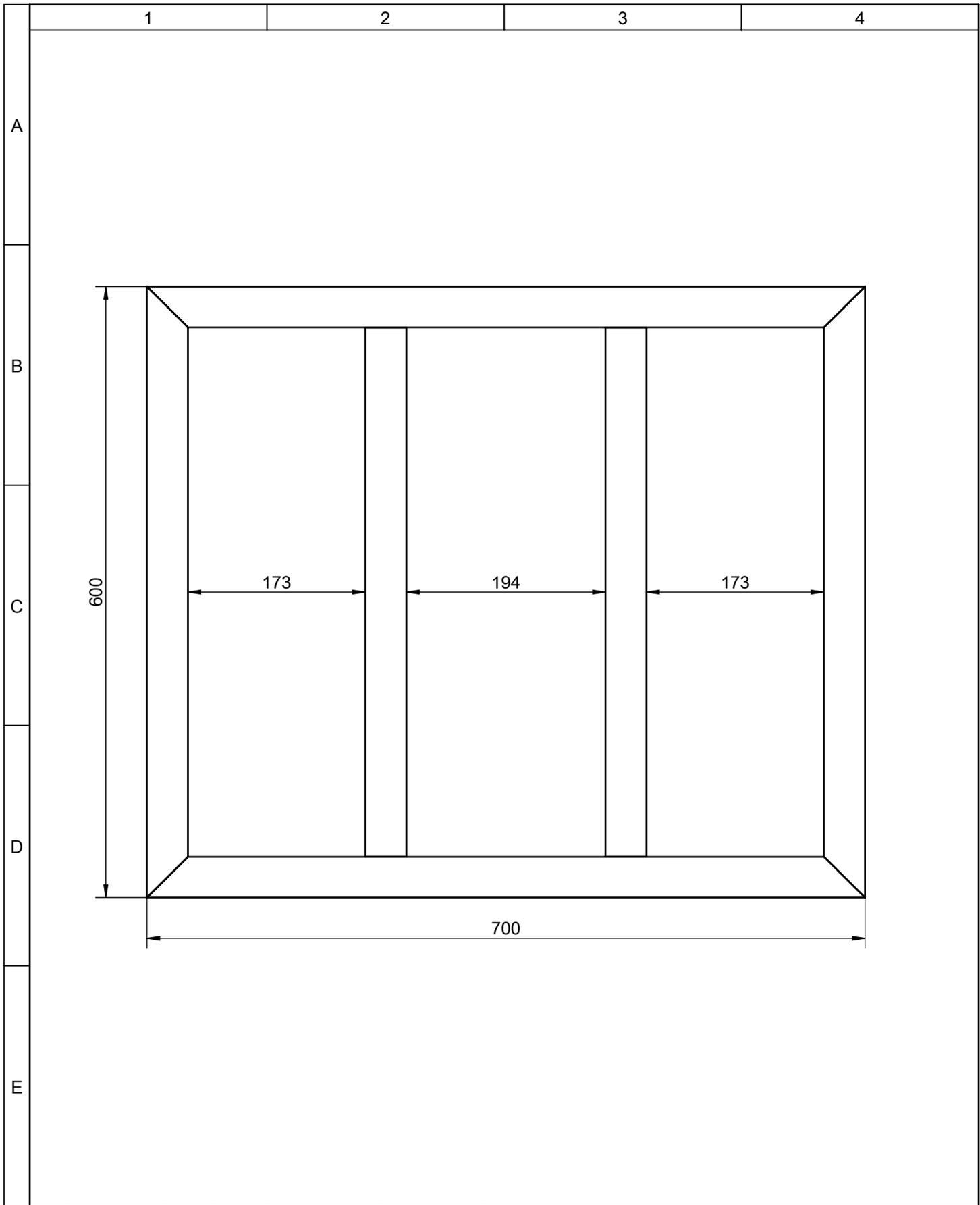
LISTA DE PERFILES	
PERFIL	DIMENSIÓN
Tubo cuadrado	40 x 40 x 1,2

Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±1	5,44 Kg	VARIOS	
						Denominación:	
						BASE INFERIOR	
						Escala:	
						1:10	
						Número del dibujo:	
						12 de 15	
						(Sustitución)	

Fecha	Nombre
Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph
Revisó: 03/02/23	Ing. López G.
Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.

UTA
Ingeniería Mecánica





				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±1	4,76 Kg	Acero ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph			ESTRUCTURA INFERIOR	1:5
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.				
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.	Número del dibujo: 13 de 15			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		(Sustitución)			

1

2

3

4

N8

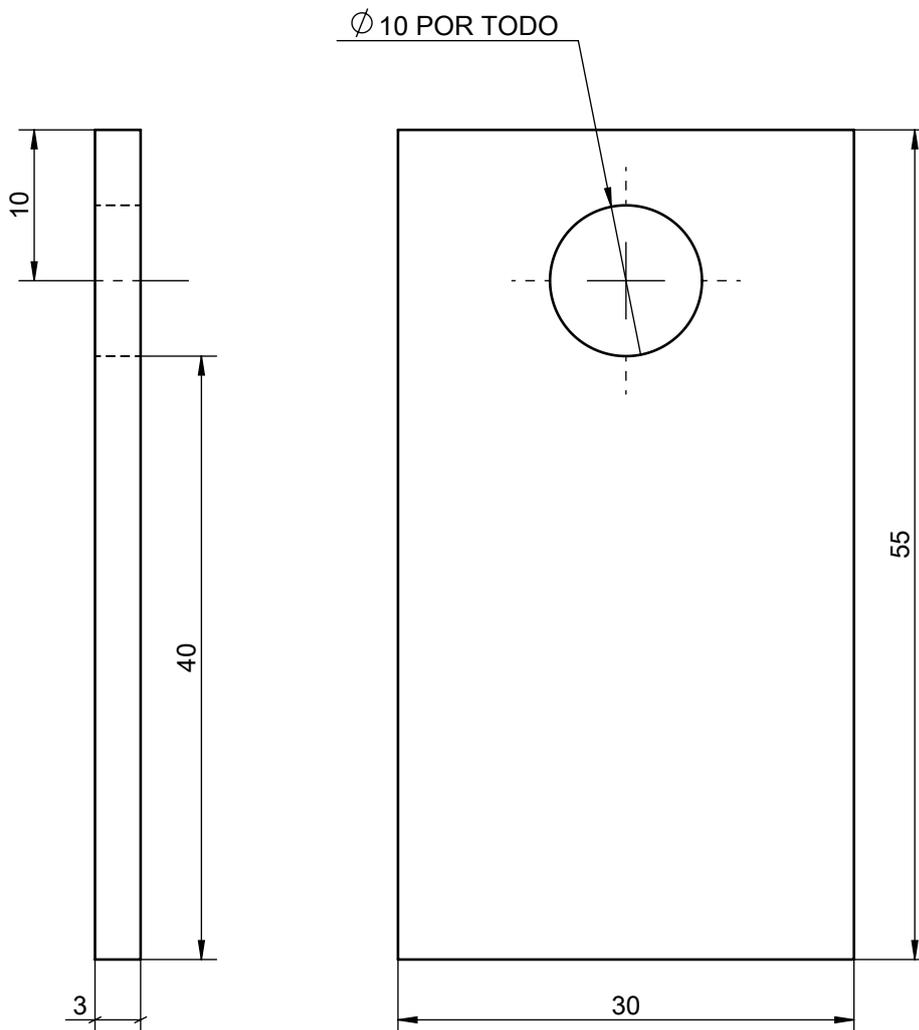
A

B

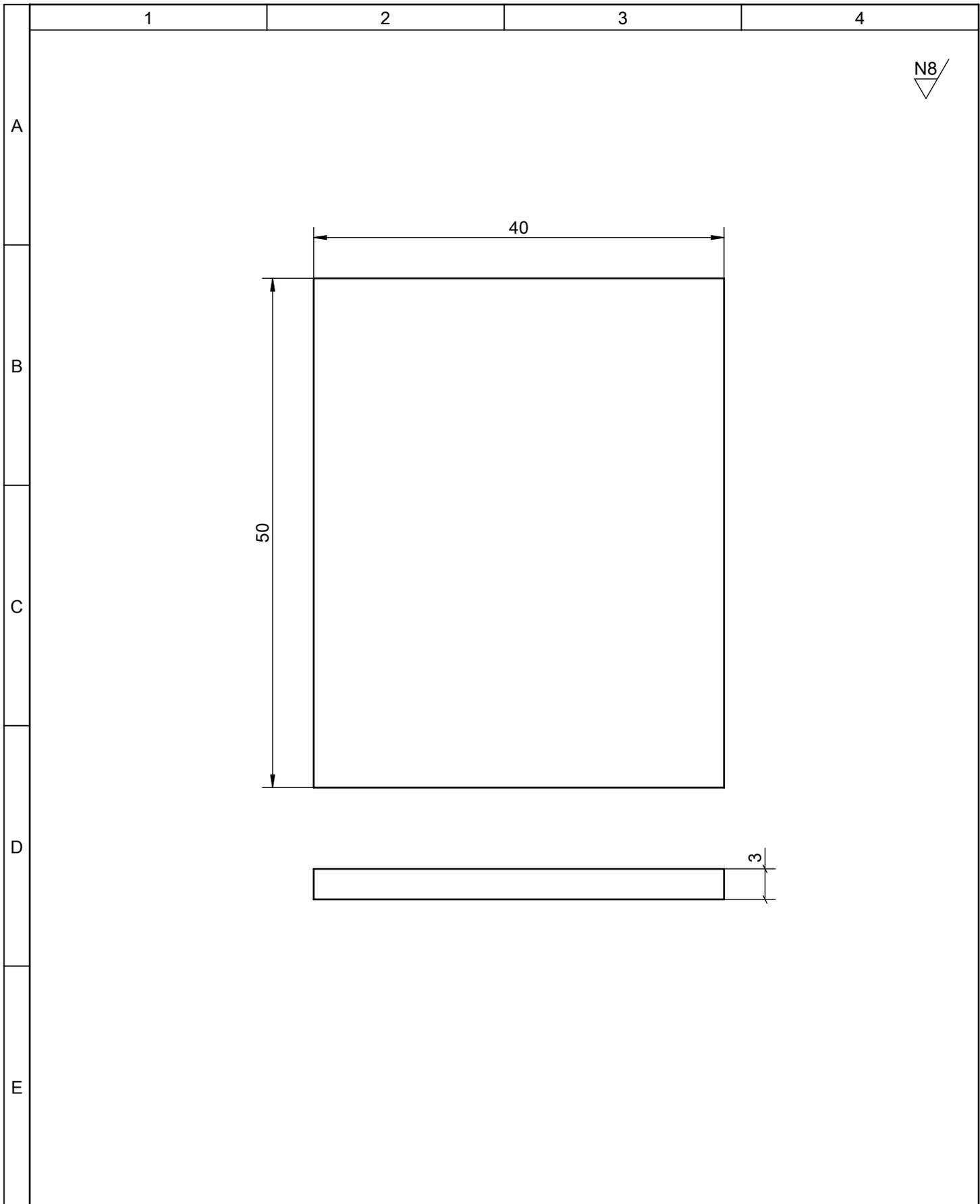
C

D

E



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±1	0,04 Kg	Acero ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph			Ménsula inferior del actuador	2:1
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.				
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.	Número del dibujo: 14 de 15			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	UTA Ingeniería Mecánica		(Sustitución)			



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±1	0,1 Kg	Acero ASTM A36			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 12/12/22	Abril Joseph			PLACAS	2:1
				Revisó: 03/02/23	Ing. López G.				
				Aprobó: 03/02/23	Ing. López G.				
				UTA Ingeniería Mecánica		Número del dibujo:	15 de 15		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)			