



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL MECANISMO PARA EL MONTAJE Y DESMONTAJE DEL REACTOR TIPO BATCH

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

ALUISA GÓMEZ RICARDO DAVID

ricardo.aluisa@epn.edu.ec

DIRECTOR:

ING. PORTILLA AGUILAR ÁNGEL ADALBERTO, M.Sc.

angel.portilla@epn.edu.ec

CODIRECTOR:

ING. SOTO AYMAR LUIS RICARDO, M.Sc.

ricardo.soto@epn.edu.ec

Quito, febrero 2019

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por **RICARDO DAVID ALUISA GÓMEZ**, bajo mi supervisión.

Ángel Adalberto Portilla Aguilar

DIRECTOR DE PROYECTO

Luis Ricardo Soto Aymar

CODIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Yo, **RICARDO DAVID ALUISA GÓMEZ**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o certificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Aluisa Gómez Ricardo David

DEDICATORIA

A mis padres quienes siempre han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento. A mi madre Susana quien con su apoyo incondicional y cariño me ha dado fortaleza y la dedicación para mi desarrollo personal y académico. A mi padre Jorge por ser mi primer maestro, un ejemplo de sabiduría y entrega ante el camino de la vida. A mi hermano Paúl que día a día ha encontrado la forma de superarse sin importar la circunstancias siendo para mí un ejemplo.

A mis pequeños sobrinos Joel y Aarón que con su alegría y cariño me han hecho participe de grandes momentos en familia.

A Ana Paula por su confianza y cariño, por acompañarme en cada una de mis locuras y ser participe de gran parte de mis alegrías.

AGRADECIMIENTO

A mis compañeros y amigos con quienes compartí toda esta etapa estudiantil, a quienes se quedaron y a quienes pasaron, pero siempre con enseñanzas, con historias nuevas a mi vida.

A todos los profesores de la Facultad de Ingeniería Mecánica por sus conocimientos impartidos, los cuales han sido un pilar para mi desarrollo profesional.

A todos quienes me apoyaron incondicionalmente con sus palabras y con sus actos, a quienes contribuyeron para crecer como persona y como profesional.

CONTENIDO

RESUMEN.....	xiii
ABSTRACT.....	xiv
INTRODUCCIÓN.....	1
Objetivo general	1
Objetivos específicos.....	1
1. MARCO TEÓRICO.....	2
1.1. Antecedentes	2
1.2. Mecanismos de elevación y traslación de equipos pesados	2
1.2.1. Grúas.....	2
1.2.2. Carretillas elevadoras	5
1.2.3. Elementos de aprehensión	7
1.3. Consideraciones mecánicas	9
1.3.1. Diseño por resistencia usando LRFD.....	9
1.3.2. Diseño de miembros en flexión	10
1.3.3. Diseño de miembros en corte.....	10
1.3.4. Diseño de miembros para solicitaciones combinadas y torsión	10
1.4. Códigos para la construcción y selección de materiales	12
2. METODOLOGÍA.....	14
2.1. Diseño conceptual.....	14
2.1.1. Definición del producto	14
2.1.2. Análisis funcional	16
2.1.3. Definición de módulos.....	18
2.1.4. Alternativas para cada módulo	18
2.1.5. Solución final	38
2.2. Cálculos y selección de componentes	39
2.2.1. Consideraciones generales	39
2.2.2. Dimensionamiento de los elementos.....	40

2.2.3. Evaluación de Cargas	100
2.3. Simulación	104
2.3.1. Preanálisis	104
2.3.2. Geometría	105
2.3.3. Mallado	108
2.3.4. Resultados numéricos	109
3. RESULTADOS Y DISCUSION	115
3.1. Resultados	115
3.2. Discusión	116
4. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	117
4.1. Conclusiones	117
4.2. Trabajos futuros	118
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	120
ANEXOS	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Grúa pórtico.	3
Figura 1.2. Grúa Semipórtico.	3
Figura 1.3. Grúa torre.	4
Figura 1.4. Grúa puente.	4
Figura 1.5. Carretillas elevadoras contrapesadas.	5
Figura 1.6. Carretilla elevadora contrapesada de 3 ruedas.	5
Figura 1.7. Carretilla retráctil.	6
Figura 1.8. Carretilla elevadora de carga lateral.	6
Figura 1.9. Carretilla elevadora manual.	7
Figura 1.10. Gancho.	7
Figura 1.11. Horquilla.	8
Figura 1.12. Electroimán.	8
Figura 1.13. Ventosas.	9
Figura 2.1. Casa de la calidad.	15
Figura 2.2. Diagrama funcional - Nivel cero.	17
Figura 2.3. Diagrama funcional - Nivel uno.	17
Figura 2.4. Diagrama funcional - Nivel dos.	18
Figura 2.5. Grúa pluma.	19
Figura 2.6. Grúa puente.	20
Figura 2.7. Grúa columna.	21
Figura 2.8. Elevación hidráulica.	24
Figura 2.9. Elevación mediante sistema de poleas.	25
Figura 2.10. Elevación mediante tornillo de potencia.	26
Figura 2.11. Mecanismo hidráulico de sujeción.	29
Figura 2.12. Mecanismo manual de brazos separados.	30
Figura 2.13. Mecanismo manual en conjunto.	31
Figura 2.14. Sistema hidráulico.	34
Figura 2.15. Tornillo de elevación.	34
Figura 2.16. Freno individual.	35
Figura 2.17. Esquema final del diseño conceptual, vista trasera.	38
Figura 2.18. Esquema final del diseño conceptual, vista frontal.	38
Figura 2.19. Componentes del sistema de sujeción.	40
Figura 2.20. Diagrama de cuerpo libre de las placas con respecto al reactor.	41
Figura 2.21. Cargas y restricciones sobre la placa de sujeción.	42

Figura 2.22. Simulación del comportamiento de los planos de sujeción aplicado las fuerzas calculadas.....	42
Figura 2.23. Diagrama de fuerzas en el pasador.....	43
Figura 2.24. Sistema de cargas del brazo.....	44
Figura 2.25. Diagrama de cortante de la viga del brazo.....	45
Figura 2.26. Diagrama de momento flector de la viga del brazo.....	45
Figura 2.27. Diagrama de momento flector de la viga del brazo.....	45
Figura 2.28. Sección transversal del brazo.....	46
Figura 2.29. Geometría considerada para determinar si el elemento es compacto.....	48
Figura 2.30. Cargas sometidas sobre el brazo pivote girado 90°.....	50
Figura 2.31. Diagrama de fuerza cortante del brazo girado 90°.....	50
Figura 2.32. Diagrama de momento flector del brazo girado 90°.....	50
Figura 2.33. Sistema de cargas de la base de la pinza.....	51
Figura 2.34. Diagrama de cortante de la base de la pinza.....	52
Figura 2.35. Diagrama de momento flector de la base de la pinza.....	52
Figura 2.36. Diagrama de momento flector de la base de la pinza.....	52
Figura 2.37. Sección transversal de la base de la pinza.....	53
Figura 2.38. Nomenclatura de un diente de engranaje rueda conducida.....	58
Figura 2.39. Cargas sobre el eje principal.....	60
Figura 2.40. Diagrama de fuerza cortante del eje principal.....	61
Figura 2.41. Diagrama de momento flector del eje principal.....	61
Figura 2.42. Nomenclatura de un diente de engranaje rueda motriz.....	67
Figura 2.43 Fuerza sobre los engranajes.....	69
Figura 2.44. Cargas y restricciones sobre el soporte de la pinza.....	70
Figura 2.45. Análisis de tensiones en el soporte de la pinza.....	70
Figura 2.46. Componentes presentes en el sistema de elevación.....	71
Figura 2.47. Carro elevador.....	72
Figura 2.48. Sección transversal del carro elevador.....	72
Figura 2.49. Sección transversal de los soportes.....	73
Figura 2.50. Cargas y restricciones sobre el carro elevador.....	73
Figura 2.51. Análisis de tensiones sobre el carro elevador.....	74
Figura 2.52. Cargas sobre la columna elevadora.....	74
Figura 2.53. Sección transversal de la columna elevadora.....	75
Figura 2.54. Corredera inferior.....	76
Figura 2.55. Guía de nylon.....	77
Figura 2.56. Sistema de poleas.....	77

Figura 2.57. Diagrama de cuerpo libre de las poleas 1 y 2.....	78
Figura 2.58. Diagrama de cuerpo libre poleas 3 y 4.....	78
Figura 2.59. Diagrama de fuerzas en el pasador de las poleas.....	79
Figura 2.60. Análisis de tensiones sobre la tapa superior.....	80
Figura 2.61. Componentes de la estructura principal.....	82
Figura 2.62. Cargas sobre la columna principal.	82
Figura 2.63. Sección transversal de la columna principal.	84
Figura 2.64. Cargas sobre la base.....	85
Figura 2.65. Diagrama de fuerza cortante de la base.	85
Figura 2.66. Diagrama de momento flector de la base.	85
Figura 2.67. Sección transversal de la base.....	86
Figura 2.68. Cargas sometidas en el pasador.....	87
Figura 2.69. Cargas y restricciones sobre la placa de elevación.....	89
Figura 2.70. Análisis de tensiones en la placa de elevación.....	89
Figura 2.71. Cargas sometidas en los pernos.....	90
Figura 2.72. Geometría de la unión soldadura.	91
Figura 2.73. Componentes del sistema de frenado.....	93
Figura 2.74. Cargas sobre el eje central del sistema de frenado.....	94
Figura 2.75. Diagrama de fuerza cortante del eje central.	94
Figura 2.76. Diagrama de momento flector del eje central.	95
Figura 2.77. Cargas y restricciones sobre el soporte del gato hidráulico.	99
Figura 2.78. Análisis de tensiones sobre el soporte del sistema de frenado.....	99
Figura 2.79. Sistema de coordenadas.....	102
Figura 2.80. Centro de gravedad en el punto más bajo (sin carga y con carga respectivamente).....	102
Figura 2.81. Centro de gravedad punto medio (sin carga y con carga respectivamente).	102
Figura 2.82. Centro de gravedad punto más alto (sin carga y con carga respectivamente).	103
Figura 2.83. Representación esquemática de la columna principal.....	105
Figura 2.84. Carga de momento sobre la corredera inferior.	106
Figura 2.85. Representación esquemática de la elevación telescópica.	107
Figura 2.86. Cargas de momento sobre el carro elevador.....	108
Figura 2.87. Generación del mallado de la columna principal.	108
Figura 2.88. Generación del mallado de las columnas de elevación.....	109
Figura 2.89. Resultado de esfuerzos de Von Mises de la columna principal.	110

Figura 2.90. Resultado del desplazamiento en la columna principal.	110
Figura 2.91. Resultado del factor de seguridad de la columna principal.	111
Figura 2.92. Resultado de esfuerzos de Von Mises de la elevación telescópica.	111
Figura 2.93. Resultado del desplazamiento en la elevación telescópica.....	112
Figura 2.94. Resultado del factor de seguridad en la elevación telescópica.	112
Figura 2.95. Cargas ejercidas sobre el mecanismo en estado operativo.	113
Figura 2.96. Mallado de mecanismo con reactor.....	113
Figura 2.97. Esfuerzos de Von Mises encontrados en el mecanismo.	114
Figura 2.98. Esfuerzos de Von Mises sobre la base de los brazos pivote.	114
Figura 2.99. Desplazamientos encontrados en el mecanismo.....	115

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas.....	16
Tabla 2.2. Evaluación de cada criterio - Módulo 1.	22
Tabla 2.3. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto a los costos.	22
Tabla 2.4. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto al mantenimiento.	22
Tabla 2.5. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto a la construcción y montaje.....	22
Tabla 2.6. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto a la operatividad.	23
Tabla 2.7. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto a la seguridad.	23
Tabla 2.8. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto al peso.	23
Tabla 2.9. Conclusiones del módulo 1.....	23
Tabla 2.10. Evaluación de cada criterio - Módulo 2.	27
Tabla 2.11. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto al costo.....	27
Tabla 2.12. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto al mantenimiento.	27
Tabla 2.13. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto a la construcción y montaje.....	27
Tabla 2.14. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto a la operatividad.	28
Tabla 2.15. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto a la seguridad.	28
Tabla 2.16. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto al peso.	28
Tabla 2.17. Conclusiones del módulo 2.....	28
Tabla 2.18. Evaluación de cada criterio - Módulo 3.	31
Tabla 2.19. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto al costo.....	32
Tabla 2.20. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto al mantenimiento.	32
Tabla 2.21. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto a la construcción y montaje.....	32
Tabla 2.22. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto a la operatividad.	32
Tabla 2.23. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto a la seguridad.	32
Tabla 2.24. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto al peso.	33
Tabla 2.25. Conclusiones del módulo 3.....	33
Tabla 2.26. Evaluación de cada criterio - Módulo 4.	36
Tabla 2.27. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto al costo.....	36
Tabla 2.28. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto al mantenimiento.	36
Tabla 2.29. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto a la construcción y montaje.....	37
Tabla 2.30. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto a la operatividad.	37

Tabla 2.31. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto a la seguridad.	37
Tabla 2.32. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto al peso.	37
Tabla 2.33. Conclusiones del módulo 4.....	37
Tabla 2.34. Esfuerzos permisibles máximos a la temperatura de diseño de tubos sin costura de acero inoxidable 316.	39
Tabla 2.35. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.....	41
Tabla 2.36. Propiedades mecánicas del acero SAE 1018.	44
Tabla 2.37. Propiedades físicas de la viga.	46
Tabla 2.38. Propiedades físicas de la viga.	53
Tabla 2.39. Propiedades mecánicas del acero SAE 1020 laminado en caliente.	59
Tabla 2.40. Propiedades mecánicas del acero SAE 1045 HR.....	62
Tabla 2.41. Propiedades físicas de la viga.	72
Tabla 2.42. Propiedades físicas de la viga.	73
Tabla 2.43. Propiedades físicas de la viga.	76
Tabla 2.44 Propiedades mecánicas del nylon	77
Tabla 2.45 Propiedades físicas de la viga.	84
Tabla 2.46. Propiedades físicas de la viga.	86
Tabla 2.47. Propiedades mecánicas del acero AISI 1045 templado en aceite y revenido a 320°	95
Tabla 2.48. Cargas ejercidas en sistema de sujeción.	100
Tabla 2.49. Cargas ejercidas en el sistema de elevación.	101
Tabla 2.50. Cargas ejercidas en la estructura principal.	101
Tabla 2.51. Cargas ejercidas en el sistema de frenado.	101
Tabla 2.52. Centro de gravedad de las diferentes posiciones.	103
Tabla 3.1. Resultado del análisis de la columna principal.....	116
Tabla 3.2. Resultado del análisis del sistema de elevación.	116
Tabla 3.3. Resultado del análisis del mecanismo.	116

RESUMEN

El objetivo de este trabajo es diseñar un mecanismo para el fácil montaje y desmontaje de un reactor tipo batch o por lotes para el Laboratorio de Ingeniería Química. El principal uso del sistema es facilitar el manejo de los elementos del reactor para un rápido y confiable mantenimiento, además de tiempos de operación y tiempos muertos mucho menores. El diseño se desarrolla a partir del uso de la ingeniería concurrente y especificaciones técnicas establecidas por las necesidades del cliente, así como en los estándares de la AISC para la construcción en acero. Como resultado, se obtiene el diseño del mecanismo de elevación con una capacidad de 300 Kg para cilindros de hasta 850 mm de diámetro. Además, el mecanismo se puede utilizar para la elevación de diferentes elementos porque está diseñado como multipropósito, estos elementos no pueden exceder la capacidad máxima.

Palabras clave: Diseño, elevador, AISC, simulación.

ABSTRACT

The objective of this work is to design a mechanism for the easy assembly and dismantling of a batch reactor for the Chemical Engineering Laboratory. The main use of the system is the management of the batch type reactor elements for fast and reliable maintenance, much shorter operation times and downtime. The design is based on the use of concurrent engineering and technical specifications provided by the customer, as well as AISC standards for steel construction. As a result, the design of the elevation mechanism is obtained with a capacity of 300 kg for cylinders up to 850 mm in diameter. In addition, the mechanism can be used to elevate different elements because it is designed as multipurpose, however these elements cannot exceed the maximum capacity.

Keywords: Design, elevator, AISC, simulation.

DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL MECANISMO DE MONTAJE Y DESMONTAJE DEL REACTOR TIPO BATCH

INTRODUCCIÓN

El Departamento de Ingeniería Química junto con el Departamento de Ingeniería Mecánica en su afán de contribuir a la sociedad impulsan varios proyectos de investigación en beneficio al medio ambiente mediante el estudio de nuevos combustibles, uno de los proyectos en desarrollo es la producción de biodiesel bajo condiciones supercríticas del etanol y sin catalizador y la evaluación del desempeño en motores de combustión interna, para el proyecto se considera implementar un reactor tipo batch que por su funcionamiento y robustez plantean la necesidad del diseño de un mecanismo con el cual sea posible la manipulación de dicho reactor sin que éste sea un peligro para el personal a cargo del proyecto.

Con la realización del proyecto se pretende disminuir los tiempos de operación debido a que el reactor requiere de una constante carga y descarga de insumos. Además, se considera la reducción en tiempos de mantenimiento con el diseño de un mecanismo que desplace tanto al reactor como a las partes que lo constituyen.

Objetivo general

Diseñar y simular un mecanismo para el montaje y desmontaje de un reactor tipo batch

Objetivos específicos

- Seleccionar adecuadamente los mecanismos para la manipulación del reactor.
- Seleccionar los materiales adecuados para la construcción del mecanismo.
- Dimensionar el mecanismo en base a los parámetros de diseño.
- Simular el sistema considerando condiciones de trabajo similares a las reales.
- Obtener resultados de simulación para la validación del dimensionamiento del mecanismo.
- Obtener los planos de conjunto y de taller del mecanismo y sus partes.

1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se presenta la introducción a temas relacionados con los sistemas usados comúnmente para elevación y traslado de carga con los cuales se podrá llegar a la solución del problema planteado. Además, las características del sistema de elevación para la optimización y aplicación en varias áreas de un mismo departamento de trabajo.

1.1. Antecedentes

El proceso para la obtención de biodiesel es tipo batch o por lotes, por lo que en el reactor usado no existe flujo de entrada ni de salida; una vez tratado un lote es necesario vaciar el reactor y entonces se puede tratar un segundo lote. Debido a los parámetros de trabajo supercríticos el reactor es diseñado para soportarlos y debido a eso tiene un peso de 238 *kg* lo que hace difícil su manipulación.

Consciente del problema que existe para la manipulación del reactor tanto para la carga y descarga de los diferentes productos, así como para el mantenimiento del reactor, se ha visto en la necesidad de diseñar un mecanismo con el cual se pueda elevar y trasladar el reactor de acuerdo a las necesidades que se presenten en el laboratorio.

El diseño de este mecanismo ayudara en gran medida a minimizar los esfuerzos presentes en la manipulación del reactor que puedan perjudicar la ergonomía humana.

1.2. Mecanismos de elevación y traslación de equipos pesados

La mayor parte de accidentes en zonas cerradas se producen por el incorrecto manejo de equipos y materiales pesados que deben transportarse y almacenarse. En la industria existen varios mecanismos que funcionan y optimizan el trabajo diario de muchas empresas, los principales medios con los que se cuenta en el mercado y son ampliamente usados son detallados a continuación:

1.2.1. Grúas

Es una máquina destinada a la elevación y distribución de carga a través de una determinada zona mediante el uso de un gancho. Existen varios tipos de grúas dependiendo del lugar donde trabajen, el medio de elevación, la carga máxima soportada, así como el mecanismo empleado, etc. Los más comunes son:

1.2.1.1. Grúa pórtico

Llamada así por su forma, está constituida por un puente elevado soportado por dos columnas creando un arco. Se puede desplazar las cargas horizontal, vertical y lateralmente con ayuda de guinches que se mueven a través de rieles.

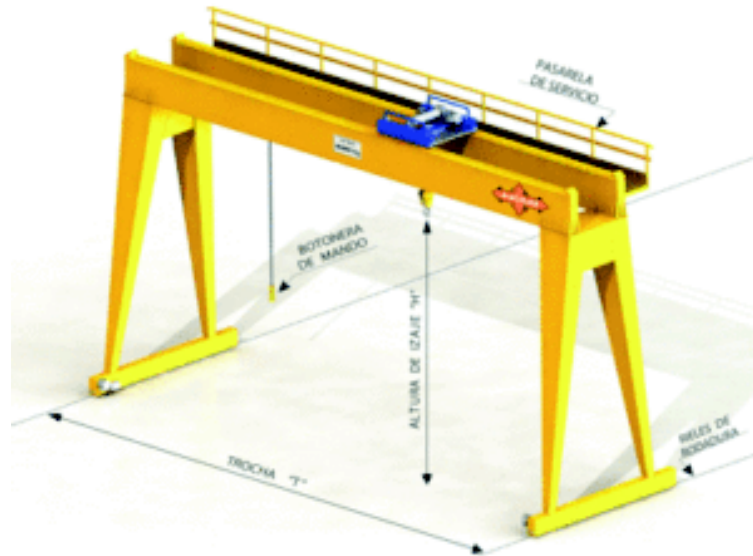


Figura 1.1. Grúa pórtico.
(Fuente: (Fernandez, 2013))

1.2.1.2. Grúa semipórtico

Denominado así por los puntos de movimiento, siendo estos, caminos de riel en un extremo y ruedas en el otro extremo. Este último es el punto de apoyo que permanece en el suelo. Los demás están elevados sobre el suelo en pilares o columnas.



Figura 1.2. Grúa Semipórtico.
(Fuente: (Fernandez, 2013))

1.2.1.3. Grúa torre

Es una grúa con una pluma ubicada en la parte superior de una torre estructural vertical. El proceso de carga y descarga se realiza mediante un gancho suspendido de un cable. Es comúnmente usado en el área de la construcción.



Figura 1.3. Grúa torre.
(Fuente: (Fernandez, 2013))

1.2.1.4. Grúa puente

Similar a la grúa pórtico, con forma rectangular y apoyado sobre el suelo o sobre caminos de rodadura (birrail). Puede instalarse en el techo de una nave.



Figura 1.4. Grúa puente.
(Fuente: (Fernandez, 2013))

1.2.2. Carretillas elevadoras

Es un vehículo que posee en su parte trasera un contrapeso, soporta y transporta las cargas en voladizo y mediante horquillas puede subir, bajar y trasladar por lo general transpaletas, contenedores, entre otros.

1.2.2.1. Carretillas elevadoras contrapesadas

Es el tipo más común de carretillas elevadoras, en estas, las horquillas se encuentran en la parte frontal de la máquina. No se requiere de ninguna instalación de alcance y presenta una operación directa.



Figura 1.5. Carretillas elevadoras contrapesadas.
(Fuente: (Jungheinrich, 2018))

1.2.2.2. Carretillas elevadoras contrapesadas de 3 ruedas

Similar a la carretilla elevadora contrapesada con la diferencia de que presenta una sola rueda de tracción ubicada en la parte central trasera, proporciona una máxima maniobrabilidad. Es adaptado para espacios reducidos.



Figura 1.6. Carretilla elevadora contrapesada de 3 ruedas.
(Fuente: (Jungheinrich, 2018))

1.2.2.3. Carretillas retráctiles

Diseñadas para un óptimo funcionamiento en almacenes. Se denomina retráctil debido a la capacidad del carro retenedor a alcanzar distancias más allá de las patas retenedoras.



Figura 1.7. Carretilla retráctil.
(Fuente: (Jungheinrich, 2018))

1.2.2.4. Carretillas elevadoras de carga lateral

Son principalmente aplicadas en cargas anchas y largas. Se denominan de carga lateral debido a que la carga se la recoge desde un lado desde la perspectiva del operador.



Figura 1.8. Carretilla elevadora de carga lateral.
(Fuente: (Jungheinrich, 2018))

1.2.2.5. Carretilla elevadora manual

Son herramientas sin motor diseñadas para el manejo de cargas de forma que el operario mediante un sistema manual eleve la carga y la desplace a su destino. Existen varios sistemas usados en este equipo: tecles, poleas, engranes, etc.



Figura 1.9. Carretilla elevadora manual.
(Fuente: (KHmedia, 2018))

1.2.3. Elementos de aprehensión

Se entiende como elemento de aprehensión al medio por el cual la grúa puede levantar cualquier tipo de carga.

1.2.3.1. Gancho

Instrumento en forma de garfio con uno o ambos extremos puntiagudos usado para sujetar o agarrar algo.



Figura 1.10. Gancho.
(Fuente: (expo, 2018))

1.2.3.2. Horquilla

Conocida también como uñeta, normalmente usado para elevación de pallets. Vulgarmente se lo describe como torito.



Figura 1.11. Horquilla.
(Fuente: (expo, 2018))

1.2.3.3. Electroimán

Usado en materiales metálicos, consta de una bobina y un núcleo que al ser energizado se produce un campo magnético el cual se utiliza para elevar el material por la parte seleccionada, una vez se deje de pasar corriente por la bobina esta deja de ser magnética y suelta la carga.



Figura 1.12. Electroimán.
(Fuente: (expo, 2018))

1.2.3.4. Ventosas

Es una pieza cóncava que se adhiere a una superficie lisa debido a la presión de vacío generada. Es de material elástico por lo que se encuentra de materiales poliméricos. La forma de las ventosas varía de acuerdo con la aplicación y formas de la carga.



Figura 1.13. Ventosas.
(Fuente: (expo, 2018))

1.3. Consideraciones mecánicas

El diseño se realiza en base a factores de carga y resistencia (LRFD). “Es un método de dimensionamiento de componentes estructurales tal que la resistencia de diseño iguale o exceda las resistencias requeridas provenientes de las combinaciones LRFD para cargas”. (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016)

1.3.1. Diseño por resistencia usando LRFD

El diseño satisface los requisitos cuando la resistencia de diseño de los componentes estructurales es mayor o igual a la resistencia requerida determinada mediante análisis estructural. El diseño se realiza de acuerdo a la siguiente ecuación:

$$R_u \leq \phi R_n \quad [1.1]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

- R_u : resistencia requerida por la combinación LRFD
- R_n : resistencia nominal
- ϕ : factor de resistencia
- ϕR_n : resistencia de diseño

1.3.2. Diseño de miembros en flexión

La resistencia de diseño a flexión, ϕM_n , se determina de la siguiente manera:

Para todos los casos $\phi = 0,90$. "La resistencia de flexión nominal, M_n , debe ser el menor valor obtenido de acuerdo al límite de fluencia (estado plástico)" (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016).

$$M_n = M_p = F_y Z \quad [1.2]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

Z: módulo plástico de la sección en torno al eje de flexión. [mm^3]

1.3.3. Diseño de miembros en corte

La resistencia de corte de diseño, ϕV_n , se determina de la siguiente manera:

La resistencia de corte nominal V_n es:

$$V_n = 0,6 F_y A_w C_v \quad [1.3]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

A_w : $2ht$. [mm^2]

C_v : coeficiente de resistencia de corte del alma en pandeo. $h/t_w = h/t$ y $K_v = 5$

h : ancho resistente a la fuerza de corte. [mm]

t : espesor de diseño de la pared. [mm]

1.3.4. Diseño de miembros para solicitaciones combinadas y torsión

La resistencia torsional de diseño, ϕT_n , de acuerdo a los estados límites de fluencia torsional y pandeo torsional, se determina de la siguiente manera:

$$T_n = F_{cr} * C \quad [1.4]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

C: es la constante torsional para secciones tubulares.

F_{cr} : tensión crítica. $[kg/mm^2]$

La tensión crítica se determina:

i. Cuando $h/t \leq 2,45\sqrt{E/F_y}$

$$F_{cr} = 0,6F_y \quad [1.5]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

ii. Cuando $2,45\sqrt{E/F_y} < h/t \leq 3,07\sqrt{E/F_y}$

$$F_{cr} = \frac{0,6F_y(2,45\sqrt{E/F_y})}{\left(\frac{h}{t}\right)} \quad [1.6]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

iii. Cuando $3,07\sqrt{E/F_y} < h/t \leq 260$

$$F_{cr} = \frac{0,458\pi^2 E}{\left(\frac{h}{t}\right)^2} \quad [1.7]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

h : ancho plano o lado de mayor longitud. $[mm]$

La constante de corte torsional puede ser tomada conservadoramente como:

$$C = 2(B - t)(H - t)t - 4,5(4 - \pi)t^3 \quad [1.8]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

B : ancho de perfil. $[mm]$

H : altura de perfil. $[mm]$

t : espesor de perfil. $[mm]$

“Cuando la resistencia torsional requerida, T_r , es menor o igual que el 20% de la resistencia torsional disponible, T_c , la interacción de torsión, corte, flexión y/o carga axial para secciones tubulares debe ser determinada tomando los efectos torsionales despreciables. Cuando T_r excede el 20% de T_c , la interacción de torsión, corte, flexión y/o carga axial debe ser determinada en el punto de consideración por” (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016):

$$\left(\frac{P_r}{P_c} + \frac{M_r}{M_c}\right) + \left(\frac{V_r}{V_c} + \frac{T_r}{T_c}\right)^2 \leq 1,0 \quad [1.9]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

P_r :	resistencia axial requerida. [kg]
$P_c = \phi P_n$:	resistencia de tracción o compresión axial de diseño. [kg]
M_r :	resistencia de flexión requerida. [kg mm]
$M_c = \phi M_n$:	resistencia de flexión de diseño. [kg mm]
V_r :	resistencia de corte requerida. [kg]
$V_c = \phi V_n$:	resistencia de corte de diseño. [kg]
T_r :	resistencia torsional requerida. [kg mm]
$T_c = \phi T_n$:	resistencia torsional de diseño. [kg mm]

1.4. Códigos para la construcción y selección de materiales

Para el presente proyecto se ha considerado tomar en cuenta varios aspectos nombrados en las respectivas normativas vigentes, las cuales presentan varios conceptos que son de utilidad para el diseño y selección de materiales. Las normas consideradas han sido extraídas del Instituto Ecuatoriano de Normalización en su mayoría. Las normas descritas a continuación han sido consideradas para el diseño de alternativas y diseño final; estas normas son:

Diseño

ANSI/AISC 30-16 Especificación para construcciones de acero.

Dibujo

CPE INEN 003:1989 Código de Dibujo Técnico-Mecánico.

NTE INEN-ISO 129-1 Dibujo Técnico – Indicación de Dimensiones y Tolerancias.

NTE INEN 137 Roscas definiciones y simbología.

ASME Y14.5-2009 Dimensionado y Tolerancias.

Tolerancias y Ajustes

NTE INEN 97 Sistema de ajustes de eje único

NTE INEN 98 Sistema de ajustes de agujero único

NTE INEN 99 Selección de ajustes – zonas de tolerancias, desviaciones, tolerancias y ajustes.

Tornillería, Rosca y elementos de sujeción

NTE INEN 513 Rosca métrica ISO selección de diámetros y pasos para tornillería.

NTE INEN 1131 Pasadores cilíndricos – requisitos generales.

NTE INEN 1244 Tornillos, tuercas y accesorios – terminología

NTE INEN 1250 Longitudes para tornillos – requisitos.

NTE INEN 1251 Arandelas para tornillos de cabeza hexagonal y tuercas hexagonales – requisitos dimensionales.

Soldadura

RTE INEN 040 Soldadura de estructuras de acero.

Seguridad

ANSI/ITSDF B56.6 -2016 Norma de seguridad para carretillas elevadoras de terreno áspero.

ANSI/ITSDF B56.11.4 – 2013 Horquillas de gancho y porta horquillas para carretillas elevadoras industriales con motor.

ANSI/ITSDF B56.14 – 2015 Norma de seguridad para carretillas elevadoras montadas en vehículos.

Materiales

AISI 1045 Acero Grado Maquinaria.

AISI 1018 Acero Grado Maquinaria.

ASTM A36\A36M – 18 Especificación normalizada para acero al carbono estructural.

2. METODOLOGÍA

En este capítulo se identifican las necesidades descritas por el usuario y/o cliente y transformarlas a requerimientos ingenieriles que permitan el desarrollo del diseño adecuado, además se establecen las diferentes soluciones de acuerdo con los problemas encontrados en cada acción a ser efectuada por el mecanismo. Se apoya el diseño mediante cálculos y simulaciones que confirmen el correcto funcionamiento de dicho mecanismo.

2.1. Diseño conceptual

En esta sección se interpretan los requerimientos del usuario y/o cliente y llevarlas a una solución que resuelva el problema en su totalidad.

2.1.1. Definición del producto

2.1.1.1. Casa de la calidad

La casa de la calidad es una herramienta cuya finalidad es llevar las demandas de los usuarios a requerimientos técnicos realizados por los ingenieros (Riba, 2002). Respecto a la voz del usuario, colaboradores de ingeniería química indican que los requerimientos mínimos que debe tener el mecanismo son:

- Que sea segura
- Que sea de fácil manejo
- Que permita una altura adecuada
- Que tenga una buena capacidad de carga
- Que no sea tan cara de fabricar
- Que tenga una vida prolongada
- Que tenga un fácil traslado
- Que sea fácil de limpiar
- Que utilice energía eléctrica
- Que ocupe poco espacio

Considerando los requerimientos y deseos establecidos por los colaboradores de ingeniería química se procede a desarrollar los requerimientos técnicos considerados por la voz del ingeniero:

- Seguridad
- Fiabilidad
- Ergonómico
- Carga
- Precio

- Vida útil
- Dimensiones
- Mantenimiento
- Energía
- Compactibilidad

Una vez establecidos todos los requerimientos se procede realizar la casa de la calidad considerando aspectos de evaluación admitidos para el cumplimiento del diseño.

Para realizar la casa de la calidad se consideran los siguientes aspectos:

- En la columna B se evalúa como competencia a los sistemas de grúas descritas en el Capítulo 1.
- En la columna C se evalúa a las carretillas elevadoras tanto manuales como eléctricas.

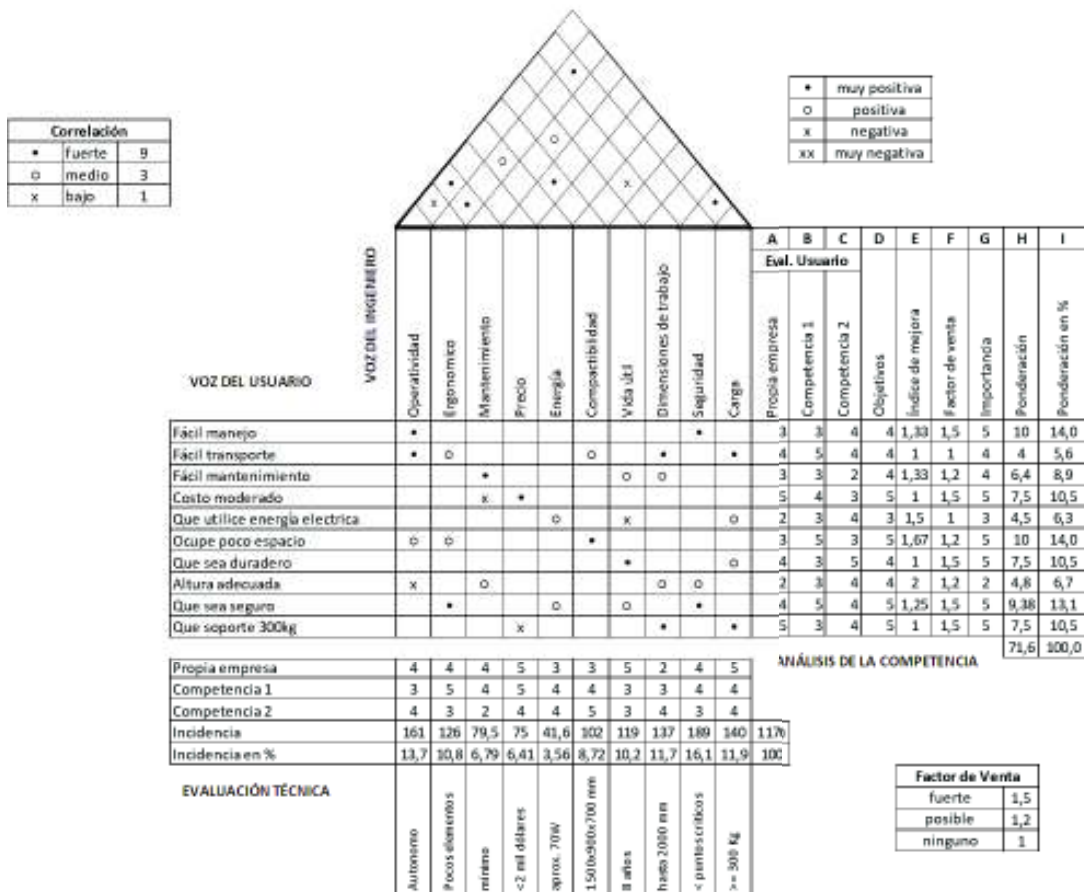


Figura 2.1. Casa de la calidad.
(Fuente: Propia)

Al realizar el análisis de la casa de la calidad se tiene los criterios con mayor relevancia para el diseño:

- El tamaño deber estar dentro de los parámetros del espacio donde se coloque el reactor y no debe interrumpir ninguna línea de producción.
- La carga mínima debe estar en concordancia con el peso del reactor y sus componentes característicos.
- El diseño debe ser ergonómico, fácil traslado para cualquier persona.
- Las dimensiones de trabajo consideran la elevación admitida para el correcto movimiento del reactor y la máquina sin obtener dificultad alguna.
- Garantizar la seguridad y estabilidad del mecanismo cuando se encuentre en su posición más crítica.

2.1.1.2. Especificaciones técnicas

Con la información recolectada en la casa de la calidad se realiza la tabla 2.1 que indica las especificaciones técnicas del producto las cuales son de suma importancia como guía para el diseño del mecanismo (Riba, 2002).

Tabla 2.1. Especificaciones técnicas.

Empresa: EPN	Producto: Equipo de Montaje y desmontaje de un reactor tipo Batch			Fecha Inicial: 2018-01-26
Diseñador: Ricardo Aluisa				Fecha Revisión: 2018-02-12
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función		C	R	Permitir la correcta sujeción, transporte y traslación de los elementos de un reactor.
Capacidad		C+D	R	300 kg mínimo
Compactibilidad		C+D	R	Las dimensiones de la máquina deben ser adecuadas para el funcionamiento en lugares pequeños
Dimensiones de trabajo		C+D	R	Elevación hasta un aproximado de 1.60 m mínimo
Mantenimiento		D	D	Fácil reemplazo de elementos en la máquina
Seguridad		C+D	R	Cumplir con las normas de seguridad

Propone: C=Cliente, D=Diseñador, F=Fabricación
R/D: R=Requerimiento, D=Deseo
(Fuente: Propia)

2.1.2. Análisis funcional

El análisis funcional es la representación de las funciones que debe realizar el producto considerando las entradas, salidas y las interrelaciones de flujos entre ellas (Riba, 2002).

Para este proceso se establecen 3 niveles principales:

- El nivel 0, el grado de detalle es mínimo, estableciendo solo la función global única que debe realizar el producto.
- El nivel 1, la función global se divide en subfunciones para obtener cierto grado de detalle.
- El nivel 2, tiene un alto grado de detalle puesto a que las subfunciones establecidas en el nivel anterior se dividen creando funciones más específicas.

Con las funciones específicas definidas se procede a agruparlas en módulos con el objetivo de optimizar el diseño de la máquina. Se utilizan diagramas de flujo donde se colocan las funciones en recuadros que se conectan unos con otros mediante líneas de flujo que representan las entradas y salidas como son material, energía y señales de control. Los niveles 0, 1 y 2 de las funciones a realizar por la maquina se indican en las Figuras 2.2, 2.3 y 2.4 respectivamente. Los módulos serán definidos en la Figura 2.4.

2.1.2.1. Desarrollo de los diagramas funcionales

El diagrama básico que se desarrolla es en el nivel cero o nivel global donde se muestra la función principal que debe desarrollar la máquina. El nivel cero se muestra en la siguiente figura:

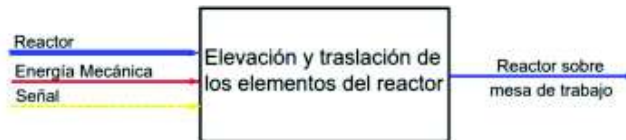


Figura 2.2. Diagrama funcional - Nivel cero.
(Fuente: Propia)

El nivel uno muestra un desglose de las operaciones más básicas del nivel cero, es decir, una escalera con más detalle que el anterior. (Figura 2.3)

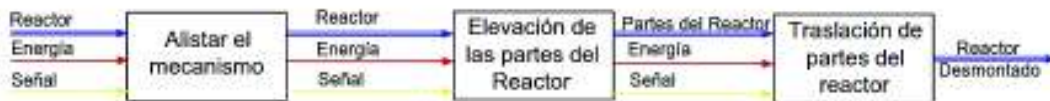


Figura 2.3. Diagrama funcional - Nivel uno.
(Fuente: Propia)

Un nivel más avanzado que presenta en detalle las funciones que debe desempeñar la máquina se describe en el nivel dos. (Figura 2.4)

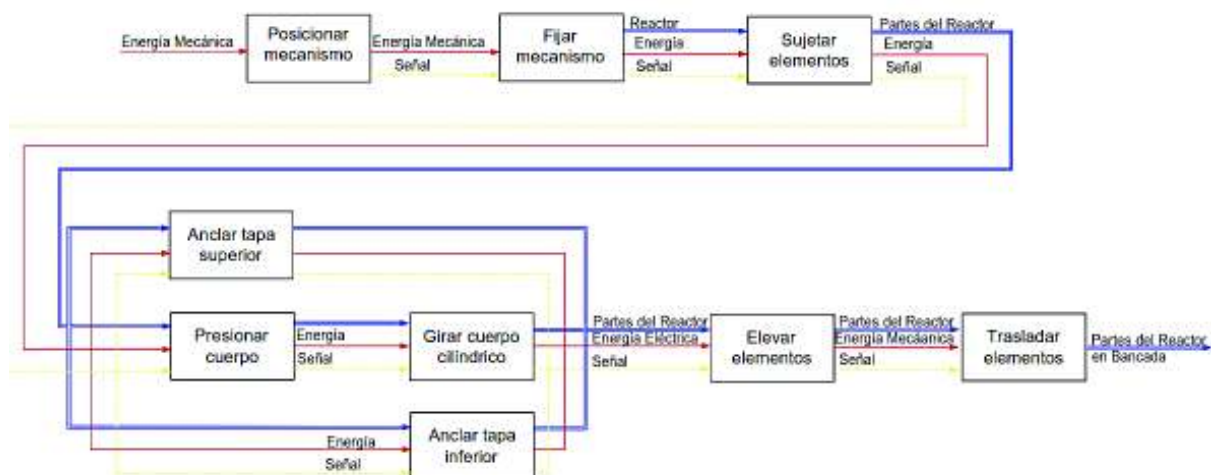


Figura 2.4. Diagrama funcional - Nivel dos.
(Fuente: Propia)

2.1.3. Definición de módulos

El establecer módulos para cada necesidad simplifica el desarrollo del diseño y ayuda a encontrar soluciones eficientes reduciendo el tiempo de producción, optimizando los recursos y adquiriendo una gama mayor, entre otras cosas.

Los módulos se obtienen a partir del nivel dos de diagramas funcionales. Para el mecanismo descrito anteriormente se ha obtenido los siguientes módulos:

- Módulo 1: Estructura principal
- Módulo 2: Sistema de elevación
- Módulo 3: Sujeción de elementos
- Módulo 4: Fijación de mecanismo

2.1.4. Alternativas para cada módulo

Una vez identificadas las funciones que se deben desempeñar en la máquina se plantean las posibles soluciones para cada uno de ellos y a partir de estas soluciones se obtendrá la óptima y que se adapte a las necesidades del cliente, en este caso las necesidades del Laboratorio.

2.1.4.1. Módulo estructura principal

Este módulo se enfoca en el tipo de elevador que se va a utilizar para realizar la acción requerida. Las principales funciones que desarrolla este módulo son brindar estabilidad y resistencia al mecanismo, asegurar la integridad del operario y permitir un rango de elevación adecuado para que el sistema funcione acorde a las necesidades. A

continuación, se presenta las posibles alternativas de diseño para satisfacer las necesidades.

Alternativa 1. Estructura tipo grúa pluma

Es una estructura metálica cuya columna principal se encuentra anclada al suelo mediante pernos. Reforzada con templadores para resistir la carga sin sufrir de pandeo y una barra transversal la cual permite el giro de la carga situada en su extremo.

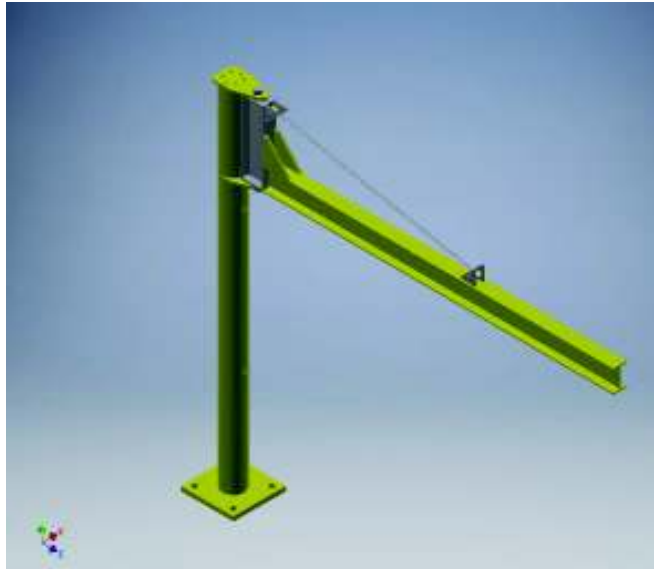


Figura 2.5. Grúa pluma.
(Fuente Propia)

Sus ventajas son:

- Fácil montaje, no posee un número excesivo de piezas.
- Permite adaptar polipasto para la elevación.
- Presenta un movimiento de traslación circular que proporciona un fácil desplazamiento de la carga.

Sus desventajas son:

- El sistema es fijo y no se puede mover a otras zonas.
- Tiene un rango de desplazamiento limitado por el largo de su brazo.
- Solo cubre el área en la que se encuentra instalado.

Alternativa 2. Estructura tipo puente

Estructura metálica en forma de arco que se desplaza mediante llantas o guías. Consta de dos columnas verticales y una transversal que soporta el sistema de elevación.

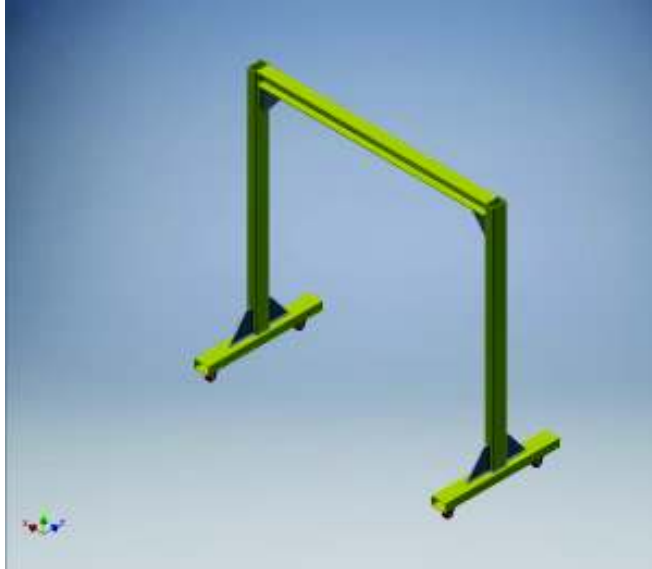


Figura 2.6. Grúa puente.
(Fuente Propia)

Sus ventajas son:

- Fácil de transportar debido al sistema de traslación con llantas.
- Soporta cargas mayores que la grúa pluma ya que posee dos vigas como columnas de soporte a cada lado.
- Este tipo de grúas pueden adaptarse y deslizarse mediante guías instaladas en partes altas.

Sus desventajas son:

- Solo puede desplazarse por superficies planas, ya que se puede voltear o resbalar.
- La estructura está limitada por la altura del lugar donde se vaya a instalar, esto es debido a la forma de su diseño.

Alternativa 3. Estructura tipo columna

Estructura metálica que consta de una base móvil y una estructura de vigas en columna de las cuales se eleva una de estas vigas.

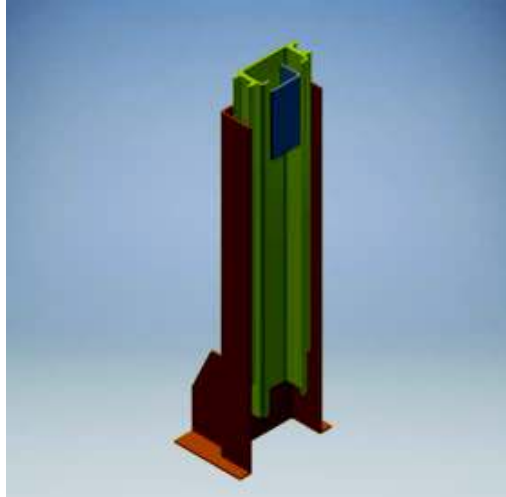


Figura 2.7. Grúa columna.
(Fuente Propia)

Sus ventajas son:

- Fácil de transportar debido al sistema de traslación con llantas.
- Estructura de fácil acceso a lugares de baja altura y estrechos debido al diseño de su estructura.
- Es adaptable a cualquier situación en la industria.

Sus desventajas son:

- No soportan elevadas cargas, su estructura está sometida a cargas de flexión.

Método ordinal corregido

La evaluación de las alternativas esta dado por el método ordinal corregido de criterios ponderados considerando los siguientes criterios:

- Costos: se consideran los costos de construcción y de mantenimiento, se desea reducir los costos para obtener una máquina de bajo precio.
- Mantenimiento: se considera la frecuencia de mantenimiento preventivo que se debe realizar a la máquina.
- Facilidad de construcción y montaje: una máquina con elementos sencillos es de fácil y rápida construcción, el ensamble no necesita de herramientas especializadas ni de mano de obra calificada. Además, elementos normalizados reduce el costo.
- Operatividad: la máquina debe ser fácil de maniobrar y usar sus diferentes componentes.
- Seguridad: para las diferentes aplicaciones, la maquina debe ser segura y confiable.
- Peso: para su fácil manejo además de su fácil instalación y desplazamiento, la maquina debe cumplir con un peso mínimo.

La evaluación de los criterios se indica en la tabla 2.2.

Tabla 2.2. Evaluación de cada criterio - Módulo 1.

Criterio	Costos	Mantenimiento	Construcción y Montaje	Operación	Seguridad	Peso	$\Sigma + 1$	Ponderado
Costos		0,5	1	0,5	0,5	1	4,5	0,16
Mantenimiento	0,5		0	1	0,5	1	4	0,15
Construcción y Montaje	0,5	0,5		1	0	1	4	0,15
Operación	1	0	0,5		0	0,5	3	0,11
Seguridad	1	1	0,5	0,5		1	5	0,18
Peso	0	0,5	0,5	1	1		4	0,15
							24,5	1

Seguridad < Costos < Mantenimiento = Construcción y Montaje = Peso < Operatividad

(Fuente: Propia)

La evaluación de cada una de las alternativas con respecto a los criterios se muestra en las tablas 2.3, 2.4, 2.5, 2.6, 2.7 y 2.8

Tabla 2.3. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto a los costos.

Solución 3 > Solución 1 > Solución 2					
Costos	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		1	0	2	0,31
Solución 2	0,5		0	1,5	0,23
Solución 3	1	1		3	0,46
				6,5	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.4. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto al mantenimiento.

Solución 1 = Solución 2 > Solución 3					
Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0,5	1	2,5	0,36
Solución 2	0,5		1	2,5	0,36
Solución 3	1	0		2	0,29
				7	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.5. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto a la construcción y montaje.

Solución 2 > Solución 1 > Solución 3					
Construcción y Montaje	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0	0,5	1,5	0,25
Solución 2	1		1	3	0,50
Solución 3	0,5	0		1,5	0,25
				6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.6. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto a la operatividad.

Solución 1 > Solución 3 > Solución 2					
Operación	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		1	1	3	0,46
Solución 2	0		0	1	0,15
Solución 3	0,5	1		2,5	0,38
				6,5	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.7. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto a la seguridad.

Solución 3 > Solución 1 > Solución 2					
Seguridad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0,5	0,5	2	0,31
Solución 2	0,5		0	1,5	0,23
Solución 3	1	1		3	0,46
				6,5	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.8. Evaluación de las alternativas del módulo 1 con respecto al peso.

Solución 3 > Solución 1 > Solución 2					
Peso	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		1	0,5	2,5	0,36
Solución 2	0,5		0	1,5	0,21
Solución 3	1	1		3	0,43
				7	1

(Fuente: Propia)

Las conclusiones de la evaluación de las alternativas se indican en la tabla 2.9.

Tabla 2.9. Conclusiones del módulo 1.

Criterio	Costos	Mantenimiento	Construcción y Montaje	Operación	Seguridad	Peso	Σ	Prioridad
Solución 1	0,050	0,052	0,036	0,050	0,056	0,052	0,30	2
Solución 2	0,038	0,052	0,073	0,017	0,042	0,031	0,25	3
Solución 3	0,076	0,042	0,036	0,042	0,084	0,062	0,34	1

(Fuente: Propia)

De la tabla de conclusiones se puede identificar que la alternativa que más se ajusta es la alternativa 3, es decir, Tipo Columna.

2.1.4.2. Módulo sistema de elevación

Este módulo considera el mecanismo mediante el cual tanto las cargas como los elementos de la máquina se elevan a la altura deseada y con la seguridad requerida. Las principales funciones que desarrolla este módulo son elevar las cargas hasta la altura deseada, brindar estabilidad y seguridad de acuerdo con las especificaciones de peso

máximo a ser elevado. A continuación, se presenta las posibles alternativas de diseño para satisfacer las necesidades.

Alternativa 1. Hidráulica

Sistema provisto de un tanque de almacenamiento de aceite, un motor y una bomba de alta presión, mandos hidráulicos, mangueras y el elemento de elevación se considera un cilindro que sube o baja la carga de acuerdo con las necesidades del usuario. Aunque posee gran cantidad de elementos, este sistema es muy usado debido a su capacidad de mover cargas de alto peso y por la seguridad que brinda.



Figura 2.8. Elevación hidráulica.
(Fuente: Propia)

Sus ventajas son:

- Puede mover elementos de alto peso.
- Permite eliminar estructura innecesaria debido a su funcionamiento.
- Tiene pocas piezas en movimiento.
- Las fuerzas pueden regularse de manera continua.

Sus desventajas son:

- Posee varios elementos a ser instalados.
- La distancia de elevación está dada por el tamaño del vástago.
- Se requiere mantenimiento especializado de sistemas hidráulicos.
- Puede elevar el costo de la máquina.

Alternativa 2. Mecánica mediante poleas (polipasto)

Es un mecanismo que se utiliza para levantar o mover cargas con mayor facilidad puesto a que se necesita de menor fuerza para moverlo. Está compuesta por poleas que minimizan el esfuerzo y un mecanismo de engranajes que aseguran un esfuerzo del operario menor.

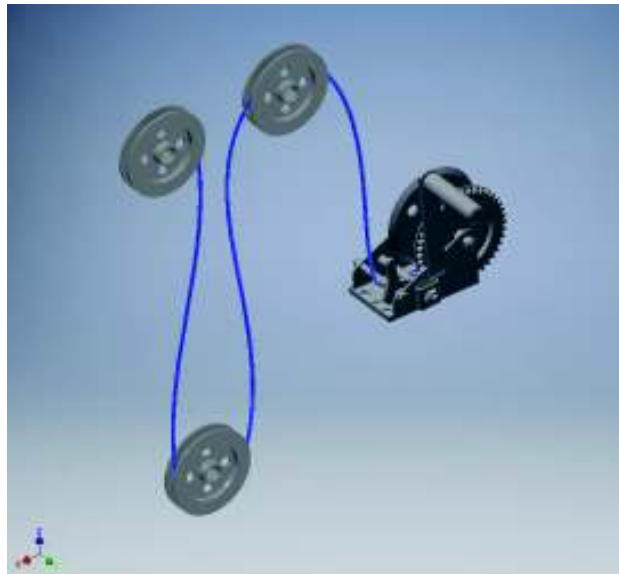


Figura 2.9. Elevación mediante sistema de poleas.
(Fuente: Propia)

Sus ventajas son:

- Alta capacidad de carga al unirse con una buena estructura.
- Son versátiles puesto a que pueden elevar y desplazar cargas.
- Son casi silenciosos lo cual hacen ideales para ser usados en espacios cerrados.
- La energía empleada es la fuerza del operario.
- La altura del elevador queda determinada por la altura nominal de la estructura.

Sus desventajas son:

- El cable puede desgastar las poleas y causar fallas.
- Mayor esfuerzo físico del operario.

Alternativa 3. Tornillo de potencia

“Son elementos que poseen filetes enrollados en forma de hélices sobre una superficie cilíndrica. Están destinados a la transmisión de potencia y movimiento; generalmente convierte movimiento de giro en movimiento de traslación” (Universidad Tecnológica Nacional, 2018).

Sus ventajas son:

- Fácil de mecanizar.
- Es muy usado en máquinas debido a su versatilidad.
- Es adaptable a cualquier situación en la industria.

Sus desventajas son:

- Tienden a sufrir fallas por pandeo del tornillo, dependiendo de la longitud de este.
- Puede presentarse problemas de inestabilidad debido a su longitud.
- Se produce fallos por cargas de compresión cuando la carga no está centrada.

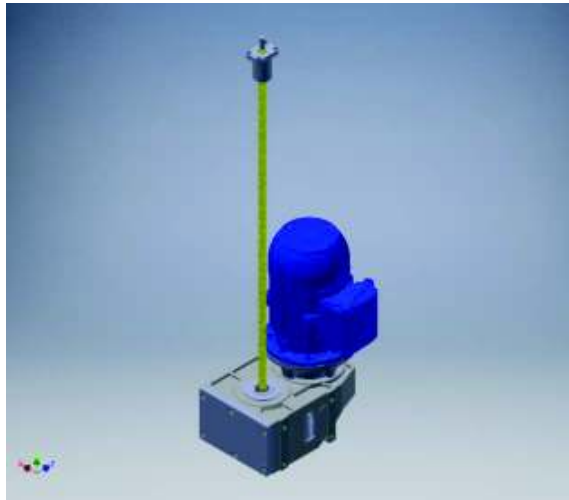


Figura 2.10. Elevación mediante tornillo de potencia.
(Fuente: Propia)

Método ordinal corregido

La evaluación de las alternativas está dada por el método ordinal corregido de criterios ponderados considerando los siguientes criterios:

- Costos: se consideran los costos de construcción y de mantenimiento, se desea reducir los costos para obtener una máquina de bajo precio.
- Mantenimiento: se considera la frecuencia de mantenimiento preventivo que se debe realizar a la máquina.
- Facilidad de construcción y montaje: una máquina con elementos sencillos es de fácil y rápida construcción, el ensamble no necesita de herramientas especializadas ni de mano de obra calificada. Además, elementos normalizados reduce el costo.
- Operatividad: la máquina debe ser fácil de maniobrar y usar sus diferentes componentes.
- Seguridad: para las diferentes aplicaciones, la maquina debe ser segura y confiable.
- Peso: para su fácil manejo además de su fácil instalación y desplazamiento, la maquina debe cumplir con un peso mínimo.

La evaluación de los criterios se indica en la tabla 2.10.

Tabla 2.10. Evaluación de cada criterio - Módulo 2.

Criterio	Costos	Mantenimiento	Construcción y Montaje	Operatividad	Seguridad	Peso	$\Sigma + 1$	Ponderado
Costos		1	1	0,5	0,5	0,5	4,5	0,16
Mantenimiento	0,5		1	0	0,5	1	4	0,15
Construcción y Montaje	0	0,5		1	0	1	3,5	0,13
Operatividad	1	0,5	0		0,5	0	3	0,11
Seguridad	0,5	1	1	0,5		1	5	0,18
Peso	0	0,5	0,5	1	1		4	0,15
							24	1

Fiabilidad < Vida Útil = Vel. De Funcionamiento < Compactabilidad < Mantenimiento < Estabilidad

(Fuente: Propia)

La evaluación de cada una de las alternativas con respecto a los criterios se muestra en las tablas 2.11, 2.12, 2.13, 2.14, 2.15 y 2.16.

Tabla 2.11. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto al costo.

Solución 2 > Solución 1 > Solución 3					
Costos	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0,5	0,5	2	0,33
Solución 2	0,5		1	2,5	0,42
Solución 3	0	0,5		1,5	0,25
				6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.12. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto al mantenimiento.

Solución 1 = Solución 2 > Solución 3					
Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0,5	1	2,5	0,42
Solución 2	0,5		1	2,5	0,42
Solución 3	0	0		1	0,17
				6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.13. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto a la construcción y montaje.

Solución 1 > Solución 2 > Solución 3					
Construcción y Montaje	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		1	0,5	2,5	0,42
Solución 2	0		1	2	0,33
Solución 3	0,5	0		1,5	0,25
				6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.14. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto a la operatividad.

Solución 2 > Solución 1 = Solución 3					
Operatividad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0,5	0	1,5	0,30
Solución 2	0,5		0,5	2	0,40
Solución 3	0,5	0		1,5	0,30
				5	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.15. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto a la seguridad.

Solución 2 > Solución 1 > Solución 3					
Seguridad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0	0,5	1,5	0,30
Solución 2	0,5		1	2,5	0,50
Solución 3	0	0		1	0,20
				5	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.16. Evaluación de las alternativas del módulo 2 con respecto al peso.

Solución 1 = Solución 2 > Solución 3					
Peso	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0,5	1	2,5	0,42
Solución 2	0,5		1	2,5	0,42
Solución 3	0	0		1	0,17
				6	1

(Fuente: Propia)

Las conclusiones de la evaluación de las alternativas se indican en la tabla 2.17.

Tabla 2.17. Conclusiones del módulo 2.

Criterio	Costos	Mantenimiento	Construcción y Montaje	Operatividad	Seguridad	Peso	Σ	Prioridad
Solución 1	0,055	0,061	0,053	0,033	0,055	0,061	0,32	2
Solución 2	0,068	0,061	0,042	0,044	0,091	0,061	0,37	1
Solución 3	0,041	0,024	0,032	0,033	0,036	0,024	0,19	3

(Fuente: Propia)

De la tabla de conclusiones se puede identificar que la alternativa que más se ajusta es la alternativa 2, es decir, polipasto.

2.1.4.3. Módulo sistema de sujeción

Este módulo está destinado únicamente a la búsqueda de la solución de sujeción del cilindro del reactor, puesto a que el cilindro no posee medios para poder sujetarlo y es necesario evitar la deformación. En este caso se busca una alternativa que permita el movimiento del cilindro considerando la seguridad del personal a cargo y la estabilidad de la estructura.

Alternativa 1. Mecanismo hidráulico

Mecanismo diseñado para la sujeción de elementos cilíndricos, consta de dos brazos conectados mediante pistones cada uno y su giro se da mediante un motor hidráulico. El movimiento se lo realiza mediante cilindros hidráulicos que cierra y abre los brazos para comprimir el cilindro colocado al centro del sistema.

Sus ventajas son:

- Fácil montaje de todo el sistema.
- Destinado a aplicaciones de precisión.
- Amplio rango de aplicación.
- Fácil operatividad.

Sus desventajas son:

- Necesita de un conjunto hidráulico de potencia.
- No tiene una adecuada apertura de sus pinzas.



Figura 2.11. Mecanismo hidráulico de sujeción.
(Fuente: Propia)

Alternativa 2. Mecanismo manual de brazos separados

Este mecanismo sustituye los cilindros hidráulicos por un juego de tornillo-tuera que abre y cierra los brazos mediante el movimiento de una manivela. El giro se lo produce mediante una caja reductora posicionada en uno de los brazos, se la acciona con la misma manivela utilizada en el cierre de los brazos.

Sus ventajas son:

- Fácil operatividad.

- No requiere de un técnico especializado para su mantenimiento.
- Estructura compacta.

Sus desventajas son:

- Puede presentarse problemas de pandeo en los brazos.

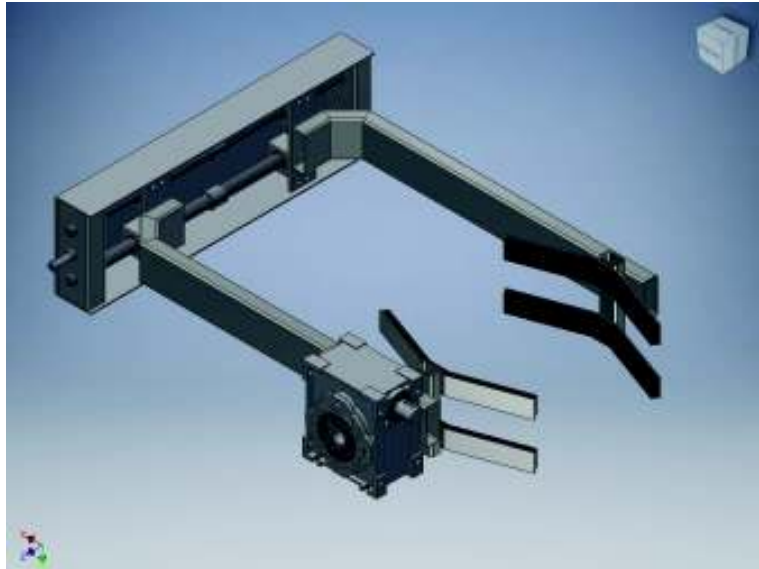


Figura 2.12. Mecanismo manual de brazos separados.
(Fuente: Propia)

Alternativa 3. Mecanismo manual en conjunto

El mecanismo cuenta con un reductor de velocidad de tornillo sin fin usada para el giro de la carga, se acciona mediante un volante y el torque obtenido por el reductor funciona como freno. Los brazos realizan su movimiento mediante un tornillo, el principio de funcionamiento es similar a la de un gato de tijeras usado para la elevación de automóviles.

Sus ventajas son:

- Fácil montaje.
- No requiere mantenimiento.
- El número de piezas es reducido.
- La estructura es compacta.

Sus desventajas son:

- Requiere un reductor robusto.
- No acepta sobrecargas.

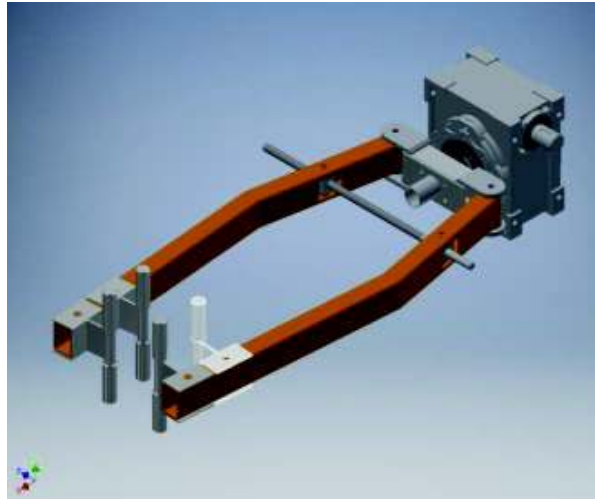


Figura 2.13. Mecanismo manual en conjunto.
(Fuente: Propia)

La evaluación de las alternativas esta dado por el método ordinal corregido de criterios ponderados considerando los siguientes criterios:

- Costos: se consideran los costos de construcción y de mantenimiento, se desea reducir los costos para obtener una máquina de bajo precio.
- Mantenimiento: se considera la frecuencia de mantenimiento preventivo que se debe realizar a la máquina.
- Facilidad de construcción y montaje: una máquina con elementos sencillos es de fácil y rápida construcción, el ensamble no necesita de herramientas especializadas ni de mano de obra calificada. Además, elementos normalizados reduce el costo.
- Operatividad: la máquina debe ser fácil de maniobrar y usar sus diferentes componentes.
- Seguridad: para las diferentes aplicaciones, la maquina debe ser segura y confiable.
- Peso: para su fácil manejo además de su fácil instalación y desplazamiento, la maquina debe cumplir con un peso mínimo.

La evaluación de los criterios se indica en la tabla 2.18.

Tabla 2.18. Evaluación de cada criterio - Módulo 3.

Criterio	Costos	Mantenimiento	Construcción y Montaje	Operatividad	Seguridad	Peso	$\Sigma + 1$	Ponderado
Costos	0,5	0,5	0,5	1	1	0,5	4,5	0,16
Mantenimiento	0,5	1	1	1	0,5	1	5	0,18
Construcción y Montaje	0,5	0,5	1	0	1	1	4	0,15
Operatividad	1	0	1	1	0,5	0	3,5	0,13
Seguridad	1	1	1	0,5	1	0	4,5	0,16
Peso	1	0,5	1	1	1	1	5,5	0,20
							27	1

Fiabilidad < Vida Útil = Vel. De Funcionamiento < Compactabilidad < Mantenimiento < Estabilidad

(Fuente: Propia)

La evaluación de cada una de las alternativas con respecto a los criterios se muestra en las tablas 2.19 a 2.24.

Tabla 2.19. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto al costo.

Solución 1 = Solución 3 > Solución 2					
Costos	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		1	0,5	2,5	0,36
Solución 2	0,5		0,5	2	0,29
Solución 3	1	0,5		2,5	0,36
				7	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.20. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto al mantenimiento.

Solución 3 > Solución 1 = Solución 2					
Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0,5	1	2,5	0,31
Solución 2	0,5		1	2,5	0,31
Solución 3	1	1		3	0,38
				8	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.21. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto a la construcción y montaje.

Solución 3 > Solución 1 > Solución 2					
Construcción y Montaje	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0	0,5	1,5	0,30
Solución 2	0		0	1	0,20
Solución 3	0,5	1		2,5	0,50
				5	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.22. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto a la operatividad.

Solución 1 > Solución 2 = Solución 3					
Operatividad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		1	0	2	0,40
Solución 2	0,5		0	1,5	0,30
Solución 3	0,5	0		1,5	0,30
				5	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.23. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto a la seguridad.

Solución 1 > Solución 3 > Solución 2					
Seguridad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		1	0,5	2,5	0,42
Solución 2	0,5		0	1,5	0,25
Solución 3	0,5	0,5		2	0,33
				6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.24. Evaluación de las alternativas del módulo 3 con respecto al peso.

Solución 3 > Solución 3 > Solución 1					
Peso	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Ponderado
Solución 1		0,5	0	1,5	0,23
Solución 2	0,5		0,5	2	0,31
Solución 3	1	1		3	0,46
				6,5	1

(Fuente: Propia)

Las conclusiones de la evaluación de las alternativas se indican en la siguiente tabla:

Tabla 2.25. Conclusiones del módulo 3.

Criterio	Costos	Mantenimiento	Construcción y Montaje	Operatividad	Seguridad	Peso	Σ	Prioridad
Solución 1	0,058	0,057	0,044	0,051	0,068	0,046	0,32	2
Solución 2	0,047	0,057	0,029	0,038	0,041	0,062	0,27	3
Solución 3	0,058	0,068	0,073	0,038	0,055	0,092	0,38	1

(Fuente: Propia)

De la tabla de conclusiones se puede identificar que la alternativa que más se ajusta es la alternativa 3, es decir, mecanismo manual en conjunto.

2.1.4.4. Módulo sistema de frenado

Este módulo se genera a partir de la necesidad de tener un medio para la estabilización y frenado de la estructura, en función al peso que se maneje y al peso de la estructura el sistema debe ser confiable y carecer de medios que generen interferencia con otros sistemas ya sean propios del mecanismo o de externos.

Alternativa 1. Sistema hidráulico

Este mecanismo está diseñado mediante elementos de uso cotidiano como es el caso del gato hidráulico, con un cambio significativo de la palanca por un pedal. El principio de funcionamiento está en que parte de la estructura deberá entrar en contacto con el suelo y así quedaría inmóvil. Cuenta con un eje móvil y uno fijo para subir y bajar la estructura.

Sus ventajas son:

- Fácil montaje.
- Amplio rango de aplicación.
- Fácil operatividad.

Sus desventajas son:

- El descenso se realiza mediante la apertura manual de una válvula.

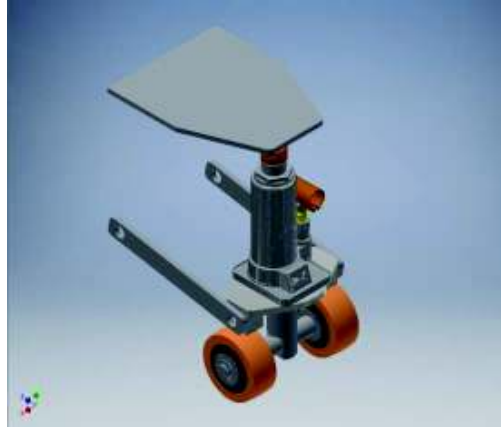


Figura 2.14. Sistema hidráulico.
(Fuente: Propia)

Alternativa 2. Tornillo de elevación

Está formado por dos ejes roscados conectados en uno de sus extremos a una ventosa la cual funciona como ancla. El otro extremo del eje consta de un soporte para la colocación de una manivela con la que el operario puede subir o bajar el eje y así elevar el mecanismo para evitar su movimiento. Los ejes están unidos a la estructura de la base mediante tuercas soldadas en agujeros ubicados en los perfiles paralelos.

Sus ventajas son:

- Fácil operatividad.
- Estructura compacta.

Sus desventajas son:

- Cada tornillo se maneja por separado lo que lleva a inestabilidad de la estructura cuando se encuentra con carga.

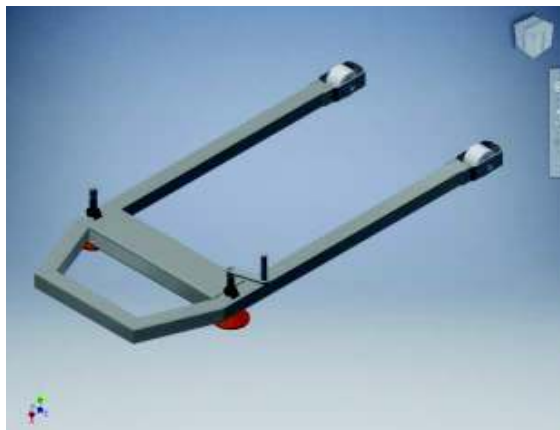


Figura 2.15. Tornillo de elevación.
(Fuente: Propia)

Alternativa 3. Freno individual

En el mercado industrial existen varias alternativas para la aplicación de ruedas con freno, este método es muy usado debido a su simplicidad y bajo costo. Consta de una rueda de diámetro a elegir que contiene en su estructura de soporte una platina de metal que debido a la presión aplicada por el operario realiza el medio de prensa para inmovilizar el movimiento de la rueda.

Sus ventajas son:

- Fácil montaje.
- No requiere mantenimiento.
- El número de piezas es reducido.
- La estructura es compacta.
- Fácil Operatividad.

Sus desventajas son:

- Para cargas pesadas el diámetro de la rueda puede ser exagerado.
- La rueda tiende a deslizarse en zonas con declive.
- El freno no proporciona la presión requerida para el mecanismo.



Figura 2.16. Freno individual.
(Fuente: (Alex, 2018))

La evaluación de las alternativas está dada por el método ordinal corregido de criterios ponderados considerando los siguientes criterios:

- Costos: se consideran los costos de construcción y de mantenimiento, se desea reducir los costos para obtener una máquina de bajo precio.
- Mantenimiento: se considera la frecuencia de mantenimiento preventivo que se debe realizar a la máquina.
- Facilidad de construcción y montaje: una máquina con elementos sencillos es de fácil y rápida construcción, el ensamble no necesita de herramientas

especializadas ni de mano de obra calificada. Además, elementos normalizados reduce el costo.

- Operatividad: la máquina debe ser fácil de maniobrar y usar sus diferentes componentes.
- Seguridad: para las diferentes aplicaciones, la maquina debe ser segura y confiable.
- Peso: para su fácil manejo además de su fácil instalación y desplazamiento, la maquina debe cumplir con un peso mínimo.

La evaluación de los criterios se indica en la siguiente tabla:

Tabla 2.26. Evaluación de cada criterio - Módulo 4.

Criterio	Costos	Mantenimiento	Construcción y Montaje	Operatividad	Seguridad	Peso	$\Sigma + 1$	Ponderado
Costos		0,5	0,5	0	1	0,5	3,5	0,13
Mantenimiento	0,5		1	0	0,5	0	3	0,11
Construcción y Montaje	1	1		0	0	1	4	0,15
Operatividad	0	1	0		0,5	0	2,5	0,09
Seguridad	1	1	1	0,5		1	5,5	0,20
Peso	1	0,5	0,5	1	1		5	0,18
							23,5	1

Fiabilidad < Vida Útil = Vel. De Funcionamiento < Compactabilidad < Mantenimiento < Estabilidad

(Fuente: Propia)

La evaluación de cada una de las alternativas con respecto a los criterios se muestra en las tablas 2.27, 2.28, 2.29, 2.30, 2.31 y 2.32.

Tabla 2.27. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto al costo.

Solución 1 > Solución 2 = Solución 3					
Costos	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución 1		1	0,5	2,5	0,45
Solución 2	0		0,5	1,5	0,27
Solución 3	0,5	0		1,5	0,27
				5,5	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.28. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto al mantenimiento.

Solución 1 = Solución 2 > Solución 3					
Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución 1		0,5	1	2,5	0,42
Solución 2	0,5		1	2,5	0,42
Solución 3	0	0		1	0,17
				6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.29. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto a la construcción y montaje.

Solución 1 > Solución 3 > Solución 2					
Construcción y Montaje	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución 1		1	0,5	2,5	0,42
Solución 2	0,5		0	1,5	0,25
Solución 3	0	1		2	0,33
				6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.30. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto a la operatividad.

Solución 1 = Solución 3 > Solución 2					
Operatividad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución 1		1	0	2	0,36
Solución 2	0,5		0	1,5	0,27
Solución 3	0	1		2	0,36
				5,5	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.31. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto a la seguridad.

Solución 1 > Solución 3 > Solución 2					
Seguridad	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución 1		1	0,5	2,5	0,45
Solución 2	0		0	1	0,18
Solución 3	0,5	0,5		2	0,36
				5,5	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.32. Evaluación de las alternativas del módulo 4 con respecto al peso.

Solución 3 > Solución 2 > Solución 1					
Peso	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\Sigma + 1$	Pondera
Solución 1		0	0,5	1,5	0,23
Solución 2	1		0	2	0,31
Solución 3	1	1		3	0,46
				6,5	1

(Fuente: Propia)

Las conclusiones de la evaluación de las alternativas se muestran a continuación:

Tabla 2.33. Conclusiones del módulo 4.

Criterio	Costos	Mantenimiento	Construcción y Montaje	Operatividad	Seguridad	Peso	Σ	Prioridad
Solución 1	0,058	0,045	0,061	0,033	0,091	0,042	0,33	1
Solución 2	0,035	0,045	0,036	0,025	0,036	0,056	0,23	3
Solución 3	0,035	0,018	0,048	0,033	0,073	0,084	0,29	2

(Fuente: Propia)

De la tabla de conclusiones se puede identificar que la alternativa que más se ajusta es la alternativa 1, es decir, sistema hidráulico.

2.1.5. Solución final

Después del análisis y las respectivas evaluaciones de las alternativas para los distintos módulos se establece la solución final la cual corresponde a la recopilación de todas las soluciones anteriores. Así el mecanismo está conformado por; la estructura principal es de tipo columna, la elevación esta provista mediante poleas y polipastos, el sistema de sujeción es manual en conjunto y el frenado del mecanismo mediante un sistema hidráulico. La solución final se representa en las siguientes figuras:

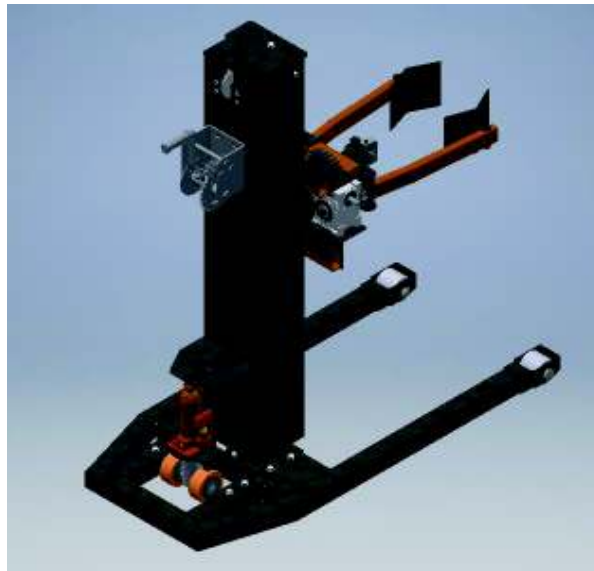


Figura 2.17. Esquema final del diseño conceptual, vista trasera.
(Fuente: Propia)

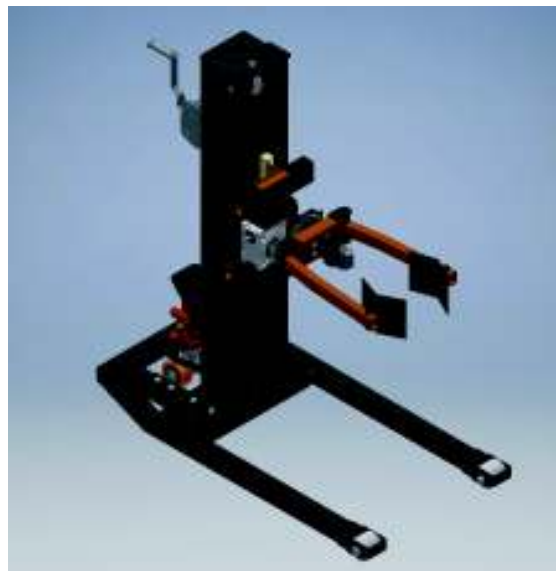


Figura 2.18. Esquema final del diseño conceptual, vista frontal.
(Fuente: Propia)

2.2. Cálculos y selección de componentes

En esta sección se realizan los cálculos correspondientes para el dimensionamiento de cada uno de cada uno de los componentes del mecanismo a diseñarse.

2.2.1. Consideraciones generales

Peso mínimo de elevación

Es recomendable que el peso de diseño mínimo sea el concerniente al del reactor totalmente armado de tal manera que se evite el desmontaje en el sitio y proceder a un lugar más cómodo y ahí realizar las acciones requeridas.

El peso neto del reactor es de 238 *kg*, el mecanismo debe ser capaz de elevar y trasladar un peso mínimo de 300 *kg* debido a que se debe considerar un posible traslado del reactor con reactivos en su interior.

Ajuste máximo del cuerpo cilíndrico del reactor.

De acuerdo al material usado se debe considerar el ajuste máximo que debe desarrollar el mecanismo para la sujeción del cuerpo cilíndrico, en la tabla se indican los valores de esfuerzos permisibles de acuerdo con el material usado en el reactor.

Tabla 2.34. Esfuerzos permisibles máximos a la temperatura de diseño de tubos sin costura de acero inoxidable 316.

Spec. No.	UNS No.	Type/ Grade	Límite máx. de temperatura [°C]	Esfuerzo @ 427 °C [MPa]	Notas
SA-213	S31600	TP316	816	110	G5, G12, T8
SA-312			816	110	G5, G12, T8, W12, W13, W14
SA-376			816	110	G5, G12, H1, T8, W12

(Fuente: (ASME, 2015))

Dimensión de las garras de sujeción.

El cierre de las garras debe ser menor al diámetro del cuerpo cilíndrico del reactor para que exista el apriete correcto. El diámetro del cuerpo cilíndrico para el reactor tipo batch diseñado es de 241,65 mm. Además, la longitud del cilindro es de 658 mm respectivamente, por lo tanto, no se debe exceder estos valores para la adecuada sujeción.

2.2.2. Dimensionamiento de los elementos

Para la selección de algunos componentes mecánicos se realiza un estudio mediante elementos finitos a través de un programa de computadora el cual permite realizar simulaciones estáticas bajo parámetros preestablecidos de acuerdo con el mecanismo.

El cálculo se realiza de acuerdo con las consideraciones anteriormente mencionadas. Así se determina a continuación las cargas y reacciones.

2.2.2.1. Sistema de sujeción

Este sistema está compuesto de los siguientes componentes:

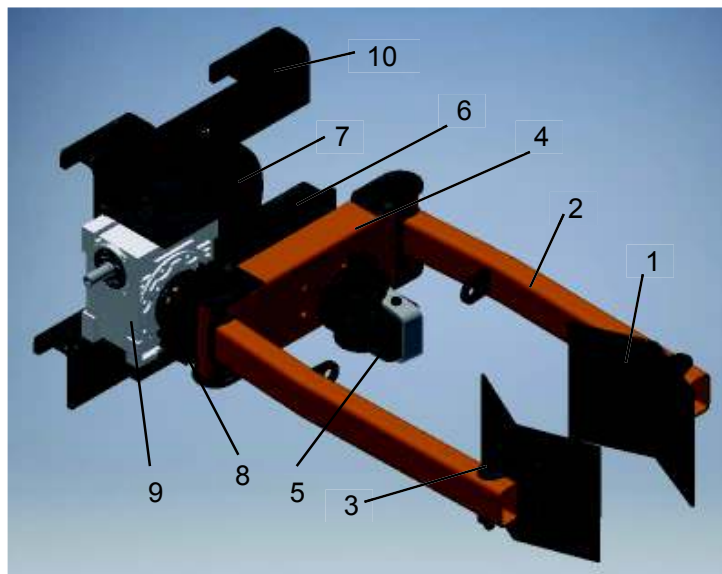


Figura 2.19. Componentes del sistema de sujeción.
(Fuente: Propia)

1. Planos de sujeción
2. Brazo pivote
3. Pasador planos-pinza
4. Base de la pinza
5. Tensor
6. Rueda conducida
7. Eje central
8. Rueda motriz
9. Reductor
10. Base de la pinza

Se procede a dimensionar los componentes.

Las diferentes partes se encuentran conformadas por material de acero estructural ASTM A36 cuyas propiedades mecánicas se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 2.35. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36.

Propiedades Mecánicas		
Material	Acero ASTM A36	
Módulo de Young	210	<i>GPa</i>
Modulo cortante	80	<i>GPa</i>
Densidad	7,85	<i>g/cm³</i>
Límite de Fluencia	250	<i>MPa</i>
Esfuerzo último	400	<i>MPa</i>

(Fuente: (Gere & Goodno, Mecánica de Materiales, 2009))

- **Planos de sujeción:**

La carga por elevar es 300 *kg*, ésta se distribuye en dos puntos de apoyo; la fuerza aplicada para la sujeción se da venciendo el peso mediante la colaboración de la fricción entregada por el material usado en las placas. Las fuerzas por aplicar se consideran mediante el siguiente diagrama de cuerpo libre:

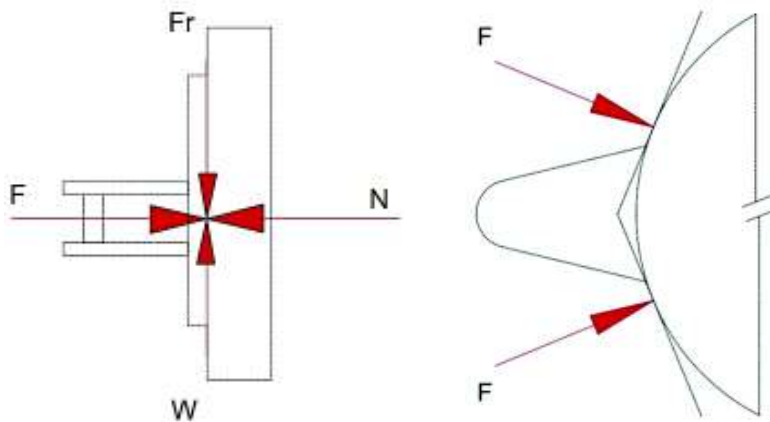


Figura 2.20. Diagrama de cuerpo libre de las placas con respecto al reactor.
(Fuente: Propia)

Para evitar el movimiento del cilindro se toma la aceleración igual a cero por lo que las sumatorias de fuerzas quedan de la siguiente manera:

$$\sum F_x = 0$$

$$F = N$$

$$\sum F_z = 0$$

La masa se considera como 300 *kg* dividida entre dos placas con un coeficiente de fricción de 0.75.

$$F_r = W$$

$$F_r = m * g$$

$$F_r = \mu * N$$

$$\mu * N = m * g$$

$$N = \frac{m * g}{\mu}$$

$$N = 1960 \text{ N} ; F = 1960 \text{ N} (199,86 \text{ kg})$$

Es así como la fuerza se distribuye en dos puntos de los planos de sujeción perpendiculares a la superficie. Las fuerzas que actúan en cada uno de los puntos son de 980 N (99.93 kg). Estas fuerzas se distribuyen sobre las placas de la pinza creando momentos los cuales, mediante un análisis de elementos finitos, se puede identificar la deflexión que provoca e identificar los esfuerzos permisibles.

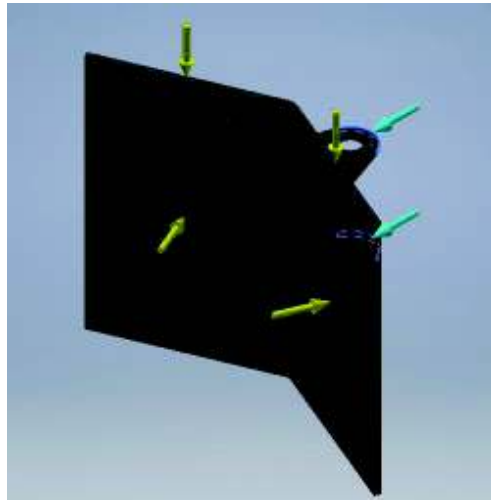


Figura 2.21. Cargas y restricciones sobre la placa de sujeción.
(Fuente: Propia)

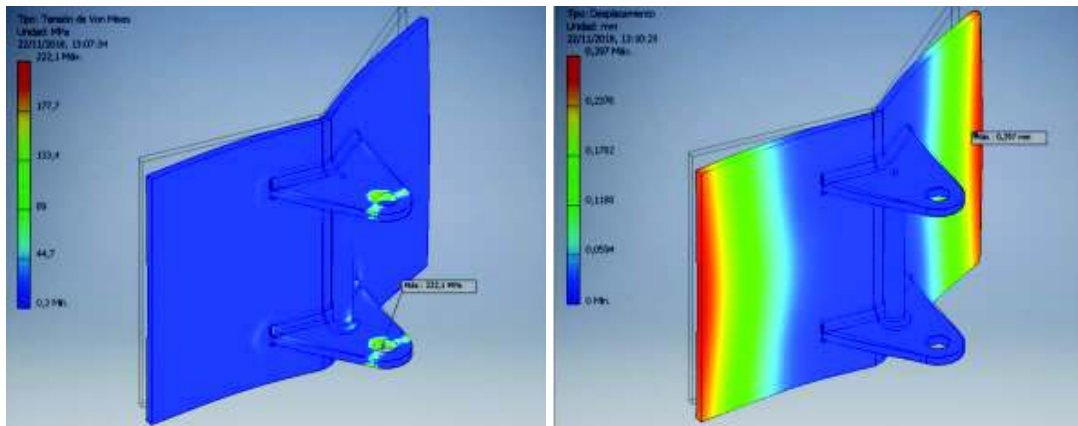


Figura 2.22. Simulación del comportamiento de los planos de sujeción aplicado las fuerzas calculadas.
(Fuente: Propia)

Para chapas metálicas de acero ASTM A36 de espesor de 4 mm el factor de seguridad mínimo es de 1,12, alcanzando una tensión de Von Mises de 222,1 MPa como máximo lo cual no supera el límite de fluencia del material usado por lo que el componente resiste. Sufre una deformación máxima de 0,297 mm que considerando las dimensiones de la placa (200 mm) es muy pequeño. La deformación no interfiere en ningún elemento externo ni al movimiento de dicho elemento, por lo que la deformación es despreciable.

Una de las ventajas de usar el software de Autodesk Inventor es que proporciona propiedades como la masa. La masa del componente es de 1,2 kg cada placa.

- **Pasador planos-pinza**

El pasador es el único elemento que mantiene unido a los planos de sujeción con los brazos pivotes, por lo que es su resistencia es de mucha importancia. A continuación, se desarrolla el cálculo del diámetro para el elemento:

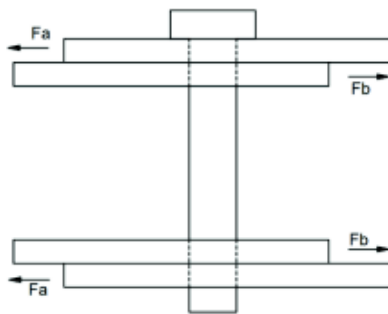


Figura 2.23. Diagrama de fuerzas en el pasador.
(Fuente: Propia)

El diámetro del pasador se calcula mediante el esfuerzo cortante mostrado en la ecuación 2.1.

$$\tau_{prom} = \frac{F}{2 * A} \quad [2.1]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

τ_{prom} : esfuerzo cortante del material [kg/mm^2]

F: fuerza total sobre el pasador [kg]

A: área de la sección en contacto con el pasador [mm^2]

Para el pasador se elige el material SAE 1018 cuyo límite de fluencia es de 37,73 kg/mm^2 . Se usa un factor de seguridad de 2,5 por lo que $F_y = 15,09 kg/mm^2$.

Tabla 2.36. Propiedades mecánicas del acero SAE 1018.

Propiedades Mecánicas		
Material	Acero SAE 1018	
Módulo de Young	205	<i>GPa</i>
Módulo cortante	80	<i>GPa</i>
Densidad	7,87	<i>g/cm³</i>
Límite de Fluencia	370	<i>MPa</i>
Límite de elasticidad	440	<i>MPa</i>

(Fuente: (Gere & Goodno, Mecánica de Materiales, 2009))

$$A = \frac{199,86}{2 * 15,09} \frac{kg}{kg/mm^2}$$

Se establece dos áreas debido a que existen dos superficies de contacto entre el pasador y los perfiles.

$$A = 6,62 \text{ mm}^2$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} ; d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad [2.2]$$

$$d = 2,9 \text{ mm}$$

Se observa la necesidad de utilizar elementos normalizados, por lo que se decide trabajar con un pasador de diámetro 10 *mm* y longitud 120 *mm*.

- **Brazo pivote**

El brazo pivote está sometido a un estado de cargas combinado de torsión y flexión. La fuerza "P" está considerada como la suma de la mitad del peso del reactor más el peso de la placa de sujeción. La torsión está dada por el peso del reactor y el brazo que genera las placas de sujeción. Las cargas aplicadas en el elemento cuando el reactor se encuentra en posición vertical se muestran a continuación:

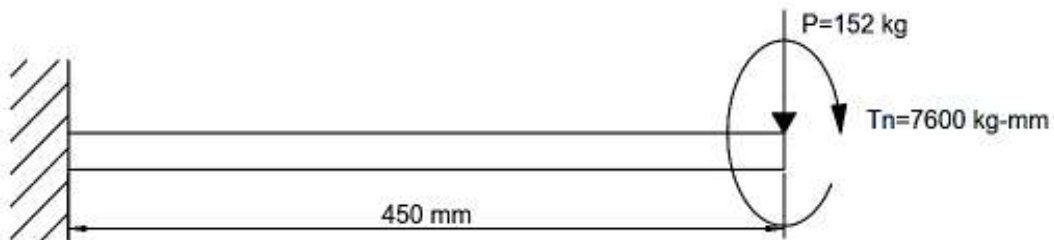


Figura 2.24. Sistema de cargas del brazo.
(Fuente: Propia)

Los diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor del brazo se indica en las siguientes figuras:

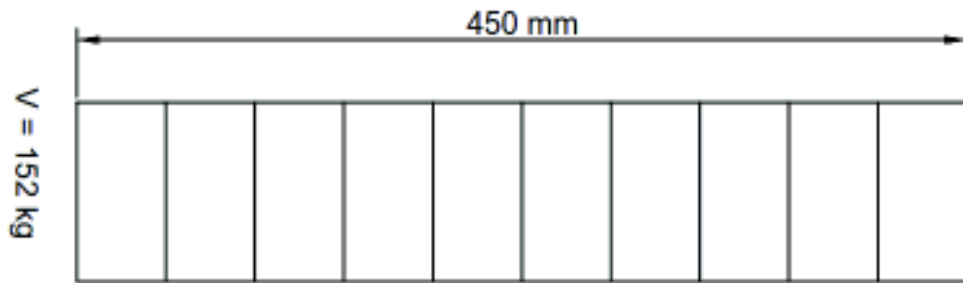


Figura 2.25. Diagrama de cortante de la viga del brazo.
(Fuente: Propia)

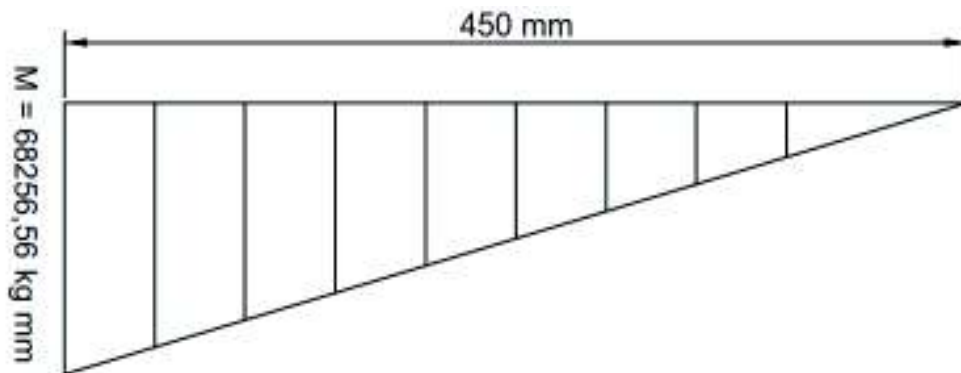


Figura 2.26. Diagrama de momento flector de la viga del brazo.
(Fuente: Propia)

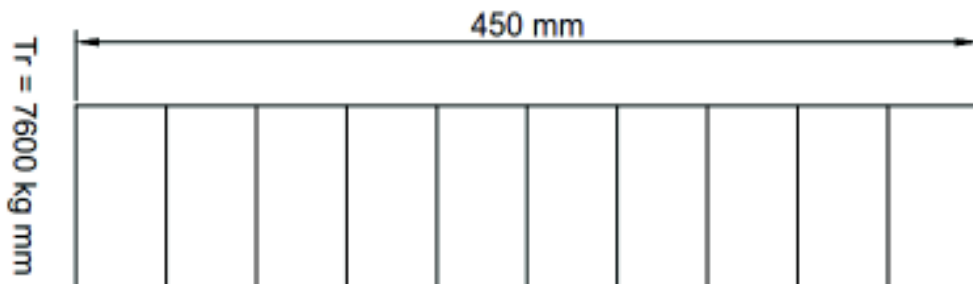


Figura 2.27. Diagrama de momento torsor de la viga del brazo.
(Fuente: Propia)

Como estimación inicial la geometría escogida para el brazo se la detalla en la figura 2.28:

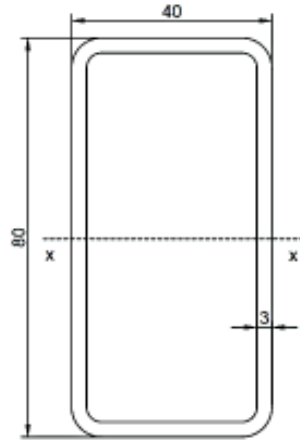


Figura 2.28. Sección transversal del brazo.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.37. Propiedades físicas de la viga.

Propiedades Físicas						
A	I x-x	S x-x	I y-y	S y-y	Z x	Z y
mm ²	mm ⁴	mm ³	mm ⁴	mm ³	mm ³	mm ³
700,7	549020	13725	183840	9192	17467	10725

(Fuente: (IPAC, 2018))

Torsión

El criterio de dimensionamiento se encuentra en la AISC capítulo H3 para tuberías rectangulares.

El momento requerido $T_r = 7600 \text{ Kg} * \text{mm}$

El momento torsor permisible está dado por:

$$T_c = \phi_T * T_n \quad [2.3]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

T_c : Momento torsor permisible. [kg mm]

ϕ_T : Factor de resistencia a la torsión.

T_n : Momento torsor nominal. [kg mm]

Para este caso se tiene que: $\phi_T = 0,9$

El momento torsor nominal T_n está dado por:

$$T_n = F_{cr} * C \quad [2.4]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

T_n : Momento torsor nominal. [$kg \text{ mm}$]

F_{cr} : Esfuerzo crítico. [$kg \text{ mm}^2$]

C: Constante torsional.

Para tubos rectangulares se considera la relación establecida en la AISC para determinar F_{cr} .

$$\frac{h}{t} \leq 2,45 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad [2.5]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

$$\frac{h}{t} = 26,67 \quad ; \quad 2,45 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 69,55$$

Entonces: $F_{cr} = 0,6 * F_y = 15,19 \text{ kg/mm}^2$

La constante torsional C viene calculada por la siguiente relación:

$$C = 2(B - t)(H - t)t - 4,5(4 - \pi)t^3 \quad [2.6]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

B: Ancho exterior [mm]

t: Espesor del elemento [mm]

H: Altura exterior [mm]

Por lo tanto:

$$C = 16989,7 \text{ mm}^3$$

Con los valores calculados se procede a calcular T_n

$$T_n = 258074 \text{ kg} * \text{mm}$$

$$T_c = 232266 \text{ kg} * \text{mm}$$

$$\frac{T_r}{T_c} = 0,03$$

Como $T_r < 20\% T_c$ y en concordancia a la AISC el diseño de la viga se la realiza mediante el criterio de flexión pura.

Flexión

Para el cálculo se debe considerar el esfuerzo nominal a flexión como el mínimo valor obtenido tanto para límite elástico de fluencia como para pandeo local. Para descartar el pandeo local se determina si el elemento es compacto considerando las siguientes relaciones:

Para el patín:

$$\frac{b}{t_f} \leq 1,12 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad [2.7]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Para el alma:

$$\frac{h}{t_w} \leq 2,42 \sqrt{\frac{E}{F_y}} \quad [2.8]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

B, h, t_w y t_f se observan en la figura 2.29. [mm]

E: Módulo de elasticidad del material. [kg/mm^2]

F_y : Esfuerzo de fluencia del material. [kg/mm^2]

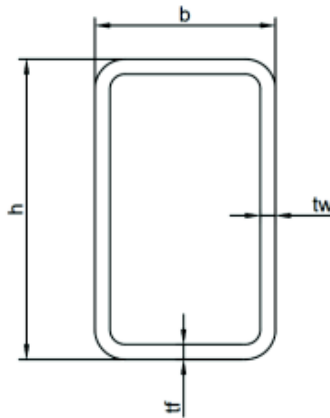


Figura 2.29. Geometría considerada para determinar si el elemento es compacto.

(Fuente: Propia)

Para el acero:

$$E = 29007ksi \quad [20394,32 \text{ kg/mm}^2]$$

El material empleado es el acero ASTM A36, su esfuerzo permisible a la fluencia es:

F_y es 36000 psi [25,311 kg/mm²]

Reemplazando los valores en la ecuación 2.7 correspondientes se tiene:

$$\frac{b}{t_f} = 13,33 \quad ; \quad 1.12 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 31,79$$

El elemento es compacto en el patín.

Reemplazando los valores en la ecuación 2.8 correspondientes se tiene:

$$\frac{h}{t_w} = 26,67 \quad ; \quad 2.42 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 68,69$$

El elemento es compacto en el alma.

Para un elemento compacto sometido a flexión pura se aplica:

$$M_n = F_y * Z \quad [2.9]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

M_n : Momento nominal a flexión [kg * mm]

Z: Módulo de sección plástica alrededor del eje de flexión [mm³]

F_y : Esfuerzo permitido a fluencia del material [kg/mm²]

Despejado Z de la ecuación 2.9 se tiene el módulo de sección requerido.

$$Z = \frac{M_n}{F_y}$$

Se reemplaza los valores:

$$Z = 2696,72 \text{ mm}^3$$

El módulo de sección del perfil seleccionado es:

$$Z_{xx} = 17467 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto: $Z_{xx} > Z$, el perfil seleccionado es válido.

Cuando el brazo pivote gira, toda la carga del reactor queda apoyado sobre uno de los brazos lo que produce fuerza cortante y momento flector mayores, por este motivo se establece el cálculo de la flexión cuando la viga y el reactor han girado 90°. Las cargas sobre la viga en la posición antes mencionada se detallan en la siguiente figura:

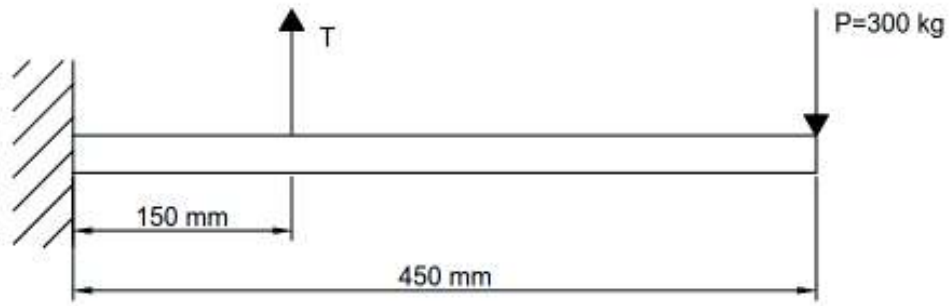


Figura 2.30. Cargas sometidas sobre el brazo pivote girado 90° .
(Fuente: Propia)

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector del brazo se indican en las siguientes figuras:

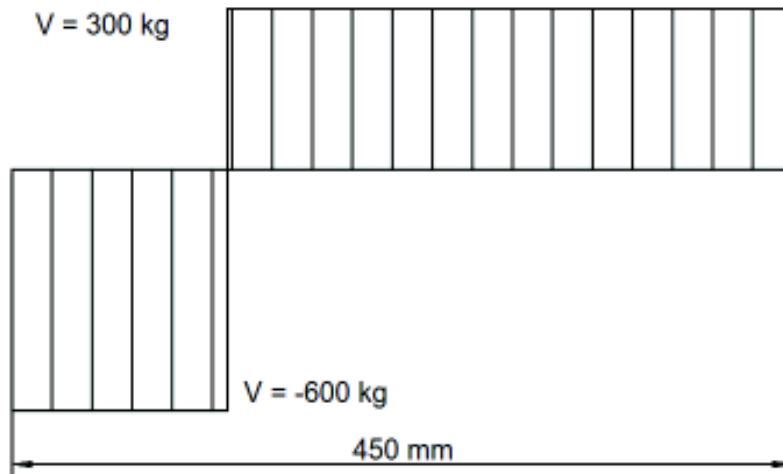


Figura 2.31. Diagrama de fuerza cortante del brazo girado 90° .
(Fuente: Propia)

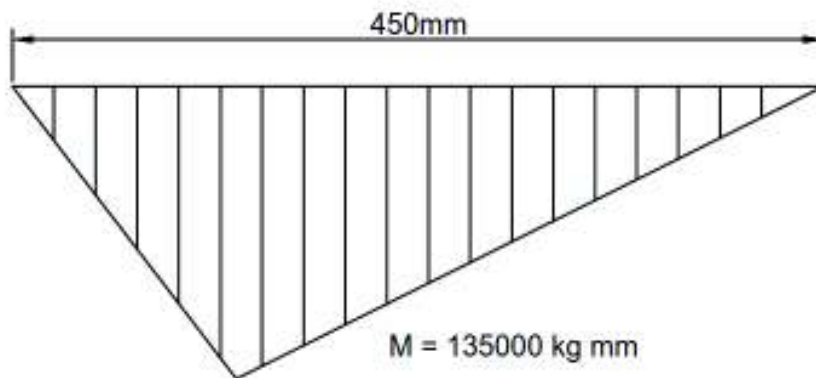


Figura 2.32. Diagrama de momento flector del brazo girado 90° .
(Fuente: Propia)

Puesto que anteriormente se calculó la esbeltez de la viga, se procede a realizar el análisis de flexión con el momento máximo registrado en el diagrama anterior.

Para un elemento compacto sometido a flexión pura se aplica la ecuación 2.9:

$$M_n = F_y * Z$$

Despejando Z de la ecuación se obtiene el módulo de sección requerido.

$$Z = \frac{M_n}{F_y}$$

Se reemplaza los valores:

$$Z = 3547,1 \text{ mm}^3$$

El módulo de sección del perfil seleccionado es:

$$Z_{yy} = 10725 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto: $Z_{yy} > Z$, el perfil seleccionado es válido.

De acuerdo con la información proporcionada por Autodesk Inventor la masa del componente es de 2,3 kg cada brazo.

- **Base de la pinza**

La fuerza "P" está dada por la mitad del peso total del reactor más el peso de los planos de sujeción y el peso del brazo pivote. La base tiene un sistema de cargas simétrico, así la base está sometida a cargas como se muestra en la figura:

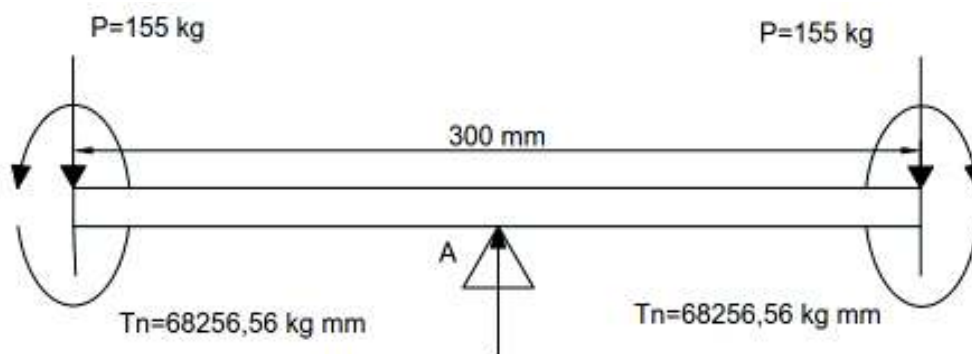


Figura 2.33. Sistema de cargas de la base de la pinza.
(Fuente: Propia)

Los diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor del brazo se indica en las siguientes figuras:

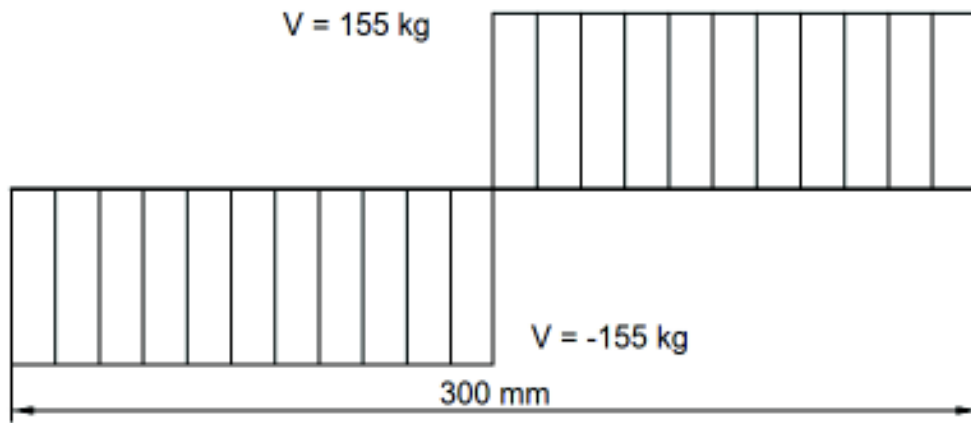


Figura 2.34. Diagrama de cortante de la base de la pinza.
(Fuente: Propia)

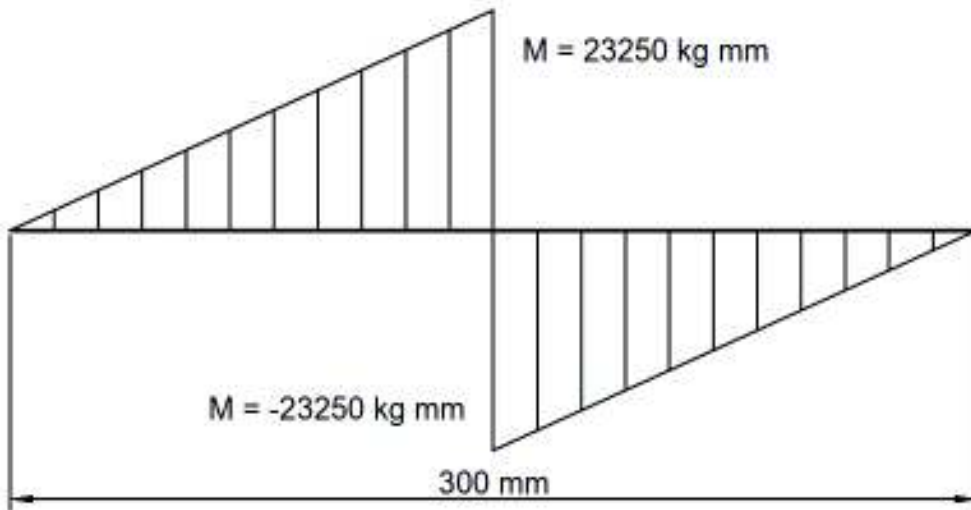


Figura 2.35. Diagrama de momento flector de la base de la pinza.
(Fuente: Propia)

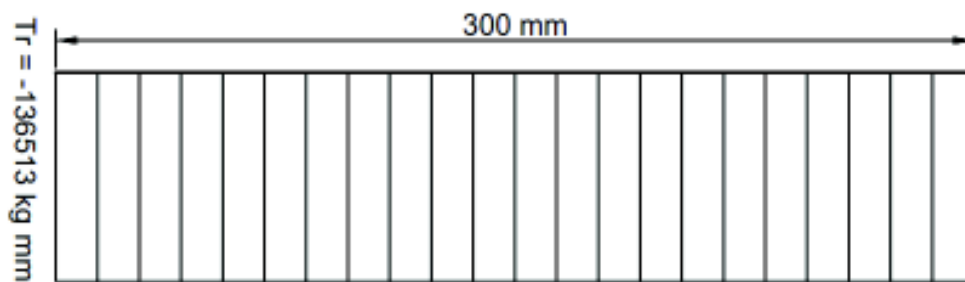


Figura 2.36. Diagrama de momento flector de la base de la pinza.
(Fuente: Propia)

Como estimación inicial la geometría escogida para la base de la pinza se muestra en la siguiente figura:

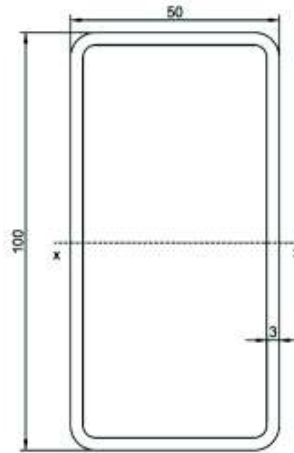


Figura 2.37. Sección transversal de la base de la pinza.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.38. Propiedades físicas de la viga.

Propiedades Físicas					
A	I x-x	S x-x	I y-y	S y-y	Z x
mm ²	mm ⁴	mm ³	mm ⁴	mm ³	mm ³
864	1121192	22423,8	374392	14975,7	28238

(Fuente: Propia)

El criterio de dimensionamiento se encuentra en la AISC capítulo H3 para tuberías rectangulares.

El momento requerido $T_r = 136513 \text{ kg mm}$

El momento torsor permisible está dado por la ecuación 2.3:

$$T_c = \phi_T * T_n$$

Para este caso se tiene que: $\phi_t = 0,9$

El momento torsor nominal T_n está dado por la ecuación 2.4:

$$T_n = F_{cr} * C$$

Para tubos rectangulares se considera la relación establecida en la AISC para determinar F_{cr} . La relación esta dado por la ecuación 2.5

$$\frac{h}{t} = 33,33 \quad ; \quad 2,45 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 69,54$$

Entonces: $F_{cr} = 0,6 * F_y = 15,19 \text{ kg/mm}^2$

La constante torsional C viene calculada por la ecuación 2.6. Por lo tanto:

$$C = 27249,7 \text{ mm}^3$$

Con los valores calculados se procede a calcular T_n

$$T_n = 413923 \text{ kg} * \text{mm}$$

$$T_c = 372531 \text{ kg} * \text{mm}$$

$$\frac{T_r}{T_c} = 0,36$$

Como $T_r > 20\% T_c$ y en concordancia a la AISC el diseño de la viga se la realiza mediante las siguientes relaciones:

$$\left(\frac{P_r}{P_c} + \frac{M_r}{M_c}\right) + \left(\frac{V_r}{V_c} + \frac{T_r}{T_c}\right)^2 \leq 1.0 \quad [2.10]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

- P_r : resistencia axial requerida, determinada en el Capítulo C. [kg]
- P_c : ϕP_n = resistencia de tracción o compresión axial de diseño, determinada de acuerdo al Capítulo E. [kg]
- M_r : resistencia de flexión requerida, determinada de acuerdo al Capítulo C. [kg mm]
- M_c : ϕM_n = resistencia de flexión de diseño, determinada de acuerdo al Capítulo F. [kg mm]
- V_r : resistencia de corte requerida, determinada de acuerdo al Capítulo C. [kg]
- V_c : ϕV_n = resistencia de corte de diseño, determinada de acuerdo al Capítulo G [kg]
- T_r : resistencia torsional requerida, determinada de acuerdo al Capítulo C. [kg mm]
- T_c : ϕT_n = resistencia torsional de diseño, determinada de acuerdo al capítulo H3 [kg mm]

La resistencia axial requerida es 600 kg.

La resistencia a tracción o compresión de diseño se la obtiene de acuerdo a las siguientes relaciones:

$$P_c = \phi * P_n \quad [2.11]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

P_n : resistencia a la compresión nominal. [kg]

$$P_n = F_u * A_g \quad [2.12]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

F_u : Tensión última mínima especificada. [kg/mm²]

A_g : Área bruta del miembro. [mm²]

Entonces:

$$P_n = 35242,6 \text{ kg}$$

$$P_c = 31718,3 \text{ kg}$$

La resistencia de flexión requerida es: 23250 kg mm

La resistencia a la flexión de diseño se obtiene de acuerdo a las siguientes relaciones:

$$M_c = \phi * M_n \quad [2.13]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

M_n : resistencia de flexión nominal. [kg mm]

La resistencia de flexión nominal está representada en la ecuación 2.9. Entonces:

$$M_n = F_y * Z$$

$$M_n = 714732 \text{ kg} * \text{mm}$$

$$M_c = 693259 \text{ kg} * \text{mm}$$

La resistencia de corte requerida es: 155 kg

La resistencia de corte de diseño se obtiene de acuerdo a las siguientes relaciones:

$$V_c = \phi * V_n \quad [2.14]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

La sección de corte nominal es:

$$V_n = 0,6 * F_y * A_w * C \quad [2.15]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Donde:

$$A_w = 2 * h * t \quad [2.16]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

$$h = 91 \text{ mm}$$

$$A_w = 546 \text{ mm}^2$$

C: Coeficiente de resistencia de corte del alma en pandeo, según se define en la sección G2 con $h/t_w = h/t$ y $k_y=5$.

$$\frac{h}{t} \leq 1.10 \sqrt{\frac{k_y E}{F_y}} \quad [2.17]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

$$\frac{h}{t} = 33,33$$

$$1.10 \sqrt{\frac{K_y E}{F_y}} = 69,81$$

Como $h/t \leq 1.10\sqrt{K_y E}/F_y$ entonces $C_v=1$

Entonces:

$$V_n = 0,6 * 12,655 * 546 * 1$$

$$V_n = 8291,88 \text{ kg}$$

De donde

$$V_c = 0,9 * V_n$$

$$V_c = 7462,7 \text{ kg}$$

La resistencia torsional requerida es: 136513 kg mm

La resistencia torsional de diseño fue calculada con anterioridad siendo su valor: 372531 kg mm.

Con todos los datos obtenidos se procede a realizar la relación para identificar la fiabilidad del elemento mediante torsión.

$$\left(\frac{600}{31718,3} + \frac{23250}{643259} \right) + \left(\frac{155}{7462,7} + \frac{136513}{372531} \right)^2 \leq 1.0$$

$$0,20 \leq 1.0$$

Con la relación se confirma que el perfil seleccionado es capaz de soportar las cargas impuestas por el mecanismo.

Autodesk Inventor proporciona la masa del componente y es de 1,9 kg.

- **Tensor**

El tensor es seleccionado tomando en cuenta las fuerzas necesarias para que el cilindro se mantenga estático, es decir, no exista el deslizamiento sobre los planos de sujeción y la sumatoria de fuerzas en el espacio XY sea igual a cero.

Según el análisis realizado en los planos de sujeción la fuerza necesaria para que el cilindro no resbale es de 1960 N (199,86 Kg) en el extremo de cada brazo. Para que la fuerza en el extremo sea la mencionada, se realiza el cálculo de sumatorio de momentos para determinar la fuerza requerida a la distancia de 150 mm donde se coloca el tensor.

$$\sum M = 0$$

$$F_T (150) - 1960 (450) = 0$$

$$F_T = 5880 N (599,58 kg)$$

Sin embargo, cuando el reactor se gira 90° el tensor es el componente que sujeta todo el peso del reactor, por lo que el tensor debe soportar la fuerza de 900 kg expresado en el cálculo del brazo pivote.

El tensor seleccionado es un cabrestante de amarre con una capacidad de 1500 kg que es el de menor capacidad encontrado en el mercado, por su diseño es posible usar cable de acero o correas, para cada uno de ellos cambia la configuración de montaje.

De acuerdo al catálogo del tensor, el peso de este elemento es de 1,7 kg

- **Rueda conducida**

La geometría se calcula en base al número de dientes requerido para tener una compatibilidad entre los engranajes. Para esta rueda dentada se tiene que el número de dientes es de 29. Este valor se encuentra al realizar el cálculo de compatibilidad en Autodesk Inventor con el dato de la distancia entre centros.

Partiendo de dicho dato se procede a realizar los cálculos para la construcción de la geometría de la rueda dentada, se selecciona un módulo de 5 mm para el dimensionamiento de la rueda. De esta manera se procede a calcular el diámetro a partir de las siguientes relaciones:

$$D_p = Z * M \quad [2.18]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

$$D_p = D_e - 2 * M \quad [2.19]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

- D_p : diámetro primitivo [mm]
- D_e : diámetro exterior [mm]
- Z: número de dientes
- M: módulo [mm]

Entonces:

$$D_p = 145 \text{ mm}$$

$$D_e = 155 \text{ mm}$$

Ahora se procede a calcular las principales dimensiones.

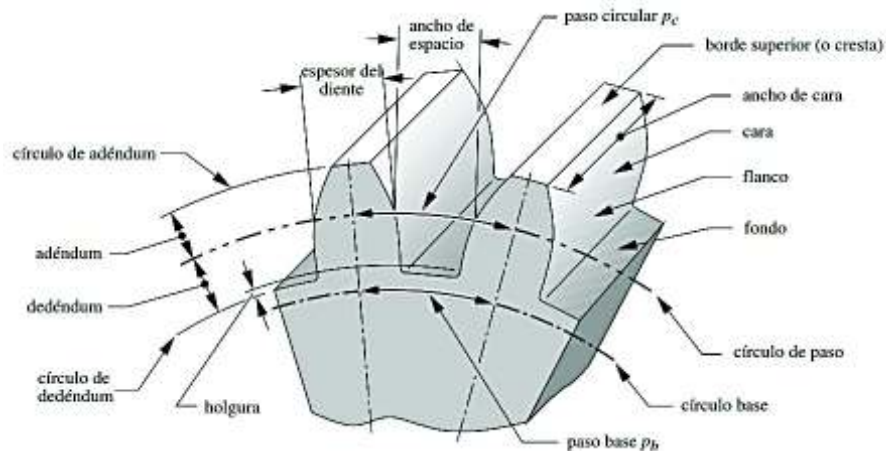


Figura 2.38. Nomenclatura de un diente de engranaje rueda conducida.
(Fuente: (Norton, 2011))

Paso:

$$P = \pi * M = 15,71 \text{ mm}$$

Adendo:

$$h_a = 1 * M = 5 \text{ mm}$$

Dedendo:

$$h_f = 1,25 * M = 6,25 \text{ mm}$$

Diámetro interior:

$$D_i = D_p - 2 * h_f = 132,5 \text{ mm}$$

Espesor de diente:

$$s = \frac{19}{40} * \pi * M = 7,461 \text{ mm}$$

Ancho de hueco:

$$s' = \frac{21}{40} * \pi * M = 8,247 \text{ mm}$$

Ancho de cara:

$$A = 6 + 2,38P = 17,9 \text{ mm}$$

Uno de los materiales más usados para la fabricación de engranajes es el acero SAE 1020, sus propiedades mecánicas se listan a continuación:

Tabla 2.39. Propiedades mecánicas del acero SAE 1020 laminado en caliente.

Propiedades Mecánicas		
Material	Acero SAE 1020	
Módulo de Young	200	GPa
Modulo cortante	80	GPa
Densidad	7,85	g/cm3
Límite de Fluencia	196	MPa
Esfuerzo Último	441	MPa

(Fuente: (Cia. General de Aceros, 2007))

La fuerza aplicada en este componente está calculada en apartados posteriores, sin embargo, el esfuerzo en dicho componente no sobrepasa el límite de fluencia del material de acuerdo a Autodesk Inventor su masa es 1,8 kg.

- **Eje de rueda conducida**

El eje está sometido a cargas de flexión que se consideran de acuerdo a los resultados anteriormente expuestos.

Para el dimensionamiento de este elemento se debe tener en cuenta que soporta el peso tanto del reactor como de los elementos dimensionados anteriormente, por lo que la exigencia tanto de material como de dimensión es de suma importancia.

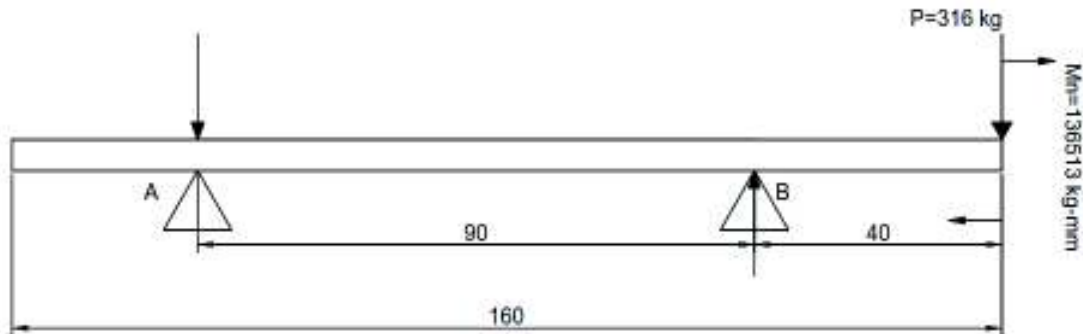


Figura 2.39. Cargas sobre el eje principal.
(Fuente Propia)

Se procede a realizar la sumatoria de fuerzas:

$$\sum F = 0$$

$$A + B = F$$

Se procede a realizar la sumatoria de momentos:

$$\sum M = 0$$

$$-316 (130) + B (90) - 136513 = 0$$

$$B = 1973,26 \text{ kg}$$

De la sumatoria de fuerzas se tiene:

$$A = -1657,26 \text{ kg}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se presentan a continuación:

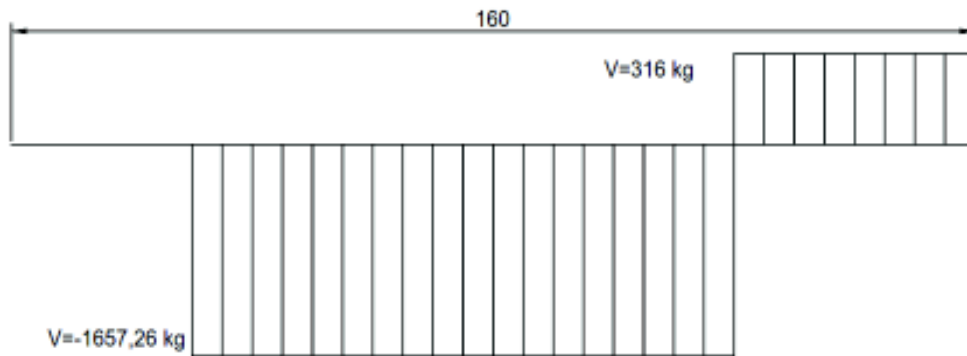


Figura 2.40. Diagrama de fuerza cortante del eje principal.
(Fuente: Propia)

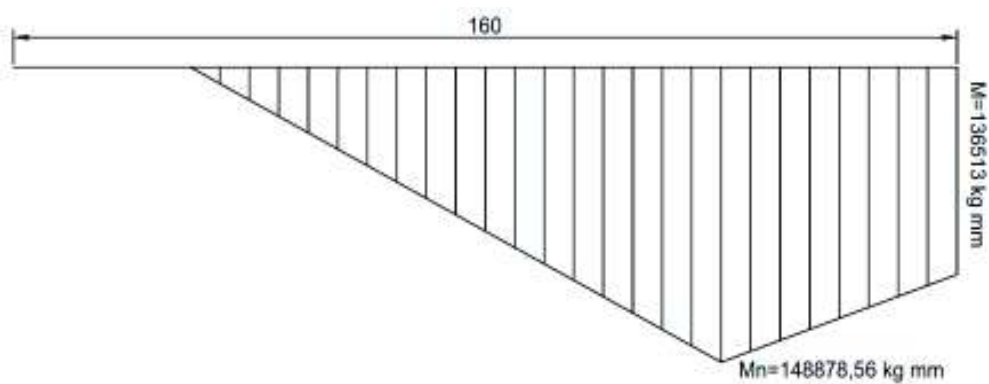


Figura 2.41. Diagrama de momento flector del eje principal.
(Fuente: Propia)

Con los datos calculados se puede obtener el diámetro mínimo para el eje principal mediante las ecuaciones de la teoría de la energía de distorsión.

$$d = \left\{ \frac{32 * n}{\pi * F_y} \left[M^2 + \frac{3T^2}{4} \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad [2.20]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

- d : Diámetro mínimo del eje. [mm]
- n : Factor de seguridad. 2,5
- F_y : Esfuerzo de fluencia del material. [kg/mm²]
- M : Momento máximo. [kg mm]
- T : Torsión. [kg mm] (Para este caso se lo toma como despreciable)

El material seleccionado para el eje es Acero AISI 1045 HR debido a sus propiedades mecánicas.

Tabla 2.40. Propiedades mecánicas del acero SAE 1045 HR.

Propiedades Mecánicas		
Material	Acero SAE 1045	
Módulo de Young	200	<i>GPa</i>
Módulo cortante	80	<i>GPa</i>
Densidad	7,85	<i>g/cm³</i>
Límite de Fluencia	413	<i>MPa</i>
Esfuerzo Último	655	<i>MPa</i>

(Fuente: (Gere & Goodno, Mecánica de Materiales, 2009))

$$d = \left\{ \frac{32 * 4}{\pi * 42,114} [148878,56^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 44,81 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo considerado en diseño estático con un factor de seguridad de 2,5 es de 44,81 mm.

Para el estudio del diseño dinámico se debe considerar los cambios de sección en la geometría del eje y la disminución de la resistencia por fatiga mediante la teoría de la energía de distorsión.

$$d = \left\{ \frac{48 * n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{F_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{F_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad [2.21]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

- d*: Diámetro mínimo del eje. [*mm*]
- N*: Factor de seguridad. 2,5
- F_y*: Esfuerzo de fluencia del material. [*kg/mm²*]
- M*: Momento máximo. [*kg mm*]
- T*: Torsión. [*kg mm*]
- F_u*: Límite de resistencia a la fatiga corregido. [*kg/mm²*]

El límite de resistencia a la fatiga corregido se calcula según:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_{ef} S'_e \quad [2.22]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

k_a : Factor de modificación de la condición superficial.

k_b : Factor de modificación del tamaño.

k_c : Factor de modificación de la carga.

k_d : Factor de modificación de la temperatura.

k_e : Factor de confiabilidad.

k_{ef} : Factor de modificación de efectos varios.

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

Los factores de modificación son calculados mediante las relaciones establecidas en el libro de Diseño en ingeniería mecánica Shigley, 8va edición.

Factor de modificación de la condición superficial (k_a)

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad [2.23]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

S_{ut} : Resistencia mínima a la tensión.

a y b se las obtiene de la tabla de coeficientes de condición superficial del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Se considera al acabado como esmerilado.

$$k_a = 1,58 [MPa] * (655 [MPa])^{-0,085}$$

$$k_a = 0,91$$

Factor de modificación del tamaño (k_b)

$$k_b = 1,24d_e^{-0,107} ; 2,79 \leq d \leq 51 \quad [2.24]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

d_e : Dimensión efectiva, para barras redondas en flexión no giratorias $0,370d$

d : Diámetro del eje.

$$k_b = 1,24 * (0,370 * 50)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,91$$

Factor de modificación de la carga (k_c)

$k_c = 1$; para carga a flexión.

Factor de modificación de temperatura (k_d)

$$k_d = 1; \quad T \leq 450^\circ\text{C}$$

Factor de confiabilidad (k_e)

$k_e = 1$; confiabilidad del 50%

Factor de modificación de efectos varios (k_{ef})

$$k_f = 1 + q(k_t - 1); \quad k_{ef} = \frac{1}{k_f} \quad [2.25]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

q : La sensibilidad de la muesca.

k_t : Factor de concentración de esfuerzos.

Los valores de q se obtienen del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley, mientras que k_t se los obtiene del libro factores de concentración de esfuerzos de Peterson.

Los parámetros necesarios para los valores anteriormente mencionados son:

$$r = 0,5 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{50} = 0,01$$

$$\frac{D}{d} = \frac{52}{50} = 1,04$$

$$q = 0,5$$

$$k_t = 2$$

$$k_f = 1 + 0,5(2 - 1) = 1,6$$

$$k_{ef} = \frac{1}{1,6} = 0,67$$

El límite de resistencia a la fatiga S'_e viene dado por el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley:

$$S'_e = 0,5 S_{ut}; \quad S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} \quad [2.26]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

$$S'_e = 0,5 * 66,791$$

$$S'_e = 33,396 \text{ kg/mm}^2$$

Resolviendo la ecuación 2.22 de Marin se obtiene:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0,91 * 0,93 * 1 * 1 * 1 * 0,67 * 33,396$$

$$S_e = 18,936 \text{ kg/mm}^2$$

Entonces el diámetro mínimo para el eje principal es:

$$d = \left\{ \frac{48 * 2,5}{\pi} \left[\left(\frac{148452}{18,936} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 66,97 \text{ mm}$$

Mediante el estudio dinámico se tiene que el diámetro mínimo del eje difiere del estudio estático, debido a componentes normalizados se tiene un diámetro de 65 mm y su masa de acuerdo a Autodesk Inventor es de 4,67 kg cada brazo.

- **Selección de rodamientos**

Con el diámetro ya definido anteriormente (65 mm) se procede a seleccionar un elemento que cumpla con las solicitaciones de carga para las condiciones de trabajo establecidas. La selección del elemento se realiza en base al análisis de capacidad de cargas estáticas, esto se debe a que el elemento gira a $n \leq 10$ [rpm]. Es así que de acuerdo al catálogo de rodamientos FAG:

$$P_o = 0,6 * F_r + F_a \quad [2.27]$$

(Fuente: (FAG, 2017))

Donde:

F_r : Carga radial. [kg]

F_a : Carga axial. [kg]

Se resuelve la ecuación para carga radial y se tiene:

$$P_o = F_r$$

$$P_o = 1973,26 \text{ kg}$$

Cuando se determina el tamaño del rodamiento mediante la capacidad de carga estática, se emplea un factor de seguridad s_o que relaciona la capacidad de carga estática básica C_o con la capacidad de carga requerida P_o .

$$C_o = s_o * P_o \quad [2.28]$$

(Fuente: (FAG, 2017))

$$C_o = 2,5 * 1973,26$$

$$C_o = 4933,15 \text{ kg} = 48,394 \text{ kN}$$

Considerando los datos obtenidos se selecciona, en base al catálogo FAG el rodamiento de rodillos con denominación **NU1013M1** y el rodamiento cónico de rodillos con denominación **32013X**. El objetivo de usar dos tipos de rodamientos es para evitar colocar en la parte posterior un elemento adicional para evitar el movimiento axial, con el uso del rodamiento cónico se elimina un elemento innecesario. Ahora se verifica el factor de seguridad estático considerando la capacidad del elemento.

Para el rodamiento cilíndrico de rodillos:

$$s_o = \frac{C_o \text{ del elemento}}{P_o} = \frac{5965,34}{1973,26}$$

$$s_o = 3,02$$

Para el rodamiento cónico de rodillos:

$$s_o = \frac{13154,34}{1973,26}$$

$$s_o = 6,67$$

De acuerdo al factor de seguridad estático calculado se verifica la resistencia de los rodamientos a las cargas sometidas.

- **Rueda motriz**

La geometría se calcula en base al número de dientes requerido para tener una compatibilidad entre los engranajes. Para esta rueda dentada se tiene que el número de dientes es de 21. Este valor se encuentra al realizar el cálculo de compatibilidad en Autodesk Inventor.

Partiendo del dato anterior se procede a realizar los cálculos para la construcción de la geometría de la rueda dentada, se selecciona un módulo de 5 mm para el dimensionamiento de la rueda. Siendo así se procede calculando el diámetro de acuerdo a las ecuaciones 2.18 y 2.19:

$$D_p = Z * M$$

$$D_p = D_e - 2 * M$$

Entonces:

$$D_p = 105 \text{ mm}$$

$$D_e = 115 \text{ mm}$$

Ahora se procede a calcular las principales dimensiones.

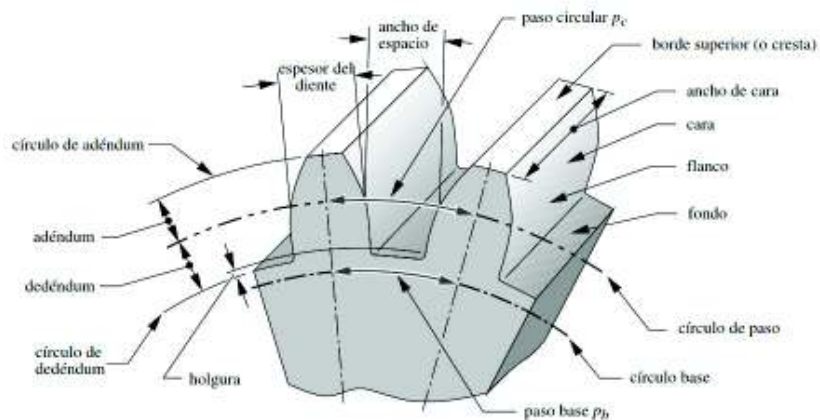


Figura 2.42. Nomenclatura de un diente de engranaje rueda motriz.
(Fuente: (Norton, 2011))

Paso:

$$P = \pi * M = 15,71 \text{ mm}$$

Adendo:

$$h_a = 1 * M = 5 \text{ mm}$$

Dedendo:

$$h_f = 1,25 * M = 6,25 \text{ mm}$$

Diámetro Interior:

$$D_i = D_p - 2 * h_f = 92,5 \text{ mm}$$

Espesor de Diente:

$$s = \frac{19}{40} * \pi * M = 7,461 \text{ mm}$$

Ancho de Hueco:

$$s' = \frac{21}{40} * \pi * M = 8,247 \text{ mm}$$

Ancho de cara:

$$A = 6 + 2,38 * P = 17,9 \text{ mm}$$

La relación entre las ruedas dentadas es de 21/29.

El material usado para la fabricación de la rueda se la detalla en la tabla 2.39 y su masa, dada por Autodesk Inventor es de 1,6 kg para cada brazo.

- **Selección del reductor**

La fuerza que actúa sobre los engranajes se los calcula mediante el torque necesario para mover la estructura de la garra junto con el reactor.

$$T = \sum I * \alpha \quad [2.29]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

I: Inercia respecto al eje de rotación

α : Aceleración angular

La inercia se obtiene mediante el uso del software Autodesk Inventor, dando un valor de:

$$I = 10,94 \text{ kg m}^2$$

Debido a que el mecanismo será usado de forma manual la aceleración angular aproximada es la mínima, por lo tanto, la velocidad angular alcanzada en la rueda conducida es de 2 rpm en 10 segundos.

$$\omega = 2 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 0,20944 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\alpha = 0,020944 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Considerando los aspectos anteriores se calcula el torque necesario para iniciar el movimiento:

$$T_R = 10,9357 * 0,020944$$

$$T_R = 0,229037 \text{ Kp m}$$

Es recomendado que el valor obtenido se incremente un 30% para compensar las variaciones que existan en el sistema.

$$T_R = 0,2978 \text{ Kp m}$$

Con el torque necesario para realizar el movimiento se procede a calcular la fuerza que se ejerce sobre la rueda conducida.

$$F * R = T \quad [2.30]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

- T: torque necesario para realizar el movimiento
- R: radio de la rueda conducida
- F: fuerza ejercida en el extremo de la rueda conducida

Despejando la fuerza se tiene:

$$F = 3,72 \text{ Kp}$$

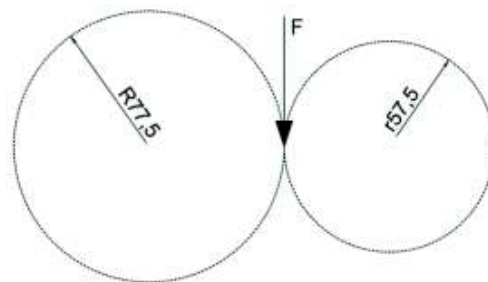


Figura 2.43 Fuerza sobre los engranajes
(Fuente: Propia)

Esta fuerza debe ser transmitida por la rueda motriz hacia la rueda conducida para que se realice el movimiento. Con la misma fuerza se calcula el torque necesario en el eje del reductor para realizar su selección.

$$T_r = 3,72 * 0.045$$

$$T_r = 0,1675 \text{ Kp m} ; T_R = 1,643 \text{ Nm}$$

De acuerdo a los datos calculados se elige un reductor que se adapte a las necesidades. Para este caso, el reductor elegido posee un torque máximo de 1800 Nm y una carga axial máxima de 16500 N con lo cual se establece que el reductor también funciona como freno. La relación de reducción esta dado para el caso de un sistema manual 5:1 y se elige un reductor de la compañía MOTOVARIO con designación **NRV 050 FA 5 ECE 9 VS 16**.

El peso del reductor esta dado por el catálogo de MOTOVARIO siendo $3,5 \text{ kg}$.

- **Soporte de la pinza**

El diseño de la estructura se realiza mediante el método de elementos finitos. Está diseñada en base a una chapa metálica de espesor 6 mm y una tubería de acero ASTM A53 grado B de 4" cedula 120.

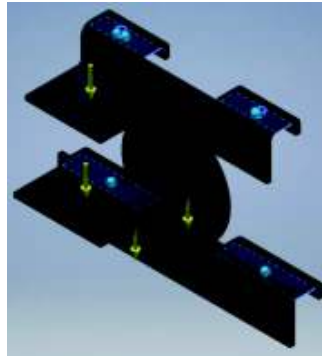


Figura 2.44. Cargas y restricciones sobre el soporte de la pinza.
(Fuente: Propia)

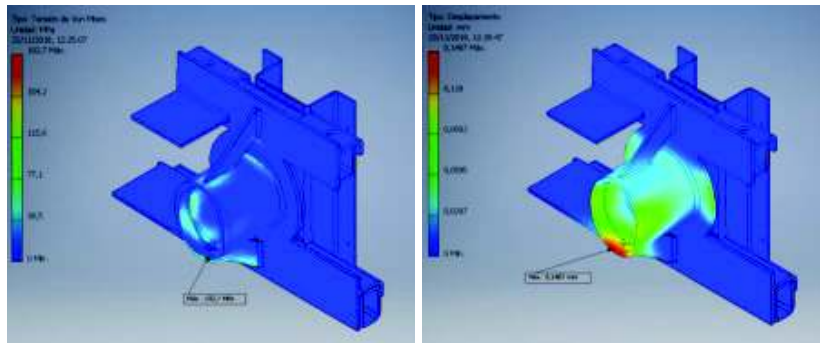


Figura 2.45. Análisis de tensiones en el soporte de la pinza.
(Fuente: Propia)

El soporte está colocado sobre el carro elevador mediante las cuatro anclas dispuestas en la parte superior e inferior, el desplazamiento se lo evita mediante los pasadores usados en las anclas superiores. El soporte tiene una tensión máxima de Von Mises de $192,7 \text{ MPa}$ y una deformación máxima de $0,14 \text{ mm}$, la distancia mínima entre componentes es de 2 mm por lo que la deformación del componente no interfiere con el

mecanismo. El esfuerzo de fluencia máximo para el material ASTM A53 grado B es de 240 MPa por lo que el esfuerzo máximo de Von Mises no supera este valor, el material resiste. El factor de seguridad mínimo encontrado en el modelo es de 1,29 y su masa es de 9 kg para cada brazo de acuerdo a Autodesk Inventor.

2.2.2.2. Sistema de elevación

El sistema está compuesto de los siguientes componentes:

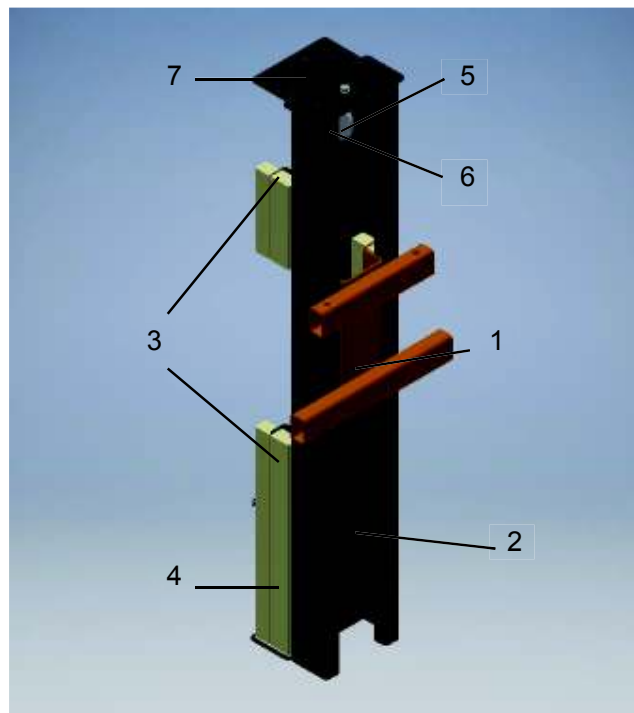


Figura 2.46. Componentes presentes en el sistema de elevación.
(Fuente: Propia)

1. Carro elevador
2. Columna elevadora
3. Correderas
4. Guías (nylon)
5. Poleas
6. Pasadores
7. Tapa superior
8. Cable de acero

Se procede a dimensionar los componentes:

- **Carro elevador**

El carro elevador es el componente que sirve de unión entre el sistema de elevación y la columna elevadora.

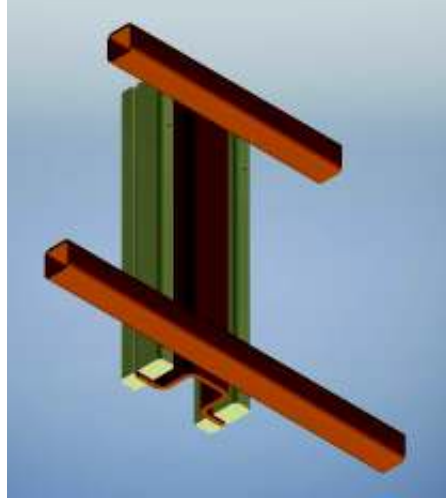


Figura 2.47. Carro elevador.
(Fuente: Propia)

Como estimación inicial, la geometría escogida para el soporte central se detalla en la figura:

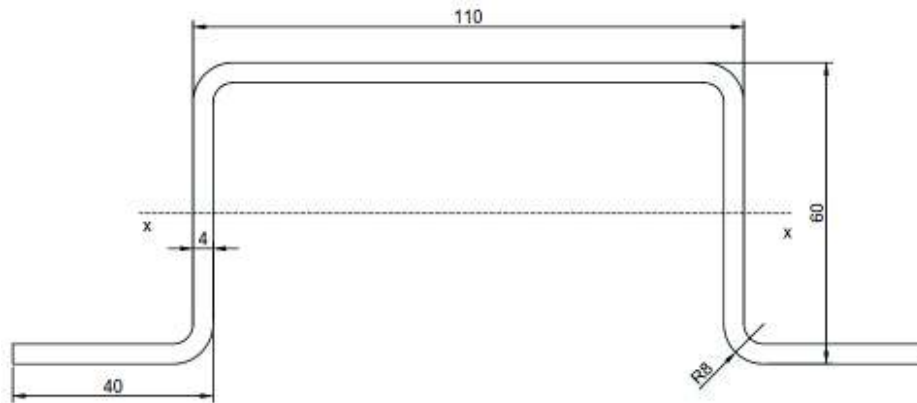


Figura 2.48. Sección transversal del carro elevador.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.41. Propiedades físicas de la viga.

Propiedades Físicas					
A	I x-x	S x-x	I y-y	S y-y	r
mm ²	mm ⁴	mm ³	mm ⁴	mm ³	mm
1176	680992,00	20725,84	3268552,00	38006,42	24,064

(Fuente: Propia)

Como estimación inicial, la geometría escogida para los soportes transversales se muestra en la figura:

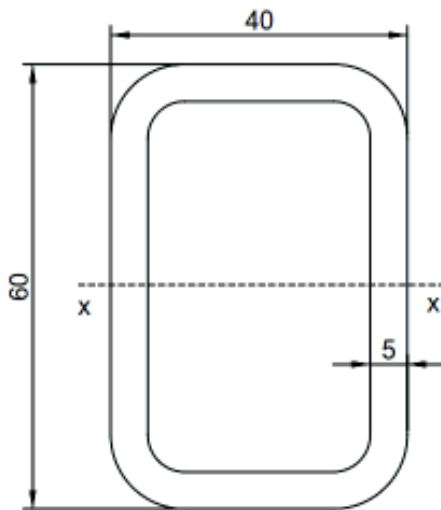


Figura 2.49. Sección transversal de los soportes.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.42. Propiedades físicas de la viga.

Propiedades Físicas					
A	I x-x	S x-x	I y-y	S y-y	r
mm^2	mm^4	mm^3	mm^4	mm^3	mm
900	407500	13583,3	207500	2412,79	21,279

(Fuente: Propia)

En la siguiente figura se observa con flechas color amarillo las cargas ejercidas sobre los perfiles, además flechas color cian que representan las restricciones o contactos que se encuentran colocados en las posiciones de las guías de duralón.

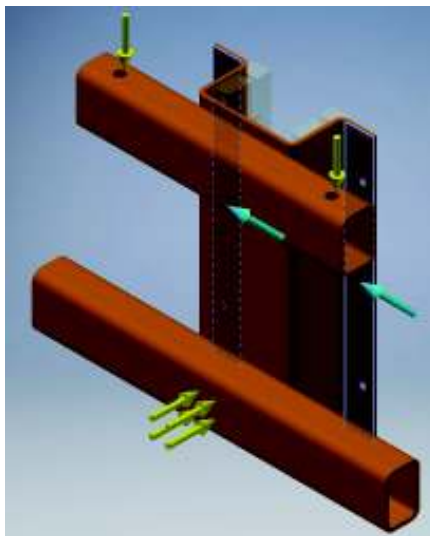


Figura 2.50. Cargas y restricciones sobre el carro elevador.
(Fuente: Propia)

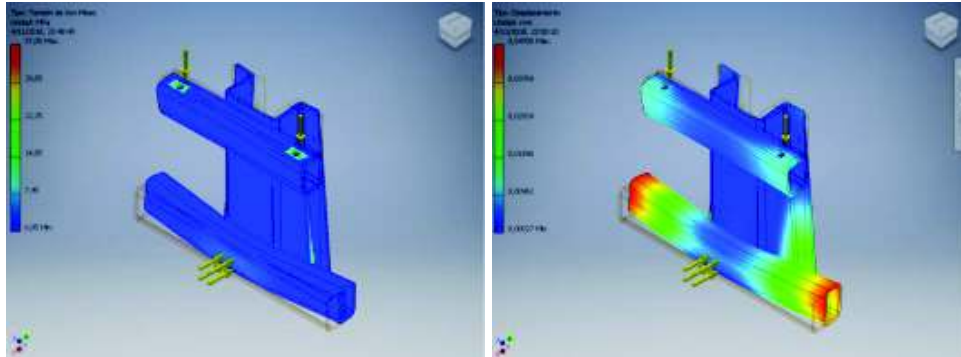


Figura 2.51. Análisis de tensiones sobre el carro elevador.
(Fuente: Propia)

La placa se encuentra fabricada de acero ASTM A36 usado para la construcción. De acuerdo al análisis de tensiones realizado mediante elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises máxima es de 38,05 MPa orientados sobre los concentradores de esfuerzos que en este caso se los encuentra en los orificios de los pasadores. El límite de fluencia del material es mucho mayor al esfuerzo máximo de Von Mises por lo que el componente resiste las fuerzas aplicadas. El desplazamiento máximo es de 0,049 mm comparado con las dimensiones de los brazos que es 400 mm, y puede ser despreciado. El factor de seguridad mínimo alcanzado en el elemento es de 6.

Autodesk Inventor proporciona la masa del componente que es de 4,2 kg cada brazo.

- **Columna elevadora**

Las cargas a las que se encuentra sometida la columna elevadora se detalla en la figura:

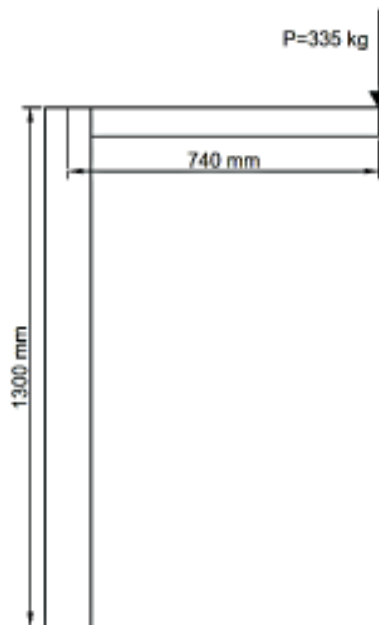


Figura 2.52. Cargas sobre la columna elevadora.
(Fuente: Propia)

“P” es la suma del peso propio a ser elevado más el peso de los elementos y componentes usados en la estructura de la pinza de sujeción.

Las distancias indicadas son las distancias en las cuales actúan las cargas respecto a la columna elevadora. Para el caso de una columna sometida a cargas excéntricas se aplica el método de la secante. (Gere & Timoshenko, Mecánica de Materiales, 1986)

Se obtiene el momento que realiza la fuerza P:

$$M = 247900 \text{ kg} * \text{mm}$$

La ecuación de la secante es:

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{e * A}{S} * \sec \left(\frac{L}{2 * r} * \sqrt{\frac{P}{E * A}} \right) \right] \quad [2.31]$$

(Fuente: (Gere & Timoshenko, Mecánica de Materiales, 1986))

Donde:

σ_{max} : Esfuerzo de compresión máximo en la columna. [kg/mm^2]

P: carga. [kg]

A: Área de la sección transversal del elemento. [mm^2]

e: Distancia al punto de aplicación de la carga. [mm]

L: Longitud del elemento. [mm]

r: Radio de giro del elemento. [mm]

E: Módulo de elasticidad del material. [kg/mm^2]

S: Módulo de sección. [mm^3]

La geometría escogida para el soporte se la detalla en la figura:

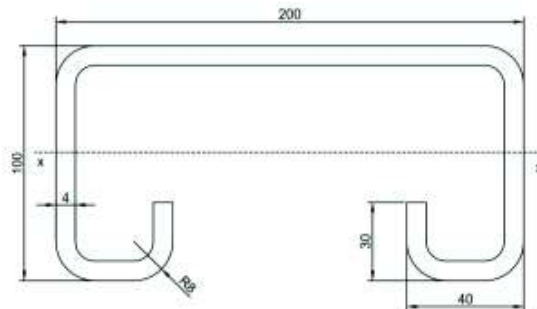


Figura 2.53. Sección transversal de la columna elevadora.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.43. Propiedades físicas de la viga.

Propiedades Físicas					
A	I x-x	S x-x	I y-y	S y-y	r
mm ²	mm ⁴	mm ³	mm ⁴	mm ³	mm
2144	4062858,19	64505,09	13486122,67	134861,2	43,531

(Fuente: Propia)

Reemplazando los valores en la ecuación de la secante se tiene:

$$\sigma_{max} = \frac{335}{2144} \left[1 + \frac{740 * 2144}{64505,09} * sec \left(\frac{1300}{2 * 43,531} * \sqrt{\frac{335}{20394,32 * 2144}} \right) \right]$$

$$\sigma_{max} = 3,99 \text{ kg/mm}^2$$

Como $\sigma_{max} < \sigma_{per}$, el elemento resiste, el factor de seguridad es de 6,32.

De acuerdo al software Autodesk Inventor el peso de la columna es de 20,81 kg

- **Correderas**

Las correderas son los componentes que sirve de unión entre la columna elevadora y las guías:

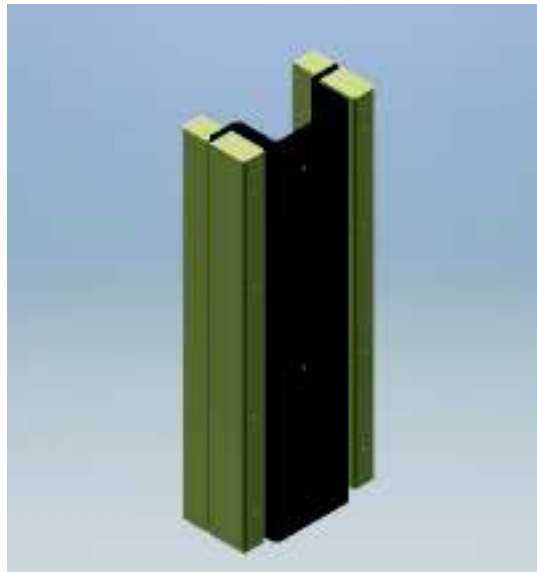


Figura 2.54. Corredera inferior.
(Fuente: Propia)

Como estimación inicial, la geometría escogida para las correderas es la misma que la usada en el carro elevador, el detalle de la geometría se encuentra descrito en la figura 2.48 y tabla 2.41.

- **Guías**

Las guías son elementos usados para el contacto entre la columna principal y las correderas, con este elemento se produce el deslizamiento por fricción de los elementos móviles. En la siguiente figura se muestra una de las guías usadas.



Figura 2.55. Guía de nylon.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.44 Propiedades mecánicas del nylon

Propiedades Mecánicas		
Material	Nylon PA6	
Módulo de Young	2,8	GPa
Densidad	1,14	g/cm ³
Límite de Fluencia	78	MPa

(Fuente: Propia)

- **Poleas**

Las poleas son el principal sistema para la elevación de la carga, el sistema mecánico consta de 4 poleas distribuidas en las columnas para conectar el peso hasta el medio que realiza la tensión del cable para el movimiento de los diferentes elementos. Para realizar los cálculos correspondientes se visualiza el funcionamiento de cada una de las partes y se dibuja un diagrama de cuerpo libre de las diferentes poleas.

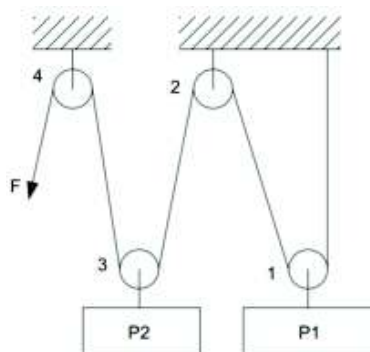


Figura 2.56. Sistema de poleas.
(Fuente: Propia)

El sistema se puede dividir en dos condiciones donde la tensión provocada por la fuerza y el peso a ser elevado son diferentes, siendo la primera condición cuando se eleve el reactor, moviéndose solamente el carro elevador con la garra de sujeción. El peso de estos componentes es de 345 kg.

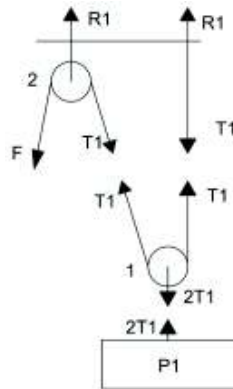


Figura 2.57. Diagrama de cuerpo libre de las poleas 1 y 2.
(Fuente: Propia)

Como se puede observar en la figura 2.57 la fuerza está determinada por:

$$P1 = 2T1$$

$$F = T1 \quad ; \quad F = \frac{P1}{2}$$

En este caso la fuerza que debe ejercer es de 172,5 kg.

La segunda condición se da cuando la columna elevadora es levantada junto con el reactor, la garra de sujeción y el carro elevador. El peso de los componentes es de 380 kg.

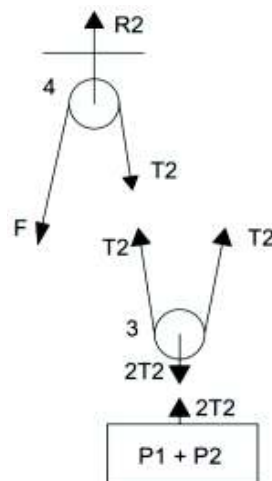


Figura 2.58. Diagrama de cuerpo libre poleas 3 y 4.
(Fuente: Propia)

Como se puede observar en la figura 2.44 la fuerza está determinada por:

$$P1 + P2 = 2T2$$

$$F = T2 \quad ; \quad F = \frac{P1 + P2}{2}$$

En este caso la fuerza que debe ejercer es de 190 kg.

- **Pasadores**

El pasador es el único elemento que mantiene unido poleas y soportes, por lo que su resistencia es de mucha importancia. A continuación, se desarrolla el cálculo del diámetro para el elemento con mayor carga:

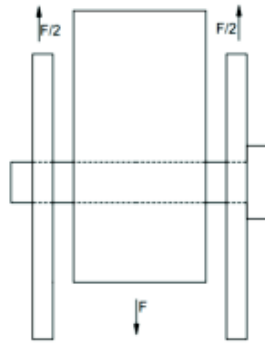


Figura 2.59. Diagrama de fuerzas en el pasador de las poleas.
(Fuente: Propia)

Se calcula el diámetro del pasador de acuerdo al esfuerzo cortante, según la ecuación 2.1

$$\tau_{prom} = \frac{F}{2 * A}$$

El material del pasador es acero SAE 1018 cuyas propiedades se muestran en la tabla 2.36 y se mantiene el factor de seguridad como 2,5.

$$A = \frac{390}{2 * 15,09} \frac{kg}{kg/mm^2}$$

Al peso se le añade 2,5% debido a accesorios, por lo que el peso a ser considerado es de 390 kg. Se determinan dos áreas debido a que existen dos superficies de contacto entre el pasador y los perfiles.

$$A = 12,92 \text{ mm}^2$$

El diámetro se calcula según la ecuación 2.2:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad ; \quad d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$d = 4,06 \text{ mm}$$

Por motivos de utilizar elementos normalizados se determina trabajar con un pasador de diámetro 10 *mm*.

- **Tapa superior**

El diseño de la tapa se realiza mediante el método de elementos finitos. Está diseñada en base a una chapa metálica de espesor 6 *mm*. El análisis se realiza sobre la columna para identificar la respuesta de la tapa debido a la fuerza aplicada, así como la de la columna elevadora.

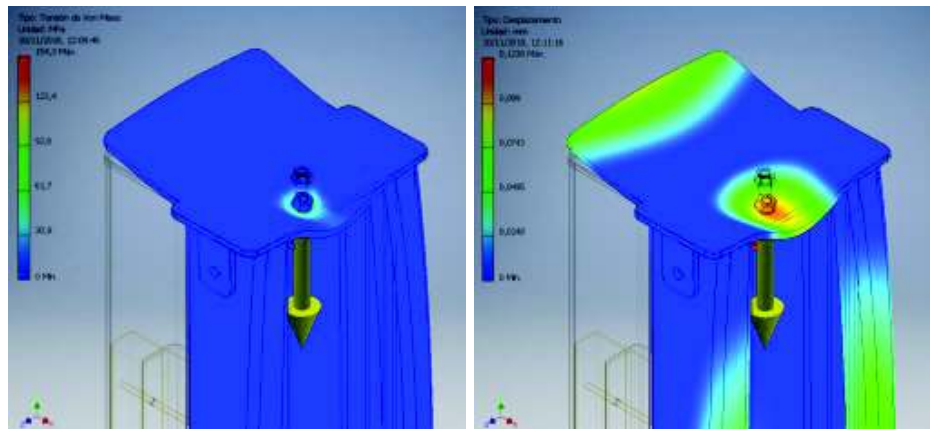


Figura 2.60. Análisis de tensiones sobre la tapa superior.
(Fuente: Propia)

La placa se encuentra fabricada de acero ASTM A36 usado para la construcción. De acuerdo al análisis de tensiones realizado mediante elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises máxima es de 154,3 MPa y no supera el límite de fluencia del material que es 250 MPa, por lo que el componente resiste. El desplazamiento máximo es de 0,12 mm, que en comparación a las dimensiones de la placa no establece ningún inconveniente y puede ser despreciado. El factor de seguridad mínimo alcanzado en el elemento es de 1,41.

De acuerdo con el software de Autodesk Inventor el peso de la tapa es de 2,3 kg.

- **Cable de acero**

Para la selección adecuada del cable de acero se deben considerar los siguientes aspectos:

Capacidad de carga adecuada

Es la mínima resistencia a la ruptura por tensión que debe tener el cable seleccionado para soportar la carga de trabajo considerando el factor de diseño. Para el caso del mecanismo de elevación planteado la carga a ser elevada es de 390 *kg* y se considera un factor de diseño de 3:1. Por lo que el cable a ser seleccionado debe tener una resistencia mínima de 1176 *kg*.

Resistencia a la fatiga

El deterioro de los cables se da normalmente por fatiga por doblez, cuando están sujetos a flexiones continuas en una polea o tambor. La fatiga del cable se reduce cuando los diámetros de las poleas tienen como diámetro mínimo el recomendado por la relación D/d para construcción de cable. La relación considerada en este mecanismo es de 20.

Resistencia a la abrasión

La abrasión está presente en todas las aplicaciones de cables y se trata de la remoción de material en los alambres del exterior e interior. El criterio más empleado para obtener un mínimo desgaste por fricción es seleccionar un cable con el menor número de alambres exteriores.

Resistencia a la corrosión

Este criterio de selección se basa en el ambiente de trabajo, es decir, si existen factores corrosivos.

Se debe considerar la selección de un cable con alambres galvanizados o con una lubricación que proteja al cable de la corrosión.

Resistencia al aplastamiento

El aplastamiento es normal cuando se enrolla varias capas en un tambor o debido a cargas excesivas.

El cable seleccionado para el propósito es 6x7 de diámetro 5 *mm*.

2.2.2.3. Estructura principal

La estructura se compone de los siguientes elementos:

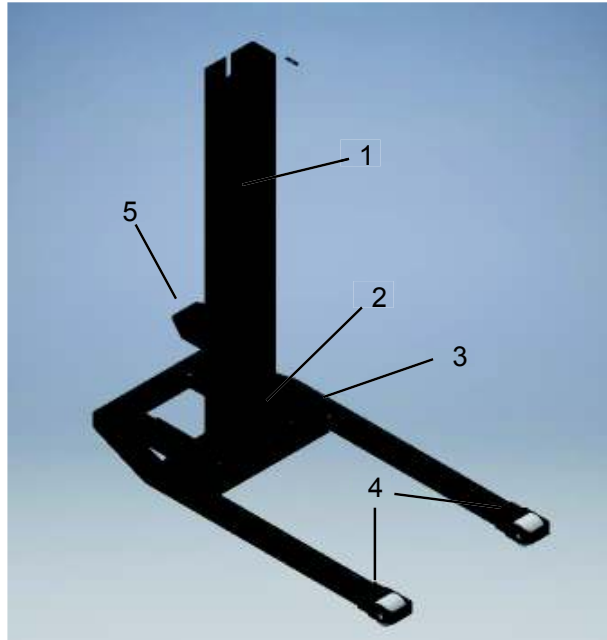


Figura 2.61. Componentes de la estructura principal.
(Fuente: Propia)

1. Columna principal
2. Base
3. Llantas delanteras
4. Placa de elevación
5. Placa base

Se dimensiona los componentes:

- **Columna Principal**

Las cargas a las que se encuentra sometida la columna elevadora se detalla en la figura:

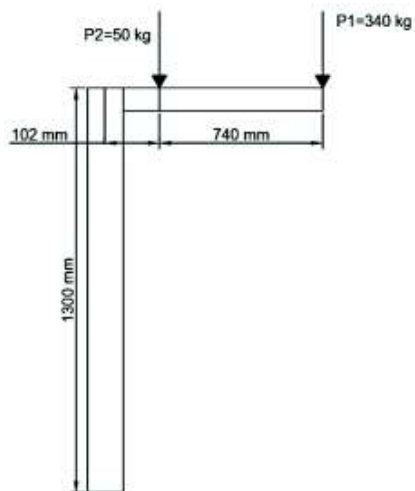


Figura 2.62. Cargas sobre la columna principal.
(Fuente: Propia)

“ P_1 ” es la suma del peso propio a ser elevado más el peso de los elementos y componentes usados para la estructura de la pinza de sujeción.

“ P_2 ” es la suma del peso de la columna elevadora más el peso de los elementos y componentes usados para el carro elevador y el peso de la columna elevadora.

Las distancias indicadas son las distancias a las que actúan las cargas respecto a la columna elevadora. Para el caso de una columna sometida a cargas excéntricas se aplica el método de la secante. (Gere & Timoshenko, Mecánica de Materiales, 1986)

Se obtiene el momento que realiza la fuerza P_1 más el momento que genera la fuerza P_2 :

$$M = 253000[kg\ mm]$$

Para la aplicación del método de la secante en columnas con carga axial excéntrica se debe reemplazar dos cargas por una equivalente separadas por una distancia x .

La distancia x se calcula así:

$$x = \frac{M}{P} \quad [2.32]$$

(Fuente: (Gere & Timoshenko, Mecánica de Materiales, 1986))

Donde:

M: Momento Total. [kg mm]

P: Carga Total. [kg]

Reemplazando se tiene:

$$x = 648,72\ mm$$

La ecuación 2.31 de la secante es:

$$\sigma_{max} = \frac{P}{A} \left[1 + \frac{e * A}{S} * \sec \left(\frac{L}{2 * r} * \sqrt{\frac{P}{E * A}} \right) \right]$$

La geometría escogida para el soporte se la detalla en la figura:

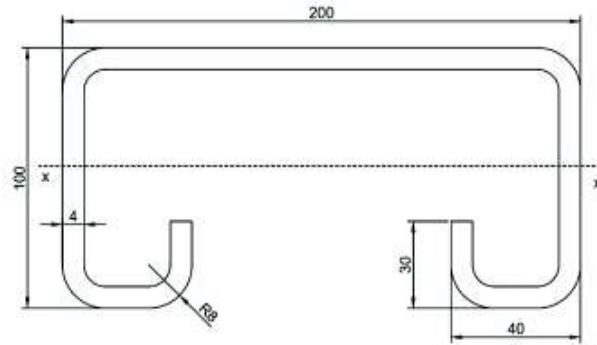


Figura 2.63. Sección transversal de la columna principal.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.45 Propiedades físicas de la viga.

Propiedades Físicas					
A	I x-x	S x-x	I y-y	S y-y	r
mm ²	mm ⁴	mm ³	mm ⁴	mm ³	mm
2144	4062858,19	64505,09	13486122,67	134861,2	43,531

(Fuente: Propia)

Reemplazando los valores en la ecuación de la secante se tiene:

$$\sigma_{max} = \frac{390}{2144} \left[1 + \frac{648,72 * 2144}{64505,09} * sec \left(\frac{1300}{2 * 43,531} \sqrt{\frac{390}{20394,32 * 2144}} \right) \right]$$

$$\sigma_{max} = 4,1 [kg/mm^2]$$

Como $\sigma_{max} < \sigma_{per}$, el elemento resiste, el factor de seguridad es de 6,17.

De acuerdo al software de Autodesk Inventor el peso de la columna es de 20,81 kg.

- **Base**

La estructura está conformada por dos perfiles, por lo que las cargas que actúan sobre la base se distribuyen para cada uno de ellos, es decir, cada perfil tendrá la mitad de la carga de todo el equipo. De acuerdo al estado de las cargas presentado con más detalle en el siguiente apartado el peso de los componentes del mecanismo es de 90 kg y la carga a ser elevada es de 300 kg. Por lo tanto, cada viga soporta 195 kg.

La figura muestra las cargas a las cuales está sometida la viga:

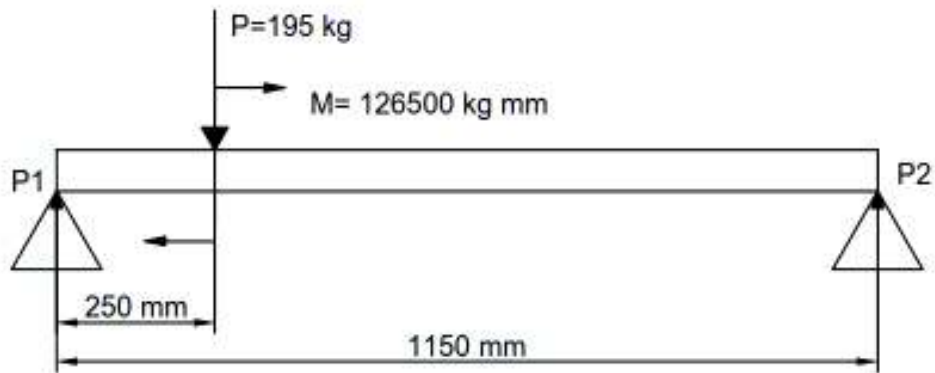


Figura 2.64. Cargas sobre la base.
(Fuente: Propia)

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la base se indican en las siguientes figuras:

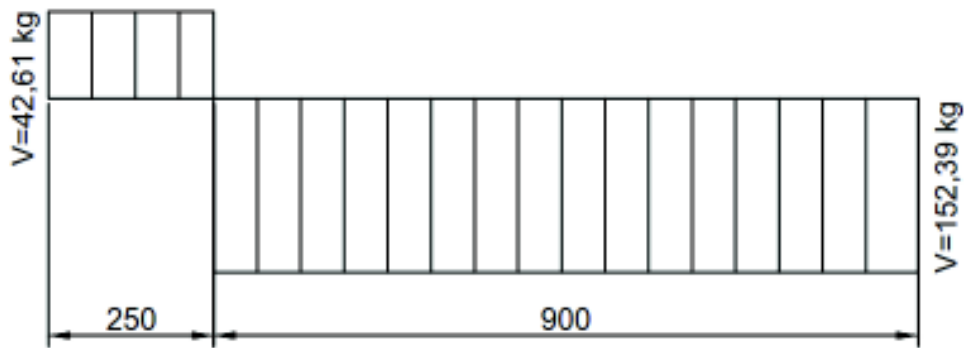


Figura 2.65. Diagrama de fuerza cortante de la base.
(Fuente: Propia)

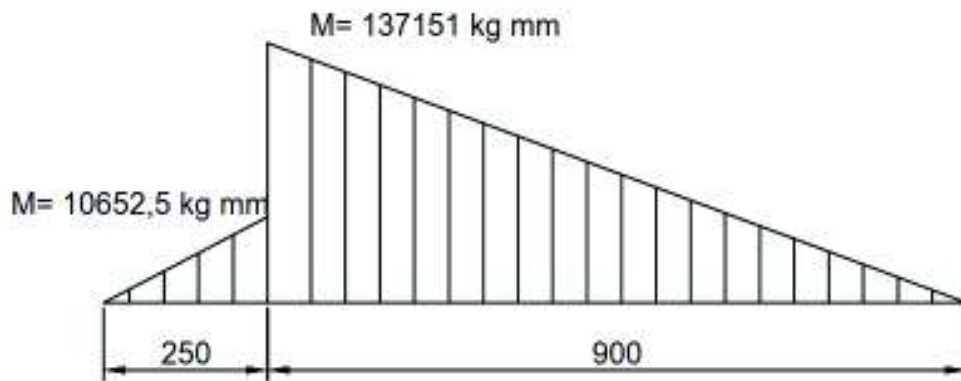


Figura 2.66. Diagrama de momento flector de la base.
(Fuente: Propia)

El elemento se encuentra a flexión pura, el análisis empleado esta dado según el criterio empleado en casos anteriores. Se considera una geometría como en la figura.

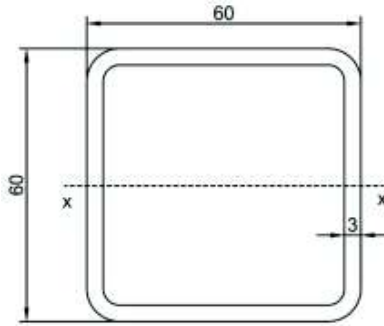


Figura 2.67. Sección transversal de la base.
(Fuente: Propia)

Tabla 2.46. Propiedades físicas de la viga.

Propiedades Físicas					
A	I x-x	S x-x	I y-y	S y-y	Z x
mm ²	mm ⁴	mm ³	mm ⁴	mm ³	mm ³
701	369100	12300	369100	12300	14740

(Fuente: (IPAC, 2018))

Para descartar el pandeo local se determina si el elemento es compacto. Para determinar si es compacto se considera las ecuaciones 2.7 y 2.8 respectivamente:

Para el acero:

$$E = 29000ksi \quad [20394,32 \text{ kg/mm}^2]$$

El material empleado es el acero ASTM A36, su esfuerzo permisible a la fluencia es:

$$\sigma_{per} \text{ es } 36000 \text{ psi } [25,311 \text{ kg/mm}^2]$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones 2.7 correspondientes se tiene:

$$\frac{b}{t_f} = 20$$

$$1.12 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 31,79$$

El elemento es compacto en el patín.

Reemplazando los valores en la ecuación 2.8 se tiene:

$$\frac{h}{t_w} = 20$$

$$2.42 \sqrt{\frac{E}{F_y}} = 68,69$$

El elemento es compacto en el alma.

Para un elemento compacto sometido a flexión pura se aplica la ecuación 2.9:

$$M_n = F_y * Z$$

Despejado Z de la ecuación se tiene el módulo de sección requerido.

$$Z = \frac{M_n}{F_y}$$

Se reemplaza los valores:

$$Z = 5418,63 \text{ mm}^3$$

El módulo de sección del perfil seleccionado es:

$$Z_{xx} = 14740 \text{ mm}^3$$

Por lo tanto: $Z_{xx} > Z$, el perfil seleccionado es válido.

De acuerdo con el software de Autodesk Inventor el peso de la estructura de la base es de 24 kg.

- **Ruedas Delanteras**

Las ruedas delanteras se pueden fabricar de duralón o mediante la compra por catálogo. El diámetro del rodillo es de 82 mm y el ancho de la banda es de 70 mm.

- **Pasador de la rueda delantera**

Las cargas sobre el pasador son las siguientes:

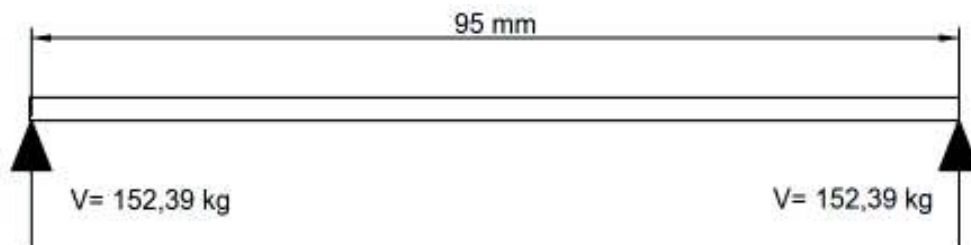


Figura 2.68. Cargas sometidas en el pasador.
(Fuente: Propia)

El pasador se encuentra sometido a esfuerzos cortantes por lo que se usa la ecuación encontrada en el libro de “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley” (Budynas & Nisbett, 2015):

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} \quad [2.33]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

τ_{max} : esfuerzo cortante máximo [kg/mm^2]

V: fuerza cortante [kg]

A: área transversal del elemento [mm]

De acuerdo a la AISC el esfuerzo cortante máximo debe ser:

$$\tau_{max} \leq 0,6 F_y \quad [2.34]$$

(Fuente: (AISC, Especificación para Construcciones de Acero, 2016))

Para el pasador se elige el material SAE 1018 cuyo límite de fluencia es de $31 \text{ Kg}/mm^2$.

Se determinan dos áreas debido a que existen dos superficies de contacto entre el pasador y los perfiles.

$$A = 10,92 \text{ mm}^2$$

El diámetro se calcula según la ecuación 2.2:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad ; \quad d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

$$d = 3,73 \text{ mm}$$

Por motivos de ensamble con elementos normalizados se determina trabajar con un pasador de diámetro 25 mm y longitud 90 mm .

- **Placa de Elevación**

El diseño de la placa se realiza mediante el método de elementos finitos. Está diseñada usando una chapa metálica de espesor 10 mm . La fuerza por vencer es el peso de toda la maquina más el peso del reactor.

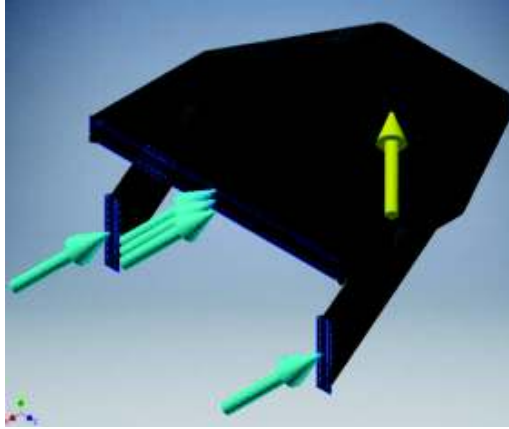


Figura 2.69. Cargas y restricciones sobre la placa de elevación.
(Fuente: Propia)

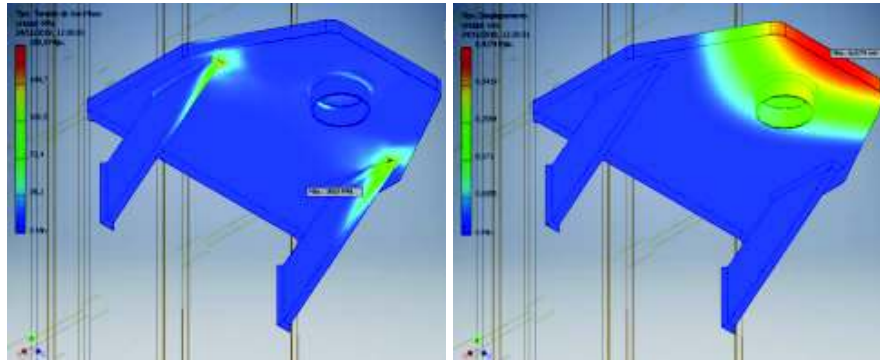


Figura 2.70. Análisis de tensiones en la placa de elevación.
(Fuente: Propia)

La placa se fabrica de acero ASTM A36 usado para la construcción. De acuerdo al análisis de tensiones realizado mediante elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises máxima es de 180,9 MPa, el esfuerzo máximo de fluencia es de 250 MPa por lo que $\sigma_{VM} \ll \sigma_{Fy}$ el componente resiste. El desplazamiento máximo es de 0,43 mm que es mínimo en comparación con las dimensiones de voladizo del soporte que es 200 mm. El factor de seguridad mínimo alcanzado en el elemento es de 1,37.

De acuerdo al software de Autodesk Inventor el peso de la estructura es de 2,5 Kg.

- **Placa base**

La placa base está diseñada de acuerdo a la geometría presente tanto en la columna principal como en las dimensiones presentes en la estructura base. El diseño se hace usando elementos finitos considerando una chapa de 6 mm de espesor y se verifica en la simulación del mecanismo.

- **Selección de pernos de la placa base**

La ubicación de los pernos se decide de acuerdo a la geometría de la placa y de las partes de la base del mecanismo. Se considera usar 4 pernos a cada lado de la placa.

Para el estudio se considera que solo existen 2 pernos en la parte frontal y 2 pernos en la parte trasera para una selección en sobredimensión. Los pernos están sometidos al estado de cargas mostrado en la siguiente figura:

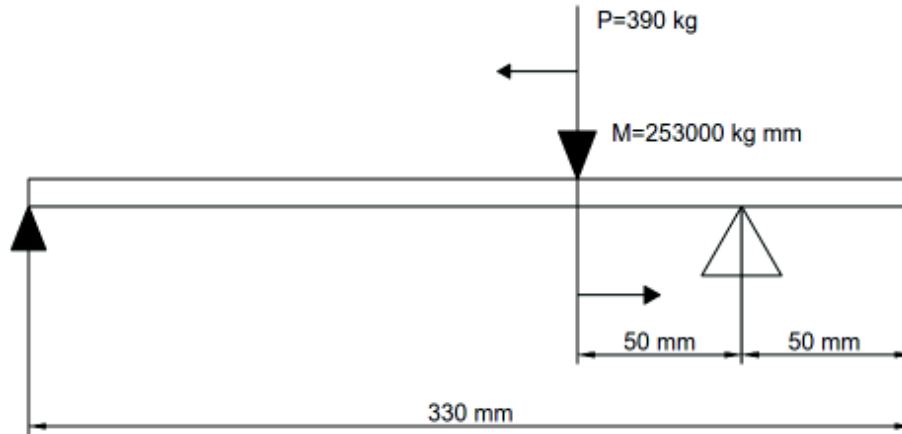


Figura 2.71. Cargas sometidas en los pernos.
(Fuente: Propia)

La carga “R” es la que deben soportar los pernos en la parte trasera de la placa. Se aplica sumatorio de momentos para encontrar la reacción “R”:

$$R(280) - 390(50) - 253000 = 0$$

$$R = 973,21 \text{ kg}$$

Cada perno debe soportar una fuerza de tracción de:

$$R = 486,61 \text{ kg}$$

De acuerdo a los cálculos se elige un perno M-10 cuya área de esfuerzo es 58 mm^2 (Budynas & Nisbett, 2015). Además, su límite a la tensión es 380 MPa ($38,77 \text{ kg/mm}^2$) (Budynas & Nisbett, 2015).

La fuerza de resistencia del perno está dada por:

$$R = \sigma * A \quad [2.35]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Para el perno M-10, la resistencia mínima es:

$$R = 2248,66 \text{ kg}$$

Por lo que se escoge pernos M-10, grado 5,8 colocados a las distancias de diseño.

- **Diseño de soldadura de la placa base**

Es la unión de la columna principal con la placa base, es la unión más crítica debido a que se encuentra sometida a toda la flexión producida por los componentes anteriormente diseñados. La siguiente figura representa la geometría de la soldadura en los componentes:

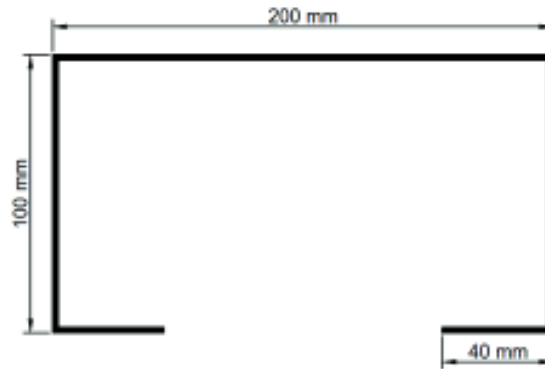


Figura 2.72. Geometría de la unión soldadura.
(Fuente: Propia)

Cuando se trata de una unión soldada a flexión, el cálculo del esfuerzo cortante y el esfuerzo de flexión esta dado por:

$$\tau = \sigma = \frac{M * c}{I} \quad [2.36]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

τ : esfuerzo cortante

σ : esfuerzo a flexión

M : momento flector

c : distancia del centro de gravedad al extremo

I : segundo momento de área basado en la garganta de la jaula

$$c = \frac{d^2}{b + 2d} \quad [2.37]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Se reemplaza los valores:

$$c = 25 \text{ mm}$$

$$I = 0,707hI_u \quad [2.38]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Donde:

I_u : momento de área unitario

h : altura de garganta, en este caso 3 mm

De acuerdo al libro de "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley" (Budynas & Nisbett, 2015) el segundo momento de área unitario viene dado por:

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2c + (b + 2d)c^2 \quad [2.39]$$

(Fuente: (Budynas & Nisbett, 2015))

Se reemplazan los valores:

$$I_u = 416667 \text{ mm}^3$$

Se reemplaza los valores para obtener el segundo momento de área:

$$I = 883751 \text{ mm}^3$$

Con los valores anteriores se reemplaza y se encuentra los esfuerzos:

$$\tau = \sigma = 7,05 \text{ kg/mm}^2$$

El electrodo a usar es del tipo E-6011 marca Indura, su límite de fluencia es de 43,26 kg/mm^2 , por lo tanto, el factor de seguridad es 6,13.

2.2.2.4. Sistema de freno

A menudo se usa estos sistemas en transpaletas, lo que lo hace un sistema comercial. El mecanismo hidráulico puede ser adquirido en un local comercial o usar el mecanismo diseñado en este apartado.

El sistema diseñado está compuesto por los siguientes componentes:

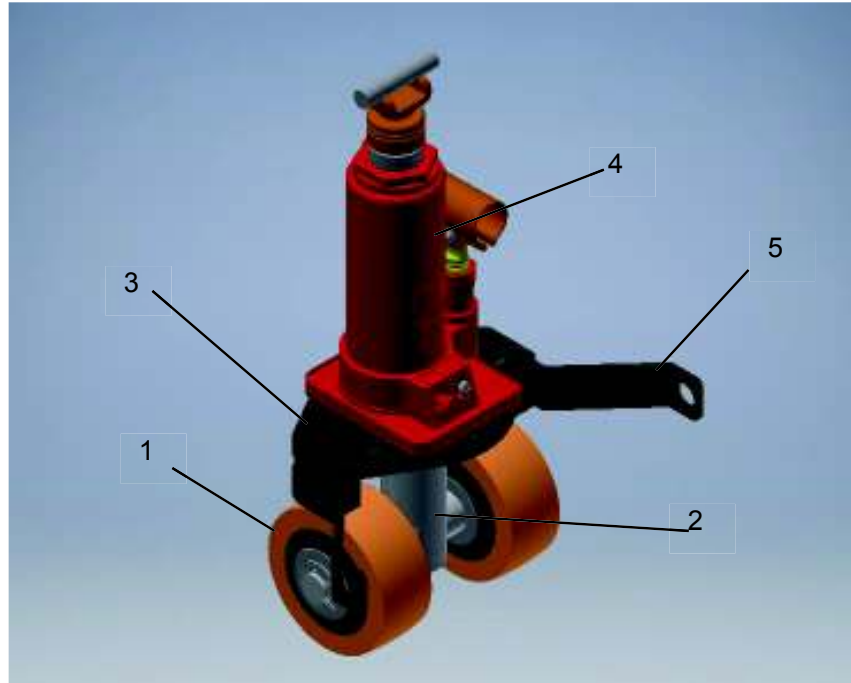


Figura 2.73. Componentes del sistema de frenado.
(Fuente: Propia)

1. Ruedas
2. Eje central
3. Soporte
4. Gato hidráulico
5. Brazo

Se dimensiona los componentes de acuerdo a las especificaciones:

- **Ruedas**

Las ruedas delanteras pueden ser fabricadas de duralón o mediante la compra por catálogo. El diámetro exterior del rodillo es de 100 *mm*, el diámetro interior es de 20 *mm* y el ancho de la banda es de 40 *mm*.

- **Eje central**

El eje central está sometido a cargas de flexión en ambos extremos donde entran en contacto con las ruedas.

Para el dimensionamiento de este elemento se debe tener en cuenta que soporta todo el peso tanto del reactor como de los elementos ya dimensionados anteriormente, por lo que la exigencia tanto de material como de dimensión es de suma importancia.

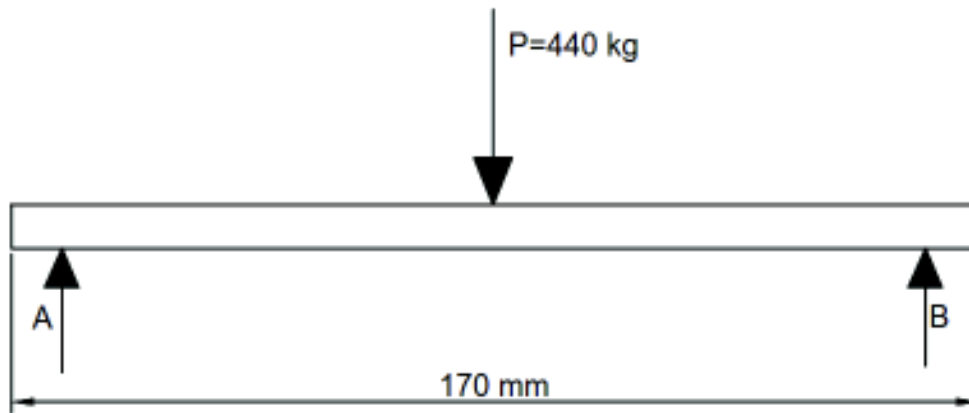


Figura 2.74. Cargas sobre el eje central del sistema de frenado.
(Fuente Propia)

Se procede a realizar la sumatoria de fuerzas:

$$\sum F = 0$$

$$A + B = P$$

Se procede a realizar la sumatoria de momentos:

$$\sum M = 0$$

$$-440 (85) + B (170) = 0$$

$$B = 220 \text{ kg}$$

De la sumatoria de fuerzas se tiene:

$$A = 220 \text{ kg}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento flector se presentan a continuación:

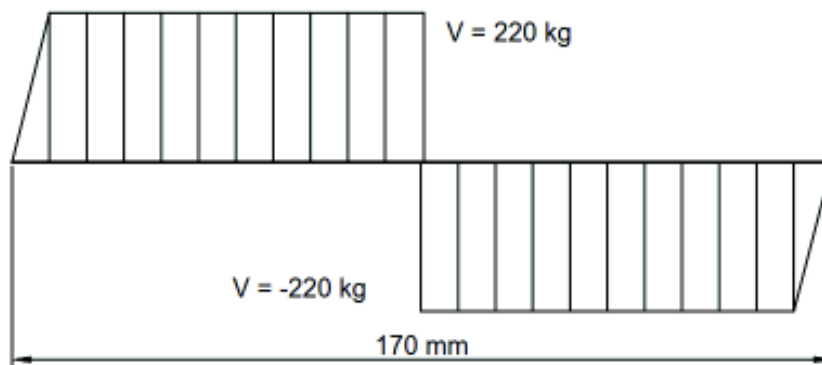


Figura 2.75. Diagrama de fuerza cortante del eje central.
(Fuente: Propia)

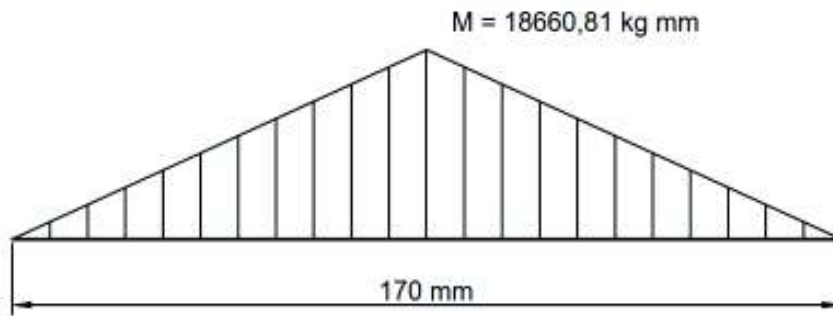


Figura 2.76. Diagrama de momento flector del eje central.
(Fuente: Propia)

Con los datos calculados se puede obtener el diámetro mínimo para el eje principal mediante la ecuación 2.20 concebidas en la teoría de la energía de distorsión.

$$d = \left\{ \frac{32 * n}{\pi * F_y} \left[M^2 + \frac{3T^2}{4} \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

El material seleccionado para el eje debido a la fuerza ejercidas es Acero AISI 1045 con tratamientos térmicos para aumentar sus propiedades, sus propiedades mecánicas se detallan a continuación:

Tabla 2.47. Propiedades mecánicas del acero AISI 1045 templado en aceite y revenido a 320°.

Propiedades Mecánicas		
Material	Acero SAE 1045	
Módulo de Young	200	GPa
Modulo cortante	80	MPa
Densidad	7,85	g/cm3
Límite de Fluencia	655	MPa
Esfuerzo Último	965	MPa

(Fuente: (Cia. General de Aceros, 2007))

$$d = \left\{ \frac{32 * 2,5}{\pi * 66,791} [18660,81^2]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 19,23 \text{ mm}$$

El diámetro mínimo considerado en diseño estático con un factor de seguridad de 2,5 es de 19,23 mm.

Para el estudio del diseño dinámico se considera los cambios de sección en la geometría del eje y la disminución de la resistencia por fatiga mediante la teoría de la energía de distorsión planteada en la ecuación 2.21

$$d = \left\{ \frac{48 * n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{F_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{F_u} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

El límite de resistencia a la fatiga corregido se calcula según la ecuación 2.22:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_{ef} S'_e$$

Los factores de modificación son calculados de acuerdo a las relaciones establecidas en el libro de Diseño en ingeniería mecánica Shigley.

Factor de modificación de la condición superficial (k_a) ecuación 2.23

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

a y b se obtienen de la tabla de coeficientes de condición superficial del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley. Se considera al acabado como esmerilado.

$$k_a = 1,58 [MPa] * (655 [MPa])^{-0,085}$$

$$k_a = 0,91$$

Factor de modificación del tamaño (k_b) ecuación 2.24

$$k_b = 1,24 d_e^{-0,107}; \quad 2,79 \leq d \leq 51$$

$$k_b = 1,24 * (0,370 * 30)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,96$$

Factor de modificación de la carga (k_c)

$$k_c = 1; \text{ para carga a flexión.}$$

Factor de modificación de temperatura (k_d)

$$k_d = 1; \quad T \leq 450^\circ C$$

Factor de confiabilidad (k_e)

$$k_e = 1; \text{ confiabilidad del 50\%}$$

Factor de modificación de efectos varios (k_{ef}) ecuación 2.25

$$k_f = 1 + q(k_t - 1); \quad k_{ef} = \frac{1}{k_f}$$

Los valores de q se obtienen del libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley, mientras que k_t se los obtiene del libro factores de concentración de esfuerzos de Peterson.

Los parámetros necesarios para los valores anteriormente mencionados son:

$$r = 0,2 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,2}{30} = 0,007 \quad ; \quad \frac{D}{d} = \frac{30}{20} = 1,5$$

$$q = 0,6$$

$$k_t = 1,7$$

$$k_f = 1 + 0,6(1,7 - 1) = 1,42$$

$$k_{ef} = \frac{1}{1,42} = 0,70$$

El límite de resistencia a la fatiga S'_e viene dado en el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley:

$$S'_e = 0,5 S_{ut}; \quad S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi}$$

$$S'_e = 0,5 * 98,40$$

$$S'_e = 49,2 \text{ kg/mm}^2$$

Resolviendo la ecuación 2.22 de Marin se obtiene:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_{ef} S'_e$$

$$S_e = 0,91 * 0,96 * 1 * 1 * 1 * 0,70 * 49,2$$

$$S_e = 30,09 \text{ kg/mm}^2$$

Entonces el diámetro mínimo para el eje principal es:

$$d = \left\{ \frac{48 * 2,5}{\pi} \left[\left(\frac{18660,81}{30,09} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = 28,72 \text{ mm}$$

Mediante el estudio dinámico se tiene que el diámetro mínimo del eje está establecido como 28,72, por facilidad de montaje el eje estará diseñado a 28 mm.

De acuerdo al software de Autodesk Inventor el peso del elemento es 1,2 kg

- **Rodamiento**

El diámetro de diseño es de 30 mm, con este valor se procede a seleccionar un elemento que cumpla con las sollicitaciones de carga para las condiciones de trabajo establecidas, se debe considerar que los rodamientos axiales solo soportan cargas axiales. La selección del elemento se realiza en base al análisis de capacidad de cargas estáticas, esto se debe a que el elemento gira a $n \leq 10 \text{ rpm}$, de acuerdo al catálogo de rodamientos FAG:

$$P_o = F_a \quad [2.40]$$

(Fuente: (FAG, 2017))

Donde:

F_a : Carga axial. [kg]

Se resuelve la ecuación para carga axial y se tiene:

$$P_o = 440 \text{ kg}$$

Cuando se determina el tamaño del rodamiento mediante la capacidad de carga estático, se emplea un factor de seguridad s_o que relaciona la capacidad de carga estática básica C_o con la capacidad de carga requerida P_o según la ecuación 2.28.

$$C_o = s_o * P_o$$

$$C_o = 2,5 * 440$$

$$C_o = 1100 \text{ kg} = 11 \text{ kN}$$

Considerando los datos obtenidos se selecciona, en base al catálogo FAG el rodamiento axial de bolas de simple efecto con denominación **51406**. Ahora se comprueba el factor de seguridad estático considerando la capacidad del elemento. Se despeja el factor de seguridad de la ecuación 2.28

Para el rodamiento axial:

$$s_o = \frac{C_o \text{ del elemento}}{P_o}$$

$$s_o = \frac{12746,453}{1100}$$

$$s_o = 11,58$$

Los rodamientos pueden alcanzar una duración de vida ilimitada si $C_o/P_o \geq 8$. De acuerdo al factor de seguridad estático calculado se verifica la resistencia de los rodamientos a las cargas sometidas.

- **Soporte**

El diseño de la placa se realiza mediante el método de elementos finitos. Está diseñada utilizando una chapa metálica de espesor 6 mm y dos dados soldados para la unión con el brazo pivote. El soporte tiene una carga debido a la base del gato hidráulico, las restricciones presentes son por el eje central y por los pasadores que unen al brazo pivote.

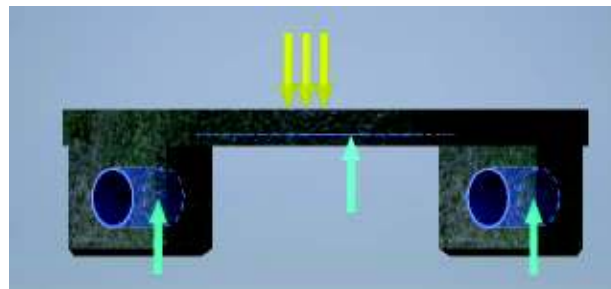


Figura 2.77. Cargas y restricciones sobre el soporte del gato hidráulico.
(Fuente: Propia)

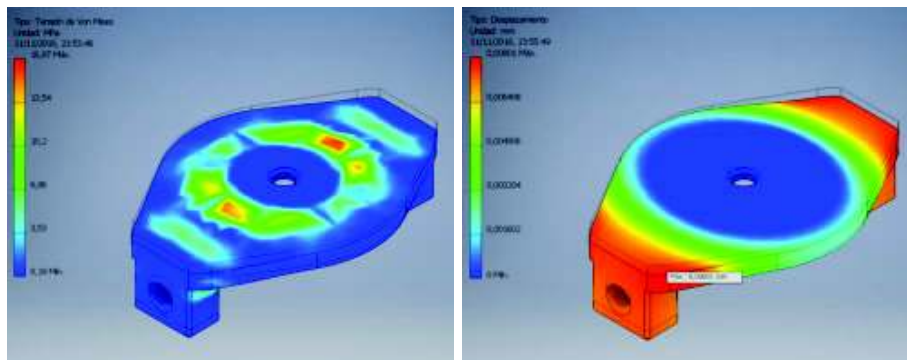


Figura 2.78. Análisis de tensiones sobre el soporte del sistema de frenado.
(Fuente: Propia)

La placa se encuentra fabricada de acero ASTM A36 usado para la construcción. De acuerdo al análisis de tensiones realizado mediante elementos finitos se observa que la tensión de Von Mises máxima es de 16,87 MPa lo que es un valor menor al límite de fluencia del material que es 250 MPa por lo que se concluye que el componente resiste. El desplazamiento máximo es de 0,008 mm que es mínimo comparado con las dimensiones de la placa. El factor de seguridad mínimo alcanzado en el elemento es de 14,7.

De acuerdo al software de Autodesk Inventor el peso de la estructura es de 1,4 kg.

- **Gato Hidráulico**

El gato hidráulico es un elemento común en el mercado, puesto a que se utiliza en el ámbito automotor. El gato hidráulico empleado en este caso soporta un mínimo de 2 *Tn* y la elevación máxima es de 160 *mm*.

- **Brazo**

El diseño del brazo pivote se verifica en la simulación de todo el mecanismo puesto que no posee demasiadas restricciones al ser un brazo que sirve para que el sistema de frenado gire de acuerdo a la elevación del mecanismo total.

2.2.3. Evaluación de Cargas

La estructura principal debe soportar la carga de cada uno de los perfiles de elevación como la carga añadida en ellas, estas cargas corresponden a la carga viva y carga muerta. La carga viva corresponde a la carga representada por el reactor, se destinó un valor máximo de 300 kg como carga viva. Mientras que las cargas muertas están representadas por la estructura del mecanismo para el montaje y desmontaje del reactor.

Tabla 2.48. Cargas ejercidas en sistema de sujeción.

Elemento	Cantidad	Peso Unitario	Peso total	Unidades
Planos de sujeción	2	2	4	kg
Brazo pivote	2	2,3	4,6	kg
Tensor	1	1,7	1,7	kg
Base pinza	1	1,9	1,9	kg
Rueda conducida	1	1,8	1,8	kg
Rueda motriz	1	1,6	1,6	kg
Eje central	1	4,7	4,7	kg
Eje motriz	1	1	1,0	kg
Rodamientos	2	0,6	1,2	kg
Reductor	1	3,5	3,5	kg
Base	1	9	9	kg
TOTAL			35,0	kg

(Fuente: Propia)

Tabla 2.49. Cargas ejercidas en el sistema de elevación.

Elemento	Cantidad	Peso Unitario	Peso total	Unidades
Carro Elevador	1	7	7	kg
Tapa Superior	1	2,3	2,3	kg
Columna Elevadora	1	20,81	20,8	kg
Corredera Superior	1	1,76	1,8	kg
Corredera Inferior	1	4,43	4,4	kg
Guías de Nylon	1	3	3	kg
Poleas	4	0,6	2,4	kg
Pasadores	4	0,08	0,3	kg
Cable de Acero	1	3	3	kg
TOTAL			45,0	kg

(Fuente: Propia)

Tabla 2.50. Cargas ejercidas en la estructura principal.

Elemento	Cantidad	Peso Unitario	Peso total	Unidades
Columna Principal	1	20,81	20,8	kg
Base	1	23,92	23,9	kg
Placa de elevación	1	2,5	2,5	kg
Placa base	1	3,7	3,7	kg
TOTAL			50,9	kg

(Fuente: Propia)

Tabla 2.51. Cargas ejercidas en el sistema de frenado.

Elemento	Cantidad	Peso Unitario	Peso total	Unidades
Ruedas	2	1	2	kg
Eje central	1	1,2	1,2	kg
Gato hidráulico	1	3	3	kg
Soporte	1	1,4	1,4	kg
Brazo	2	0,9	1,8	kg
TOTAL			9,4	kg

(Fuente: Propia)

La evaluación de las cargas está ligado al cálculo del centro de gravedad del mecanismo. En una máquina de elevación es de suma importancia la búsqueda del centro de gravedad de acuerdo a su altura de elevación, con este dato se puede analizar el comportamiento del mecanismo bajo los diferentes movimientos de elevación que se pueden obtener de acuerdo a la carga que se maneje.

A continuación, se muestra el centro de gravedad para varias elevaciones considerando el mecanismo libre de carga en su inicio y luego en su estado natural con la carga máxima establecida en secciones anteriores. Las siguientes figuras muestran el centro de gravedad del mecanismo cuando se encuentra en sus puntos críticos, es decir, punto más bajo, punto medio y punto más alto a ser elevada la carga.

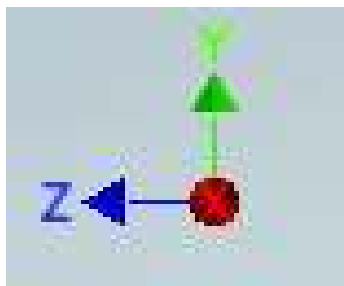


Figura 2.79. Sistema de coordenadas.
(Fuente: Propia)

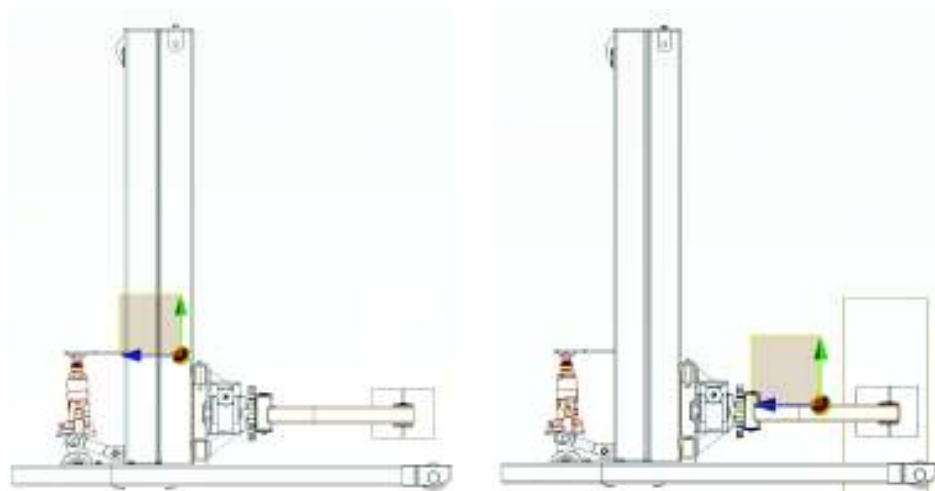


Figura 2.80. Centro de gravedad en el punto más bajo (sin carga y con carga respectivamente).
(Fuente: Propia)

Para el caso de las figuras anteriores el centro de gravedad será el más bajo cuando se usa el mecanismo para la elevación y volcado de cilindros, es decir, cuando en el mecanismo se encuentra colocado el sistema de sujeción.

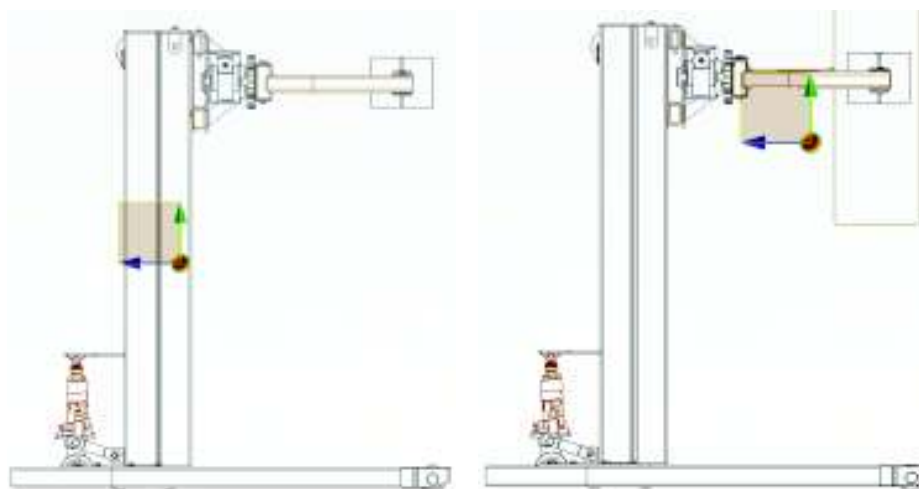


Figura 2.81. Centro de gravedad punto medio (sin carga y con carga respectivamente).
(Fuente: Propia)

Si bien el centro de gravedad varía en el eje Y, el peso hace que en el eje X sufra una ligera variación mientras que en el eje Z no se evidencia gran variación en su valor.

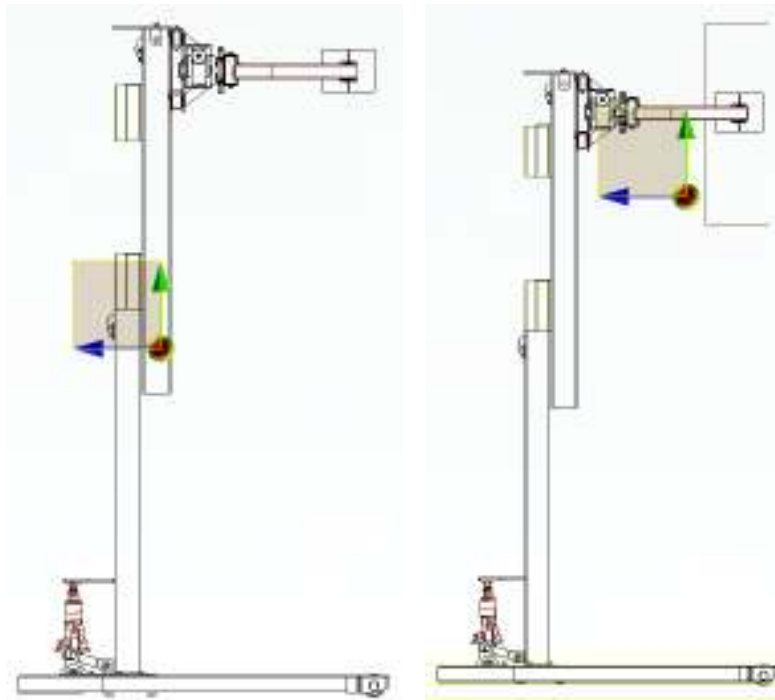


Figura 2.82. Centro de gravedad punto más alto (sin carga y con carga respectivamente).
(Fuente: Propia)

A continuación, se presenta una tabla con las coordenadas del centro de gravedad para cada caso:

Tabla 2.52. Centro de gravedad de las diferentes posiciones.

Centro de Gravedad			
Punto más bajo			
	Sin Carga		Con Carga
X	277	X	279
Y	400	Y	247
Z	505	Z	964
Punto medio			
X	277	X	279
Y	683	Y	1032
Z	505	Z	964
Punto más alto			
X	277	X	279
Y	1235	Y	1898
Z	505	Z	964

(Fuente: Propia)

2.3. Simulación

La tecnología computacional se ha establecido como una herramienta esencial para el modelado y análisis de sistemas mecánicos complejos. Los software de diseño han optimizado el tiempo y recursos garantizando la calidad, rendimiento y seguridad del producto.

El software usado para realizar la simulación es Autodesk Inventor mediante su herramienta de simulación estática, el tipo de análisis es de tensiones. Es posible descargarlo desde la página oficial de la Escuela Politécnica Nacional.

Siendo la simulación una herramienta para el diseñador, es importante llevarla a cabo estableciendo un procedimiento sistemático que conlleve una solución satisfactoria. El procedimiento usado no solo para el software de este apartado sino para varios software de diseño se compone de los siguientes pasos:

- Preanálisis
- Geometría
- Mallado
- Configuración del modelo
- Solución numérica
- Resultados numéricos
- Verificación y validación

La verificación requerida al realizar la simulación es que los esfuerzos encontrados en las diferentes partes del mecanismo no deben superar los límites de fluencia de los materiales usados en cada caso.

2.3.1. Preanálisis

La solución del problema se los realiza mediante el método de elementos finitos, por lo que el preanálisis es fundamental para la solución correcta del comportamiento mecánico. El preanálisis se encarga de especificar los parámetros y características de material y geometría de los componentes, las cargas aplicadas individuales y restricciones de acuerdo con el funcionamiento de cada componente.

Los resultados por verificar son: las tensiones de Von Mises, los desplazamientos y el factor de seguridad para cada componente.

2.3.2. Geometría

La geometría para analizar fue creada en el mismo software, para evitar tiempos de cálculo innecesarios se ha dispuesto evaluar los componentes primordiales aislándolos de componentes innecesarios para simplificar la geometría.

- **Análisis de la columna principal y corredera inferior**

Para el análisis de la columna principal se tiene que los componentes principales son: placa base, columna, corredera inferior con guías. La estructura usada es representada en la siguiente figura:

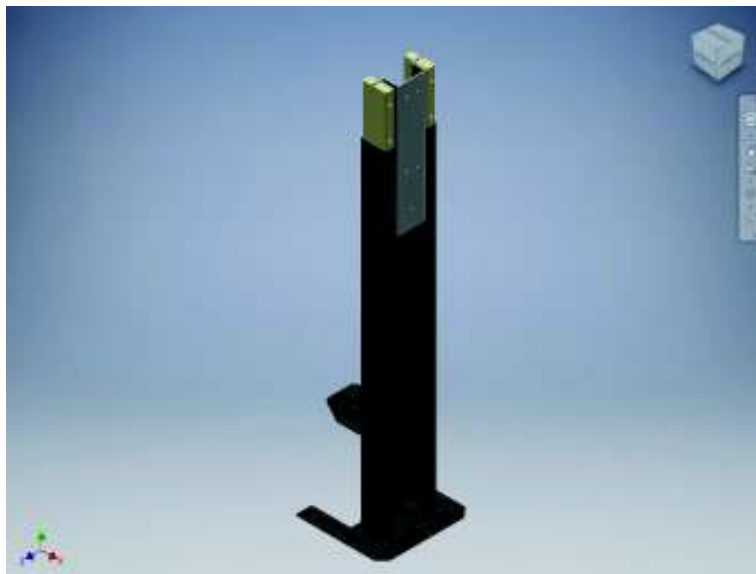


Figura 2.83. Representación esquemática de la columna principal.
(Fuente: Propia)

El software permite definir los contactos entre cuerpos interpretándolos automáticamente, además se crean restricciones de componentes en contacto de forma automática. El material debe ser asignado previamente en el ensamblaje, en este caso el material es acero ASTM A36 cuyas propiedades se las presenta en la tabla 2.35.

Restricciones

Las restricciones que se asignan a los diferentes componentes son las siguientes:

Restricción de fricción: este tipo de restricción impide el desplazamiento en dirección normal al plano seleccionado, pero permite los desplazamientos a lo largo y ancho de este. Esta restricción se encuentra en la superficie inferior de la placa base y en las arandelas.

Restricción de pasador: este tipo de restricción impide el desplazamiento en la posición radial de la superficie cilíndrica seleccionada, pero permite el desplazamiento en dirección axial. Este tipo de restricción se encuentra en los agujeros de los pernos en la placa base.

Cargas

Las cargas aplicadas sobre los diferentes componentes son las siguientes:

De acuerdo al análisis realizado en selección y cálculo de componentes se tiene que la columna tiene una carga de momento $M = 253000 \text{ kg} * \text{mm}$, el software requiere que los valores cambien de unidades, entonces, $M = 2481082,45 \text{ N} * \text{mm}$. También se considera conveniente insertar como carga la gravedad. El momento se sitúa sobre las caras de la corredera inferior como se muestra en la figura:

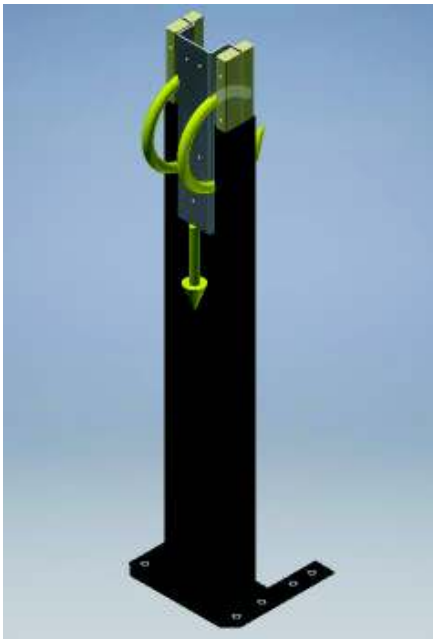


Figura 2.84. Carga de momento sobre la corredera inferior.
(Fuente: Propia)

- **Análisis del comportamiento de la elevación telescópica**

Como parte del diseño del mecanismo se ha planteado la elevación telescópica, esto se lo realiza colocando otra columna que va a elevarse con todo el sistema de sujeción dimensionado en secciones anteriores. Para el análisis de la elevación telescópica se usan los mismos componentes del análisis anterior, pero se añaden la columna elevadora y las guías de nylon del carro elevador. La configuración usada se muestra en la siguiente figura:

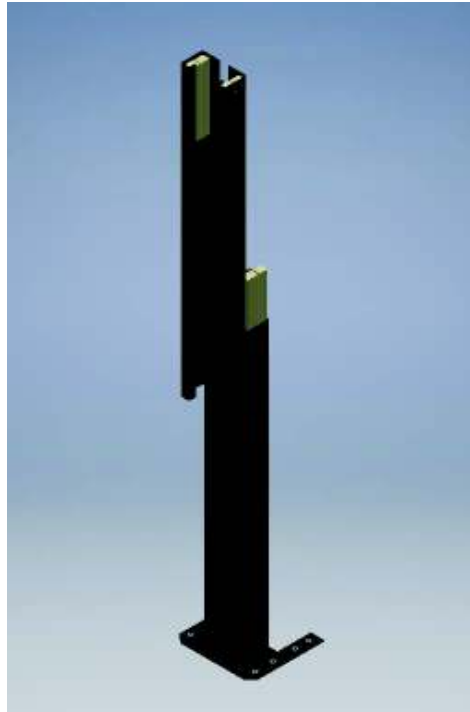


Figura 2.85. Representación esquemática de la elevación telescópica.
(Fuente: Propia)

Los contactos entre componentes son añadidos automáticamente y mediante una evaluación el software determina las geometrías de los componentes y determina la posición de los contactos.

Las restricciones son las mismas que en el análisis de la columna principal debido a que se encuentra en la misma posición.

Cargas

Las cargas aplicadas sobre los diferentes componentes son las siguientes:

De acuerdo a la selección y cálculo de componentes se tiene que la columna tiene una carga de momento $M = 247900 \text{ kg} * \text{mm}$, el software requiere que los valores cambien de unidades, entonces, $M = 2431068,54 \text{ N} * \text{mm}$. También se considera conveniente insertar como carga la gravedad. El momento se sitúa sobre las caras de la corredera inferior como se muestra en la figura:



Figura 2.86. Cargas de momento sobre el carro elevador.
(Fuente: propia)

2.3.3. Mallado

El mallado es la división de los componentes en varios objetos pequeños, lo que se considera como “elementos finitos”, en cada uno de estos elementos se realiza el cálculo de las ecuaciones pertinentes para la solución del sistema. El tamaño de malla varia la precisión de los resultados, en una malla muy fina existe mayor precisión; sin embargo, el tiempo de cálculo se incrementa, por lo que es fundamental la selección correcta del mallado.

- **Análisis de la columna principal y corredera inferior**



Figura 2.87. Generación del mallado de la columna principal.
(Fuente: Propia)

Cuando se crea la malla se generan las divisiones antes mencionadas llamadas “elementos finitos”, el número de elementos generados para los componentes es de: nodos 128701 y elementos 71016. Una vez establecidos los elementos y nodos se procede a realizar la simulación de acuerdo con los resultados requeridos.

- **Análisis del comportamiento de la elevación telescópica**



Figura 2.88. Generación del mallado de las columnas de elevación.
(Fuente: Propia)

Cuando se crea la malla se generan las divisiones antes mencionadas llamadas “elementos finitos”, el número de elementos generados para los componentes es de: nodos 117939 y elementos 60044. Una vez establecidos los elementos y nodos se procede a realizar la simulación de acuerdo a los resultados requeridos.

2.3.4. Resultados numéricos

En esta parte se realiza el procesamiento de las gráficas de esfuerzos de Von Mises, deformaciones y factor de seguridad. En cada gráfica se representan los puntos mínimos y máximos de cada uno de los parámetros analizados, de acuerdo a estos valores se procede a realizar el análisis considerando los esfuerzos máximos de cada material.

- **Análisis de la columna principal y corredera inferior**

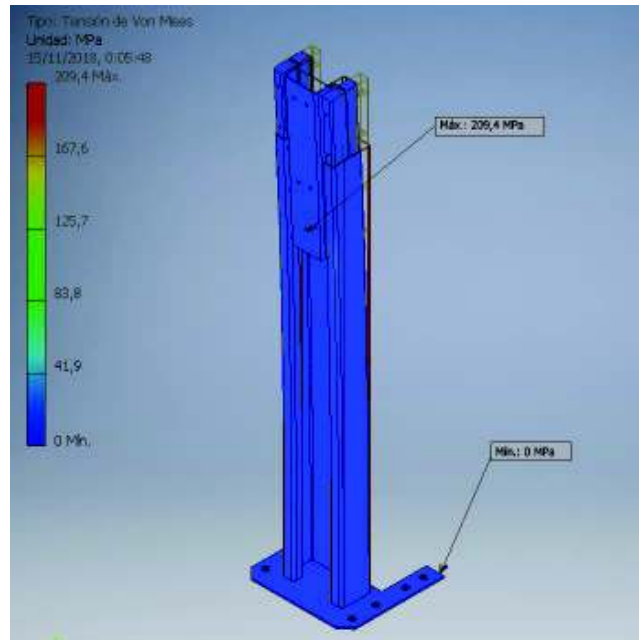


Figura 2.89. Resultado de esfuerzos de Von Mises de la columna principal.
(Fuente: Propia)

La figura 2.89 muestra los esfuerzos de Von Mises para la columna principal y la corredera inferior de la columna de elevación, como resultado se tiene que el esfuerzo máximo es de $209,4 \text{ MPa}$.

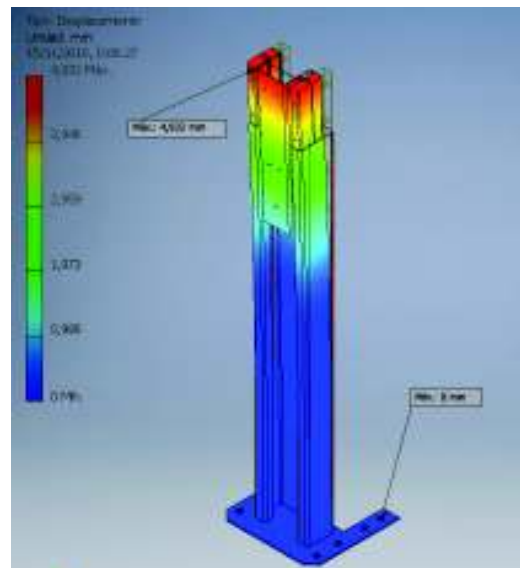


Figura 2.90. Resultado del desplazamiento en la columna principal.
(Fuente: Propia)

En la figura 2.90 se muestra el máxima desplazamiento producido por el momento obtenido en cálculos anteriores. El valor máximo de deformación es de $4,93 \text{ mm}$.

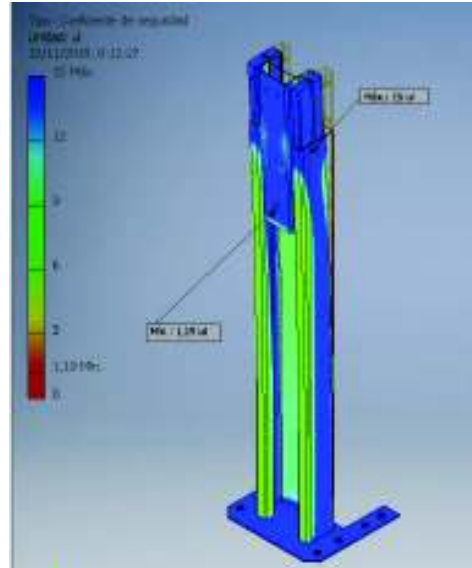


Figura 2.91. Resultado del factor de seguridad de la columna principal.
(Fuente: Propia)

La figura 2.91 muestra el factor de seguridad obtenido para este componente cuyos valores son: mínimo de 1,19 y como valor máximo de 15.

- **Análisis del comportamiento de la elevación telescópica**

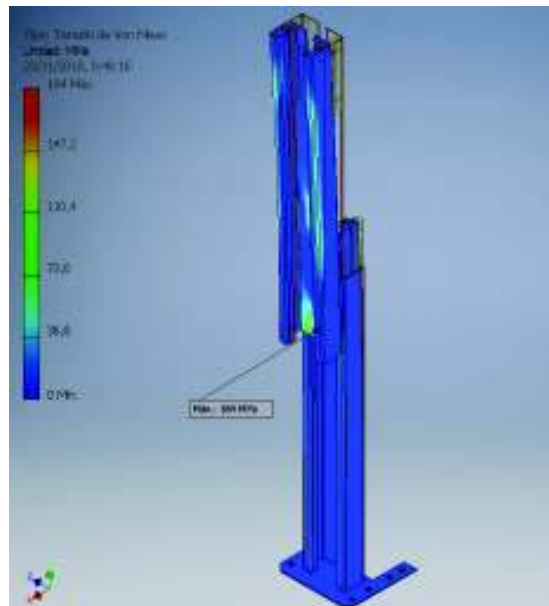


Figura 2.92. Resultado de esfuerzos de Von Mises de la elevación telescópica.
(Fuente: Propia)

La figura 2.92 muestra los esfuerzos de Von Mises para la elevación telescópica y la corredera inferior de la columna de elevación, como resultado se tiene que el esfuerzo máximo es de 184 MPa.

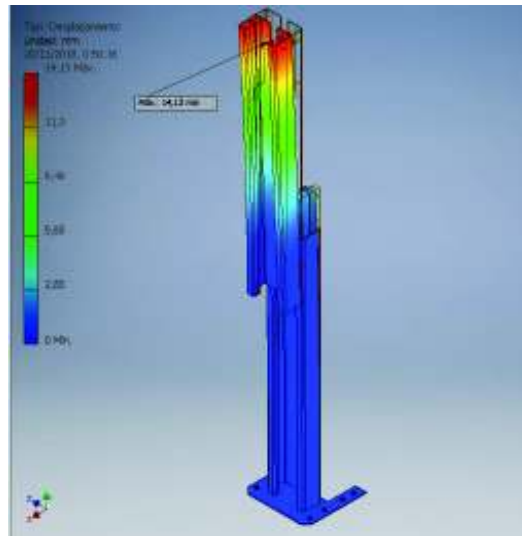


Figura 2.93. Resultado del desplazamiento en la elevación telescópica.
(Fuente: Propia)

En la figura 2.93 se muestra el máximo desplazamiento producido por el momento obtenido en cálculos anteriores. El valor máximo de deformación es de 14,13 *mm*.

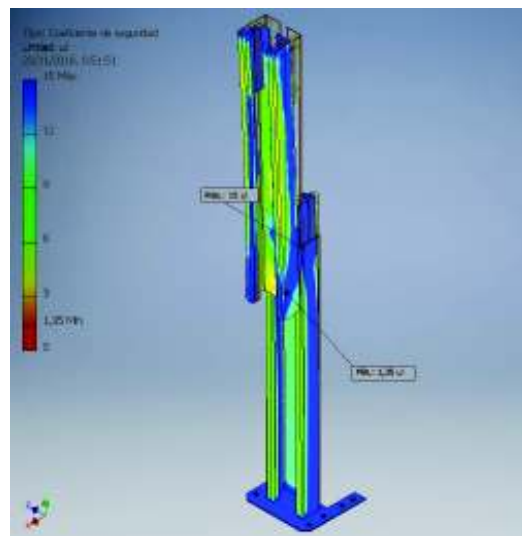


Figura 2.94. Resultado del factor de seguridad en la elevación telescópica.
(Fuente: Propia)

La figura 2.94 muestra el factor de seguridad obtenido para este componente cuyos valores son: mínimo 1,35 y máximo de 15.

Una vez realizadas las simulaciones de los elementos establecidos como partes críticas se procede a realizar un análisis del mecanismo completo teniendo en cuenta las restricciones importantes a ser consideradas, tales como las guías de nylon que funcionan bajo el efecto del contacto por fricción con las columnas.

Se realizan los mismos pasos que se utilizaron en las simulaciones anteriores.

Para ubicar las restricciones se considera que el mecanismo se encuentra apoyado sobre el suelo en su parte posterior mientras que en la parte frontal el sistema se apoya sobre las ruedas, por lo que las restricciones empleadas son de fricción y de pasador respectivamente. En cuanto a las cargas, como se puede observar en la figura se encuentran las fuerzas que ejerce el brazo sobre el cilindro y adicional se coloca la gravedad con la cual el reactor realiza los esfuerzos sobre todo el mecanismo.

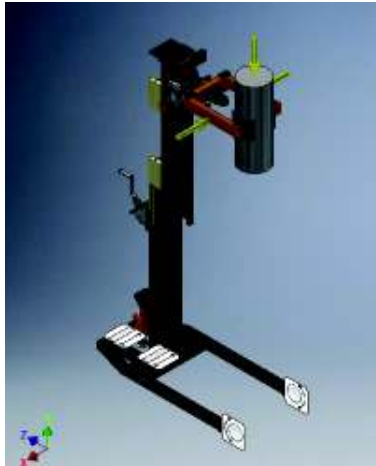


Figura 2.95. Cargas ejercidas sobre el mecanismo en estado operativo.
(Fuente: Propia)

Una vez establecidos los parámetros de cargas y planteadas todas las restricciones se procede a usar el módulo de contactos automáticos, pero ahora se usan los siguientes tipos de contactos: fijado, deslizante/sin separación y separación/no deslizante; esto se hace para lograr una separación de los elementos, en simulaciones anteriores se usa contactos fijados y se obtiene un análisis de un solo cuerpo.

Luego se lleva a cabo el mallado con una precisión de 0,1 para resultados más exactos. A continuación, se muestra los resultados para el mecanismo.



Figura 2.96. Mallado de mecanismo con reactor.
(Fuente: Propia)

El número de nodos en el cual se ha dividido el modelo es de 1122657 y el número de elementos es 606397, con estos valores se realiza el análisis de tensiones.

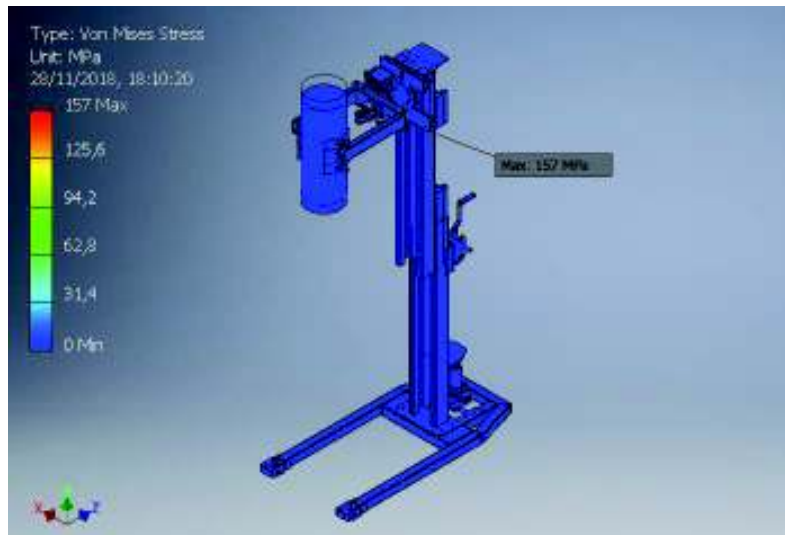


Figura 2.97. Esfuerzos de Von Mises encontrados en el mecanismo.
(Fuente: Propia)

Como se observa en la figura 2.97 el esfuerzo máximo se encuentra sobre la base de los brazos de sujeción; en la siguiente figura se tiene un acercamiento a los esfuerzos encontrados.

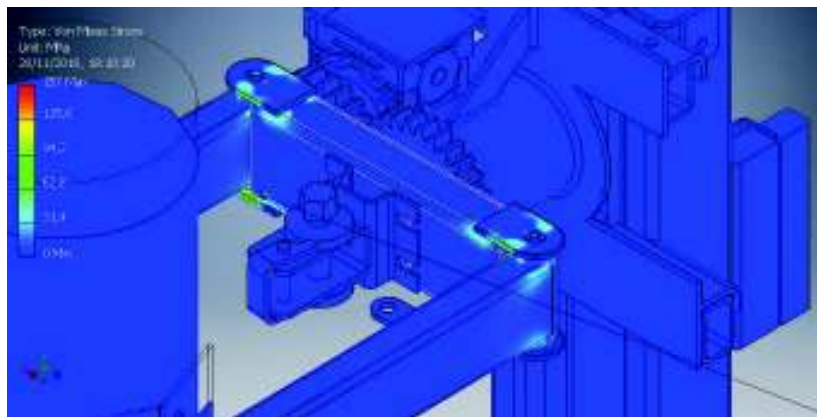


Figura 2.98. Esfuerzos de Von Mises sobre la base de los brazos pivote.
(Fuente: Propia)

El máximo esfuerzo de Von Mises obtenido es de 157 MPa en la base debido al torque generado por el reactor y la distancia entre los componentes. El esfuerzo máximo o de fluencia del material usado, acero ASTM A36, es de 250MPa. Por lo que se puede concluir que el material resiste a las condiciones de funcionamiento.

Ahora se procede a observar los desplazamientos máximos encontrados en el mecanismo a causa del peso del reactor.

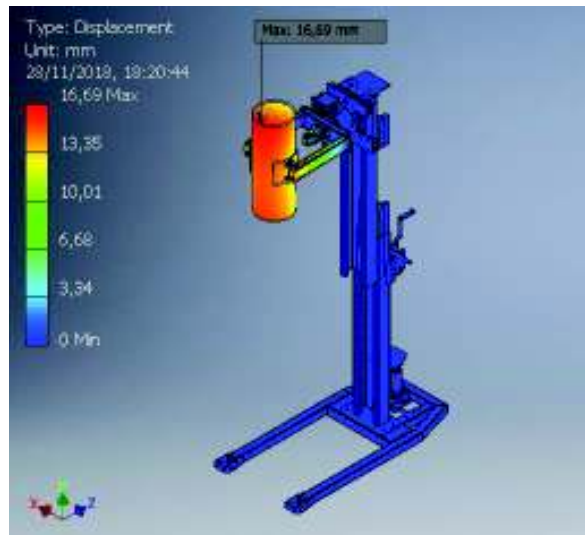


Figura 2.99. Desplazamientos encontrados en el mecanismo.
(Fuente: Propia)

La distancia que existe entre la columna elevadora y el reactor es de 740 mm y la altura a la que se encuentra es de 2000 mm por lo que el desplazamiento del reactor es una mínima parte que no representa problema.

3. RESULTADOS Y DISCUSION

Este capítulo contiene una recopilación de los datos obtenidos mediante la simulación realizada en el software Autodesk Inventor en el módulo de análisis de tensiones. Las simulaciones de los componentes que se realiza son las más críticas, en base a esto se presenta la discusión de los datos en cuanto a los límites de esfuerzos de los materiales y los obtenidos en la simulación.

3.1. Resultados

Para comprender y visualizar de mejor manera los resultados obtenidos en las distintas simulaciones correspondientes a los conjuntos establecidos como críticos se procede a recopilar todos los datos obtenidos de esfuerzos, deformaciones y factor de seguridad. A continuación, se detalla cada uno de los aspectos antes mencionados en las siguientes tablas:

La tabla 3.1 detalla los resultados obtenidos para el análisis de la columna principal y la corredera inferior de elevación:

Tabla 3.1. Resultado del análisis de la columna principal.

Características del material		Resultados	
Material	ASTM A36	Esfuerzo máximo de Von Mises	209 <i>Mpa</i>
Esfuerzo de fluencia	250 <i>Mpa</i>	Desplazamiento máximo	4,93 <i>mm</i>
Cargas		Factor de seguridad	Mínimo
Fuerza máxima	380 <i>Kg</i>		Máximo
			1,2
			15

(Fuente: Propia)

La tabla 3.2 muestra los resultados obtenidos para el análisis del sistema de elevación de los componentes como la columna principal y la columna de elevación:

Tabla 3.2. Resultado del análisis del sistema de elevación.

Características del material		Resultados	
Material	ASTM A36	Esfuerzo máximo de Von Mises	184 <i>Mpa</i>
Esfuerzo de fluencia	250 <i>Mpa</i>	Desplazamiento máximo	14,13 <i>mm</i>
Cargas		Factor de seguridad	Mínimo
Fuerza máxima	335 <i>Kg</i>		Máximo
			1,35
			15

(Fuente: Propia)

La tabla 3.3 muestra los resultados obtenidos para el análisis del mecanismo cuando se encuentra sometido a las cargas de funcionamiento:

Tabla 3.3. Resultado del análisis del mecanismo.

Características del material		Resultados	
Material Predominante	ASTM A36	Esfuerzo máximo de Von Mises	157 <i>Mpa</i>
Esfuerzo de fluencia	250 <i>Mpa</i>	Desplazamiento máximo	16,69 <i>mm</i>
Cargas		Factor de seguridad	Mínimo
Fuerza de carga	300 <i>Kg</i>		Máximo
			1,15
			15

(Fuente: Propia)

3.2. Discusión

Una de las partes más importantes al realizar la simulación de mecanismos es la interpretación de los datos, por lo que esta sección está enfocada en el análisis específico de las causas y efectos que pueden producir los diferentes esfuerzos y deformaciones encontradas al realizar la simulación de los componentes críticos del mecanismo.

Antes de realizar el análisis de los resultados es preciso mencionar los aspectos fundamentales empleados en el diseño de cada uno de los componentes del mecanismo; estos aspectos han llevado a la concepción del diseño óptimo para el desarrollo del mecanismo. Uno de los aspectos más importantes a ser considerado es el factor de seguridad impuesto a ciertos componentes, cabe recalcar que existen diferentes factores

impuestos, debido a las características de funcionamiento. Así, se tiene que para ejes el factor de seguridad es 2,5 debido a que éstos se encuentran en posiciones críticas y están expuestos a sufrir sobrecargas. Además, al ser un sistema que eleva grandes cargas es necesario establecer ciertos criterios de seguridad para evitar la caída de las cargas. En cuanto al sistema de sujeción, los diferentes perfiles han sido calculados en base a un factor de seguridad de 2, debido a que se requiere un mecanismo portable, es decir, de bajo peso.

Otro de los aspectos a considerar es la accesibilidad a los materiales usados, ya que muchas veces se eligen materiales que no se encuentran en el país por lo que se requiere de importaciones aumentando no solo el tiempo de fabricación sino también el coste de este.

Considerando los aspectos antes mencionados se obtiene un diseño que es confiable para el usuario, los esfuerzos y deformaciones garantizan la seguridad de los operarios y de los usuarios en general.

De acuerdo con los valores encontrados en la tabla 3.1 y la figura 2.89 el máximo esfuerzo aplicado sobre la columna principal es menor al esfuerzo de fluencia del material, por lo que el diseño de la columna principal es aceptable. En cuanto a la deformación producida por la acción de las cargas expuestas en cálculos se tiene que es mínima y no interfiere con ningún componente del mecanismo.

Por otro lado, de los valores encontrados en la tabla 3.2 y la figura 2.92 el máximo esfuerzo encontrado sobre la columna de elevación es menor al esfuerzo de fluencia del material, por lo que el diseño es aceptable. La deformación producida considerando la altura a la cual las cargas se aplican es muy pequeña y no interfiere con otros componentes del mecanismo.

4. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

4.1. Conclusiones

- El diseño por módulos facilita el desarrollo del diseño del producto debido a que se puede establecer una serie de alternativas y mediante un estudio de sus ventajas y desventajas seleccionar el que mayor se adapte a los requerimientos del producto. Así también se puede obtener mayor seguridad en el diseño de cada uno de los módulos.

- De acuerdo al criterio de Diseño Concurrente de Carles Riba, la alternativa seleccionada para el diseño fue el de tipo columna con mecanismo de elevación manual y un sistema de sujeción por garras, esta alternativa fue seleccionada debido a las ventajas que presentaba.
- Los materiales usados son accesibles en el mercado y capaces de resistir los esfuerzos producidos por la carga que se considera elevar. Para el caso de los perfiles especiales se considera el doblado de una chapa metálica del mismo material considerado para las vigas estandarizadas.
- El sistema de frenado es un diseño artesanal realizado de partes que se las encuentra fácilmente en el mercado automotriz como es la gata hidráulica, además de piezas de fácil fabricación y materiales que resistan los esfuerzos calculados.
- El análisis por medio del método de elementos finitos permite observar y estudiar los fenómenos físicos que se desarrollan a lo largo de los módulos del mecanismo. Es una herramienta muy poderosa para los diseñadores ya que permite analizar los resultados de manera más didáctica y establecer la solución adecuada de acuerdo con el comportamiento del mecanismo a ser estudiado.
- El software de Autodesk Inventor es una poderosa herramienta de diseño que permite realizar piezas en 3d, ensamblar mecanismos y realizar la resolución de los fenómenos físicos presentes en el mecanismo mediante el análisis por el método de elementos finitos. El análisis de tensiones es un medio didáctico y de fácil uso para los usuarios.

4.2. Trabajos futuros

- Es posible realizar la automatización del mecanismo mediante la incorporación de motores que desempeñen el trabajo que debe realizar el usuario para el movimiento de las diferentes partes.
- Se recomienda realizar una simulación con convergencia de datos para obtener valores lo más cercanos a la realidad.

- Realizar un estudio de resistencia de materiales y seleccionar materiales con más resistencia y menos peso para así obtener un mecanismo con más portabilidad. Ahora el mecanismo cuenta con un peso mayor a 100 Kg que puede disminuir al cambiar materiales con mejores prestaciones.
- El mecanismo ha sido diseñado para ser multifuncional por lo que se puede diseñar componentes adicionales que sirvan para la elevación de diferentes elementos como puede ser: pallets, bobinas, etc.
- Para un diseño más confiable es preciso realizar una comparación de resultados usando un software adicional para la simulación, el software recomendado para una comparación es ANSYS ya que sus prestaciones en cuanto al análisis por elementos finitos lo han llevado a ser usado en varias áreas del diseño.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AISC. (2011). *Manual of Steel Construction Load & Resistance Factor Design* (14th ed.). USA: AISC.
- AISC. (2016). *Especificación para Construcciones de Acero*. USA: American Institute of Steel Construction.
- Alex, R. (12 de Julio de 2018). *ALEX*. Obtenido de <https://www.alex.es/productos/ruedas-para-transporte-industrial/0-serie-tv-hu/449>
- ASM International. (2016). Obtenido de ASM Handbook Set (34 volumes): <http://www.asminternational.org/handbooks/>
- ASME. (2015). Section II: Materials. En *Part D. (ASME BPVC.II.D.M-2015)*.
- Blodgett, O. W. (1976). *Design of Welded Structures* (Eight ed.). Cleveland OHIO: The James F. Lincoln Arc Welding Foundation.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2015). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (Octava ed.). New York: McGraw-Hill Education.
- Cia. General de Aceros. (2007). Obtenido de Cia. General de Aceros: www.cga.com.co
- expo, V. g. (12 de febrero de 2018). *Direct INDUSTRY*. Obtenido de <http://www.directindustry.es/>
- FAG. (2017). *Catálogo FAG*. Obtenido de Catálogo FAG: www.fag.com
- Fernandez, A. (12 de julio de 2013). *encaja*. Obtenido de embalajes & trading: <http://blog.cajaeco.com/principales-tipos-de-gruas/>
- Gere, J., & Goodno, B. (2009). *Mecánica de Materiales*. USA: Cengage Learning.
- Gere, J., & Timoshenko, S. (1986). *Mecánica de Materiales*. USA: Grupo Editorial Iberoamérica S.A.
- Guillermo, P. (2017). *Diseño y Simulación de un reactor para alta presión y temperatura para una planta de producción de biodiesel*. Quito: EPN.
- IPAC. (2018). *Ipac aceros*. Obtenido de IPAC Aceros: http://www.ipac-acero.com/revista-digital/IPAC_catalogo.html
- Jungheinrich. (12 de febrero de 2018). *CATER*. Obtenido de CATER: <http://carretillas-elevadoras-electricas.com/producto/dfgtfg-316320/>

KHmedia. (112 de febrero de 2018). *CLIMASHOP*. Obtenido de <http://www.climashop.es/es/elevadores/148-carretilla-elevadora-manual-c800.html>

Motovario. (12 de 2017). *roydisa*. Obtenido de roydisa: <https://www.roydisa.es/productos/reductores-sin-fin-corona/>

Norton, R. L. (2011). *Diseño de Maquinas (Un enfoque integrado)* (Cuarta ed.). Mexico: Pearson.

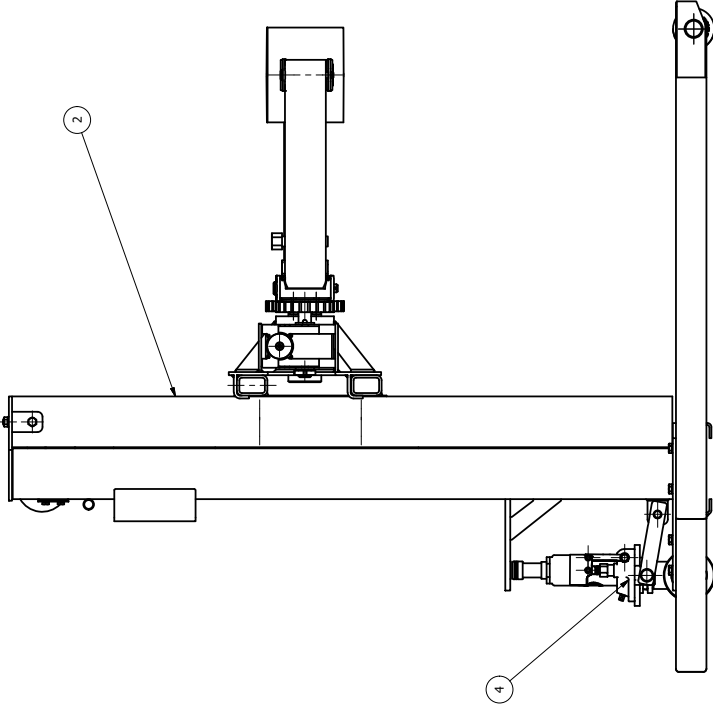
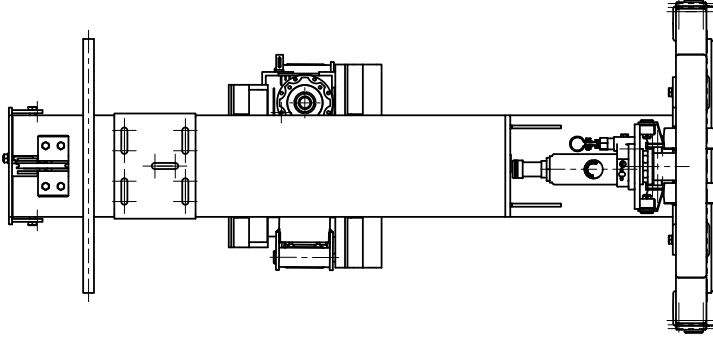
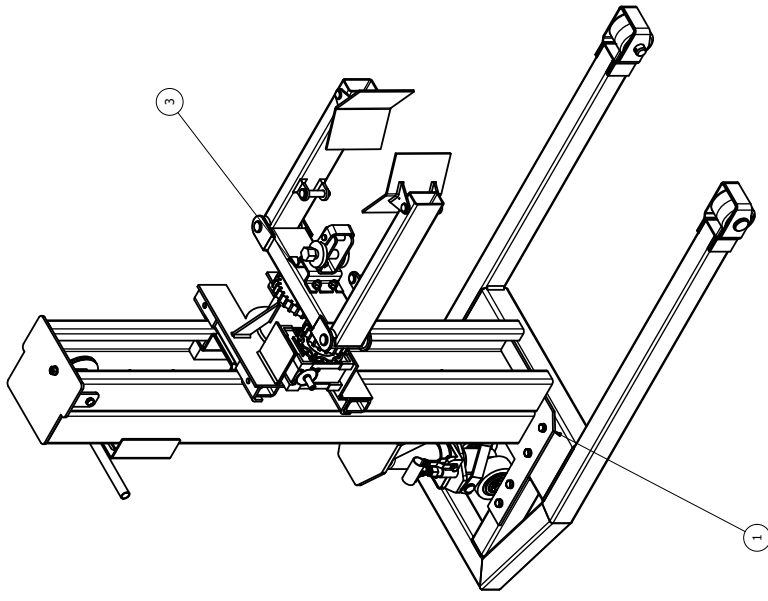
Peterson, R. (1974). *Stress Concentration Factors*. USA: Wiley-Interscience publication.

Riba, C. (2002). *Diseño concurrente*. Barcelona: Ediciones UPC.

SKF. (s.f.). *Catálogos SKF*. Obtenido de Catálogos: www.skf.com

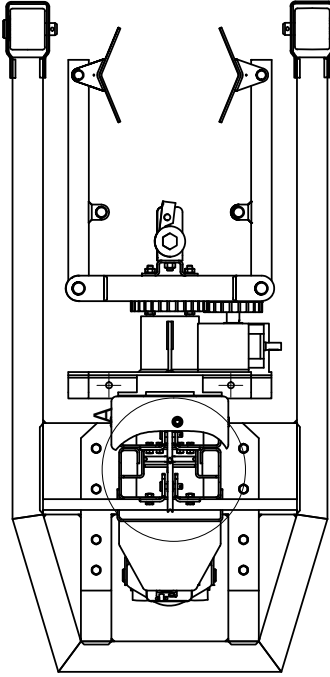
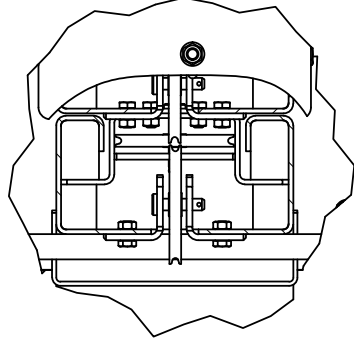
Universidad Tecnologica Nacional. (02 de marzo de 2018). Obtenido de http://frrq.cvg.utn.edu.ar/pluginfile.php/5510/mod_resource/content/1/Tornillos%202.pdf

ANEXOS

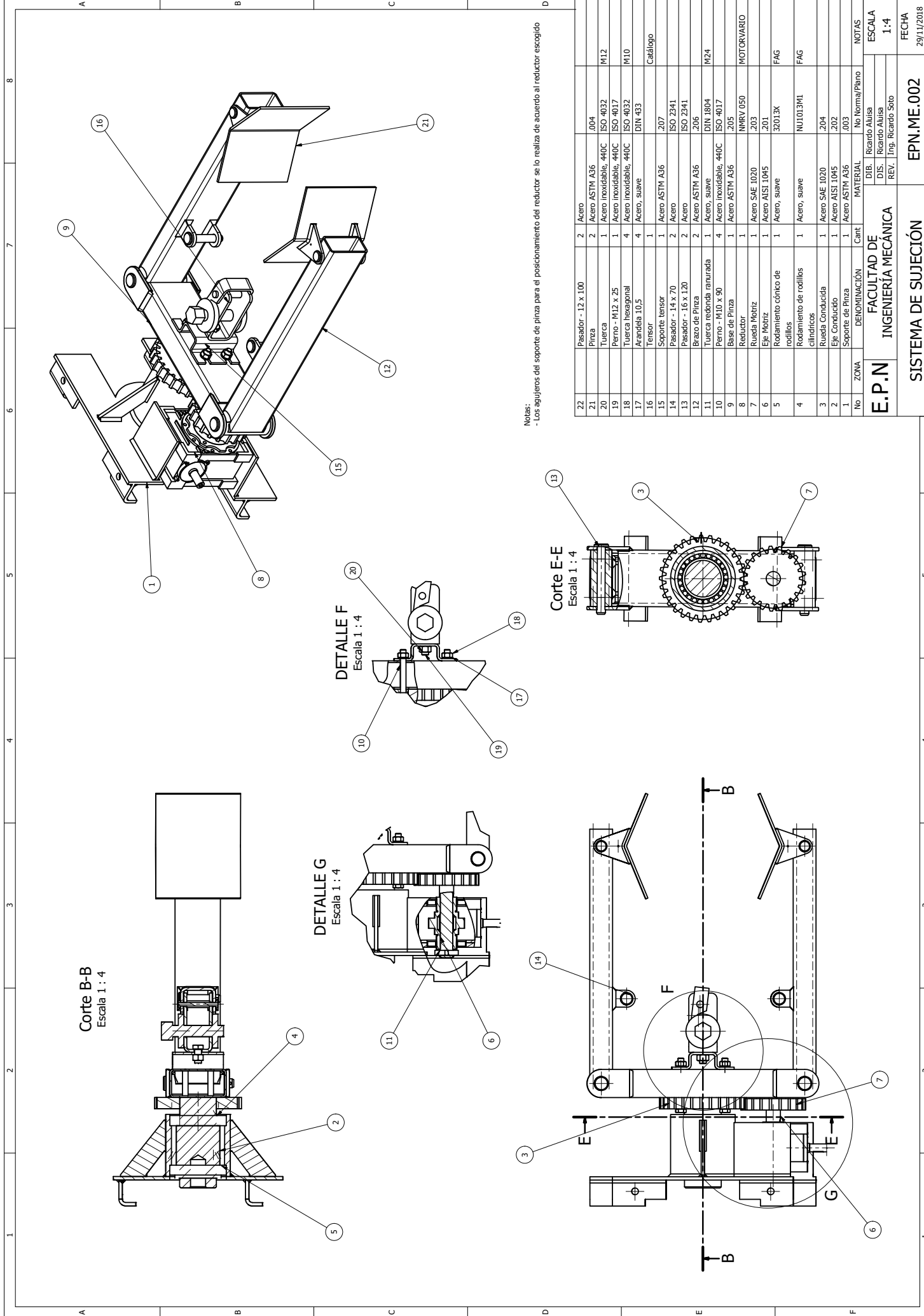


ESPECIFICACIONES TÉCNICAS
 Largo: 1100 mm aprox.
 Ancho: 600 mm aprox.
 Altura máxima: 2000 mm aprox.
 Capacidad: 300 kg
 Diámetro máximo de apertura: 850 mm
 Peso: 140 kg

DETALLE A
 Escala 1 : 3

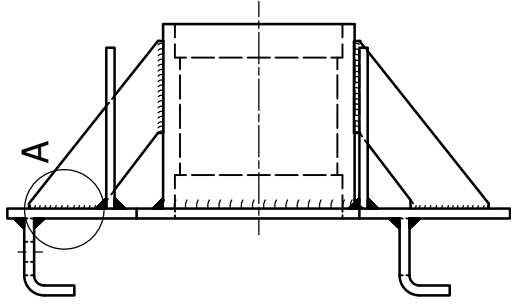
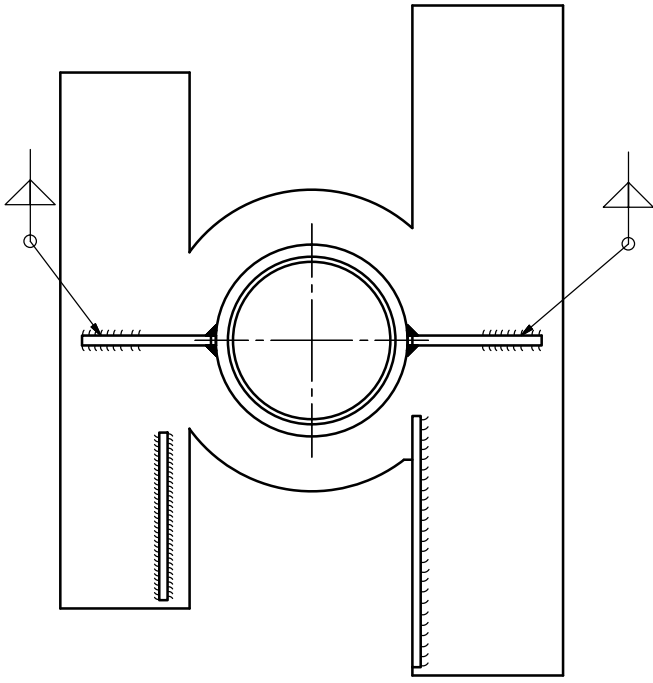


4	Sistema de frenado	1	Acero ASTM A36	.007
3	Sistema de sujeción	1	Acero ASTM A36	.002
2	Sistema de elevación	1	Acero ASTM A36	.005
1	Estructura principal	1	Acero ASTM A36	.006
No	ZONA DENOMINACIÓN	Cont.	MATERIAL	No Norma/Plano
E.P.N		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		ESCALA
		DIB. Ricardo Alluisa		1:10
		REV. Ing. Ricardo Soto		FECHA
MECANISMO DE ELEVACIÓN		EPN.ME.001		29/11/2018

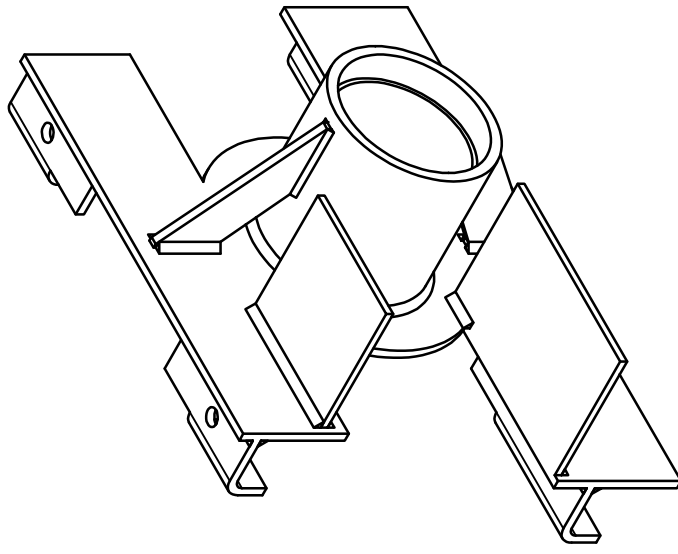


Notas:
 - Los agujeros del soporte de pinza para el posicionamiento del reductor se lo realiza de acuerdo al reductor escogido

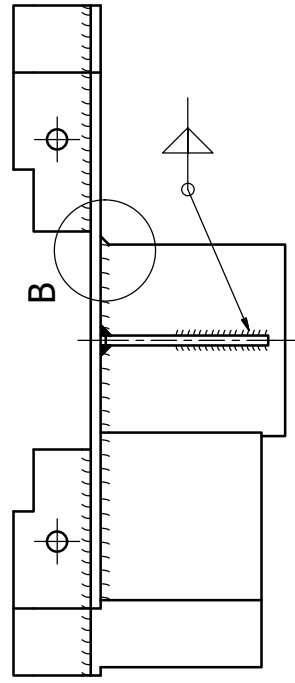
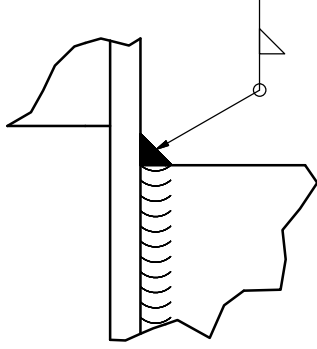
22	Pasador - 12 x 100	2	Acero	ASTM A36	.207	
21	Pinza	2	Acero	ISO 4032	M12	
20	Tuerca	1	Acero inoxidable	440C	ISO 4017	
19	Perno - M12 x 25	1	Acero inoxidable	440C	ISO 4032	
18	Tuerca hexagonal	4	Acero, suave		DIN 433	Catálogo
17	Arandela 10,5	4	Acero, suave			
16	Tensor	1	Acero ASTM A36			
15	Soporte tensor	1	Acero	SAE 1020		
14	Pasador - 14 x 70	2	Acero	ISO 2341		
13	Pasador - 16 x 120	2	Acero	ISO 2341		
12	Brazo de Pinza	2	Acero ASTM A36			
11	Tuerca redonda ranurada	1	Acero, suave		DIN 1804	
10	Perno - M10 x 90	4	Acero inoxidable	440C	ISO 4017	
9	Base de Pinza	1	Acero ASTM A36			
8	Reductor	1	Mot. 050			MOTORVARIO
7	Rueda Motriz	1	Acero SAE 1020			
6	Eje Motriz	1	Acero AISI 1045			
5	Rodamiento cónico de rodillos	1	Acero, suave		32013X	FAG
4	Rodamiento de rodillos cilíndricos	1	Acero, suave		NU1013M1	FAG
3	Rueda Conducida	1	Acero SAE 1020			
2	Eje Conducido	1	Acero AISI 1045			
1	Soporte de Pinza	1	Acero ASTM A36			
No	ZONA		MATERIAL			NOTAS
	DENOMINACIÓN	Cant.				No Norma/Plano
E.P.N			FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA			DIB. Ricardo Alluisa
						ESCALA 1:4
						REV. Ing. Ricardo Soto
SISTEMA DE SUJECCIÓN			EPN.ME.002			FECHA 29/11/2018



DETALLE A
Escala 1 : 1

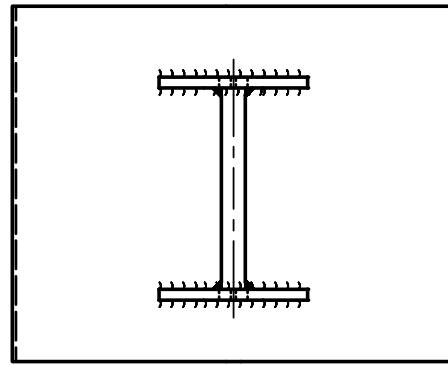
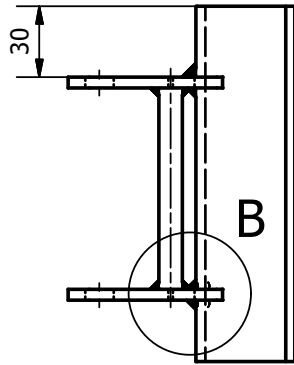


DETALLE B
Escala 1 : 1

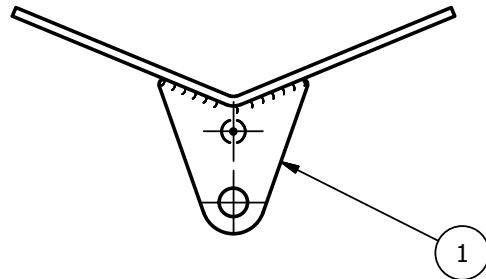
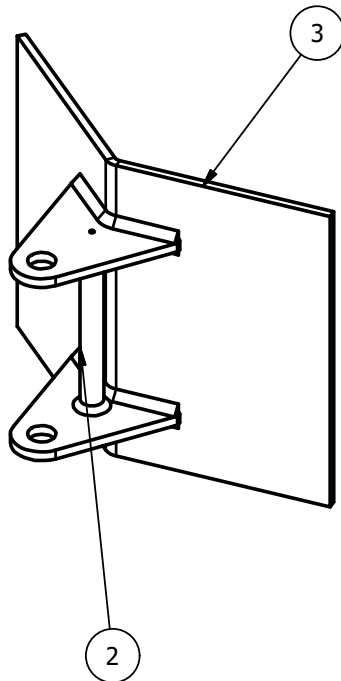


Notas:
- Eliminar escoria de soldadura

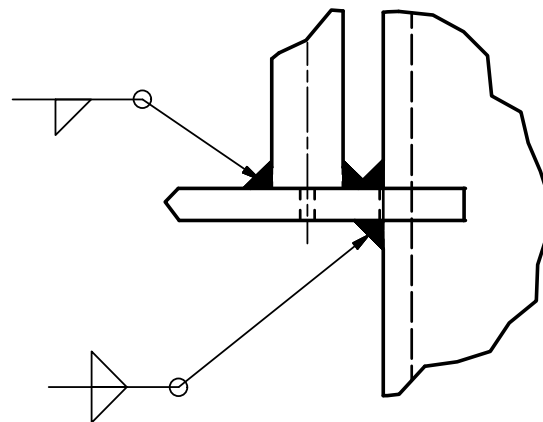
3	Base	1	Acero ASTM A36	.301		
2	Nervadura	2	Acero ASTM A36	.302		
1	Cilindro	1	Acero ASTM A53	.303		
No	ZONA	DENOMINACIÓN	Cant.	MATERIAL	No. Norma/No. PI	NOTAS
E.P.N		FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		DIB. Ricardo Aluisa		ESCALA 1:3
SOPORTE DE PINZA		EPN.ME.003		DIS. Ricardo Aluisa		FECHA 27/11/2018
				REV. Ing. Ricardo Soto		



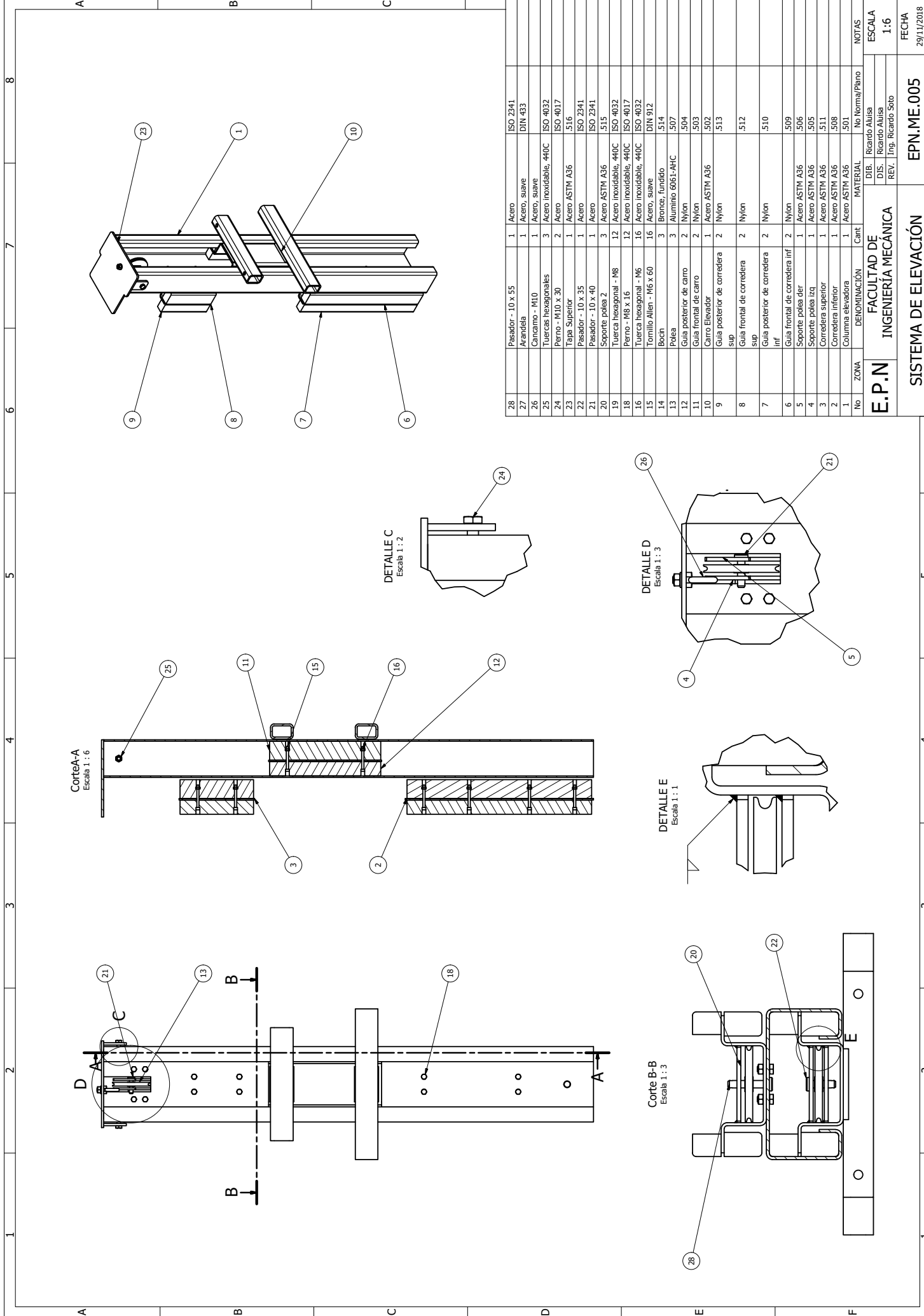
Vista Isométrica
Escala 1 : 3



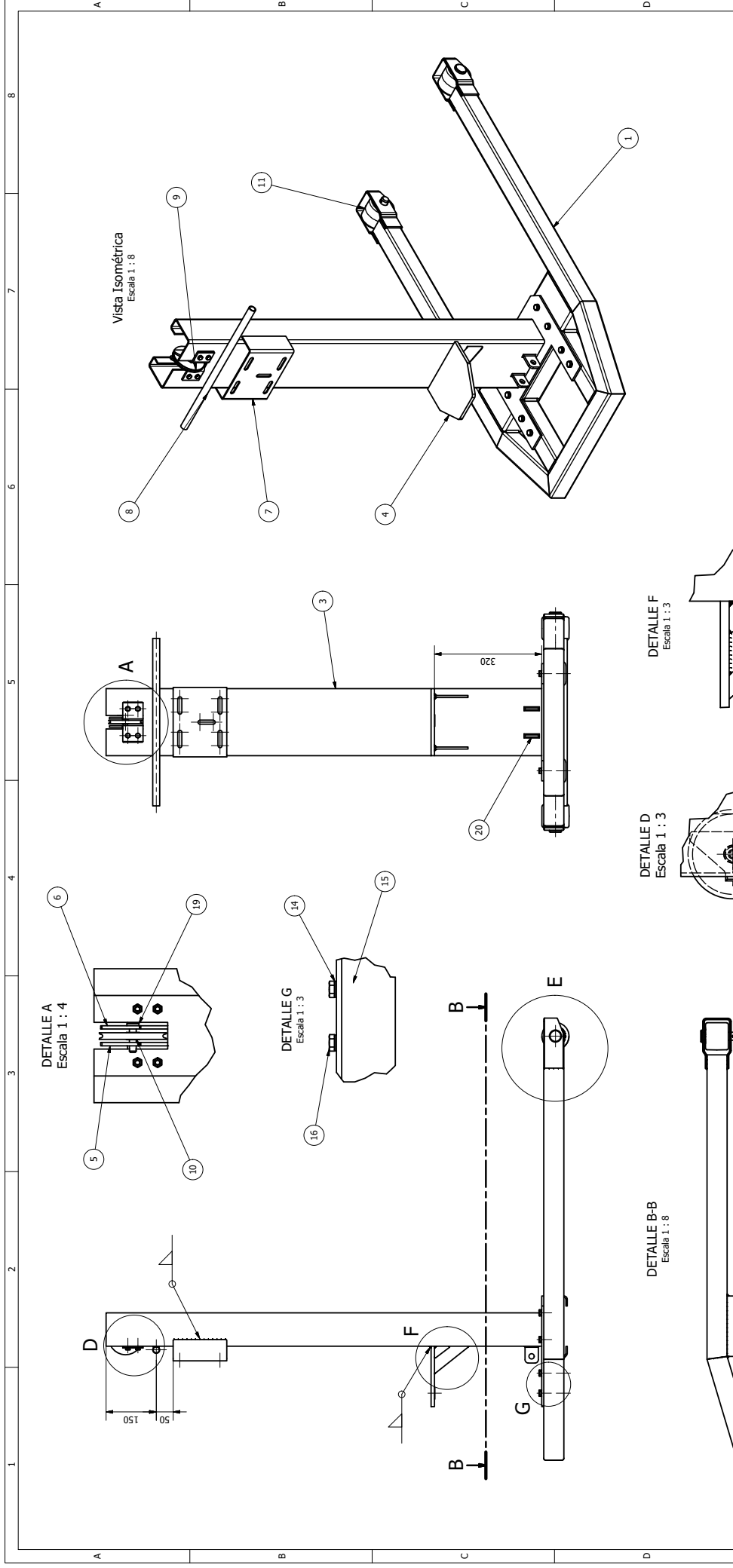
DETALLE B
Escala 1 : 1



3		Plano	1	Acero ASTM A36	.402	
2		Pin	1	Acero ASTM A36	.401	
1		Brazo de planos	2	Acero ASTM A36	.403	
No	ZONA	DENOMINACIÓN	Cant	MATERIAL	No Norma/Plano	NOTAS
E.P.N	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA			DIB.	Ricardo Aluisa	ESCALA 1:3
				DIS.	Ricardo Aluisa	
				REV.	Ing. Ricardo Soto	
PINZA				EPN.ME.004	FECHA 27/11/2018	

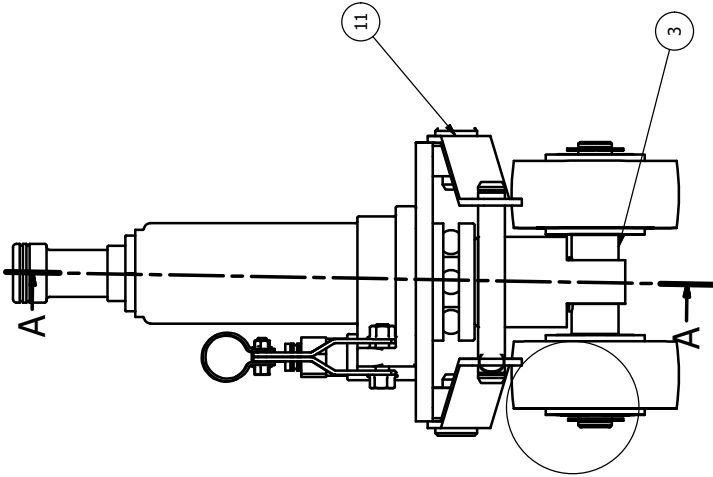


28	Passador - 10 x 55	1	Acero	ISO 2341
27	Arandela	1	Acero, suave	DIN 433
26	Canchamo - M10	1	Acero, suave	
25	Tuerca hexagonales	3	Acero inoxidable, 440C	ISO 4032
24	Perno - M10 x 30	2	Acero	ISO 4017
23	Tapa Superior	1	Acero ASTM A36	516
22	Passador - 10 x 35	1	Acero	ISO 2341
21	Passador - 10 x 40	1	Acero	ISO 2341
20	Soporte polea 2	3	Acero ASTM A36	515
19	Tuerca hexagonal - M8	12	Acero inoxidable, 440C	ISO 4032
18	Perno - M8 x 16	12	Acero inoxidable, 440C	ISO 4017
17	Tuerca hexagonal - M6	16	Acero inoxidable, 440C	ISO 4032
16	Perno Allen- M6 x 60	16	Acero, suave	DIN 912
15	Boch	3	Bronce, fundido	514
14	Polea	3	Aluminio 6061-AHC	507
13	Guia posterior de carro	2	Nylon	504
12	Guia frontal de carro	2	Nylon	503
11	Carro Elevador	1	Acero ASTM A36	502
10	Guia posterior de corredera	2	Nylon	513
9	Guia frontal de corredera sup	2	Nylon	512
8	Guia posterior de corredera inf	2	Nylon	510
7	Guia frontal de corredera inf	2	Nylon	509
6	Soporte polea der	1	Acero ASTM A36	506
5	Soporte polea izq	1	Acero ASTM A36	505
4	Corredera superior	1	Acero ASTM A36	511
3	Corredera inferior	1	Acero ASTM A36	508
2	Columna elevadora	1	Acero ASTM A36	501
1	ZONA DENOMINACIÓN	Cant.	MATERIAL	NOTAS
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA				DIB. Ricardo Alluisa
E.P.N.				DES. Ricardo Alluisa
SISTEMA DE ELEVACIÓN				REV. Ing. Ricardo Soto
EPN.ME.005				ESCALA 1:6
29/11/2018				FECHA

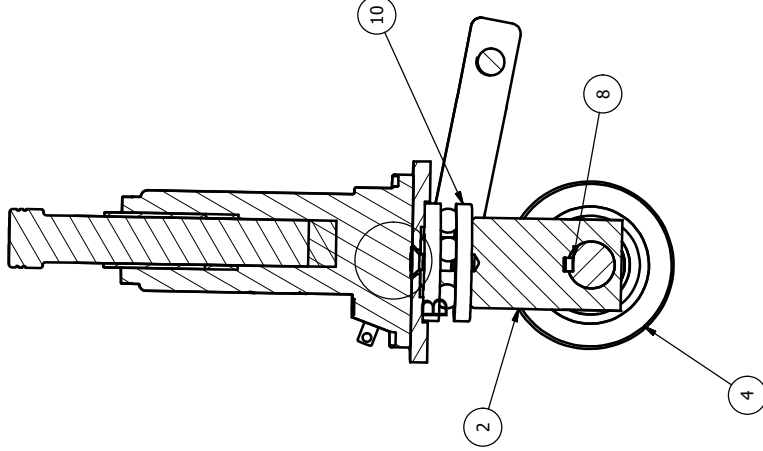
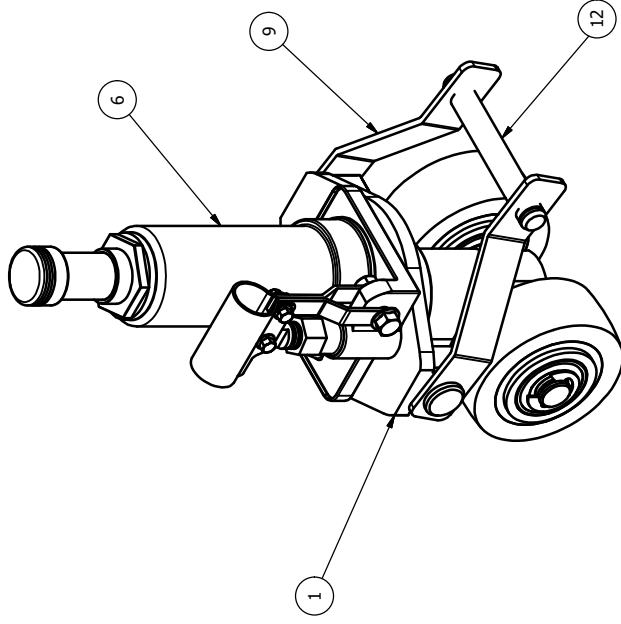


20	Pin	2	Acero ASTM A36	-401		10 x 40	
19	Pasador	1	Acero	ISO 2341		M8	
18	Tuerca hexagonal	4	Acero inoxidable, 440C	ISO 4032		M8	
17	Perno hexagonal	4	Acero inoxidable, 440C	ISO 4017		M10	
16	Perno hexagonal	8	Acero inoxidable, 440C	ISO 4017		M10	
15	Tuerca hexagonal	8	Acero inoxidable, 440C	ISO 4032		10,5	
14	Arandela	16	Acero, suave	DIN 433		10,5	
13	Nervadura	2	Acero ASTM A36	-302		24 x 100	
12	Pasador	2	Acero	ISO 2341			
11	Rueda	2	Ni60	Alex 4-1307			
10	Bocn	1	Bronce, fundido	514			
9	Polea	1	Aluminio 6061-AHC	.507			
8	Mando	1	Acero ASTM A36	.606			
7	Soporte de cabrestante	1	Acero ASTM A36	.605			
6	Soporte polea izq.	1	Acero ASTM A36	.506			
5	Soporte polea der.	1	Acero ASTM A36	.505			
4	Soporte Superior	1	Acero ASTM A36	.604			
3	Columna Principal	1	Acero ASTM A36	.603			
2	Placa Base	1	Acero ASTM A36	.602			
1	Base Estructura	1	Acero ASTM A36	.601			
No	ZONA		DENOMINACIÓN	CTD	MATERIAL	NOTAS	
						No Norma/Plano	
E.P.N			FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA			DIB. Ricardo Alluisa	ESCALA 1:8
						DES. Ricardo Alluisa	FECHA 28/11/2018
						REV. Ing. Ricardo Soto	
			ESTRUCTURA PRINCIPAL			EPN.ME.006	

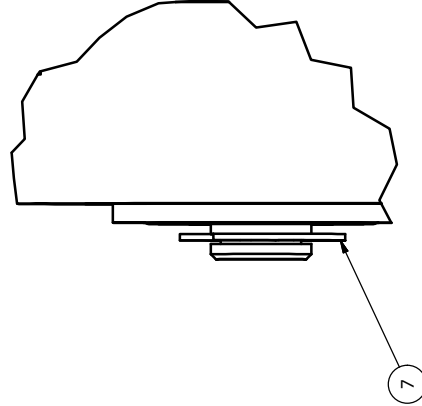
Corte A-A
Escala 1 : 3



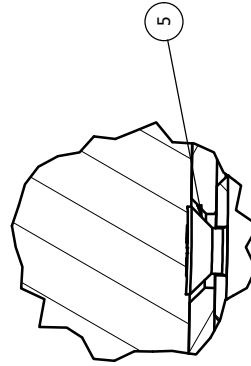
Vista Isométrica
Escala 1 : 3



DETALLE C
Escala 1 : 1



DETALLE B
Escala 1 : 1



12	Pasador Freno	1	Acero AISI 1018	.705		
11	Pasador 16 x 32	2	Acero	ISO 2341		
10	Rodamiento axial de bolas	1	Acero, suave	FAG 51406		
9	Brazo de Freno	2	Acero ASTM A36	.704		
8	Chaveta 8 x 5 x 32	1	Acero, suave	ISO 2491		
7	Anillo de retención 7/8	2	Acero, suave	ASME B18.27.1		
6	Gato Hidráulico	1		2 Tn		
5	Tornillo para maquinaria M10 x 25	1	Acero, suave	AS 1427		
4	Rueda	2	Nílon 6		Diametro 100, ancho 40	
3	Eje Inferior	1	Acero AISI 1045	.701		
2	Eje Superior	1	Acero AISI 1045	.702		
1	SopORTE	1	Acero ASTM A36	.703		
No	ZONA	DENOMINACIÓN	Cant	MATERIAL	No Normal/Plano	NOTAS
E.P.N			FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA			DIB. Ricardo Aluiza
						DIS. Ricardo Aluiza
						REV. Ing. Ricardo Soto
						ESCALA 1:6
						FECHA 28/11/2018
						EPN.ME.007
						SISTEMA DE FRENO