



Diseño e implementación de un prototipo de plataforma tipo tijera para el monte y desmonte de cajas de velocidades de cambio para vehículos de 500 kilogramos.

José Andrés Vargas Londoño

Código 20451517836

Fabián Alejandro Reyes Naranjo

Código 20451319463

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Neiva, Colombia

Año, 2021

Diseño e implementación de un prototipo de plataforma tipo tijera para el monte y desmonte de cajas de velocidades de cambio para vehículos de 500 kilogramos.

**José Andrés Vargas Londoño
Fabián Alejandro Reyes Naranjo**

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director (a):

PhD. Karel Joel Arencibia

Línea de Investigación:

Resistencia de materiales

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Neiva, Colombia

Año, 2021

NOTA DE ACEPTACIÓN

El trabajo de grado titulado

_____.

Cumple con los requisitos para optar

Al título de _____.

Firma del Tutor

Firma Jurado

Firma Jurado

Neiva, Día noviembre 2021.

(Dedicatoria)

*“Los hombres geniales empiezan grandes
obras, los hombres trabajadores las terminan”*

Leonardo da Vinci

Agradecimientos

Quiero agradecer a Dios por permitirle a mis padres darme todo el apoyo para lograr terminar y culminar mi carrera, de igual forma a los docentes que estuvieron brindándome todo el conocimiento y consejos para ser un profesional.

Andrés Vargas.

Agradezco al Dios que lo ha dado todo para brindarme fortaleza que con ayuda de mis padres y docentes han dado todo para formarme como persona, de igual forma resaltar el valor que ha realizado mi Padre por enseñarme todo en el mundo de la Metalmecánica, ya que con ayuda de él me ha dado apoyo para enfocarme como Ingeniero Mecánico.

Fabian Reyes.

Contenido

	Pág.
Resumen	18
Abstract	19
Introducción	20
Antecedentes	21
Planteamiento del problema	23
Objetivo.....	25
Objetivos específicos.....	25
Justificación.....	26
1. Capítulo I. Marco teórico	27
1.1 Estudio y caracterización de los elevadores de carga	27
1.2 Base teórica	37
1.2.1 Determinación de la clase de carga.....	37
1.2.2 Aplicación de teorías de esfuerzo flexionante máximo	38
1.2.3 Teoría para deflexión en vigas.....	39
1.2.4 Factor de seguridad	40
1.3 Estado del arte	41
1.3.1 Hidrodinámica aplicada para elevar una carga.	41
1.3.2 Estabilidad en diseños tipo plegable.	43
1.3.3 Metodologías empleadas para el manejo de cargas	46
1.3.4 Seguridad	50
2. Capítulo II. Diseño metodológico	52
2.1 Etapa 1 - Tipo de diseño metodológico.....	52
2.2 Etapa 2 - Criterios para definir el prototipo de la plataforma	53
2.2.1 Alternativas de modelos para el diseño del prototipo de la plataforma.....	55
2.2.2 Selección de alternativa según los modelos planteado para el diseño	59
2.3 Etapa 3 - Cálculo de las piezas críticas que componen el diseño	61
2.4 Análisis estático para la plataforma	62
2.4.1 Análisis estático para soporte de plataforma	62
2.4.2 Selección de material para soporte de plataforma	64
2.4.3 Análisis estático para el riel soporte de esqueleto	69
2.4.4 Selección de material para riel soporte de plataforma	70
2.4.5 Análisis estático para las tijeras – Brazo con apoyo.....	76
2.4.6 Selección de material para las tijeras	77
2.4.7 Selección de material para pines.....	83
2.4.8 Análisis estático sobre el eje	87
2.4.9 Selección de material para el eje	88
3. Capítulo III. Resultados y análisis de resultados	91

3.1	Cumplimiento al primer objetivo	91
3.2	Cumplimiento al segundo objetivo	92
3.2.1	Simulación de soporte para plataforma	93
3.2.2	Simulación de riel soporte de plataforma	94
3.2.3	Simulación en brazo de tijera.....	95
3.2.4	Simulación para el pin principal de 120mm	96
3.2.5	Simulación sobre eje principal.....	97
3.3	Cumplimiento al tercer objetivo.....	98
3.3.1	Generación de planos de diseño.....	99
3.3.2	Compra de materiales según planos de diseño	99
3.3.3	Construcción de prototipo según planos de diseño.....	101
4.	Capítulo IV. Conclusiones	106
4.1	Recomendaciones.....	106
5.	Referencias Bibliográficas	107
6.	Anexos de cálculo de modelo tres.....	111
6.1	Modelo tres.....	111
7.	Anexos Fotográficos	118
7.1	Evidencia de fotografías.....	118
8.	Anexos de planos.....	120
8.1	Plano uno - Base de rieles	120
8.2	Plano dos – Cubierta	121
8.3	Plano tres – Pines y ejes	122
8.4	Plano cuatro – Riel izquierdo	123
8.5	Plano cinco – Tijera eslabón con apoyo.....	124
8.6	Plano seis – Eslabón sin apoyo	125

Lista de figuras

	Pág.
Figura 1- 1: <i>Diseño: Tesis uno.</i>	27
Figura 1- 2: <i>Diseño: tesis dos.</i>	29
Figura 1- 3: <i>Diseño tesis tres.</i>	30
Figura 1- 4: <i>Diseño tesis cuatro.</i>	32
Figura 1- 5: <i>Diseño tesis cinco.</i>	33
Figura 1- 6 : <i>Diseño tesis seis.</i>	34
Figura 1- 7: <i>Diseño tesis siete.</i>	35
Figura 1- 8: <i>Diseño tesis ocho.</i>	36
Figura 1- 9: <i>Acople de tijera con refuerzos.</i>	44
Figura 1- 10: <i>Modelos sin refuerzo (A), con refuerzos (C y D).</i>	44
Figura 1- 11: <i>Cuerpo sin estabilidad.</i>	45
Figura 1- 12: <i>Cuerpo con estabilidad.</i>	46
Figura 1- 14: <i>Elevador de carga para 1000 Kg.</i>	47
Figura 1- 15: <i>Diagrama estático modelo de diseño dos.</i>	49
Figura 2- 1: <i>Parámetros de diseño.</i>	53
Figura 2- 2: <i>Alternativa modelo 1.</i>	55
Figura 2- 3: <i>Alternativa modelo 2.</i>	57
Figura 2- 4: <i>Alternativa modelo 3.</i>	58
Figura 2- 5: <i>Modelado CAD del modelo 2.</i>	60
Figura 2- 6: <i>Modelo 3. Alternativa de diseño.</i>	60
Figura 2- 7: <i>Soporte de esqueleto.</i>	62

Figura 2- 8: <i>Análisis estático en soporte.</i>	62
Figura 2- 9: <i>Análisis estático para un tramo.</i>	63
Figura 2- 10: <i>Análisis en el punto C.</i>	64
Figura 2- 11: <i>Esquema y ubicación de los brazos y soportes sobre el riel.</i>	69
Figura 2- 12: <i>Diagrama estático sobre riel.</i>	70
Figura 2- 13: <i>Diagrama de fuerzas cortantes y flectores- soporte.</i>	71
Figura 2- 14: <i>Análisis por rigidez en riel.</i>	74
Figura 2- 15: <i>Diagrama de tijeras.</i>	76
Figura 2- 16: <i>Análisis estático para brazo con apoyo.</i>	76
Figura 2- 17: <i>Análisis en el punto D.</i>	77
Figura 2- 18: <i>Análisis estático en el punto O.</i>	82
Figura 2- 19: <i>Diagrama de eje para rodachines.</i>	83
Figura 2- 20: <i>Diagrama para eje.</i>	87
Figura 2- 21: <i>Diagrama para fuerzas cortantes y flectores en el eje.</i>	89
Figura 3- 1: <i>Simulación por pendiente máxima – soporte de esqueleto.</i>	93
Figura 3- 2: <i>Simulación por pendiente máxima – soporte de esqueleto.</i>	94
Figura 3- 3: <i>Esfuerzo máximo, por flexión.</i>	95
Figura 3- 4: <i>Esfuerzo máximo por flexión en brazo de tijera.</i>	96
Figura 3- 5: <i>Esfuerzo máximo por flexión en pin.</i>	97
Figura 3- 6: <i>Deformación máxima en el eje por flexión.</i>	98
Figura 3- 7: <i>Elementos que componen el prototipo del proyecto.</i>	102
Figura 3- 8: <i>Medidas según los parámetros de diseño.</i>	102
Figura 3- 9: <i>Construcción del prototipo de la plataforma tipo tijera.</i>	103

Figura 3- 10: <i>Prueba de caja de cambios sobre plataforma.</i>	104
Figura 3- 11: <i>Prueba de la altura máxima de la plataforma.</i>	104
Figura 3- 12: <i>Elevación de plataforma.</i>	105
Figura 3- 13: <i>Plataforma en descenso.</i>	105
Figura 6- 1: <i>Diagrama estático Modelo 3.</i>	111
Figura 6- 2: <i>Nodo A.</i>	112
Figura 6- 3: <i>Nodo F.</i>	113
Figura 6- 4: <i>Nodo B.</i>	114
Figura 6- 5: <i>Nodo G.</i>	114
Figura 6- 6: <i>Nodo H.</i>	115
Figura 6- 7: <i>Nodo E.</i>	116
Figura 6- 8: <i>Nodo D.</i>	117
Figura 7- 1: <i>Evidencias de corte para los rieles.</i>	118
Figura 7- 2: <i>Evidencias de perforación de brazos de las tijeras</i>	118
Figura 7- 3: <i>Evidencia de postura de plataforma sobre estructura.</i>	119

Lista de tablas

	Pág.
Tabla 1- 1: Esfuerzo por flexión máxima.	39
Tabla 1- 2: Deflexión por flexión.	40
Tabla 1- 3: Criterios para esfuerzo de diseño.	41
Tabla 2- 1: Parámetros de diseños.....	54
Tabla 2- 2: Selección de modelo por matriz de Pugh.	59
Tabla 2- 3: Fórmula de rigidez.	65
Tabla 2- 4: Aleaciones férrreas.	66
Tabla 2- 5: Simbología de inercia.	66
Tabla 2- 6: Inercia para barra cuadrada.	67
Tabla 2- 7: Esfuerzo de diseño.....	71
Tabla 2- 8: Propiedades de materiales estructurales.	72
Tabla 2- 9: Propiedades de ángulos de acero.....	73
Tabla 2- 10: Ecuaciones para vigas.....	74
Tabla 2- 11: Resistencia de materiales límite de fluencia mínimo.	79
Tabla 2- 12: Esfuerzo de diseño.....	80
Tabla 2- 13: Inercia para un círculo.	84
Tabla 2- 14: Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería.....	85
Tabla 2- 15: Fórmulas de deflexión.	88
Tabla 3- 1: Listado de materiales.....	99

Tabla 3- 2: Número de elementos del prototipo para el proyecto.	101
Tabla 7- 1 Simbología de variables del modelo tres.....	111

Lista de Símbolos y Abreviaturas

Abreviaturas

CSCI	Estructura con acoplamiento tipo tijera
DCL	Diagrama de cuerpo libre
DWT Model	Estructura con doble cercha
ETSEIB	Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de Barcelona

Simbología

E	Módulo elástico
I	Momento de inercia
L	Longitud
m	Masa
M	Momento
P	Carga
<i>Y</i>max	Deflexión por flexión.
s	Módulo de sección.
∅	Ángulo
<i>σ</i>max	Esfuerzo

Resumen

En la ciudad de Neiva, Huila, la empresa Autoservices carece de un dispositivo móvil para prestar servicios de reparación y mantenimiento dentro del taller y en campo abierto, por lo tanto, está limitado a usar las herramientas existentes de la empresa. Partiendo del problema anterior, en el presente trabajo de grado, se abordó las etapas de diseño y construcción de un prototipo de plataforma tipo tijera para el monte y desmonte de cajas de velocidad para vehículos de hasta 500 kg.

La metodología por fases permite en primer lugar, realizar el estudio y caracterización de los elevadores de carga a partir de la revisión de ocho tesis de trabajo de grado. Posteriormente se realizó los cálculos y el análisis por simulación por medio del software SolidWorks y finalmente se construyó un prototipo que permite elevar una carga de hasta 500 kg a una altura máxima de 750 mm.

Palabras clave: Plataforma, tijeras, elevador de carga, montaje y desmonte.

Abstract

In the city of Neiva, Huila, the company Autoservices lacks a mobile device to provide repair and maintenance services within the workshop and in the open field, therefore, it is limited to use the existing tools of the company. Based on the above problem, this degree work addressed the stages of design and construction of a prototype of a scissor-type platform for the mounting and dismounting of gearboxes for vehicles up to 500 kg.

The methodology by phases allows firstly, to carry out the study and characterization of the load lifts from the review of eight theses of degree work. Subsequently, calculations and simulation analysis were carried out using SolidWorks software and finally a prototype was built to lift a load of up to 500 kg at a maximum height of 750 mm.

Keywords: Platform, scissors, load elevator, assembly and disassembly.

Introducción

En el siguiente epígrafe se describe los antecedentes que existen sobre la problemática actual en el desmontaje y montaje de la caja de cambios, planteamiento del problema, los objetivos planteados de la investigación, justificación, alcances y limitantes del proyecto.

Se explicó en un primer capítulo teorías para tener en cuenta en el diseño; investigaciones desde el año 2009 hasta el año 2019 sobre diseños realizados en tesis de grado, en el cual se observó características como lo son: Tamaño, carga, sistema de accionamiento y novedad. Estas características; se usaron con el fin de conocer que aportes de los autores en las ocho tesis se pueden utilizar para el diseño de un prototipo de plataforma tipo tijera.

Para el desarrollo del capítulo sobre el diseño metodológico, se empleó un diseño transeccional exploratorio, de donde se quiere conocer un conjunto de variables bajo una situación específica, basados en una población de trece trabajadores de la empresa Autoservices, y una muestra de seis técnicos.

Ya contemplado un diseño metodológico, surge un capítulo en el cual por medio del análisis y resultados se abordó los cálculos pertinentes para las piezas críticas que conforman el prototipo de la plataforma tipo tijera. Además, se usó los resultados de cada cálculo para luego ser analizados en el software de simulación SolidWorks con el fin de evaluar si los materiales seleccionados no llegarían a fallar y provocar alguna alteración sobre la máquina, que posterior a ello puede causar un accidente para el técnico.

Como resultado final de la construcción del prototipo de la plataforma tipo tijera, se llevó a cabo la prueba de posicionar una caja de cambios de un vehículo tipo pesado sobre la plataforma, en donde se revisó que todo el prototipo trabajó sin ninguna alteración desde el momento que desciende y se eleva con la carga.

Antecedentes

En la ciudad de Neiva, existe un elevado número de vehículos pesados que con regularidad deben realizar su mantenimiento y reparación. La casi totalidad de los mismos requieren del servicio de desmontaje y montaje de la caja de cambio. Infelizmente el taller Autoservices por la carencia de una plataforma elevadora que permita realizar la actividad con seguridad, en tiempo adecuado y fiabilidad se vio afectada.

Por otra parte, la realización de este importante servicio presentó elevados costos si dicha actividad se realizó en concesionarios especializados, en donde se debe pagar en un centro de marca, valor se encuentra alrededor de (150.000 por hora); resultando costoso para los clientes, sin embargo, algunos clientes optan por el taller como el de Autoservices donde el precio del servicio es de 80.000 por hora. Otros concesionarios existentes como Centro Diésel y Reindustrias, prestan el servicio con un valor de mano de obra de 75 000 y 85 000 pesos la hora.

A nivel internacional empresas y/o concesionarios como los Arizona, Denver, Norwich, los Ángeles, poseen servicios técnicos avanzados para este tipo de tecnología, pero muy costosa. En Arizona por medio de la empresa Fulbay; se utiliza primero un diagnóstico por escáner y luego se promedió el tiempo que, en esta área, puede ser de 3 a 6 horas como máximo a un valor de 95 dólares la hora de servicio técnico, en peso colombiano este valor

por hora es de 366.390,30 pesos. Ya con las partes a cambiar el promedio de la reparación puede salir a un costo de 4000 dólares.(Fullbay, 2021).

En Denver Colorado, según lo establecido por la Empresa Advanced transmisión, el tiempo reglamentado para un técnico en desmontar y montar una caja de cambios está en un máximo de 20 horas, en tiempos laborales de es de 2 días y medio. Ya que en este tiempo se desmonta, inspecciona y reconstruye. Se maneja a un valor de 90 dólares la hora en peso colombiano es de 347. 106,60 pesos. (Advanced Transmission, 2019).

En Norwich del Reino Unido, la Empresa BreakerLink, el rango de trabajo para un desmontaje de la caja de cambios, reparación y montaje se debe emplear 8 horas, en donde se debe contar con los repuestos y herramientas pertinentes para la labor y no extender la actividad, el costo promedio por hora está en 105 libras esterlinas, en comparación al peso colombiano se está hablando de 555.746,51 por hora de trabajo.(Smith, 2015).

En los Ángeles de Estados Unidos, la empresa Toyota tiene una apreciación diferente ya que manejó costos elevados para el desmontaje de la caja de cambios; en donde cobra un valor máximo de 3400 dólares, y por mano de obra un valor de 500 dólares, relacionado este valor a un total por día sale en 487,5 dólares.(Toyota, 2018). En pesos colombianos el valor esta por hora en 1.883.716,00.

Todas las actividades referidas con anterioridad se desarrollan en concesionarios donde existe tecnología de punta, que a su vez es altamente costosa. Es indudable la calidad y seguridad que brindan este tipo de tecnología, sin embargo, también es evidente que no todos los clientes pueden tener acceso a las misma.

Es importante señalar la diferencia existente entre las diferentes empresas a nivel internacional en cuanto, tecnología, tiempo del servicio y el costo del mismo.

Es significativo también agregar que la mayoría de estas empresas cuentan con equipos, dispositivos y herramientas como elevadores de columna, puente grúa, y elevadores de plataformas.

En el Huila, específicamente en Neiva aún no se poseen estos recursos de tecnología de punta y durante años este tipo de actividad se realizó por medio de herramientas y dispositivos manuales improvisados poniendo en riesgo no solo la vida del personal mecánico sino de la seguridad y calidad del servicio, así como el tiempo para desarrollar la actividad se encontró por encima de los valores existentes y reconocidos a nivel nacional e internacional que es de 8 horas como máximo, a ello se debe agregar que las tecnologías presentadas tienen la limitante de solo poder prestar el servicio en las propias instalaciones, es decir, en los talleres. Es necesario acotar también que a corto o mediano plazo estas tecnologías no serán instaladas en el departamento, por lo tanto, debido al elevado nivel de rotura de estos equipos, la necesidad de cumplir adecuadamente los diferentes tipos de mantenimiento y reparación urge encontrar una solución, siendo estos elementos el problema de investigación declarados por los autores de este trabajo integral de grado.

Teniendo en cuenta estos elementos, los autores del TIG se presentó el siguiente planteamiento del problema.

Planteamiento del problema

La empresa Autoservices, actualmente se dedicó al servicio automotriz para diferentes marcas en el campo de vehículo tipo pesado. Los vehículos que se revisaron con mayor frecuencia y son la base de estudio son: WorkStar, tractomulas T800, kenworth T680, kenworth T800, kenworth T880, compactador T370, compactador T460, Minimula.

Para la empresa Autoservices y su gran éxito en cuanto al servicio, se debe cumplir con los tiempos pactados con sus clientes y brindar un precio asequible de acuerdo al mantenimiento prestado. Para lograr esta actividad se debe emplear un carro taller para disponer al servicio, en algunas ocasiones cuando se presentó el desmonte de caja de cambio; se creó complejidad para emplear el equipo que se dispone, creando sobre la empresa una desventaja frente a otros talleres; por la falta de herramientas prácticas y que se ajusten al tipo de trabajo requerido en el desmonte de la caja de cambio.

Debido a esta urgencia para la empresa, se creó una problemática para los técnicos, debido a no contar con un equipo que remplace las preferencias actuales para dar solución como lo son diferenciales, elevadores tipo columna o maderos con fin de elevar el vehículo y acceder desde la parte inferior a la caja de cambio. En ocasiones se usó la grúa tipo H que deben emplearse desmontando sillas, palancas de cambios y otros accesorios para lograr llegar a la caja de cambios desde la parte superior del habitáculo.

Al no contar con una herramienta para el monte y desmonte de la caja de cambios, se creó un aumento en las horas de servicios y esto perjudica al cliente. Por lo tanto, se decide dar como solución para la empresa Autoservices; diseñar y construir un prototipo de plataforma tipo tijera. Brindando esta solución; la población que se benefició por el desarrollo del prototipo son los técnicos del área de mantenimiento y reparación en motores Diesel.

Al encontrar este tipo de necesidad para la empresa se resaltó la importancia en los siguientes aspectos:

Área técnica: El prototipo se empleó como una herramienta para brindar estabilidad, elevar y desmontar la caja de cambios.

Socioeconómico: El prototipo disminuye el tiempo empleado para maniobrar la caja de cambios hasta ubicar el sitio del mantenimiento. Por otra se disminuye costos por la logística que se asume al improvisar elementos para desmontar la caja de cambios.

Ambientales: El uso de este prototipo ayudó a evitar vertimiento de aceites o líquidos que contenga la caja de cambio.

Administrativos: Se evitó gastos por la logística de herramientas para el traslado al sitio de trabajo. Evitó que se hagan daños externos cuando se desmontó la caja de cambios desde la parte superior, así se evitó daños que tiene que asumir la empresa.

Gestión operacional. El prototipo mejoró el servicio debido a su portabilidad y fácil forma de trasladarse debido a que es plegable, y cuenta con ruedas para desplazar cargas.

Teniendo en cuenta estos elementos, los autores del TIG se presentó el siguiente objetivo general y específico.

Objetivo

Diseñar y construir un prototipo de plataforma tipo tijera para el monte y desmonte de cajas de velocidades para vehículos de hasta 500 Kilogramos.

Objetivos específicos

- Estudiar y caracterizar los elevadores de carga principalmente que existen en la industria mecánica para el desarrollo del mantenimiento y reparación.
- Realizar los cálculos y el diseño de la plataforma por medio del software de diseño SolidWorks.

- Construir un prototipo de plataforma de tijera para elevar una carga de hasta 500 kg a una altura máxima de 750 mm.

Justificación

La empresa Autoservices- Neiva, actualmente desarrolló los procesos de mantenimiento y reparación de las cajas de velocidades de los vehículos pesados o de carga, con herramientas, dispositivos y equipos rudimentarios, comprometiendo, la fiabilidad y vida útil de los equipos, así mismo existe un incremento de las insatisfacciones de los clientes por la demora y calidad del servicio que obligan a que se encuentre una solución.

Es por ello, que se pretende, con el presente trabajo de grado el diseño y construcción de un prototipo de plataforma elevadora tipo tijera que permita elevar y soportar cargas hasta 500 kg para desarrollar de manera adecuada los distintos tipos de mantenimiento que allí se desarrollan. En la ciudad de Neiva no se contó actualmente con este tipo de herramientas en el concesionario.

1. Capítulo I. Marco teórico

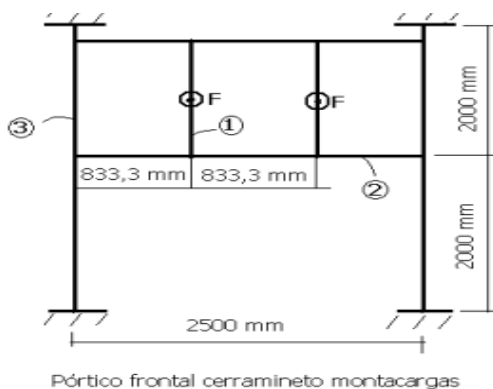
En el presente epígrafe se revisó conceptos para comprender en cuanto el estudio y caracterización de los elevadores de carga, algunas bases teóricas para el desarrollo del proyecto y el estado del arte.

1.1 Estudio y caracterización de los elevadores de carga

TESIS 1. Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000 kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén.

En el año 2017, en la Universidad Politécnica de Cartagena, los investigadores Ruiz Juan y Rodríguez Miguel realizaron un diseño; que consiste en un bastidor que se acopló a cuatro vigas verticales. Sobre la plataforma, se montó unos elementos llamados transpaletas que poseen una carga sobre sí mismas y estas deben desplazarse a otro piso el cual está a una altura de 4000 mm, Figura 1- 1. Para el sistema de elevación se usó un motor trifásico de 5,5 kW. (Ruiz, 2013, p. 140)

Figura 1- 1: *Diseño: Tesis uno.*



Fuente: Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000 kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén (Ruiz, 2013, p. 140).

Carga de trabajo: se consideró la carga de la plataforma 3000 Kg más 700 kg del peso del transpaleta con su respectiva carga. (Ruiz, 2013, p. 14).

Tamaño: El diseño de la plataforma, tiene un tamaño de 4000 mm de alto, 2500 mm de ancho y 2500 mm de largo.(Ruiz, 2013, p. 78)

Sistema de accionamiento: El sistema de accionamiento se realizó por medio de una central hidráulica, que consistió en una bomba de engranajes de 1,2 a 26 cc/Rev, motor eléctrico de 15 kW trifásico, y para evitar riesgos, una válvula limitadora de flujo y bloqueo contra roturas de tuberías de 180 bares.(Ruiz, 2013, p. 140) .

Novedad de diseño: Es un diseño de un montacarga industrial que implementó dos tijeras, cada tijera se constituye de dos pares conectadas. En cada uno de los extremos de la plataforma se accionó por un sistema hidráulico que se acopló a las tijeras y se elevó al mismo tiempo.(Ruiz, 2013, p. 9). A pesar de lo interesante, constituyó una limitante del diseño realizado, al encontrarse anclado al piso inferior, lo que no permitió desplazamientos dentro del taller y en zonas exteriores.

TESIS 2: Diseño y construcción de un elevador móvil electrohidráulico tipo tijera con capacidad de carga de 500 Kg para el mantenimiento de maquinaria.

En el año 2016, en la Universidad Politécnica Salesiana, se diseñó por parte de los investigadores José Luis García rueda y Carlos Andrés Almeida una máquina que consiste en un elevador móvil electrohidráulico tipo tijera el cual permite subir al personal de

mantenimiento y su equipo de trabajo a una altura de 2000 mm; según la Figura 1-2. El mecanismo de accionamiento consiste en un cilindro hidráulico que trabaja en conjunto con la mini central eléctrica. (Almeida, 2016, p. 14).

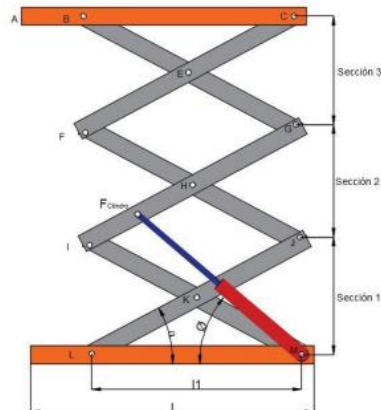
Carga de trabajo: La carga promedio considerada en el diseño fue el peso de dos personas y de las herramientas de trabajo para un total de 500 Kg.

Tamaño: El diseño tiene un tamaño de 2000 mm de altura máxima, largo 1600 mm y 600 mm de ancho.

Sistema de accionamiento: El sistema hidráulico, se realizó por unas bombas de engranaje que su caudal se encuentra entre 1 L/min y 19 L/min. Su potencia oscila entre 1.5 kW y los 8.1 kW.(Almeida, 2016, p. 14).

Novedad de diseño: El elevador se opera por medio de una mini central eléctrica, el cual permite regular la velocidad de los tres pares de tijeras.

Figura 1- 2: *Diseño: tesis dos.*



Fuente: Diseño y construcción de un elevador. (Almeida, 2016, p. 36).

El diseño que se realizó por los autores es significativo, e incorporó un sistema eléctrico para accionar el motor hidráulico, pero limitó su utilización en área exteriores donde no existe el fluido eléctrico.

TESIS 3: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículo.

En el año 2017, en la universidad de Almería, por parte de la investigadora Sandra Torres Martínez se diseñó un elevador que consistió en tres pares de tijeras acopladas entre sí, en el cual se ubicó vehículos de tamaño mediano y pequeño sobre la plataforma para realizar los diferentes tipos de mantenimiento Figura 1-3. El diseño consta de dos plataformas activadas por un grupo hidráulico con un motor de 15 kW. (Torres, 2019, p. 29).

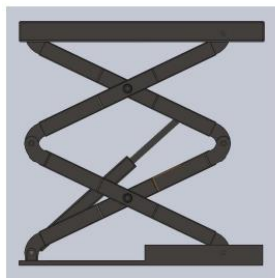
Carga: El valor de carga va en función del peso máximo de un vehículo que puede alcanzar hasta los 3.500 kg.

Tamaño: El diseño tiene definido como altura máxima 2000 mm, 1500 mm de largo y de ancho 600 mm.

Sistema de accionamiento: El sistema de accionamiento lo constituyó un sistema neumático que soportó esfuerzos sometidos a un ángulo de hasta $37,12^\circ$. (Torres, 2019, p. 29).

Novedad de diseño: Es un proyecto que constó de dos elevadores que trabajan en conjunto para ubicar sobre ellos el vehículo, cada elevador llevó un sistema hidráulico que opera a 200 bar para superar la carga hasta 373 000 N.

Figura 1- 3: *Diseño tesis tres.*



Fuente: Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículo. (Torres, 2019, p. 26).

El diseño propuesto por la investigadora Sandra Torres Figura 1-3, es de tipo fijo, debido a que se debe garantizar estabilidad para desplazar una carga de hasta 3500 Kg. Por otra parte, se requirió de un sistema eléctrico para activar el motor y un grupo hidráulico del sistema. Estos aportes constituyen limitantes, ya que se consideró para el diseño de la propuesta del prototipo; que el mismo pueda desplazarse; tanto en un área interna de la empresa como a campo abierto y no precise de energía eléctrica para su funcionamiento.

TESIS 4: Diseño de una plataforma elevadora de tijera generación de su prototipo virtual y simulación mecánica.

En el año 2015, en la universidad politécnica de Valencia, por parte del investigador Miguel Maldonado Anrubia se diseñó una plataforma móvil para elevar personas y estas puedan realizar mantenimientos a una determinada altura, el diseño se accionó por un sistema hidráulico, un sistema neumático y un sistema mecánico según la Figura 1-4. (Maldonado, 2015, p. 29).

Carga: El peso total del grupo para mantenimiento no debe superar una carga de 1.530 kg.

Tamaño: El diseño consta de las siguientes medidas: 760 mm de ancho, 1785 mm de largo y una altura máxima de 5400 mm.

Sistema de accionamiento: Para accionar el elevador se debe activar un sistema hidráulico, un sistema neumático y un sistema mecánico.(Maldonado, 2015, p. 29).

Novedad de diseño: El diseño se enfocó en simular la resistencia de los materiales que se utilizó para garantizar que las piezas que componen el elevador no fallen. Presentó

como novedad además un módulo electrónico independiente para controlar el funcionamiento del sistema neumático.

Figura 1- 4: *Diseño tesis cuatro.*



Fuente: Diseño de una plataforma elevadora de tijera generación de su prototipo virtual y simulación mecánica. (Maldonado, 2015, p. 34)

El diseño que se presentó, tiene como principal limitante que la plataforma no desciende totalmente, lo que limitó el área de acción para el desmontaje y montaje de las cajas de velocidad y del mecanismo de activación. Figura 1-4.

TESIS 5: Estudio y diseño de un gato hidráulico con accionamiento rotatorio.

En el año 2018, en la Universidad Politécnica de Catalunya, por parte del investigador Hamid Afkir, se desarrolló un estudio sobre el sistema de accionamiento en el gato hidráulico, con el fin de mejorar sus componentes con la aplicación de un motor a 12 Voltios para activar la salida del pistón de la camisa del gato hidráulico según se observó en la Figura 1-5. (Afkir, 2018, p. 38).

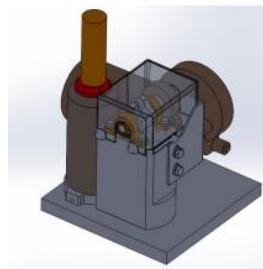
Tamaño: El diseño tiene un tamaño 160 mm de alto y diámetro de 140 mm, para una altura máxima de 395 mm.

Carga: El gato hidráulico de base soporta 2000 kg.

Sistema de accionamiento: Es un sistema de accionamiento rotativo por motor de 12 Voltios.(Afkir, 2018, p. 38).

Novedad de diseño: El diseño constó de un motor a 12 Voltios y un sistema de accionamiento por aplicativo móvil.

Figura 1- 5: *Diseño tesis cinco.*



Fuente: Estudio y diseño de un gato hidráulico con accionamiento rotatorio. (Afkir, 2018, p. 97)

Este modelo tiene un aporte muy importante, sin embargo, posee como limitante que la utilización de un motor de 12 voltios no garantizó el sostenimiento de una carga de 500 kg, que es la máxima requerida por el proyecto que se propone.

TESIS 6. Plataforma elevadora tipo tijera.

En el año 2014, en la UPC Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial de Barcelona (ETSEIB), el investigador Comasema, diseñó una mesa elevadora de vehículos. La misma permitió elevar de un punto a otro el vehículo con sus pasajeros. El diseño constó de una jaula que no permite salir la carga (personas) hasta que este llegue a la altura definida Figura 1-6.(Comasema, 2014, p. 7).

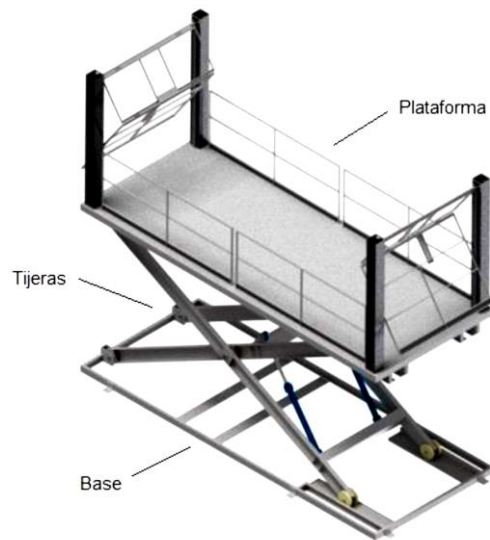
Carga: Las cargas son repartidas en la plataforma y pueden ser utilizadas por vehículos desde 1500 kg hasta 2500 kg .(Comasema, 2014, p. 23).

Tamaño: La plataforma es de 6500 mm de largo, 2630 mm de ancho y una altura de trabajo máxima de 2200 mm. (Comasema, 2014, p. 45).

Sistema de accionamiento: Utilizó un sistema electro-hidráulico. (Comasema, 2014, p. 17).

Novedad: La mayoría de sus controles son asistidos electrónicamente.

Figura 1- 6 :*Diseño tesis seis.*



Fuente. Plataforma elevadora tipo tijera.(Comasema, 2014, p. 46)

Como limitante la plataforma se ancló al suelo, lo que no permitió su desplazamiento, Figura 1-6, por otra parte; el sistema de accionamiento se acopló al brazo de tijera que desliza sobre el riel.

TESIS 7. Plataforma elevadora flexible para el mantenimiento del sistema del ala y motores de avión AIRBUS A380.

En el año 2009, la Universidad Católica de Catalunya, se diseñó por parte del investigador Lirio Martínez una plataforma que consiste en un chasis motorizado sobre el cual se montó un sistema de tijera que eleva la superficie de trabajo, ver Figura 1-7. Para

poder adaptarse a cada posición y variar la superficie, la plataforma montó un sistema de trece trampolines que se despliegan hasta hacer contacto con el avión. (Lirio, 2009, p. 1).

Tamaño: 5000 mm de largo, 4000 mm de alto, 1200 mm de ancho y una altura máxima de 5300 mm.

Carga: La plataforma debió soportar el peso de los operarios, de sus herramientas y de algunas piezas que requieran sustituir, por lo tanto, se consideró que no habrá más de 10 operarios el peso máximo de la plataforma no deberá ser inferior a las 20 toneladas. (Lirio, 2009, p. 15).

Sistema de accionamiento: Posee un grupo hidráulico con una presión máxima de 165 bar, cada sistema hidráulico incorporó un conmutador de final de carrera.

Novedad de diseño: Se basó en dos pares de tijeras ubicadas en los extremos de la plataforma, además las ruedas y la dirección de la plataforma utilizó un sistema hidráulico de doble vástago que activa una cremallera. Posee micro ruptores por si alguna de las piezas sufre alguna falla, en donde esta envió una señal para inmovilizar la plataforma.

Figura 1- 7: *Diseño tesis siete.*



Fuente. Plataforma elevadora flexible para el mantenimiento del sistema del ala y motores de avión AIRBUS A380.(Lirio, 2009, p. 11)

Por la robustez de la plataforma y las funciones específicas que cumple se utilizó específicamente en trabajos de tipo aeronáutico.

TESIS 8. Diseño de una plataforma portátil para elevación de tanques patrón 200 gal y 50 gal para el aforo carros cisterna.

En el año 2016, en la Universidad Distrital Francisco José de Caldas para el año 2016, por medio de los investigadores Grajales y Jiménez se diseñó una plataforma para elevar tanques con capacidad máxima de 200 galones con el fin de llevar los tanques sobre la superficie de los camión cisterna, ver Figura 1-8.(Grajales & Vargas, 2016, p. 15)

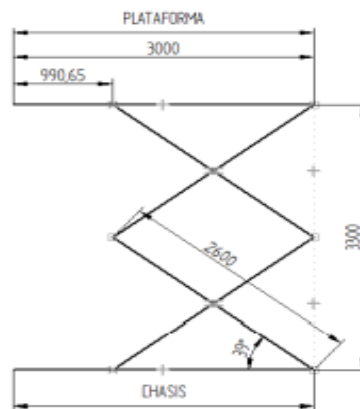
Carga: El peso que se usó es de 1320 kg.(Grajales & Vargas, 2016, p. 35).

Tamaño: 6000 mm de largo, 2600 mm de ancho y una altura de elevación de 4000 mm. (Grajales & Vargas, 2016, p. 35).

Sistema de accionamiento: Sistema hidráulico por motor de 8,4 Hp.(Grajales & Vargas, 2016, p. 84).

Novedad de diseño: El diseño tiene como novedad, el uso de frenos de inercia en cada una de las llantas con el fin de garantizar estabilidad debido a la carga de trabajo.

Figura 1- 8: *Diseño tesis ocho.*



Fuente: Diseño de una plataforma portátil para elevación de tanques patrón 200 gal y 50 gal para el aforo carros cisterna. (Grajales & Vargas, 2016, p. 62)

A pesar de que realizó con calidad sus funciones, utilizó energía eléctrica para que se active el sistema hidráulico.

Se puede apreciar en las diferentes tesis estudiadas los importantes aportes y funciones que cumplen en diferentes ramas de la ingeniería mecánica y la industria. Diferentes diseños, a partir de la utilización de diferentes funciones, cargas, tamaño, sistema de accionamiento, y novedad son mostradas.

1.2 Base teórica

Con el fin de conocer cómo se estructuró el proyecto se debe conocer previamente los siguientes conceptos teóricos.

1.2.1 *Determinación de la clase de carga*

Como existen diferente tipo de cargas en donde interactúa con la presencia movimiento o la ausencia del movimiento, las cargas definen la configuración general del sistema mecánico. Al conocer que el sistema pueda presentar cargas de tipo 1 (cargas estáticas), cargas tipo 2 (carga variable) o carga tipo 3 (Carga con movimiento), se definió el tipo de análisis que se debe presentar sobre la estructura, de donde se partió el análisis estático y diagramas de cuerpo libre con fin de conocer variables y luego una selección de materiales por la aplicación de teorías. (Norton, 2011, p. 5).

Para llevar a cabo la aplicación del tipo de carga, que en este caso es el tipo 1, se empleó dicha teoría en el anexo “7 Anexo. Análisis de las alternativas para el diseño final”

Diagrama de cuerpo libre: Para identificar las fuerzas y momentos potenciales de un sistema se requiere plasmar por medio de un dibujo el diagrama de cuerpo libre (DCL), en donde se conoce las reacciones de cada miembro y demostrar como las fuerzas y reacciones actúan sobre el cuerpo de estudio.

Para aplicar la teoría de cuerpo libre (DCL) en el proyecto, se lleva a cabo en análisis estático que este a su vez, para dar solución se debe emplear un diagrama de cuerpo libre sobre la pieza o conjunto de piezas que se quiere analizar y determinar por medio del análisis estático y diagrama de cuerpo libre el valor de cualquier reacción, además el diagrama de cuerpo libre permitió aplicar teorías de esfuerzo con la finalidad de conocer materiales y dimensiones sobre una pieza.

1.2.2 Aplicación de teorías de esfuerzo flexionante máximo

Las vigas son elementos comunes en las estructuras mecánicas, en donde un cuerpo está sometido a cargas transversales a lo largo de su longitud, por lo tanto, los esfuerzos ocasionan sobre las vigas esfuerzos normales y cortantes, para ello es importante conocer qué tipo de esfuerzo se está ejerciendo y qué fórmulas se deben emplear adecuadamente con el fin de realizar un buen diseño.(Norton, 2011, p. 85).

Para el diseño del proyecto se aplicó la siguiente teoría de esfuerzos por flexión máxima y se definen las variables en la Tabla 1-1:

$$\delta_{\text{máx}} = M/Z$$

Tabla 1- 1: Esfuerzo por flexión máxima.**FÓRMULA – ESFUERZOS POR FLEXIÓN MÁXIMA**

Símbolo	Significado	Unidad
$\delta_{m\acute{a}x}$	Esfuerzo flexionante máximo	N/mm ²
M	Momento aplicado	N*mm
Z	Módulo de sección.	mm ³

Fuente: (Norton, 2011, p. 85).

La anterior teoría se usó para la selección de materiales, definir la geometría de una pieza, pero antes se debe contar con un previo análisis estático sobre la pieza.

1.2.3 Teoría para deflexión en vigas

Como el diseño de la plataforma lleva piezas que se tratan como vigas, en el caso de los rieles, soporte de esqueleto, ejes y pines. Dichas piezas poseen diferentes geometrías, como son tipo cuadrada, rectangular y ejes redondos, los componentes van a sufrir deflexiones, estas deflexiones según el autor Norton, pueden causar interferencias entre las piezas móviles o desalinear la exactitud de los dispositivos. Para diseñar hay que minimizar las deflexiones que pueden ocasionar en la viga desplazamientos. Para ello se usó la ecuación para deflexión por flexión y la Tabla 1-2:

$$Y_{max} = \frac{M}{E * I} \quad (2.1)$$

La cual relacionó el momento aplicado M, el módulo de elasticidad E del material y el momento de inercia del área de la sección transversal I.(Norton, 2011, p. 92).

Tabla 1- 2: Deflexión por flexión.
FÓRMULA – DEFLEXIÓN POR FLEXIÓN

Símbolo	Significado	Unidad
Y_{máx}	Deflexión por flexión	mm
E	Módulo elástico	Gpa
I	Momento de inercia	mm ⁴

Fuente: (Norton, 2011, p. 92).

La deflexión permite conocer qué tanto una carga afecta un pieza para que ésta se deforme, provocando que la pieza no vuelva a recuperarse a su estado original, esto provocó que la pieza altere el prototipo de la plataforma, además, puede provocar que la plataforma se atasque y no se desplacen las tijeras debido a que uno de sus componentes ha sufrido a una deformación excesiva, para ello la deflexión permite conocer un valor máximo permitido para poder trabajar una pieza y a la vez permite conocer que tan rígida es por el material seleccionado.

1.2.4 Factor de seguridad

El factor de seguridad, es un aspecto importante a la hora de diseñar, ya que interviene en las condiciones del servicio a presentar por parte de las piezas. Ahora al contemplar estándares de seguridad; que han sido estudiados por diferentes instituciones como las AISC, que es el INSTITUTO AMERICANO PARA LA CONSTRUCCIÓN EN ACERO, en el cual desarrolló la siguiente Tabla 1-3 para considerar los factores de seguridad según sea su tipo de carga y material:

Tabla 1- 3: Criterios para esfuerzo de diseño.

Forma de la carga	Material dúctil	Material frágil
Estática	$\sigma_d = s_y/2$	$\sigma_d = s_u/6$
Repetida	$\sigma_d = s_y/8$	$\sigma_d = s_u/10$
Impacto o choque	$\sigma_d = s_y/12$	$\sigma_d = s_u/15$

Fuente: (Mott, 2009, p. 119).

En el caso de prototipo de la plataforma se usó el factor de seguridad con valores desde 1,67 hasta 2, ya que la carga se establece como estática, y a la vez se argumentó de la teoría cargas tipo 1 (Norton, 2011, p. 5) y los materiales serán dúctil. (Mott, 2009, p. 119). Ahora al emplear en el diseño de la plataforma, factores de seguridad se está asegurando que el prototipo no fallará, y podrá prestar un servicio con la seguridad en estándares del INSTITUTO AMERICANO PARA LA CONSTRUCCION EN ACERO.

1.3 Estado del arte

En el presente epígrafe se estudió las características que se deben tener en cuenta para elevar una carga con plataformas tipo tijeras como son: Hidrodinámica aplicado para elevar una carga, estabilidad en diseño tipo plegable, velocidad en los procesos de elevación de carga, metodologías empleadas para el manejo de cargas y seguridad.

1.3.1 Hidrodinámica aplicada para elevar una carga.

Para el desarrollo del proyecto, es importante comprender que el prototipo para la plataforma constó de un sistema de accionamiento el cual esté fundamentado en principios

hidrodinámicos, ya que el usar una gata hidráulico o gato hidráulico este debe llevar un fluido, además por medio de una presión; ejerce el desplazamiento de un cuerpo que en este caso serán los brazos de la tijera.

Para comprender la hidrodinámica se encontró los siguientes conceptos:

Por parte del investigador Shi, se ha desarrollado análisis experimentales aprovechando el agua para llenar un cuerpo cilíndrico que a su vez desplazó un cuerpo, como son aplicaciones marinas, debido al manejo y control del agua dentro de un cuerpo; permitiendo hundir una estructura de forma controlada, en el caso de plataformas petroleras se desplaza la carga hasta el lecho marino o superficie acuática de trabajo.(Shi, 2012).

Por parte del investigador Venkatesh, se realizó una aplicación para ser usado como un sistema de elevación, se observó en el uso del motor de un automóvil; cuando se adicionó un acoplamiento que permitió aprovechar la energía mecánica del motor con el accionamiento de un sistema hidráulico por tornillo, en el cual el motor al configurarse en otra posición se puede accionar un sistema hidráulico que le permite elevar su estructura y soportar la carga del mismo sobre una superficie y este pueda proporcionar una altura e ingresar en la parte inferior del vehículo.(Venkatesh et al., 2021).

Para el desarrollo de las investigaciones en los párrafos anteriores, se resaltó la importancia en los sistemas hidrodinámicos con la finalidad de elevar una carga. Ya que permiten y llevan a cabo el control del ascenso y descenso de un cuerpo, que para ello se debe emplear diferentes sistemas de control para regular la velocidad, presión o fuerza para el desplazamiento.

Al lograr este tipo de respuestas de un fluido controlado se llegó a una mayor estabilidad, velocidad y precisión. A diferencia que en algunas ocasiones se puede ver

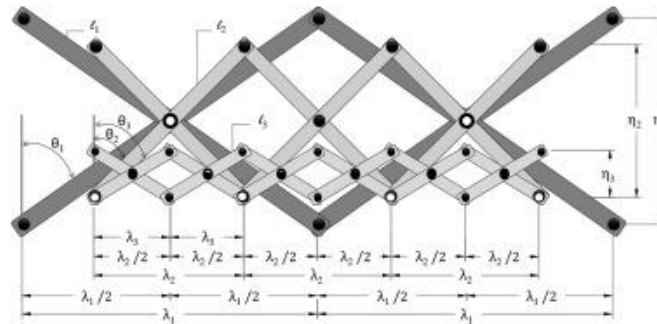
afectado por el diferencial de presión que existe por el fluido; en los sistemas hidráulicos, en donde no se consideró el análisis sobre el fluido que pasa por las mangueras o los entornos de almacenamiento para los fluidos hidrodinámicos, que ocasionan estos diferenciales de presión.(Hou et al., 2017).

Al conocer un poco sobre la hidrodinámica y la forma como la han aplicado los autores Hou, Venkatesh y Shi, han aportado para el uso en el manejo de cargas; que se debe tener en cuenta la presión a usar, que el sistema de accionamiento en el proyecto, puede ser una gata hidráulica o gato hidráulico no tengan averías o fugas ya que este puede acarrear un mal funcionamiento, por lo tanto puede provocar en su acoplamiento a las tijeras de plataforma un trabajo no adecuado.

1.3.2 Estabilidad en diseños tipo plegable.

Desde hace décadas la importancia de emplear estructuras metálicas como base para el soporte de cargas, se ha venido aplicando para elementos básicos hasta elementos que se empleó en naves espaciales, debido a que el sistema plegable y en diseños tipo tijera se presentó una mayor comodidad en su manipulación.(Chanthamanivong et al., 2021).De igual forma el diseño tipo tijera al ser plegable se permite guardar y almacenar en espacios reducidos como el de la siguiente Figura 1-9:

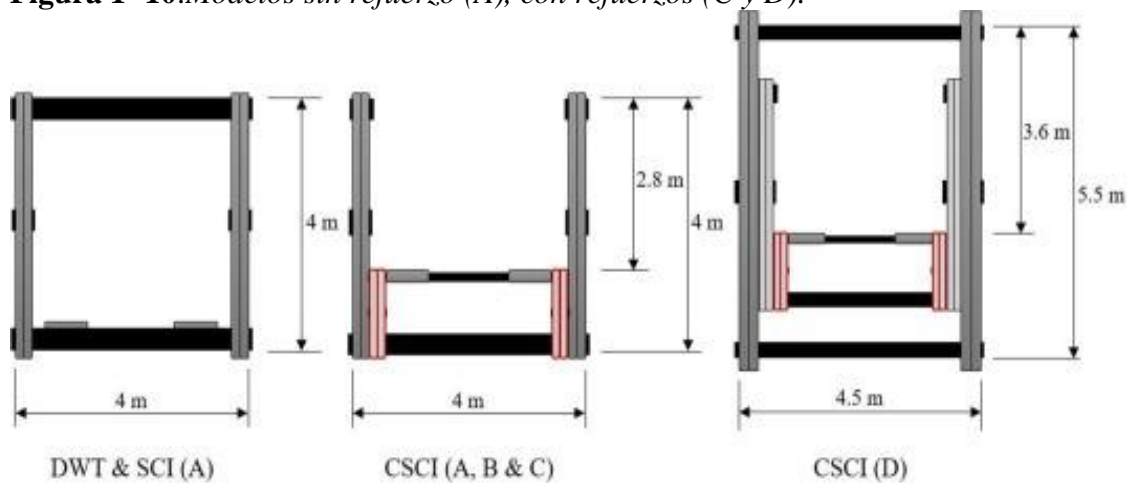
Figura 1- 9: Acople de tijera con refuerzos.



Fuente: (Chanthamanivong et al., 2021, p. 2)

Impacto generado en el proyecto: El diseño que se mostró por Chanthamanivong, permitió ampliar la imaginación como grupo; ya que una de las características que se buscó es brindar seguridad y estabilidad al momento de usar la caja de cambios, en el caso que existiera inestabilidad se agregaría una estructura adicional, en donde se puede aplicar alguno de los siguientes modelos en refuerzos en la Figura 1-10:

Figura 1- 10: Modelos sin refuerzo (A), con refuerzos (C y D).



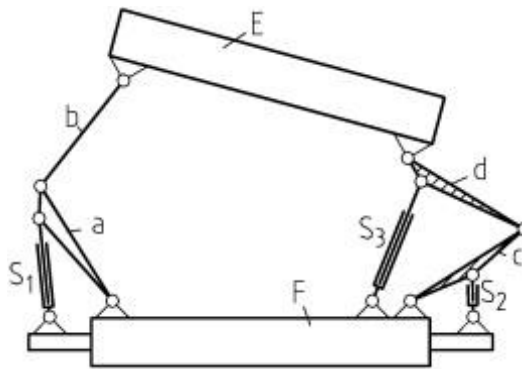
Fuente: (Chanthamanivong et al., 2021, p. 2)

Con el fin de evitar que el prototipo sea inestable debido a la aplicación de la carga, en la figura 1.10 ,CSCI A;B&C y D se usó un eje que conectó a las tijeras y lograr estabilizar

el diseño, además se usó llantas macizas, tal como lo recomienda Chanthamanivong.(Chanthamanivong et al., 2021, p. 12).

Por otra parte, el investigador Gronowicz, propone un modelo diferente al de tijeras con el uso de eslabones en los extremos del cuerpo E que presentó inestabilidad según se observó en la Figura 1-11 , el autor organizó y cambió la orientación del cuerpo E con respecto a la base F; con una nueva distribución de los elementos de accionamiento (Gronowicz et al., 2008, p. 3).

Figura 1- 11: *Cuerpo sin estabilidad.*

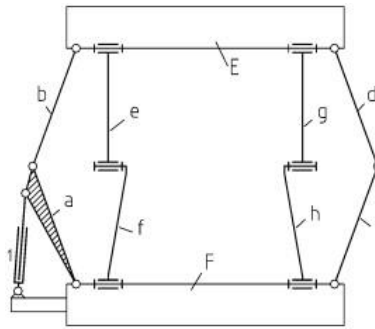


Fuente: (Gronowicz et al., 2008, p. 3).

El medio que se usó para lograr estabilidad para la plataforma, fue usar el mecanismo sarrus el cual se observa en la Figura 1-11, probablemente uno de los mecanismos espaciales descritos en la literatura según el autor(Gronowicz et al., 2008, p. 3). En donde dicha estructura posee una estructura irracional con el fin de aumentar su rigidez, en donde puede lograr una anular su movilidad para brindar estabilidad en todo su desplazamiento.

Logrando una estructura como se mostró en la siguiente Figura 1-12:

Figura 1- 12: *Cuerpo con estabilidad.*



En la Figura 1-12 se ubicó un servomotor para el punto 1, el cual permite guiar el accionamiento de la plataforma E de manera equilibrada.

La plataforma al ser usado el mecanismo se evidenció que ya existe una simetría de piezas, por lo tanto, el cuerpo E, puede elevarse y mantener su postura horizontal mientras el servomotor actúa sobre el brazo e-f.

Como aporte del autor Chanthamanivong se dará uso al diseño de la plataforma la unión de las tijeras por medio de un eje que las conecte entre sí, para garantizar que la estructura sea estable, por parte del autor Gronowicz, se dará uso a lo observado en la Figura 1-4 y plantear un diseño para la plataforma con las tijeras simétricas y de igual medida con el fin de mantener la plataforma desde el momento que descienda con la caja cambios y nuevamente se eleve , en una posición totalmente horizontal.

1.3.3 Metodologías empleadas para el manejo de cargas

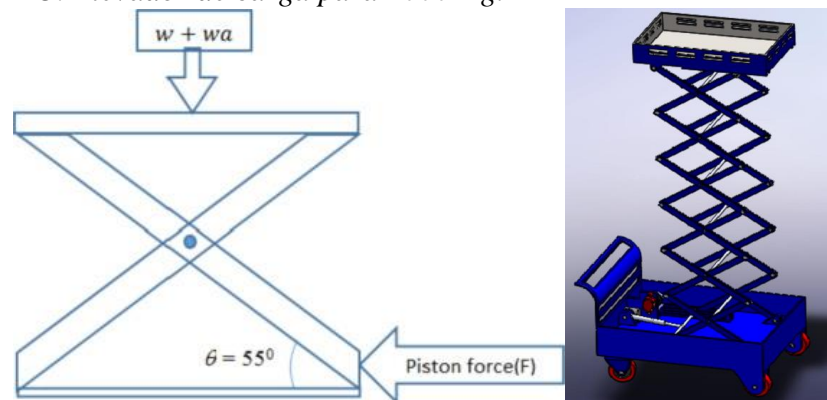
Con la investigación que se hizo sobre algunos autores en cuanto al manejo de cargas, se tomó como aspectos importantes algunas metodologías, las cuales fueron: Metodología 1 y metodología 2.

Metodología 1:

Según el autor Velmurugan Paramasivam, partió bajo las siguientes consideraciones: una velocidad de elevación por parte del pistón de 0,85 m/s ,elevar una carga de 1000kg a una altura de 8 metros.(Paramasivam et al., 2021).

En el diseño de velmurugan Figura 1-14 se realizó un análisis estático que tiene las siguientes geometrías. Brazo de tijera: De 1200mm ancho 70mm y espesor de 5mm con material de acero inoxidable.

Figura 1- 13: Elevador de carga para 1000 Kg.



Fuente: (Paramasivam et al., 2021).

Para la estructura anterior se contempló la carga, el peso del operador y se basó en la siguiente metodología de diseño:

- Seleccionar un actuador principal: Motor CA.
- Seleccionar una bomba de engranes rectos.
- Determinar una geometría del diseño de la plataforma: Con el fin de conocer el peso que ejercía las piezas que se elevan por el sistema de tijeras.
- Determinar la fuerza del pistón.

- Conocer esfuerzos máximos sobre el cilindro para que este no estalle, considerando teoría de cortante máximo.
- Análisis de carga de pandeo para barras.
- Fuerza que proporciona el cilindro hidráulico
- Diseño por pandeo.
- Diseño por cizalladura.

Con los ítems de la metodología empleada para el diseño, se logró identificar las partes importantes para que el elevador trabajara correctamente, estas partes fueron elementos de la tijeras y conectores, con el fin de que no fallara el elevador.

Metodología 2:

Una estructura de diseño que contemplo un análisis riguroso fue el analizado por Helmi Rashid (Rashid et al., 2012), en donde tomó como metodología para su diseño las siguientes etapas:

- Análisis de cuerpo libre en una de la tijera distribuyendo la carga.
- Determinar la máxima deflexión permitida.
- Generar el modelo en software de diseño.
- Analizar elementos de la máquina por simulación.

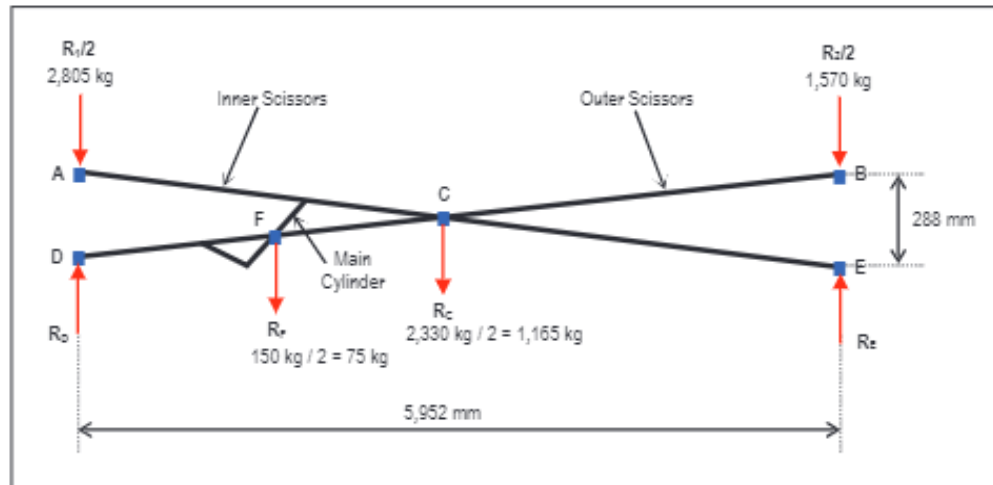
Un aporte que brinda el diseño en cuanto al análisis estático son las variables que se tomó en cuenta, éstas fueron:

Variables independientes: Cargas R_1 y R_2 , estos datos son la carga distribuida en dos puntos de la tijera.

Variables dependientes: Reacciones R_o y R_c .

Dichas variables se muestran en la Figura 1-15 que representó el diagrama estático:

Figura 1- 14: Diagrama estático modelo de diseño dos.



Fuente: (Rashid et al., 2012).

El diagrama estático se compone de las siguientes fuerzas y reacciones: Las fuerzas R_1 y R_2 que corresponden al peso de la cabina, se tomó de manera distribuida en cada uno de los brazos de la tijera, la carga que hace el brazo de las tijeras y la fuerza R_f que ejerce el brazo hidráulico, las reacciones R_o y R_c en la superficie de las tijeras. Este tipo de análisis por estática permite al diseñador de la investigación determinar los valores que no se conocen, como son R_o y R_c .

Ya conocida las metodologías empleadas por los autores Rashid y Paramasivam se propone para el desarrollo del prototipo de la plataforma tipo tijera los siguientes aspectos para tener en cuenta en la metodología:

- Evaluar alternativas de modelos que contemple el uso de un sistema de accionamiento manual o asistido por medio de motor o bombas.
- Determinar las cargas existentes por medio de análisis estático.
- Evaluar la deflexión máxima sobre las piezas críticas y seleccionar el material para las piezas críticas del prototipo de la plataforma tipo tijera.

- Validar los resultados de deflexión máxima por medio de Software de diseño.
- Construir el prototipo de la plataforma tipo tijera.
- Validar funcionamiento del prototipo de la plataforma tipo tijera.

Siguiendo los anteriores ítem se podrá dar solución a la problemática que se trató en el proyecto sobre una plataforma que pueda montar y desmontar la caja de cambios con peso máximo de 500 Kg.

1.3.4 Seguridad

Un aporte de esta categoría, es ver la importancia que tiene el manejo de la seguridad y diseño de plataformas de carga, ya para este campo es importante salvaguardar la vida del operador, para ello encontró algunas investigaciones sobre el tema.

Durante una investigación que se realizó en AEREX, UMW Advantech Sdn. Bhd. Empresa el investigador Helmi Rashid y su equipo debió cumplir con estándares de diseño en ingeniería en específico como lo fueron:

- Deflexión máxima permitida por estándares ANSI: No exceder en el cálculo la deformación permitida.
- Emplear una metodología de cálculos manuales.
- Comprobar cálculo manual y ser evaluados por software de simulación para su respectivo análisis.

El grupo de investigación de AEREX realizó cálculos precisos en análisis estáticos para determinar piezas críticas. Estos temas, se enfocaron para evitar la existencia de falla durante la operación y algo importante es aconsejar sobre ciertas áreas críticas al cliente final.

Como aporte al proyecto en temas de seguridad, existe a nivel nacional la norma “NORMA TÉCNICA NTC COLOMBIANA 2769-4”, en la cual enfatiza primordialmente que para este tipo de plataformas sea empleada por un ser humano, se debe considerar el no uso de asbesto y la maquina sea probada al fallo, con el fin de garantizar la vida del operador.(ICONTEC, 2012)

2. Capítulo II. Diseño metodológico

El siguiente epígrafe se definió la metodología empleada desde el enfoque cuantitativo.

2.1 Etapa 1 - Tipo de diseño metodológico

El diseño que se empleó para el desarrollo del proyecto es de tipo cuantitativo exploratorios.(Hernández Sampieri et al., 2014, p. 155). En el cual se parte de la aplicación de una carga de trabajo para definir el comportamiento de un grupo de piezas.

En el cual se definió las siguientes fases en función de los objetivos específicos del proyecto:

Objetivo uno: Estudiar y caracterizar los elevadores de carga principalmente que existen en la industria mecánica para el desarrollo del mantenimiento y reparación.

- Revizar literatura sobre tesis existente en plataformas de carga aplicadas a la industria mecánica.
- Estudiar y caracterizar ocho tesis y determinar la aplicación, carga, tamaño, sistema de accionamiento y novedad.

Objetivo dos: Realizar los cálculos y el diseño de la plataforma por medio del software de diseño SolidWorks.

- Seleccionar cinco piezas críticas de la plataforma tipo tijera y posteriormente realizar cálculo para la selección de material.

Objetivo tres: Construir un prototipo de plataforma de tijera para elevar una carga de hasta 500 kg a una altura máxima de 750 mm.

- Elaborar diseño 3D en software de SolidWorks y posterior a ello, realizar la validación de piezas críticas.
- Construir prototipo de plataforma tipo tijera con ayuda de planos y del diseño 3D.

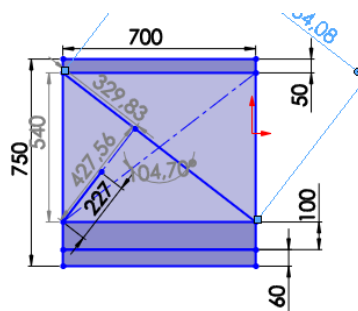
2.2 Etapa 2 - Criterios para definir el prototipo de la plataforma

Para definir los criterios del prototipo de la plataforma tipo tijera y hacer cumplimiento al objetivo general el prototipo que se plantea a continuación debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Que la plataforma pueda ser manipulada para colocarla en el carro taller y ser trasladada a cualquier parte de las vías donde el vehículo haya presentado la falla.
- Que la plataforma disponga de llantas para ser desplazada manualmente.
- Que la plataforma sea capaz de soportar una carga de hasta 500 kg de peso.

Partiendo de los anteriores requisitos y conociendo los criterios de expertos existentes en el taller de la empresa Autoservices, se determinó las siguientes dimensiones según la Figura 2-1 y la Tabla 2-1:

Figura 2- 1:Parámetros de diseño.



Fuente: Propia.

Tabla 2- 1: Parámetros de diseño.

Descripción	Longitud
Altura máxima del piso a su máxima elevación	750mm
Altura de llantas - diámetro	120mm
Altura de perfil	100mm
Apertura total de tijeras	700 mm
Brazo de tijera	884,08mm

Fuente: Propia.

Con los datos de Tabla 2-1 se definen tres modelos y se analizó los siguientes criterios: Altura de trabajo, Fuerza del sistema de accionamiento, Punto de acoplamiento y se evalúa según la matriz de Pugh(R. González, 2012). Para evaluar la matriz se usó la siguiente ponderación: (1) si es mejor, peor (-1) y (0) cuando es similar.

Se definió los criterios en compañía de la empresa Autoservices:

Altura de trabajo: La ubicación del sistema de accionamiento puede quitar espacio entre la plataforma y la estructura que soporta las tijeras, por lo tanto, debe evitar alterar la altura de trabajo.

Fuerza del sistema de accionamiento: Se debe considerar que en la fuerza de accionamiento debe mover las tijeras para desplazar la plataforma, por lo tanto, esta fuerza puede variar desde los 2000 N hasta los 11000 N según el punto de acoplamiento con las tijeras.

Punto de acoplamiento: El punto de acoplamiento define qué tipo de accionamiento se debe emplear.

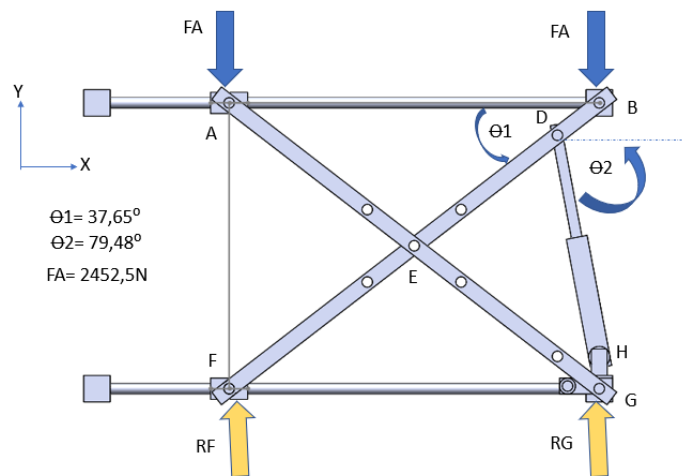
Definidos los criterios se procede analizar por la matriz de Pugh.

2.2.1 Alternativas de modelos para el diseño del prototipo de la plataforma

Modelo 1

El modelo 1, constó de un diseño en el cual el sistema de accionamiento se acopla al punto H, en donde H hasta el punto G están en el eje Y a una distancia de 100mm, y el punto de acoplamiento está el punto D sobre uno de los brazos de la tijera. según se observó en la Figura 2-2:

Figura 2- 2: Alternativa modelo 1.



Fuente: Propia.

Ahora el diseño está abarcando una pérdida de altura por el acoplamiento de H a G en 100 mm por lo tanto afecta cuando la plataforma descienda.

El punto de acoplamiento desde D a H requiere de una extensión similar a la altura permitida de los 540 mm según la Figura 2-1.

Realizando el análisis estático por nodos se llegó a los siguientes resultados:

$$F_{GE} = 0$$

$$F_H = 2452,5 N$$

$$FDH = 2494,42N$$

$$FED = -0,12238N$$

$$FBD = 4014,98N$$

$$FFE = 4014,98N$$

$$FAE = 4014,98 N$$

Como se requiere la fuerza FDH para determinar cuánto es el valor de su fuerza; para levantar los 500Kg, al encontrarse la fuerza de FDH de 2494,42N se procede a determinar en masa para hallar su equivalente a toneladas y buscar en el mercado una gata hidráulica para dicho valor:

$$F = m * gravedad$$

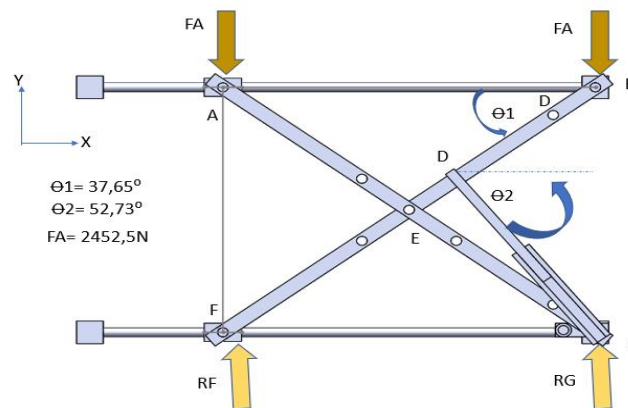
$$m = \frac{2494,42N}{9.81 \frac{m}{s}} = 254,27Kg$$

El anterior valor de 254,27 kg se aproxima a ¼ de Ton

Modelo 2

El modelo 2, constó de un diseño en el cual el sistema de accionamiento se acopló al punto G, para este modelo no hay separación entre el sistema de accionamiento, el acoplamiento se hace desde el punto D hasta G, en donde el accionamiento se hace a un brazo de la tijera, según se observó en la Figura 2-2.

Figura 2- 3: Alternativa modelo 2.



Fuente: Modelo 2.

Se realizó el análisis estático por nodos, se llegó a los siguientes resultados:

$$FEG = -5695,16 \text{ N}$$

$$FDG = 7454,707 \text{ N}$$

$$FED = -5696,54 \text{ N}$$

$$FDB = 4014,98 \text{ N}$$

$$FFE = 4014,98 \text{ N}$$

$$FAE = 4014,98 \text{ N}$$

La fuerza que se requiere para levantar los 500 kg está dada por $FDG=7454,707 \text{ N}$.

Ahora se procede a determinar la masa y conocer su valor en toneladas:

$$F = M \times A \quad \text{y} \quad F = M \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$M = 7454,707N / 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$= 759,4 \text{ kg}$$

$$M = 759,9 \text{ kg} = \frac{3}{4} \text{ Toneladas}$$

Se puede usar un gato superior $\frac{3}{4}$ Tonelada o 1 Tonelada.

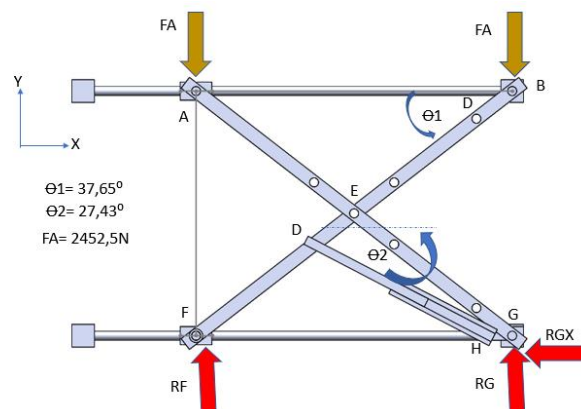
Ahora el diseño puede descender sin pérdida de altura ya que este no posee separación como el modelo 2 en el punto de acople a G, lo único a considerar es que, si se llega a usar un gato, la longitud del tamaño de la camisa pueda interferir para que la plataforma descienda totalmente.

El punto de acoplamiento desde D a G es corto, ya que se aproximó al punto de acople de las tijeras por una distancia de 100 mm.

Modelo 3

El modelo 3, constó de un diseño en el cual el sistema de accionamiento se acopló al punto H, en donde H hasta el punto G están en eje x a una distancia de 100mm, y el punto de acoplamiento está el punto D sobre uno de los brazos de la tijera, según se observó en la Figura 2-4.

Figura 2- 4: Alternativa modelo 3.



Fuente: Propia.

Como resultado del modelo 3 según el anexo “6.1 Análisis estático para modelo 3.”, el valor de la fuerza que hay en el tramo de D a H, tiene un valor de FDH: 10647.64 N, lo cual significó que un sistema de accionamiento para este modelo será por gato hidráulico de 1 1/2 Ton.

Ahora el diseño no pierde altura, ya que el acoplamiento esta sobre el eje X.

El punto de acoplamiento desde D a H requiere de una extensión similar al modelo 3 y para este diseño se puede usar gata hidráulica para accionar las tijeras.

2.2.2 Selección de alternativa según los modelos planteado para el diseño

Para lograr seleccionar una alternativa según los modelos, en donde se consideró los criterios establecidos para la matriz de Pugh, se dió las siguientes ponderaciones:

Tabla 2- 2: Selección de modelo por matriz de Pugh.

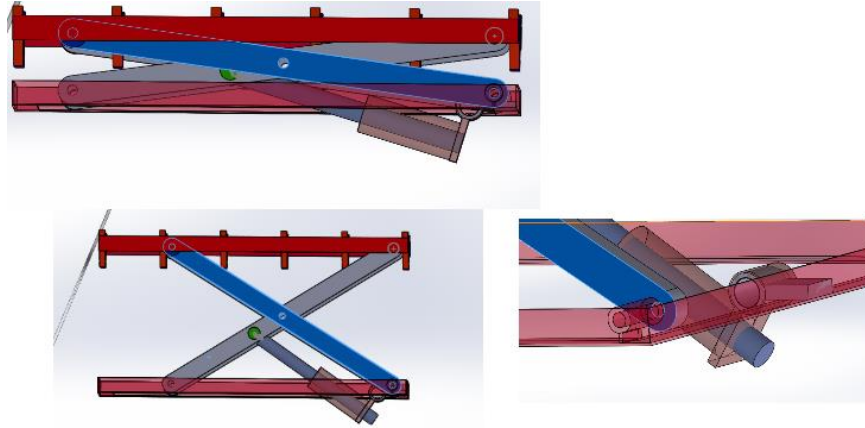
Concepto	Modelo	Modelo	Modelo
	1	2	3
Altura de trabajo	-1	1	0
Fuerza del sistema de accionamiento	1	1	1
Punto de acoplamiento	-1	0	1
Total	-1	2	2

Fuente: Propia.

Las alternativas que brindan una ponderación ganadora para 2 puntos son los modelos 2 y 3 según la Tabla 2-2, en la cual el modelo 2 se descartó ya que al llevar a cabo

movimiento el Software de diseño SolidWorks, este presentó un movimiento de retraer el pistón del gato como se puede apreciar en la siguiente Figura 2-5:

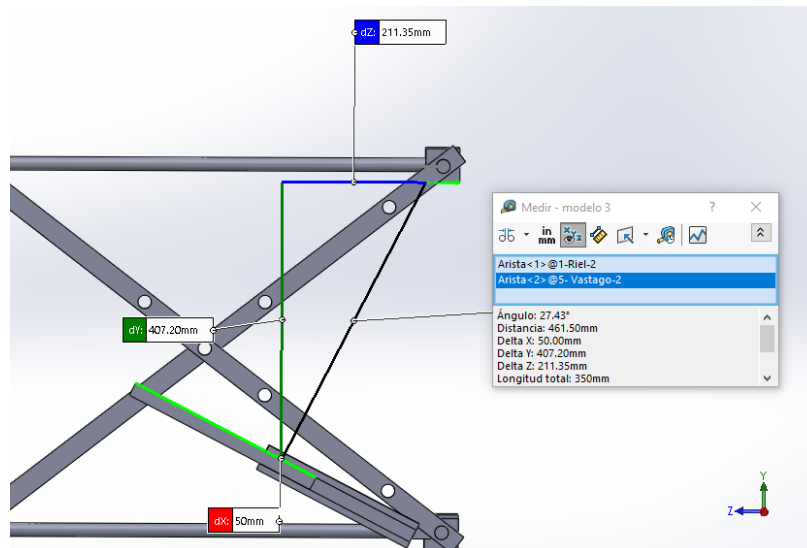
Figura 2- 5: Modelado CAD del modelo 2.



Fuente: Propia.

Por lo tanto, se definió como alternativa ganadora el modelo 3 aunque tiene un requisito de una mayor fuerza, pero esta se puede ejercer por una gata hidráulica que desde un punto de vista económico se puede adquirir a un precio de 130.000 pesos. Se logró como resultado la siguiente estructura según la Figura 2-6.

Figura 2- 6: Modelo 3. Alternativa de diseño.



Fuente: Propia.

2.3 Etapa 3 - Cálculo de las piezas críticas que componen el diseño

Para el desarrollo del cálculo de las piezas críticas del prototipo de la plataforma tipo tijera, se analizó por estática y selección de materiales por medio de teorías de diseño que se mencionó en los conceptos teóricos. Se consideró como piezas críticas los soportes, rieles, brazos de la plataforma, pin y eje.

Para lograr la selección de materiales de las piezas críticas, se usó teorías de esfuerzo flexionante máximo, teoría de deflexión en viga y factores de seguridad desde 1,67 hasta 2.

Además, se define las siguientes variables.

como variable independiente: Carga de aplicación (fuerza F): 500 kg.

Como variables dependientes:

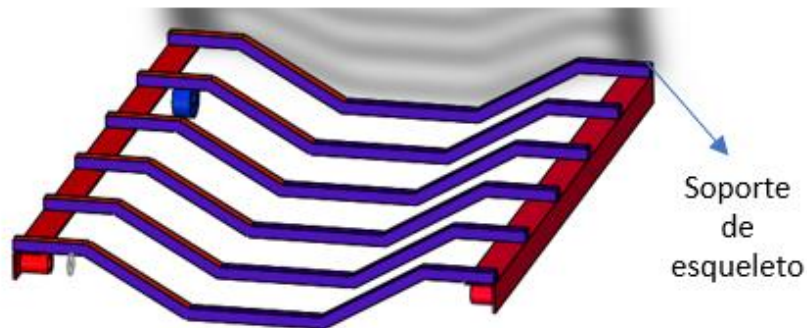
- Fuerza del punto de accionamiento: FDH, evaluada en 3 modelos como alternativas para diseño.
- Inercia para soporte de esqueleto (I): Variable que define la geometría y material
- Módulo de sección para riel (S): Variable que define la geometría y material.
- Módulo de sección para brazo de tijera (S): Variable que define la geometría y material.
- Diámetro de Pin (d): Variable que define la geometría y material.
- Diámetro de eje (d): Variable que define la geometría y material.

A continuación, se procedió a realizar el cálculo para las piezas en mención.

2.4 Análisis estático para la plataforma

Para determinar qué materiales y elementos componen la plataforma, se partió con el análisis del esqueleto metálico que conforman la plataforma en donde por medio del siguiente cálculo se determina cuantos soportes se requirió para una carga de 500Kg; en donde se evaluó solo un soporte según la Figura 2-7.

Figura 2- 7: Soporte de esqueleto.

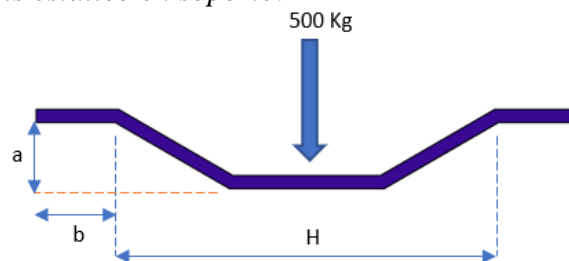


Fuente: Propia.

2.4.1 Análisis estático para soporte de plataforma

Se seleccionó una vista frontal, en donde al soporte se aplicó una carga de 500 Kg; representándose en la siguiente Figura 2-8:

Figura 2- 8: Análisis estático en soporte.



Fuente: Propia.

El valor de H, representó la abertura promedio de una caja de cambios de 15 in (381mm):

$$15 \text{ in} \rightarrow mm = 381 \text{ mm}$$

El valor de (a), simbolizó la altura, que se estipuló para este diseño de $\frac{1}{3}H$:

$$a = 381\text{mm}/3 = 127\text{mm}$$

Para evitar que otros modelos puedan ser alojados en esta abertura H, se dejó una amplitud adicional a cada extremo de 100mm y para la altura $a = 200\text{mm}$, por lo tanto, los nuevos valores del soporte son:

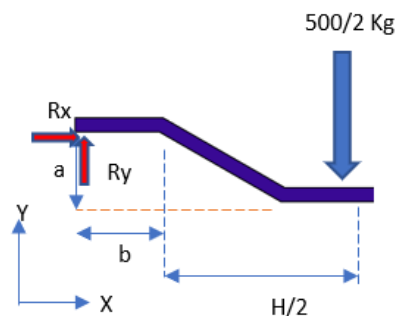
$$H = 581\text{mm}$$

$$A = 200\text{mm}$$

$$B = 120\text{mm}$$

Con los valores ya establecidos, se procedió a realizar un análisis estático del soporte; en donde solo se analizó una sección, que en este caso según la Figura 2-9 sería la mitad:

Figura 2- 9: Análisis estático para un tramo.



Fuente: Propia.

Sumatoria de fuerzas en y:

$$R_Y - \frac{500\text{Kg}}{2} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0$$

$$R_Y = 2452.5\text{N}$$

(2.1)

El valor de R_Y en 2452N, representa la carga que se opone a la carga de 250 kg.

2.4.2 Selección de material para soporte de plataforma

Con el dato anterior del análisis estático para el soporte, se procedió a determinar cuántos soportes pueden usarse para soportar la carga. Además, debe considerarse que la pieza puede deformarse y descentrar los canales de deslizamiento sobre los rieles. Para que no se deflece se usa las recomendaciones de Mott para una máquina en general (Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 459), de donde se usó la ecuación de límite de deflexión recomendado:

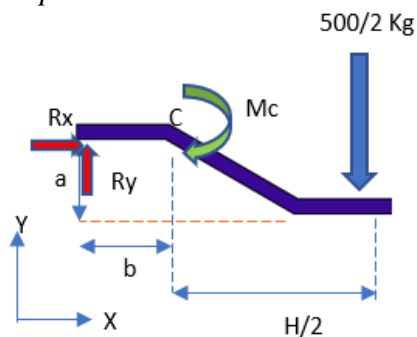
$$Y_{\text{max}} = 0,003 \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$

Se usó la siguiente ecuación:

$$y_{\text{max}} = \text{longitud} \times \text{límite de flexión} \quad (2.1)$$

Se analizó en el punto C, según la Figura 2-10:

Figura 2- 10: *Análisis en el punto C.*



Fuente: Propia.

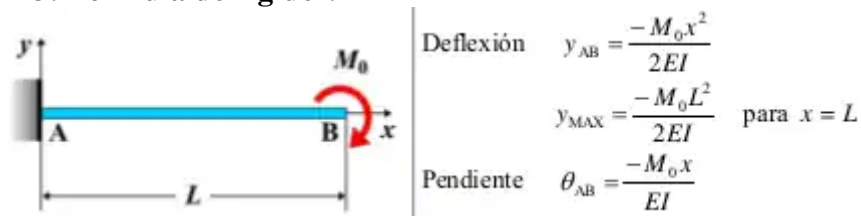
Al analizar en el punto C la carga se convierte en momento flector.

$$M_c = 2452.5 \text{ N} * \frac{581 \text{ mm}}{2}$$

$$M_c = 712451.25 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Con el fin de evaluar y que la estructura no se deforme lo permitido según la deformación máxima, se usó la fórmula de rigidez de una viga (Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 737). Según la Tabla 2-3:

Tabla 2- 3: Fórmula de rigidez.



Fuente: (Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 737).

E= Módulo de elasticidad del material de la viga

I= Momento de inercia de la sección transversal

$$Y = \frac{-MBX^2}{2XEI} \quad (2.2)$$

Y =Flexión máxima

P= carga

L= longitud

Se tomó el valor del módulo elástico E, (Callister, 2012, p. 790); del acero según la Tabla 2-4:

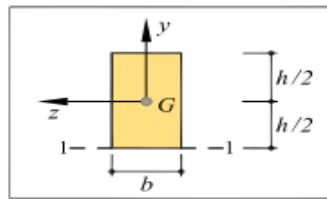
Tabla 2- 4: Aleaciones férreas.

Material	Densidad (g/cm ³)	Módulo elástico [psi × 10 ⁶ (GPa)]	Límite elástico [ksi (MPa)]	Resistencia a la tracción [ksi (MPa)]	Ductilidad (% El en 2 pulgadas)	Relación de Poisson	Conductividad eléctrica [(Ω · m) ⁻¹ × 10 ⁶]
Hierro	7,87	30 (207)	19 (130)	38 (260)	45	0,29	10
Fundición gris	7,15	Variable	—	18 (125)	—	Variable	~1
Fundición esferoidal	7,12	24 (165)	40 (275)	60 (415)	18	0,28	~1,5
Fundición maleable	7,20-7,45	25 (172)	32 (220)	50 (345)	10	0,26	0,25-0,35
Acero bajo en carbono (1020)	7,86	30 (207)	43 (295)	57 (395)	37	0,30	5,9
Acero medio en carbono (1040)	7,85	30 (207)	51 (350)	75 (520)	30	0,30	5,8
Acero alto en carbono (1080)	7,84	30 (207)	55 (380)	89 (615)	25	0,30	5,6

Fuente: (Callister, 2012, p. 790).

Ahora para la inercia se tomó la fórmula de inercia (Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 690), de la siguiente Tabla 2-5:

Tabla 2- 5: Simbología de inercia.

**Rectángulo**

$$A = bh$$

$$I_y = \frac{hb^3}{12} \quad I_z = \frac{bh^3}{12}$$

$$I_1 = \frac{bh^3}{3}$$

Fuente: (Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 690)

$$I = \frac{bh^3}{12}$$

(2.3)

En el cual se deja como variable la inercia.

$$Y = \frac{-MB * X^2}{2E * I}$$

$$I = \frac{MB * X^2}{2 * E * Y}$$

(2.4)

El valor de Y permitido será:

$$Y = 120\text{mm} * 0,003$$

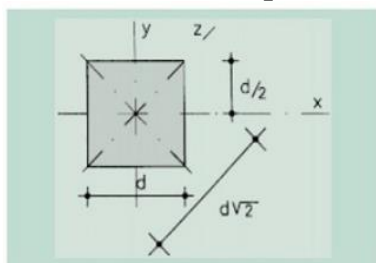
$$Y = 0,36\text{mm}$$

$$I = \frac{(712451.25 \text{ N} * \text{mm}) * (120\text{mm})^2}{2 * 207 * 10^9 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * \frac{(1\text{m})^2}{(1000\text{mm})^2} * 0,36\text{mm}}$$

$$I = 68833.87\text{mm}^4 = 6,88 \text{ cm}^4$$

Con el valor anterior de inercia total 68833.87mm^4 se requirió para soportar la carga de 250 Kg, como no puede ir solo un soporte; se buscó en la Tabla 2-6 de inercia cuadrada (Ingemecanica, 2012); cuánto soporte se requiere teniendo la relación de inercia total divididos el número de soporte:

Tabla 2- 6: Inercia para barra cuadrada.



A = Área de la sección
 $I_x = I_y$ Momento de inercia de la sección
 $W_x = 2I_x : d$ Módulo resistente de la sección, respecto al eje X
 $W_z = \sqrt{2}I_x : d$ Módulo resistente de la sección, respecto al eje Z
 i_x = Radio de giro de la sección
 u = Perímetro
 p = Peso por m

Producto	Dimensiones		Términos de sección					Peso	
	d mm	u mm	A cm ²	$I_x = I_y$ cm ⁴	W_x cm ³	W_y cm ³	i_x cm	p kp/m	
± 6	6	24	0,360	0,0108	0,0360	0,0255	0,175	0,283	P
± 7	7	28	0,490	0,0200	0,0572	0,0404	0,202	0,385	P
± 8	8	32	0,640	0,0341	0,0853	0,0603	0,230	0,502	P
± 10	10	40	1,000	0,0833	0,1670	0,1180	0,288	0,785	P
± 12	12	48	1,440	0,1730	0,2880	0,2040	0,347	1,130	P
± 14	14	56	1,960	0,3200	0,4570	0,3230	0,404	1,540	P
± 16	16	64	2,560	0,5460	0,6830	0,4830	0,463	2,010	P
± 18	18	72	3,240	0,8750	0,9720	0,6870	0,520	2,540	P
± 20	20	80	4,000	1,3300	1,3300	0,9430	0,577	3,140	P
± 22	22	88	4,84	1,95	1,77	1,25	0,635	3,80	C

Fuente: (Ingemecanica, 2012)

Con 4 soportes:

$$\text{Soporte} = \frac{6.88 \text{ cm}^4}{4 \text{ soportes}}$$

$$I = 1.72 \text{ cm}^4$$

Según la Tabla 2-6, el más cercano es el producto 22, para una inercia de $1,95 \text{ cm}^4$.

Con 5 soportes:

$$I = \frac{6.88 \text{ cm}^4}{5 \text{ soportes}}$$

$$I = 1.37 \text{ cm}^4$$

Según la Tabla 2-6, el más cercano es el producto 22, para una inercia de $1,95 \text{ cm}^4$.

$$\text{Con 6 soportes} = I = \frac{6.88 \text{ cm}^4}{6}$$

$$I = 1.146 \text{ cm}^4$$

Según la Tabla 2-6, el más cercano es el producto 20, para una inercia de $1,33 \text{ cm}^4$

Inercia= 1.146 cm^4 llega a 1.33 cm^4 con medidas 20mm x 20mm

La nueva estructura llevó 6 perfiles de 20mm x 20mm. Ahora se evaluó su de flexión con momentos divididos en B:

$$Y = \frac{MB * x^2}{2 * E * I}$$

(2.5)

$$Y = \frac{\left(\frac{712451.25 \text{ N} \times \text{mm}}{6}\right) \times (120\text{mm})^2}{2 \times \left(207 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) \times 1,33 \text{ cm}^4 \times \frac{(10\text{mm})^4}{\text{cm}^4}}$$

$$y = 0,310 \text{ mm}$$

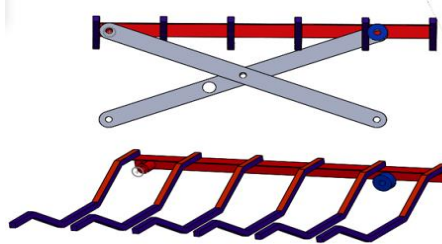
Ahora como el Y máx. permitido es Y: 0,36mm el valor de Y= 0,31 mm está por debajo por lo tanto sirvió para el diseño la configuración de soporte y este no sufra deformación alguna por la carga de 500 kg.

Resultado de la selección de material para soporte: Como ya se tiene el valor de la reacción de R_y de 2452 N del ítem 3.4.1, valor que se dio para un solo soporte, dicho valor se dividió en seis ya que se usó seis soportes, para este valor se procedió a determinar la inercia de una figura cuadrada de la tabla 3-6 y se usó el módulo elástico de la Tabla 2-4 con valor de 207 Gpa para un acero alto en carbono (1080). Con la inercia que se calculó para seis soportes, se definió primero si cumple con la condición por rigidez que llegó a un valor de 0,36 mm, en donde el resultado fue de 0,31 mm por lo tanto el material usado y su geometría es el indicado y el material no llegará a fallar.

2.4.3 *Análisis estático para el riel soporte de esqueleto*

Para comprender el análisis de cargas sobre el riel se estableció que las piezas que actúan sobre él, son los soportes de esqueleto; según se observó en la Figura 2-11:

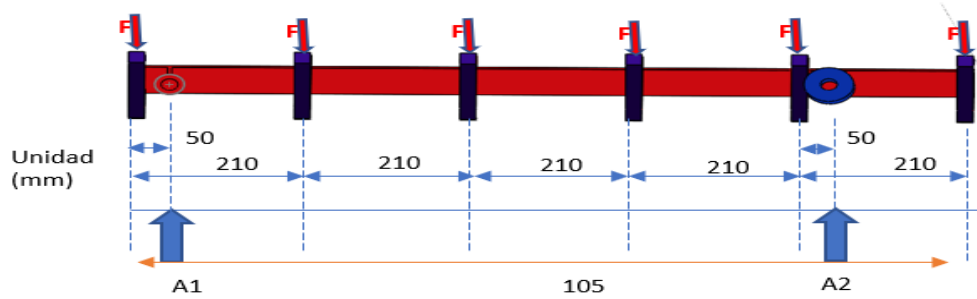
Figura 2- 11: *Esquema y ubicación de los brazos y soportes sobre el riel.*



Fuente: Propia.

De la Figura 2-11 anterior se planteó la siguiente distribución de fuerzas, para distribuir la carga en el soporte, para el siguiente diagrama estático, Figura 2-12:

Figura 2- 12: Diagrama estático sobre riel.



Fuente: Propia.

$$F = \frac{250 \text{ Kg}}{6} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 408,75 \text{ N}$$

Para determinar las reacciones A1 Y A2 se debe realizar sumatoria de momentos en el punto A1; en donde se tomó sentido positivo a los momentos anti horarios.

$$F \times 50 \text{ mm} - F \times 160 \text{ mm} - F \times 370 \text{ mm} - F \times 580 \text{ mm} - F \times 790 \text{ mm} + A2 \times 700 \text{ mm} - F \times 1000 \text{ mm} = 0 \quad (2.6)$$

$$A2 = 1664.186 \text{ N}$$

Para determinar A1; Por sumatorias de fuerzas en Y:

$$A1 + A2 - F \times 6 = 0 \quad (2.7)$$

$$A1 = -A2 - F \times 6$$

$$A1 = 788,30 \text{ N}$$

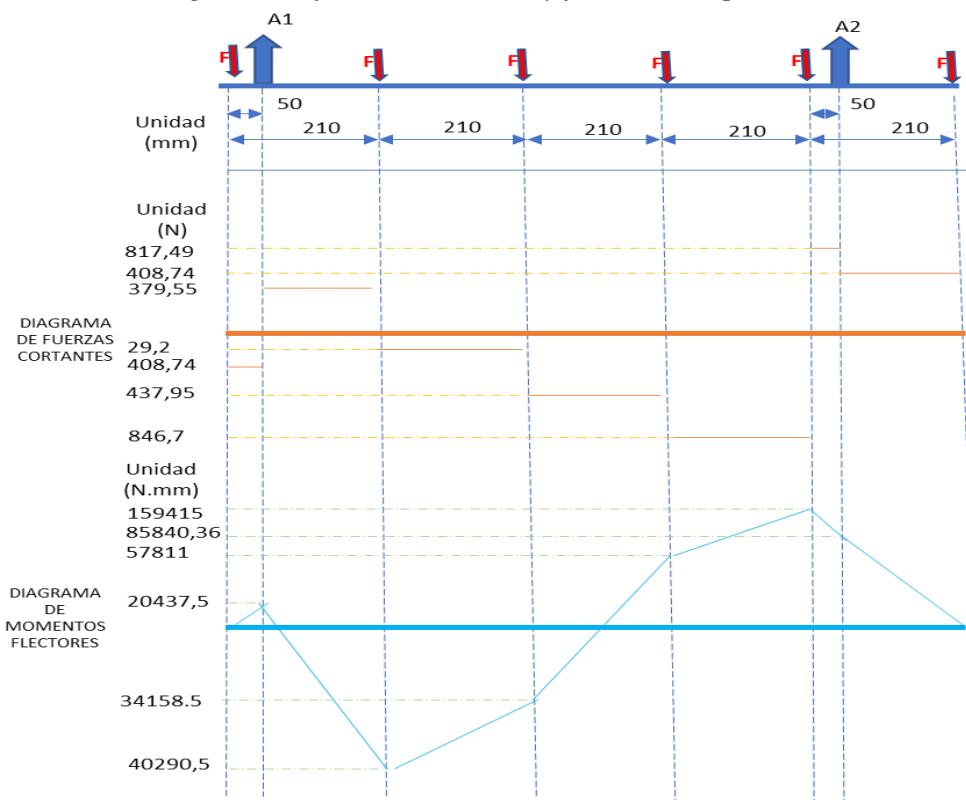
$$A2 = 1664,196 \text{ N}$$

$$F = 408,75 \text{ N}$$

2.4.4 Selección de material para riel soporte de plataforma

Con los valores calculados, se pudo conocer los puntos que sufren flexión por el diagrama de cortantes y momentos flectores según la Figura 2-13.

Figura 2- 13: Diagrama de fuerzas cortantes y flectores- soporte.



Fuente: Propia.

Como ya se conoció la máxima carga cortante de 846,7 N y máximo esfuerzo flector de 159415 N*mm , se usó la teoría de esfuerzo de diseño por flexión.(Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 368).

Tabla 2- 7: Esfuerzo de diseño.

Patrón de carga	Material dúctil	Material frágil
Estática	$\sigma_d = s_y/2$	$\sigma_d = s_u/6$
Repetida	$\sigma_d = s_u/8$	$\sigma_d = s_u/10$
Impacto o choque	$\sigma_d = s_u/12$	$\sigma_d = s_u/15$

Fuente: (Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 370).

Se tomó las ecuaciones de módulo de sección(Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 370).

$$s = \frac{I}{C}$$

(2.8)

Y fórmula de flexión(Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 370):

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{S}$$

(2.9)

Al usar el procedimiento de diseño del libro de materiales, (Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 370) :

$$\sigma_{\max} = \sigma_d$$

$$\frac{M}{S} = \frac{S_y}{N}$$

En donde el módulo de sección quedó expresado por:

$$S = \frac{M \times N}{S_y}$$

(2.10)

$$N = \text{factor de seguridad} = 2$$

Para seleccionar el esfuerzo por fluencia (Cedencia) se tomó de la Tabla 2-8:

Tabla 2- 8: Propiedades de materiales estructurales.

Propiedades del Acero Estructural ASTM – A36				
Propiedades Mecánicas		Símbolo	Valor	Unidades
Densidad			7860	Kg/m ³
Resistencia última	Tensión		400	MPa
Fluencia	Tensión		250	MPa
	Cortante		145	MPa

$$S_y = 248 \text{ MPa}$$

$$S = \frac{159415 \text{ N} \times \text{mm} \times 2}{248 \text{ N/mm}^2}$$

$$s = 1285,6 \text{ mm}^3$$

En la Tabla 2-9 (SI)(Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 697):

Tabla 2- 9: Propiedades de ángulos de acero.

Ref.	Perfil (mm) (mm) (mm)			Masa por m (kg/m)	Peso por m (N/m)	Área, A (mm ²)	Propiedades de sección					
							Eje X-X			Eje Y-Y		
							I_x (mm ⁴)	S_x (mm ³)	y (mm)	I_y (mm ⁴)	S_y (mm ³)	x (mm)
q	L	51 × 51 × 9.5	6.92	67.9	884	1.98E+05	5.70E+03	16.1	1.98E+05	5.70E+03	16.1	
r	L	51 × 51 × 6.4	4.78	46.9	609	1.44E+05	4.00E+03	14.9	1.44E+05	4.00E+03	14.9	
s	L	51 × 51 × 3.2	2.48	24.4	317	7.87E+04	2.11E+03	13.6	7.87E+04	2.11E+03	13.6	

Fuente: (Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 697)

Por el módulo de sección: $1285.6 \text{ mm}^3 = 1,28 \times E^3$

El más cercano es el módulo = $2,11 \text{ E} \times 03$

El cual posee las siguientes medidas:

51 mm x 51 mm x 3. 2 mm

Con un esfuerzo máximo de:

$$\sigma_{\max} = \frac{159415 \text{ N} \times \text{mm}}{1285,6 \text{ mm}^3}$$

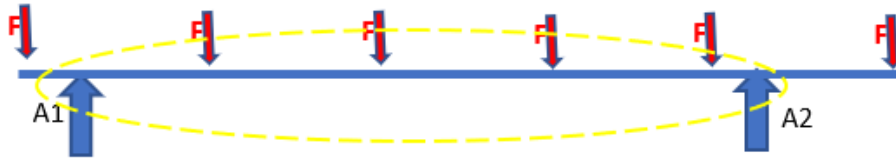
$$\sigma_{\max} = 124 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo máximo por flexión tiene un valor de 124 N/mm^2 .

2.2.4.1 Análisis de rigidez del riel.

Como se conoció las medidas del perfil que son 51mm x 51mm x 3.2 mm x 1050 mm de largo, ahora se evaluó que tan rígido es el riel cuando se aplica la carga de 500 kg. Para ello se evaluó como carga distribuida en la zona crítica por pandeo; en este caso se seleccionó la siguiente área según la Figura 2-14:

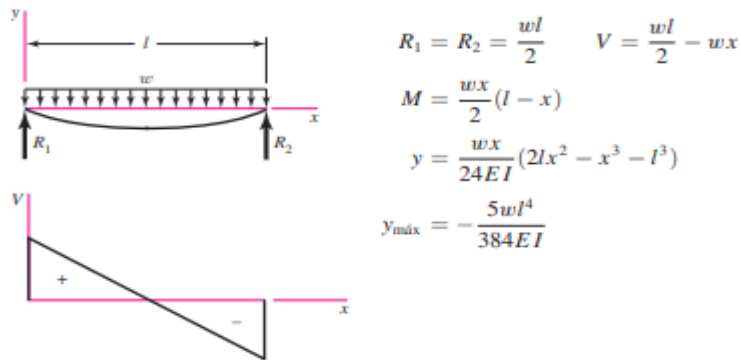
Figura 2- 14: Análisis por rigidez en riel.



Fuente: Propia.

Según la fórmula del apéndice A.25 , Tabla 2-10 se usó la ecuación(Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 741):

Tabla 2- 10: Ecuaciones para vigas.



Fuente: (Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 741).

$$YB = Y_{\text{max}} = \frac{-wL^3}{384 E \times I}$$

(2.12)

De donde:

$$W = 3 (f)$$

$$W = 3 \times 405,75 \text{ N}$$

$$I = \text{de tabla 3 - 9} = 7,87 \times 10^4 \text{ mm}^4$$

$$E = 207 \text{ GPA}$$

$$L = 700 \text{ mm}$$

$$Y_{\max} = \frac{1226,25 \times 700^3 \text{ mm}^3}{384 \times 207 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times 7.84 \times 10^4 \text{ mm}^4}$$

$$Y_{\max} = 0,067 \text{ mm}$$

Para conocer el valor permitido.(Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 459), de donde se usó la ecuación de límite de deflexión recomendado:

$$Y_{\max} = 0,003 \frac{\text{mm}}{\text{mm}}$$

Se usó la siguiente ecuación:

$$y_{\max} = \text{longitud} \times \text{limite de flexion}$$

$$y_{\max} = 700 \text{ mm} \times 0,003$$

$$y_{\max} = 2,1 \text{ mm}$$

El valor calculado está por debajo de 2.1 mm con referencia a 0,067 mm por lo tanto está por debajo del límite.

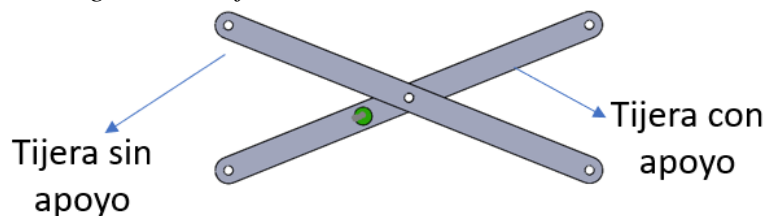
Selección de material para el riel: Con el resultado de las cargas A1, A2 y F del ítem 3.43, se realizó el diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores, se determinó el máximo esfuerzo flector de 159415 Nmm, en donde se empleó la teoría de esfuerzo por flexión para un material dúctil de Tabla 2-7. Se comparó los esfuerzos de diseño y esfuerzos máximos con el fin establecer una ecuación en función del material ver ecuación 3-10, y como variable el módulo de sección (S) con un factor de seguridad de 2. Con el material de acero estructural de la Tabla 2-9, se buscó el módulo de sección cercano, dando una geometría de 51 mm x 51 mm x 3.2 mm. Para verificar que el material se mantiene rígido según el parámetro establecido de $Y_{\max} = 2.1 \text{ mm}$, se procedió a conocer si dicho material

seleccionado junto con su geometría cumple. Para ello el resultado fue de 0,067 mm por lo tanto están por debajo de lo permitido de Y_{max} , siendo el material apto para el diseño.

2.4.5 Análisis estático para las tijeras – Brazo con apoyo.

Para el análisis estático de las tijeras se evaluó las reacciones sobre cada uno de los brazos de la tijera, en donde un brazo tijera se acopló al sistema de accionamiento en el punto verde, y el otro brazo de la tijera no se deslizó sobre el riel inferior. En el punto de accionamiento se acopló la gata hidráulica según la Figura 2-15:

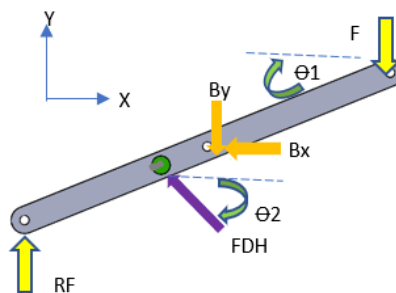
Figura 2- 15: Diagrama de tijeras.



Fuente: Propia.

2.4.5.1 Tijera con apoyo – fuerza de la gata hidráulica.

Figura 2- 16: Análisis estático para brazo con apoyo.



Fuente: Propia.

Para determinar las reacciones existentes en B (B_Y , B_X) se realizó el siguiente análisis estático de la Figura 2-16.

Sumatoria de fuerza en y:

$$RF - FA + FDH * \text{SEN } \theta 2 - BY = 0$$

(2.15)

$$BY = 10647.64\text{N} \times \text{sen } 27.43^\circ$$

$$BY = 4904.90 \text{ N}$$

Con sumatoria de fuerzas en x:

$$-BX - FDH * \text{COS } \theta 2 = 0$$

(2.16)

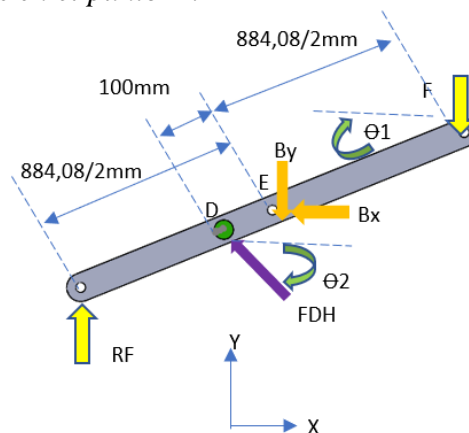
$$-BX = 10647.64 \text{ N} \times \text{cos} 27,43^\circ$$

$$bx = -9450.57 \text{ N}$$

2.4.6 Selección de material para las tijeras

Ahora para evaluar la tijera de apoyo y la tijera con gata hidráulica en el plano XY, se seleccionó cuál posee mayores cargas, en donde se evidenció que la tijera con apoyo tiene cargas por flexión y torsión sobre el punto D, según la Figura 2-17:

Figura 2- 17: Análisis en el punto D.



Fuente: Propia.

Con todas las cargas calculadas se analizó en un plano para un solo par de tijeras, se divide en 2, debido a que son 2 pares de tijeras por lo tanto las fuerzas se toman a la mitad.

$$\begin{aligned}
 BX &= 9450.57\text{N} \\
 bx &= 4725.23\text{ N} \\
 BY &= 4904,9\text{ N} \\
 by &= 2452,45\text{ N} \\
 F &= 2452,5\text{ N} \\
 f &= 1226,25\text{ N} \\
 FDH &= 10647.64\text{ N} \\
 fdh &= 5323.82\text{ N} \\
 FR &= 2452.\text{ N} \\
 fr &= 1226,25\text{ N}
 \end{aligned}$$

Se analizó el momento resultante máximo en D.

$$\begin{aligned}
 MRD &= Fr \left(\frac{884,08}{2} - 100 \right) \times \text{sen} (37.65^\circ + 90^\circ) \\
 &\quad + by \times 100 \times \text{sen} (90^\circ - 37,65^\circ) \\
 &\quad + Bx * 100 \times \text{sen} (90^\circ - (90^\circ - 37,65^\circ)) \\
 &\quad + F * \left(\frac{884,08}{2} + 100 \right) \times \text{sen} (90^\circ - 37,65^\circ)
 \end{aligned} \tag{2.17}$$

$$MRD = 1341116,949\text{ N} \times \text{mm}$$

El momento resultante en el punto D es de: 1341116,919 N. *mm*

Análisis de momento resultante en el punto B:

$$\begin{aligned}
 MRB &= + Fr * \frac{884,08}{2} \times \text{sen} (90^\circ + 37,65^\circ) \\
 &\quad + fdh \times 100\text{ mm} \times \text{sen} (90^\circ + 27,43^\circ) \\
 &\quad + f \times \frac{884,08}{2} \times \text{sen} (90^\circ - 37,65^\circ)
 \end{aligned} \tag{2.18}$$

$$MRB = 1330814.975 \text{ N. mm}$$

Entre los dos puntos el momento máximo se da en D, por lo tanto, se analizó el material para este momento por flexión.

2.4.6.1 Selección de materiales para la tijera

Tomando el interno de un material dúctil para el acero y por carga estructura el esfuerzo de diseño (Mott & Navarro Salas, 2009a, p. 119):

$$\vartheta_d = \frac{S_y}{2} \quad (2.19)$$

De donde S_y = resistencia a la resistencia de un material por lo tanto el esfuerzo de diseño para un acero estructural de la Tabla 2-11 es:

Tabla 2- 11: Resistencia de materiales límite de fluencia mínimo.

DENOMINACIÓN DEL TUBO <i>Tube Denomination</i>	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN MÍNIMA R (MPa) <i>Tensile Strength Minimum</i>	LÍMITE DE FLUENCIA MÍNIMO RE (MPa) <i>Yield Strength</i>		ALARGAMIENTO DE ROTURA MÍNIMO LO = 50 mm <i>Elongation in 50 mm (%)</i>	
		SECCIÓN CIRCULAR <i>Circular Section</i>	SECCIÓN CUADRADO Y RECTANGULAR <i>Square and rectangular section</i>	SECCIÓN CIRCULAR <i>Circular section</i>	SECCIÓN CUADRADO Y RECTANGULAR <i>Square and rectangular section</i>
TE - 20	310	228	269	15	13
TE - 22	363	216	225	12	10
TE - 30	490	294	303	10	8
TE - 36	510	353	364	9	7

$S_y = 269 \text{ Mpa}$ para solución rectangular de tipo TE-20.

Ahora:

$$\vartheta_d = \frac{269 \text{ MPa}}{2} = 134.5 \text{ MPa}$$

Si en el caso que el factor de seguridad 2 es muy alto se tomó un factor de 1,67 para acero estructural.(Mott & Navarro Salas, 2009b, p. 123).

Tabla 2- 12: Esfuerzo de diseño.

Acero estructural (AISC): Diseño por esfuerzo permisible (ASD)

$$\sigma_d = s_y/1.67 = 0.60 s_y \quad \text{o} \quad \sigma_d = s_x/2.00 = 0.50 s_x$$

el que sea menor

$$\vartheta_d = \frac{sy}{1.67N} \tag{2.20}$$

Para conocer y evaluar el material se seleccionó la resistencia máxima a la tensión.

$$\vartheta_{\max} = \vartheta_d$$

$$\vartheta_{\max} = M/S$$

s = modulo de sección

Ahora por recomendación técnica, de los tubos rectangulares se evaluó los siguientes tubos:

$$60 \times 30 \text{ calibre } 12$$

$$50 \times 30 \text{ calibre } 12$$

Ahora el módulo de sección será:

$$50 \times 30 = S1 = 5,98 \text{ cm}^3$$

$$60 \times 30 = S2 = 5,48 \text{ cm}^3$$

Con las dimensiones recomendadas, se evaluó cuánto es el esfuerzo máximo con cada uno de los módulos de sección que proporcionó cada tubo:

$$\vartheta_{\max 1} = \frac{134116,949 \text{ N} \times \text{mm}}{5,98 \text{ cm}^3 \times \left(\frac{10 \text{ m}}{1 \text{ cm}}\right)^3}$$

$$\vartheta_{\max 1} = 224,26 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\vartheta_{\max 2} = 141,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Al comparar con el esfuerzo de diseño:

$$\vartheta_{\max} \leq \vartheta_d$$

Para S1:

$$224,26 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 134,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para S2:

$$141,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 134,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Del resultado, ningún módulo de sección cumple; por lo tanto, se procede a disminuir el factor de seguridad. Se tomó:

$$\vartheta_d = \frac{269 \text{ mpa}}{1.67}$$

$$\vartheta_d = 161.07 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Se realizó la comparación:

Para S1:

$$224,26 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 161,07 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Para S2:

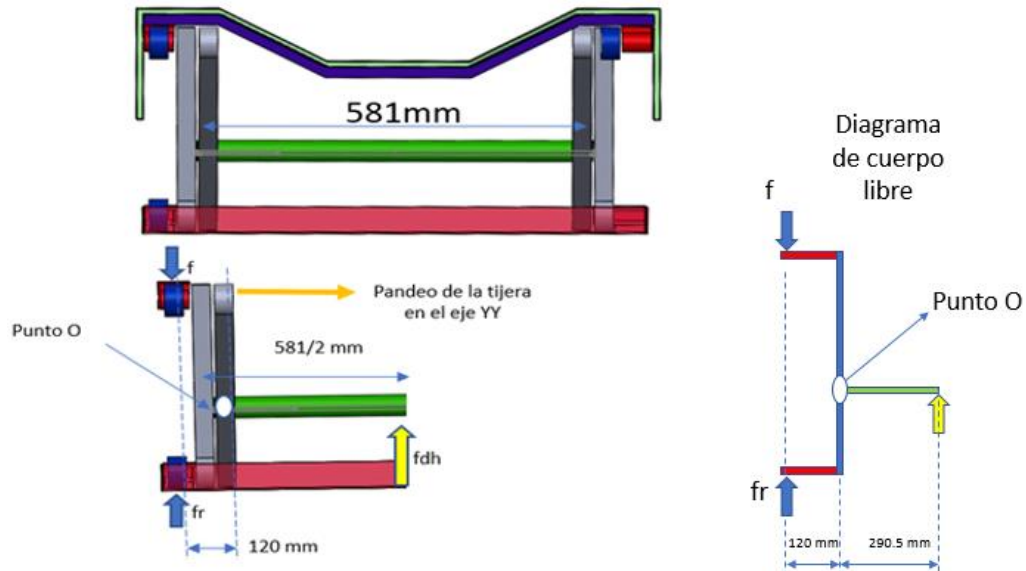
$$141,46 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \leq 161,07 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El perfil usado será 60 mm x 30 mm x 3,32 mm de espesor.

2.4.6.2 Análisis por flexión para los brazos de tijera en el plano YZ

En el eje YY, las cargas ejercen una flexión que puede desubicar la plataforma, para ello se analizó momentos en el punto O para determinar si el perfil calculado por flexión en el plano XY soporta igual que por el plano YZ de la Figura 2-18.

Figura 2- 18: Análisis estático en el punto O.



Fuente: Propia.

$$MRD = f * 120 - fr \times 120 - fdh \times \frac{581}{2} \text{ mm}$$

(2.21)

$$MRD = 713676.13 \text{ N. mm}$$

Se evaluó cuánto es el esfuerzo ejercido máximo; de donde se usó el módulo de sección de $3,81 \text{ cm}^3$:

$$\vartheta_{\max} = \frac{71367613 \text{ N} \times \text{mm}}{3.31 \text{ cm}^3 \left(\frac{\text{mm}}{1\text{cm}}\right)}$$

$$\vartheta_{\max} = 187,313 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo máximo que dió como resultado en el punto O es de $187.31 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

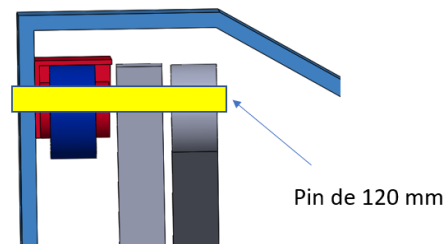
Selección de material para el brazo de tijera: Como resultados obtenidos en el ítem 3.4.5 se determinó las reacciones de b_y , b_x con R_f , F y FDH , en donde se procedió a determinar el momento resultante en el punto D de la Figura 2-18. Conocido este valor de momento se

usó el límite de fluencia mínimo para un tubo estructura con denominación T-20 de Tabla 2-11, que al compararse con el esfuerzo máximo con un factor de seguridad de 1.67 se dejó como variable el módulo de sección (S). Con el módulo de sección se definió el esfuerzo máximo y como este es menor al esfuerzo de diseño; la geometría de la pieza de 60mm x 30 mm x 3,2n mm es indicado y el material no llegó deformarse. Con el análisis en el plano YZ arrojó un valor de esfuerzos por flexión en el punto O de $187 \frac{N}{mm^2}$.

2.4.7 Selección de material para pines.

Las tijeras se unen al sistema de rieles por medio de un pin que lleva los rodachines y estos se deslizan sobre la plataforma. Dichos pines deben permanecer rígidos y no deformarse ya que descentrar la plataforma de la Figura 2-19.

Figura 2- 19: Diagrama de eje para rodachines.



Fuente: Propia.

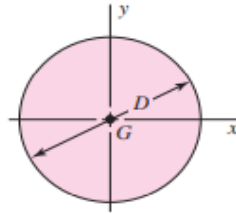
Como ya se conocen las cargas, simplemente se realizó un análisis de esfuerzos con la distancia que se tiene para el eje de 120 mm, se determinó su inercia y luego se procede a calcular el esfuerzo por Flexión(Budynas, 2008, p. 86):

$$\theta_{\max} = \frac{M \times C}{I} \quad (2.22)$$

Se tomó la inercia para un círculo(Budynas, 2008, p. 1016):

Tabla 2- 13: Inercia para un círculo.

Círculo



$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0 \quad J_G = \frac{\pi D^4}{32}$$

Fuente: (Budynas, 2008, p. 1016)

$$\text{inercia} = \frac{\pi D^4}{64} \quad (2.23)$$

$$C = \frac{d}{2}$$

$$\vartheta d = \frac{S_y}{N}$$

Ahora partiendo del método por resistencia de fluencia para esfuerzos uniaxiales normales:

$$S_{ys} = 0,50 S_y \text{ para ductil}$$

$$\vartheta d = S_{ys}$$

$$\vartheta d = \frac{0,5 \times s_y}{2}$$

(2.24)

Pero antes se calculó el momento ejercido por la carga en los 120 mm:

$$M = f \times 120 \text{ mm} = 1226,25 \text{ N} \times 120 \text{ mm}$$

$$M = 147150 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$10492428.59 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = \frac{1226.25 \text{ N}}{D^4}$$

Se tomó un 4340 para un S_y : $855 \times 10^6 \text{ Pa}$ de SolidWorks:

$$0.5 \times \frac{(855 \times 10^6 \text{ pa})}{2} = \frac{M \times D/2}{\frac{\pi}{64} d^4}$$

$$d = 3,88 \text{ mm}$$

Valor del diámetro para los pines de 3,88mm. Que se reemplazó en la ecuación de inercia para determinar su valor:

$$I = \frac{\pi}{64} d^4$$

$$I = \frac{\pi}{64} (3,88 \text{ mm})^4$$

$$I = 11.12 \text{ mm}^4$$

Para conocer la deflexión se tomó el módulo elástico para el acero:

Tabla 2- 14: Propiedades físicas de algunos materiales de ingeniería.

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Razón de Poisson ν	Densidad de peso γ	Densidad de masa ρ	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	Mg/m ³	
Aleaciones de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro, fundido, gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro, fundido, dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro, fundido, maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero, carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8

Fuente: (Budynas, 2008, p. 1020)

Luego se procede a determinar la deflexión (Y_{\max}); considerando el valor permitido para una longitud de 120 mm:

$$Y_{\max} = 0.003 \times L_{\text{mm}}$$

$$Y_{\max} = 0,003 \times 120 \text{ mm}$$

$$Y_{\max} = 0,36 \text{ mm}$$

Valor que relacionó en la siguiente ecuación:

$$Y_{\max} = \frac{p(l^3)}{3EI} \quad (2.25)$$

$$Y_{\max} = \frac{(1226,25 \text{ N}) \times (120^3 \text{ mm}^3)}{3 \times 206.36 \times \frac{10^9}{10^6} \text{ Pa} * 11.12 \text{ mm}^4}$$

$$Y_{\max} = 307.05 \text{ mm}$$

Dicho valor superó, el permitido, por lo tanto, se procede a determinar el valor de la inercia con el valor permitido de deflexión (Y_{\max}):

$$Y_{\max} = 0,36 \text{ mm} = \frac{(1226,25 \text{ N})(120 \text{ mm})^3}{3 \times (206.86 \times 10^3)}$$

$$0,36 \text{ mm} = \frac{211,896 \times 10^7 \text{ N} \times \text{mm}^3}{620580 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \times I}$$

$$I = 9484.67 \text{ mm}^4$$

Al obtener esta inercia se procedió a determinar el diámetro:

$$I = \frac{\pi}{64} d^4$$

$$9484.67 \text{ mm} \times \frac{64}{\pi} = d^4$$

$$193220 \text{ mm}^4 = d^4$$

$$D = 20,96 \text{ mm}$$

$$D = 21 \text{ mm}$$

Arrojó un diámetro de 21 mm para el eje, con dicho valor se procedió a calcular el esfuerzo máximo que se ejerce:

$$\vartheta_{\max} = \frac{M \times c}{I}$$

$$\vartheta_{\max} = \frac{154.5075 \text{ N mm}^2}{3484,67 \text{ mm}^4}$$

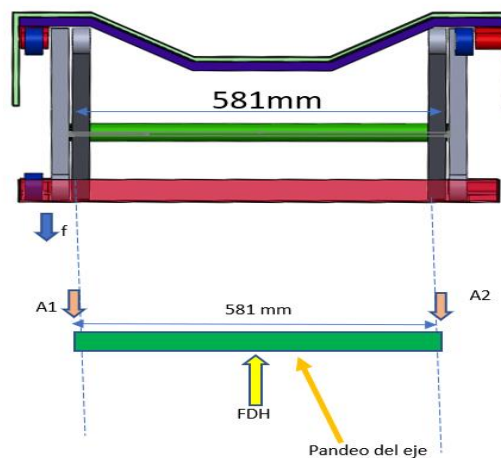
$$\vartheta_{\max} = 162.90 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Selección de material para el pin: Para la selección del pin se usó la fuerza de 1226,25 N y se aplicó el esfuerzo por flexión de la ecuación 3.2, conociendo la fórmula de inercia de tabla 3.13 se dejó como variable el diámetro. Se usó como material el acero 4340 en el cual se usó el límite de fluencia, si este al ser analizado por rigidez, con un valor permitido de $Y_{max} = 0.36$ mm; se puede definir la geometría del material que en este caso está en función de la inercia. Se usó la ecuación 3.25 para dejar como variable la inercia, se procedió a dejar en función del diámetro que arrojó un valor de 21 mm, dicho valor de diámetro es comercial y fácil de conseguir en acero 4340.

2.4.8 Análisis estático sobre el eje .

Como el par de tijera se conecta con un eje, este recibió toda la carga de la gata hidráulica, en donde se reconoció la fuerza del modelo seleccionado 3, para un valor de FDH: 10647,64N. Ahora se procedió a realizar el diagrama de cuerpo libre según se observó en la Figura 2-20 y se procedió a calcular las reacciones A1 y A2.

Figura 2- 20: Diagrama para eje.



Fuente: Propia.

Para calcular las reacciones con fuerzas en Y:

$$-A1 - A2 + FDH = 0$$

(2.26)

De donde $A1 = A2$.

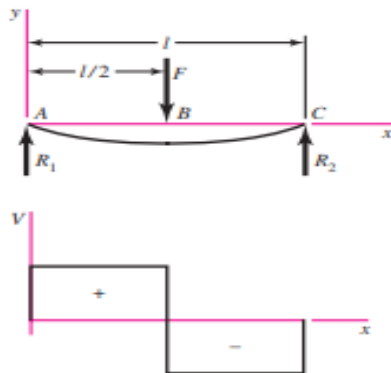
$$-2A2 + FDH = 0$$

$$A2 = \frac{FDH}{2} = \frac{FDH10647,64N}{2} = 5323,82N$$

2.4.9 Selección de material para el eje .

Para seleccionar el material del eje que acopla los pares de tijera, se tomó en cuenta el valor de deflexión permitida según la ecuación siguiente de Tabla 2-15.

Tabla 2- 15: Fórmulas de deflexión.



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

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

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

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

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

$$Y_{\text{max}} = \frac{-Fl^3}{48EI}$$

(2.27)

Se determinó la deflexión permitida:

$$Y_{\text{max}} = -(0,003) \times 641 \text{ mm}$$

$$Y_{\text{max}} = 1.923 \text{ mm}$$

Con la deformación permitida se procede a calcular la nueva inercia par un tubo macizo redondo:

$$1,923 \text{ mm} = + \frac{(10647.64 \text{ N}) \times (641 \text{ mm})^3}{48 (206.86 \times 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}) \times I}$$

$$I = 146869.09 \text{ mm}^4$$

$$I = \frac{\pi}{d^4} d^4$$

$$d = 41,59 \text{ mm}$$

Con el valor determinado del diámetro de 41,59 mm se procedió a calcular el esfuerzo máximo con un factor de seguridad de 2 y el material del acero 4340:

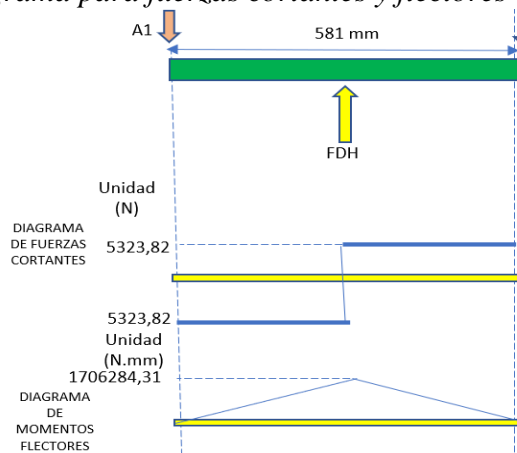
$$\vartheta d = \frac{0,5 \times S_y}{2} = \frac{0.5 \times 855 \text{ Mpa}}{2} = 213.75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dicho valor de $213.75 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ debe ser mayor al esfuerzo máximo, por tal motivo se debe proceder a evaluar por diagrama de cortantes y momentos flectores cuál es el máximo momento flector y pueda ser tomado en la siguiente fórmula según la Figura 2-21:

$$\vartheta_{\text{max}} = \frac{M \times c}{I}$$

(2.28)

Figura 2- 21: Diagrama para fuerzas cortantes y flectores en el eje.



Fuente: Propia.

El momento máximo es de 1706284,31 N.mm, por lo tanto, se puede conocer el máximo esfuerzo por flexión:

$$\sigma_{\max} = \frac{1706284,31 \text{ N}\times\text{mm} \times \left(\frac{42,59\text{mm}}{2}\right)}{146869.09 \text{ mm}^4} = 241.59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

El esfuerzo máximo es mayor al de diseño, por lo tanto, se redujó el factor de seguridad a 1.67 y comprobó si el esfuerzo de diseño es mayor al esfuerzo máximo:

$$\sigma_d = \frac{0.5 \times 355 \text{ mpa}}{1.67} \geq 241.59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_d = 255,98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \geq 241.59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Como se comprobó que el esfuerzo de diseño de $255,98 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ es mayor al esfuerzo máximo de $241.59 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, de donde la inercia calculada para el eje de 146869.09 mm^4 es viable para el diseño del eje.

Selección de material para el eje: Se usó el valor de la fuerza FDH= 10647.64 N del ítem 3.4.8 el cual permitió conocer las reacciones A2 y A1. Para evaluar y seleccionar el material se usó la Tabla 2-15, en donde se define el valor de $Y_{\max} = 1.923 \text{ mm}$ para luego ser usado en la ecuación 3.27. En la ecuación se usó el módulo elástico para el acero con valor de 206.86 Gpa, posterior a ello, se define una inercia, que se dejó en función del diámetro, Se define la geometría con diámetro de 41,59 mm se evaluó si el acero 4340 es viable. Para ello, se comparó con el esfuerzo de diseño con un factor de seguridad de 1.67, como resultado el esfuerzo máximo es menor al de diseño, por lo tanto, el material usado es apto.

3. Capítulo III. Resultados y análisis de resultados

En el siguiente epígrafe se tiene el resultado de los tres objetivos que se planteó para dar solución al problema de investigación; en el cual se logró una estudio y caracterización de las plataformas empleadas desde el año 2009 hasta el año 2019, la validación del diseño con el software de SolidWorks y, por último, la construcción de la máquina.

3.1 Cumplimiento al primer objetivo

Según el primer objetivo: Estudiar y caracterizar los elevadores de carga principalmente que existen en la industria mecánica para el desarrollo del mantenimiento y reparación.

En el estudio de las ocho tesis, la mayoría de los prototipos se encontró anclados o fijos, impidiendo la movilidad tanto en áreas interiores como exteriores. Se utilizó energía eléctrica para accionar los mecanismos hidráulicos, y neumáticos. Por otra parte, se pudo apreciar incluso que algunas plataformas incorporaron dispositivos electrónicos que garantizan la seguridad y el control de los diferentes procesos.

Todos estos elementos constituyen importantes avances en el desarrollo de estas tecnologías, sin embargo los autores de este trabajo integral de grado tienen como reto diseñar y construir una plataforma que permita el montaje y desmontaje de cajas de velocidad hasta 500 kg de peso en la ciudad de Neiva, que pueda desplazarse en áreas interiores, exteriores y sin la necesidad de la utilización de energía eléctrica para su funcionamiento ya que el sistema que se incorporó es de una gata hidráulica para realizar

la elevación del sistema compuesto por un sistema de tijeras. Ello permite garantizar que si un vehículo presenta una falla en la caja de velocidad en la vía, no es necesario trasladar el vehículo hacia el concesionario o taller ya que la plataforma que se propone permite solventar la solución de la rotura en cualquier área por donde se desplaza el vehículo.

Análisis de resultado: Ahora las características que se encontró en los diseños y se consideró como importantes:

- Los diseños para tener una mayor estabilidad y manejo de cargas entre los 500 kg hasta los 3500 kg pueden ser anclados al suelo.
- Se puede emplear una plataforma para llevar un cuerpo de una altura a otra, con la implementación de tijeras acopladas entre sí.
- Un sistema de plataforma puede ser activado por sistemas eléctricos, mecánicos, hidráulicos y neumáticos.

3.2 Cumplimiento al segundo objetivo

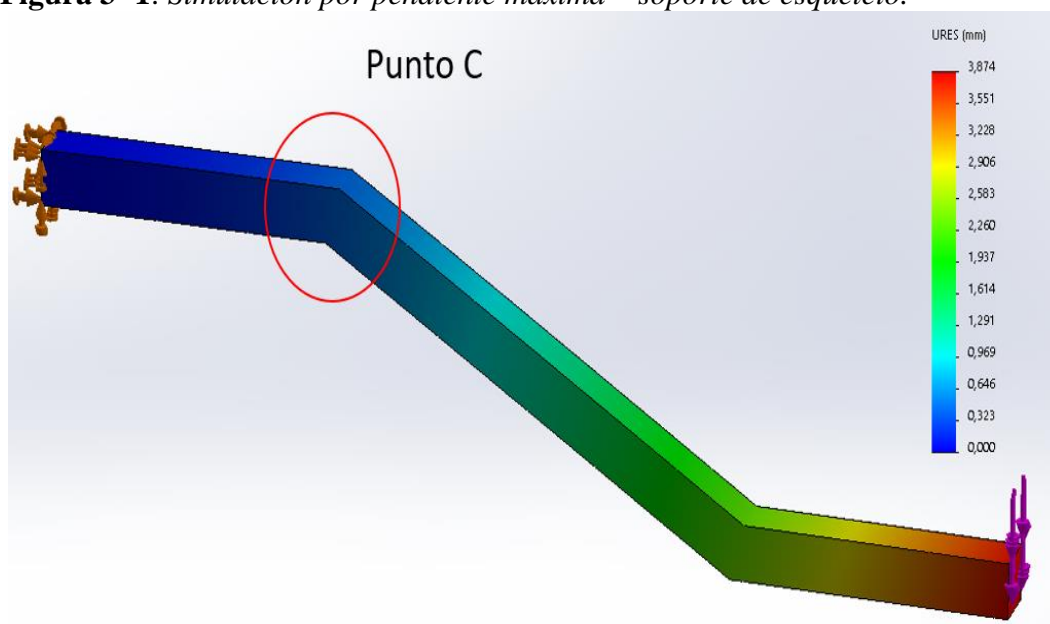
Según el segundo objetivo: Realizar los cálculos y el diseño de la plataforma por medio del software de diseño SolidWorks.

Para llevar a cabo la validación de los materiales seleccionados para piezas críticas se llevó a cabo la simulación de cada pieza con su carga respectiva, para la validación del material que se usó y la geometría de la pieza. En la cual se llegó a los siguientes resultados y análisis de resultado.

3.2.1 Simulación de soporte para plataforma

Los resultados obtenidos del cálculo sobre los soportes de esqueleto, en donde se aplicó una fuerza 250 kg dividido la cantidad de soportes, que en este caso fueron seis, se llegó a los siguientes valores para deformación máxima de $Y= 0,31$ mm; se procedió a aplicar la carga para un soporte y definir cuánto proyectó el valor de URES (Deformación en la sección). Se analizó y se observó la Figura 3-1 en el punto C:

Figura 3- 1: Simulación por pendiente máxima – soporte de esqueleto.



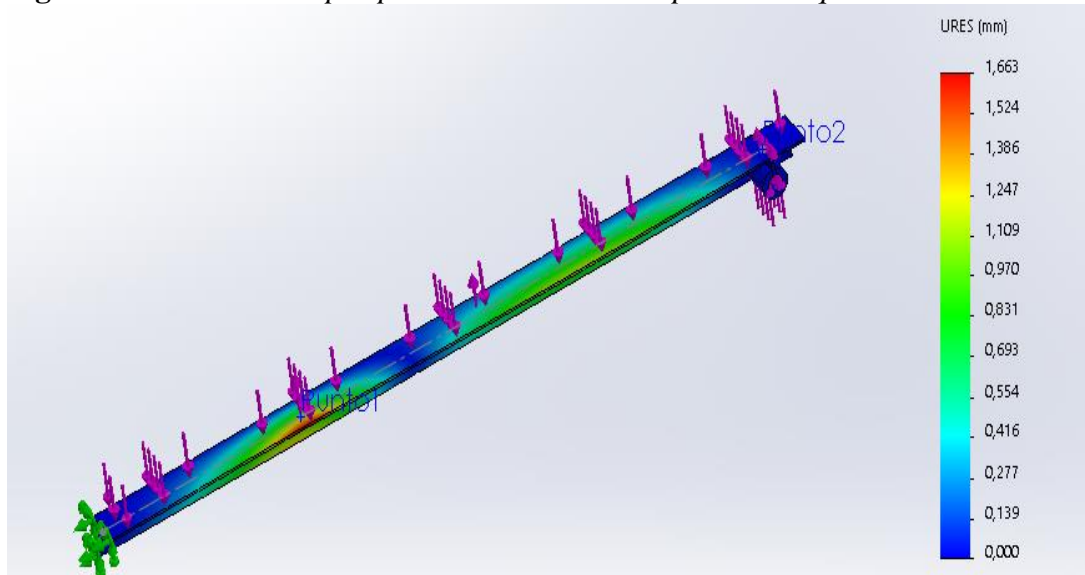
Fuente: Propia

Análisis de resultados: El resultado por el software de simulación proyectó un valor de 0,32 mm, en donde se llegó a una diferencia 0,1 mm al calculado de 0,31 mm, Por lo tanto, el material seleccionado de acero estructural de 20 mm x 20 mm es apto para el diseño, por lo tanto, no presentó falla con la carga de estudio.

3.2.2 Simulación de riel soporte de plataforma

Los resultados obtenidos del cálculo, se llegó a los siguientes valores para deformación máxima permitida 2,1 mm; con el fin de soportar esfuerzo máximo por flexión de 124 N/mm², los resultados son los siguientes:

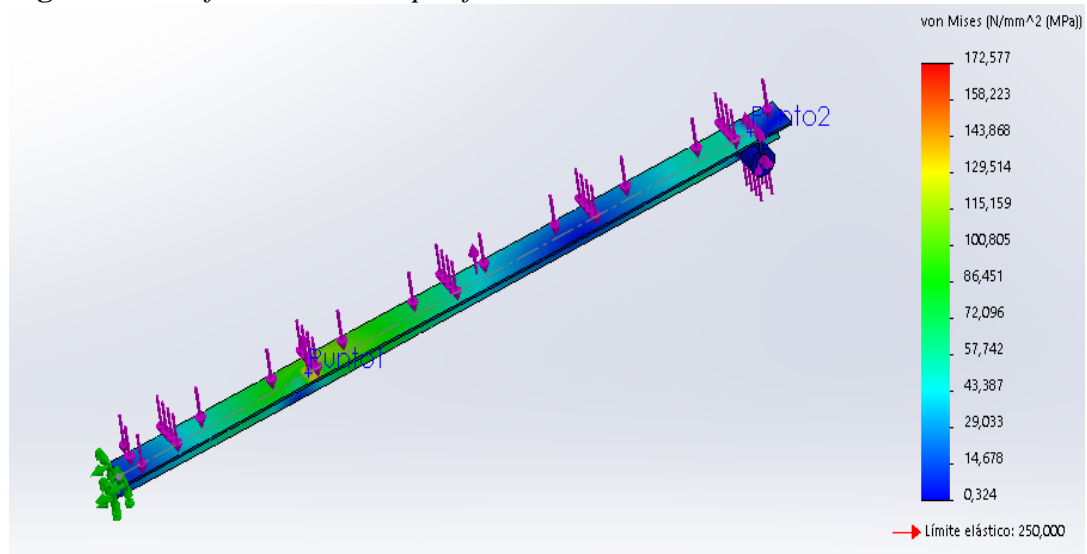
Figura 3- 2: Simulación por pendiente máxima – soporte de esqueleto.



Fuente: Propia.

Análisis de resultados: En la figura 3-2 anterior se mostró una color rojo sobre una de las caras del riel, lugar donde se ubicó una de las cargas de color violeta, y según la tabla de valores URES (Desplazamiento Estático) el valor máximo que se alcanzó a deformar en este punto es de 1,6mm en el riel, ahora según lo permitido es de 2,1 mm, por lo tanto, el resultado está en el rango, y todo el riel no presentó deformación crítica, por lo tanto, los cálculos aprueban que el material de 51 mm x 51 mm x 3.2 mm es apto para el diseño.

Figura 3- 3: *Esfuerzo máximo, por flexión.*



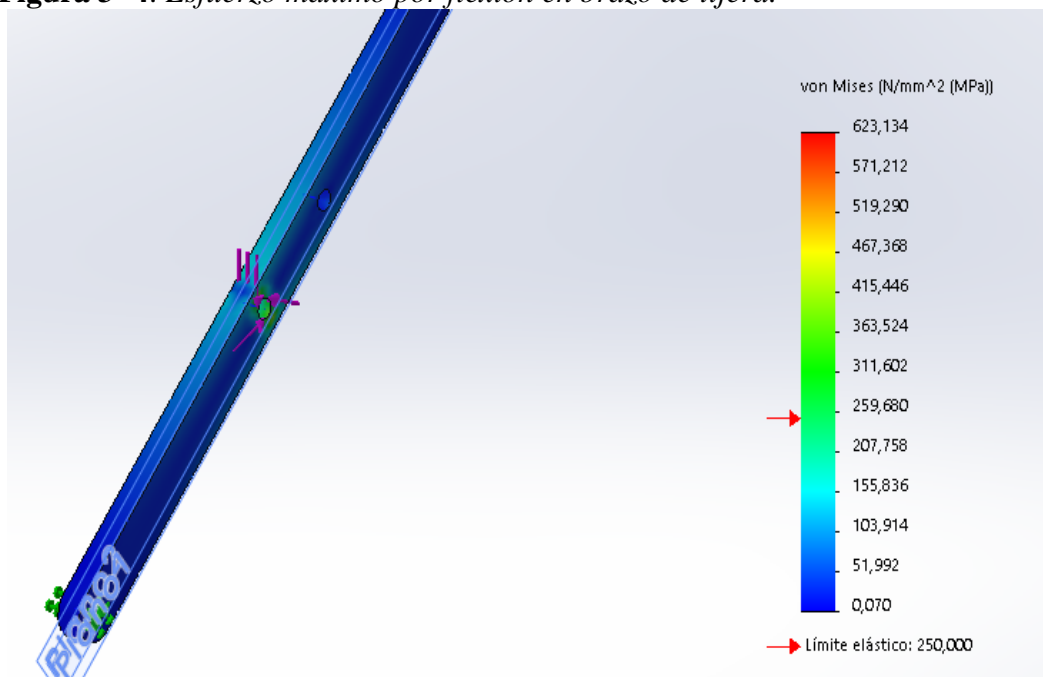
Fuente: Propia.

Análisis de resultados: Ahora el esfuerzo máximo por reflexión se proyectó un valor de 100 N/mm² a 143 N/mm² según la Figura 3-3 color verde, y el calculado es de 124 N/mm², por lo tanto, los esfuerzos que provocan las cargas no afectaran el riel.

3.2.3 Simulación en brazo de tijera

Los resultados obtenidos del cálculo, llegaron a soportar un esfuerzo máximo por flexión de 141 N/mm², se comparó con la Figura 3-4 del software de SolidWorks arrojó un valor en esfuerzos por Von Mises de 155 a 207 N/mm², como el esfuerzo máximo por flexión está por debajo de estos rangos, la pieza soportó el esfuerzo y no llegó a presentar alguna falla.

Figura 3- 4: *Esfuerzo máximo por flexión en brazo de tijera.*



Fuente: Propia.

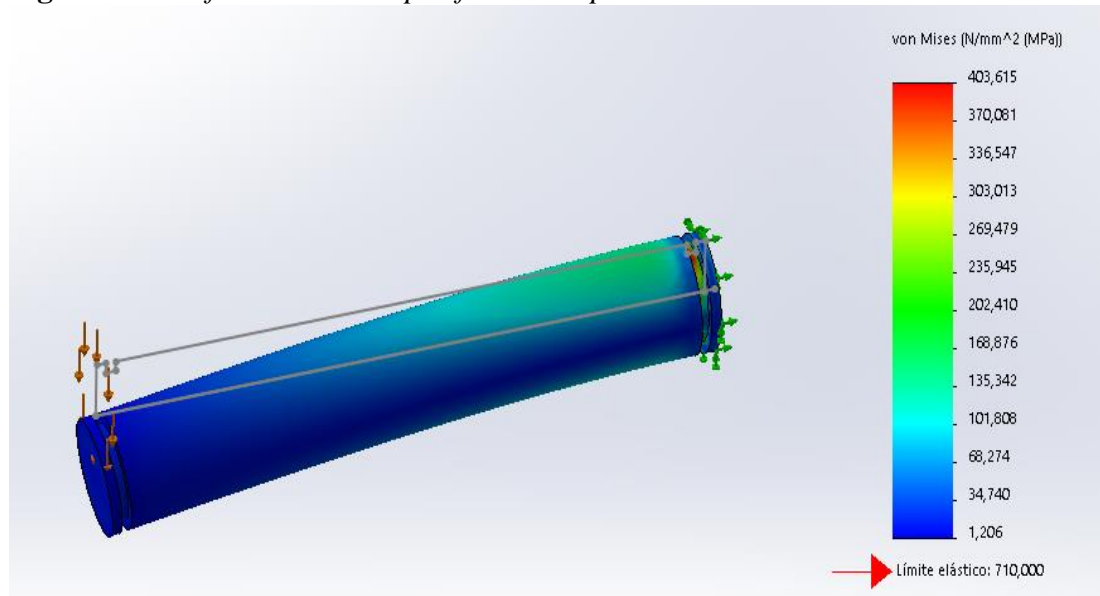
Análisis de resultados: Se apreció en la Figura 3-4 que en lo todo la superficie de las tijeras los esfuerzos están por debajo de los 103,914 N/mm², con este resultado se puede afirmar que las dimensiones de la tijera seleccionada las cuales son 60 mm x 30 x 3,2 mm y el material en acero estructural es apto para el diseño.

3.2.4 Simulación para el pin principal de 120mm

Como el diseño está conformado por pines de diferentes medidas como son: 65 mm, 75 mm, 85mm,100mm y 120 mm. Se evaluó el más largo que corresponde al pin que sujeto los rodachines al brazo de la tijera y este sobre los rieles. En donde el pin está sometido a una carga de 1226,25N dando un esfuerzo máximo por flexión de 162,73 N/mm². Ahora la simulación arrojó el siguiente resultado en el rango de Von Mises de 135 a 202 N/mm², con

el valor de carga de 1226,25 N, se ubicó en el extremo del pin como se aprecia en la Figura 3-5.

Figura 3- 5: *Esfuerzo máximo por flexión en pin.*



Fuente: Propia.

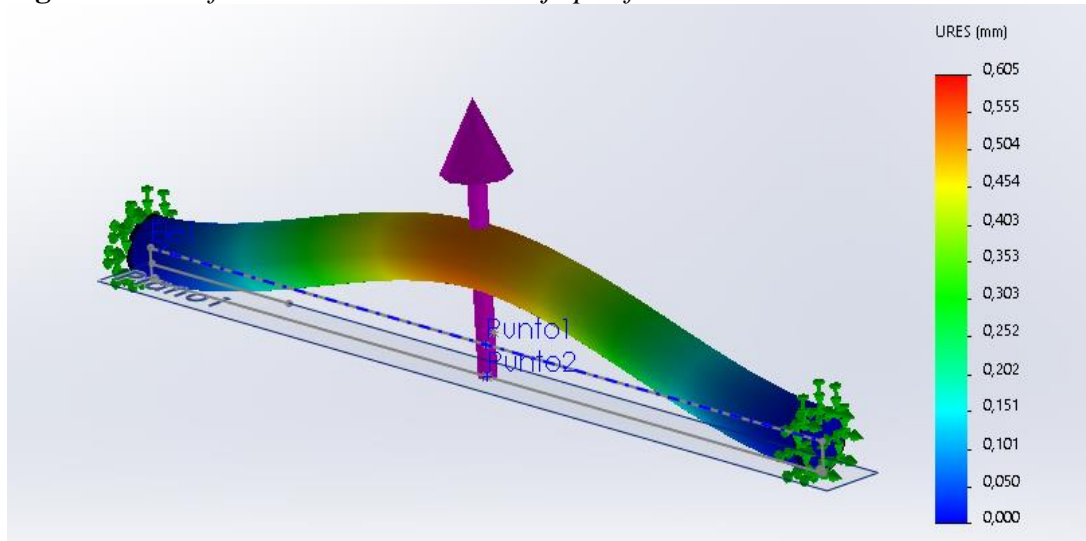
Análisis de resultados: El valor del esfuerzo de 162,73 N/mm² no alteró las condiciones físicas del pin, por lo tanto, la dimensión de 120 mm con un diámetro de 21 mm es adecuado para el diseño, por lo tanto, los pines restantes se diseñan con el mismo material y diámetro, ya que el evaluado en este caso el más largo; cumple con las condiciones de diseño.

3.2.5 Simulación sobre eje principal

Para el eje principal se consideró principalmente la rigidez, ya que si el eje que conecta las tijeras llega a flectarse; puede desalinear las tijeras y posterior a ello atascar los rodachines y no deslizar sobre los rieles, para ello la deformación máxima permitida fue de

un valor de 1,92mm, en donde la simulación arrojó un valor de 0,6mm según la Figura 3-6 la deformación URES ; lo que significó que el eje se va a mantener lo más rígido posible y no afecta las tijeras.

Figura 3- 6: *Deformación máxima en el eje por flexión.*



Fuente: Propia.

Análisis de resultados: Ahora el material seleccionado en el cálculo, es apto para diseño, por lo tanto, las dimensiones del eje en cuanto al diámetro de 41,59 mm y de material acero 4340 es viable para el diseño.

3.3 Cumplimiento al tercer objetivo

Según el tercer objetivo: Construir un prototipo de plataforma de tijera para elevar una carga de hasta 500 kg a una altura máxima de 750 mm.

Para dar cumplimiento a este objetivo se llegó a la generación de planos, diseño CAD, compra de materiales y finalmente la construcción.

3.3.1 *Generación de planos de diseño*

Para realizar la construcción del prototipo de la plataforma tipo tijera se empleó los planos que aparecen en el anexo “8.2 Anexos de Planos”.

3.3.2 *Compra de materiales según planos de diseño*

Para la compra de materiales se tomó como base los datos obtenidos de la selección de materiales para las piezas críticas:

Soporte de esqueleto: De material acero estructural A36- con medidas de :20 mm x 20 mm, barra maciza cuadrada.

Ángulo soporte de esqueleto - Riel: De acero estructural A-36 con medidas de 51 mm x 51mm x 3.2 mm.

Brazo de tijeras con apoyo y sin apoyo: De acero estructural A-36 con medidas de 60 mm x 30 mm x Calibre 12.

Pines: Diámetro de 21mm y 42 mm de acero 4340.

Como resultado final para completar la máquina se llegó al siguiente listado de materiales de la Tabla 3-1 hasta su funcionamiento:

Tabla 3- 1: Listado de materiales.

MATERIAL	UNIDAD	CANTIDAD	VALOR UNITARIO	TOTAL
LAMINA LISA 4*8 EN ESPESOR 7mm	UNIDAD	1	\$ 240.000	\$ 240.000
ACERO 4340 PARA EJES Y PINES	UNIDAD	1	\$ 30.000	\$ 30.000
SERVICIO DE TORNO PARA EJES Y PINES	UNIDAD	9	\$ 80.000	\$ 80.000
TUBO RECTANGULAR 60x30x CALIBRE 12	UNIDAD	1	\$ 249.380	\$ 249.380

BARRA CUADRADA CE ACERO A- 36 20X20 mm	UNIDAD	1	\$ 69.850	\$ 69.850
ANGULO DE 51 X 51 X 3.2 mm	UNIDAD	1	\$ 89.550	\$ 89.550
RODACHINAS SERIE 53 LINEA PESADA	UNIDAD	4	\$ 27.000	\$ 108.000
CORTE Y DOBLES DE LAMINA	UNIDAD	1	\$ 90.000	\$ 90.000
SOLDADURA ROYO DE MIG 15 KG/0.35mm	ROYO	1	\$ 195.000	\$ 195.000
CRIMOMIG APORTE PARA SOLDADURA	BOTELLA	1	\$ 180.000	\$ 180.000
TORNILLERIA, ARANDELAS TUERCA DE SEGURIDAD	UNIDAD	1	\$ 40.000	\$ 40.000
TRASPORTE DE MATERIAL	UNIDAD	1	\$ 50.000	\$ 50.000
DISCOS DE CORTE DE 7` MARCA DEWALT	INUDAD	4	\$ 5.000	\$ 20.000
DISCOS DE ABARSIVO 4`1/2 * 1/8 MARCA DEWALT	INUDAD	2	\$ 4.700	\$ 9.400
DISCOS DE CORTE DE 4` MARCA DEWALT	UNIDAD	4	\$ 4.500	18.000,00
DISCO LIJA FLAP 115MM GRANO 40X10 UYUSTOOLS	UNIDAD	3	\$ 5.000	15.000,00
PINTURA POLIURETANO NEGRO	CUARTO	1	\$ 40.000	40.000,00
PINTURA POLIURETANO ROJO	UNIDAD	1	\$ 40.000	40.000,00
THINNER	GALON	2	\$ 22.000	44.000,00
GATA HIDRAULICA	UNIDAD	1	\$ 860.000	\$ 860.000
TOTAL				\$ 2.468.180

Fuente: Propia.

El costo anterior de \$ 2.468.180, se debe agregar el valor de transporte \$ 180.000 y el valor para el diseño de \$ 1.500.000, dando un precio final cotizado para la empresa de: \$ 4.148.180.

3.3.3 Construcción de prototipo según planos de diseño

Para la construcción del prototipo de la plataforma tipo tijera, se usó como guía el modelo 3D, con el de mirar la forma de unir los componentes de la Tabla 3-2, Figura 3-7 y Figura 3-8.

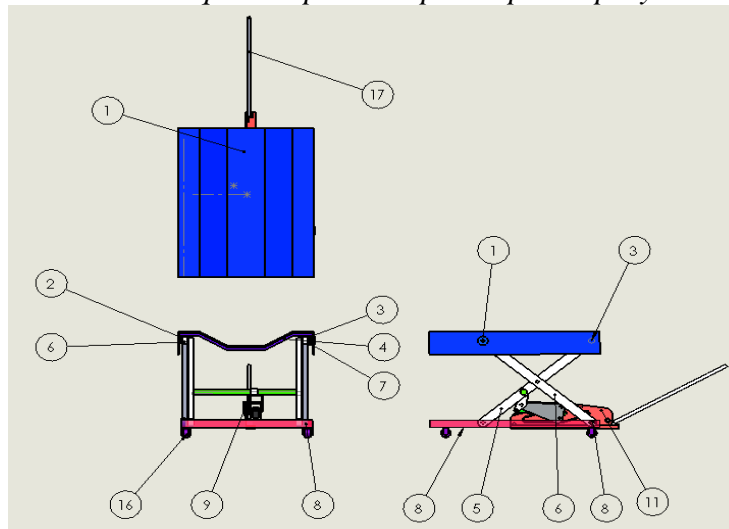
Tabla 3- 2: Número de elementos del prototipo para el proyecto.

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	CUBIERTA	1
2	RIEL IZQUIERDO	1
3	RIEL DERECHO	1
4	BASE ESQUELETO	6
5	TIJERA ESLABON CON APOYO	2
6	TIJERA ESLABON SIN APOYO	2
7	RODACHIN	3
8	SOPORTE DE RIELES	1
9	EJE 641	1
10	GATA HIDRAULICA	1
12	PIN 120	2
13	PIN 100	2
14	PIN 85	2
15	PIN 75	2
16	RUEDAS	4
17	PALANCA	1

Fuente: Propia.

A continuación, se presentó los elementos de la Tabla 3-1 y se observó en la siguiente Figura 3-7:

Figura 3- 7: Elementos que componen el prototipo del proyecto.

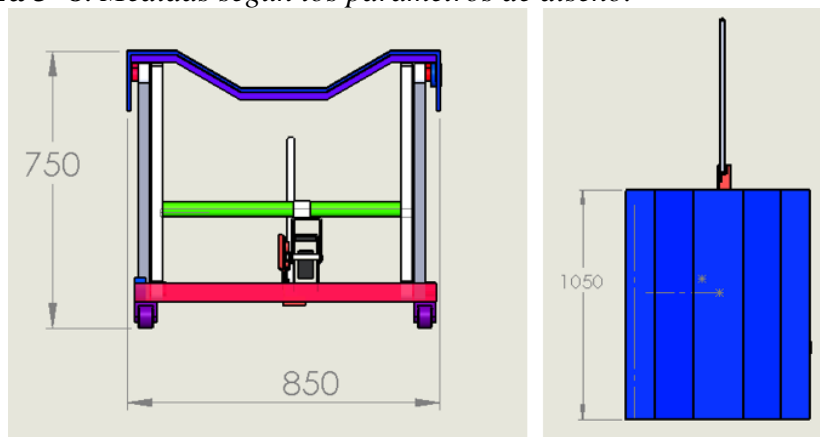


Fuente; Propia.

Con la cantidad de elementos para un total de 17, se inicia la construcción por partes y luego ser ensamblada.

Se cumplió con los parámetros de diseño propuestos por la empresa Autoservices según las medidas de la Figura 3-8:

Figura 3- 8: Medidas según los parámetros de diseño.



Fuente; Propia.

Ya con las partes del prototipo según se evidenció en los anexos fotográficos, se procede al armado y analizar las piezas complejas; con el fin de garantizar que funcione

correctamente. Además, otro aspecto complejo fue ubicar y desarmar parte de la gata hidráulica para crear una pieza que acopló con el eje de 42mm de acero 4340; dando como resultado el siguiente prototipo según la Figura 3-9:

Figura 3- 9: *Construcción del prototipo de la plataforma tipo tijera.*



Fuente: Propia.

En la figura anterior se puede evidenciar que la caja de cambios queda en un espacio adecuado para su desmontaje, la forma de la plataforma tipo canal le permite estabilizarse si esta llega a ladearse.

Análisis de resultados: Para validar el funcionamiento del prototipo se verificó los 4 rodamientos, que la gata estuviera bien ajustada, luego se procedió a ubicar la caja de cambios y para finalizar se procede a usar la extensión de la gata hidráulica tipo palanca para empezar a elevar la plataforma según se observó en la siguiente Figura 3-10:

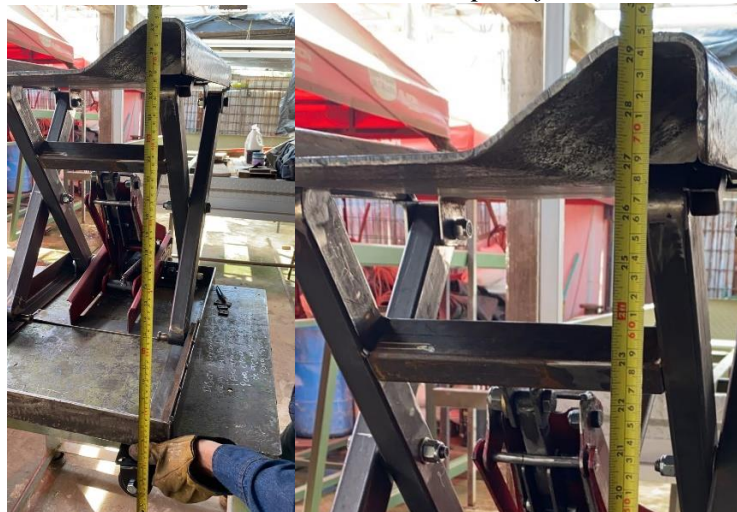
Figura 3- 10: *Prueba de caja de cambios sobre plataforma.*



Fuente: Propia.

Con la prueba anterior de la Figura 3-11 se procede a validar la altura máxima:

Figura 3- 11: *Prueba de la altura máxima de la plataforma.*



Fuente: Propia.

Se procedió a medir la altura máxima en la Figura 3-11; desde la base de los rodamientos hasta la parte superior de la plataforma, llegando a los 750 mm.

Ya terminada la maquina se procede a pintar la estructura como se puede evidenciar en la figura 3-12 y 3-13:

Figura 3- 12: *Elevación de plataforma.*



Fuente: Propia.

En la figura anterior 3-12 se evidenció que todos los componentes son de color amarillo, menos el sistema de accionamiento (tono rojo).

Figura 3- 13: *Plataforma en descenso.*



Fuente: Propia.

En la figura 3-13 Se procedió a cerrar la plataforma para evidenciar que las tijeras descienden totalmente.

4. Capítulo IV. Conclusiones

Se estudió y caracterizó ocho tesis de grado donde aparecen importantes aportes referentes a los elevadores de carga que cumplen diferentes funciones en la industria mecánica. Se apreció diferentes diseños, funciones, tipos de cargas, tamaño, y empleo de diversos sistemas de accionamiento. La mayoría de las plataformas estudiadas se encuentran ancladas o fijas, utilizan energía eléctrica para accionar los mecanismos hidráulicos, y neumáticos. Algunas incorporan dispositivos electrónicos que garantizan la seguridad y el control de los diferentes procesos.

Se realizó los cálculos de diseño para los componentes críticos del prototipo de la plataforma tipo tijera en donde se llegó a emplear tubo rectangular de 60 mm x 30 x 3.2 mm en acero estructural A- 36 soportando un esfuerzo por flexión de 141,46 N/mm², y un eje como conector de los pares de tijera con medidas de 42mm de diámetro en material acero 4340 soportando un esfuerzo por flexión máxima de 241,59 N/mm².

La construcción del prototipo de plataforma tipo tijera permitió a la empresa Autoservices brindar mantenimiento a campo abierto, ya que es portátil, se puede desplegar por medio de una gata hidráulica de 2 Toneladas con capacidad de carga para 500 Kg.

4.1 Recomendaciones

Se recomienda para proyectos futuros estudiar la posibilidad de incorporar sensores de presión, y de altura en la plataforma, así como un sistema electromecánico que asegure la máquina.

5. Referencias Bibliográficas

- Advanced Transmission. (2019). *Why Transmissions Are More Complicated Than Engines*.
<https://advancedtransmission.com/2019/09/12/why-transmissions-are-more-complicated-than-engines/>
- Afkir, H. (2018). *Estudio y diseño de un gato hidráulico con accionamiento rotatorio*.
- Almeida, C. (2016). *Diseño y construcción de un elevador móvil electrohidráulico tipo tijera con capacidad de carga de 500 kilogramos para el mantenimiento de maquinaria*.
- Budynas, R. G. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va Edición*.
- Callister, W. (2012). *Ciencia e Ingeniería de los materiales—Introducción*.
- Chanthamanivong, K., Ario, I., & Chikahiro, Y. (2021). Smart design of coupling scissors-type bridge. *Structures*, 30, 206-216. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2020.12.044>
- Comasema, P. (2014). *Plataforma elevadora de tipo tijera*.
- Fullbay. (2021). *About Us*. Fullbay. <https://www.fullbay.com/about-us/>
- Gonzalez, R. (2012). *Matriz de Pugh: Ayuda a la toma de decisiones : PDCA Home*.
<https://www.pdcahome.com/2569/matriz-de-pugh-ayuda-a-la-toma-de-decisiones/>
- Grajales, L. F. G., & Vargas, M. Á. J. (2016). *Diseño de una plataforma portátil para la elevación de tanques patrón de 200 gal y 50 gal para el aforo de carros cisterna*. 125.
- Gronowicz, A., Prucnal-Wieszort, M., & Uberna, M. (2008). Type synthesis of a mobile underbridge platform. *Automation in Construction*, 17(3), 257-264.
<https://doi.org/10.1016/j.autcon.2007.05.006>

- Hernández Sampieri, R. (2014). *Metodología de la investigación*. McGraw-Hill.
- Hernández Sampieri, R., Fernández Collado, C., Baptista Lucio, P., Méndez Valencia, S., & Mendoza Torres, C. P. (2014). *Metodología de la investigación*. McGraw-Hill Education.
- Hou, J., Zhang, Z., Ning, D., & Gong, Y. (2017). Model-based position tracking control of a hose-connected hydraulic lifting system. *Flow Measurement and Instrumentation*, 53, 286-292. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2016.08.001>
- ICONTEC. (2012). *Norma técnica ntc colombiana 2769-4*.
<http://www.elv.com.co/es/Archivos/Boletin/Instalacion.pdf>
- Ingemecanica. (2012). *Perfiles de Acero*.
<https://ingemecanica.com/tutoriales/prontuariodeperfiles.html#cuadrados>
- Lirio, J. (2009). *Plataforma elevadora flexible para el mantenimiento de los sistemas del ala y motores del avión AIRBUS A-380*. 82.
- Maldonado, M. (2015). *Diseño de una plataforma elevadora de tijera. generación de su prototipo virtual y simulación mecánica*.
- Malrait, F., Jebai, A. K., & Ejjabraoui, K. (2019). Power conversion optimization for hydraulic systems controlled by variable speed drives. *Journal of Process Control*, 74, 133-146. <https://doi.org/10.1016/j.jprocont.2017.11.002>
- Mott, R. L. (2009). *Resistencia de materiales*.
- Mott, R. L., & Navarro Salas, R. (2009a). *Resistencia de materiales*.
<https://elibro.net/ereader/elibrodemo/39532>
- Mott, R. L., & Navarro Salas, R. (2009b). *Resistencia de materiales*.
<https://elibro.net/ereader/elibrodemo/39532>

- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas un enfoque integrado*. Pearson.
- Paramasivam, V., Tilahun, S., kerebih Jembere, A., & Selvaraj, S. K. (2021). Analytical investigation of hydraulic scissor lift for modular industrial plants in ethiopia. *Materials Today: Proceedings*, 46, 7596-7601. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.01.838>
- Rashid, H., Ariffin, M. K. A. M., Noh, M. H. M., Abdullah, A. H., Hamid, A. H. A., Jusoh, M. A. M., & Othman, A. (2012). Design Review of Scissors Lifts Structure for Commercial Aircraft Ground Support Equipment using Finite Element Analysis. *Procedia Engineering*, 41, 1696-1701. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.370>
- Ruiz. (2013). *Diseño de una plataforma articulada de tijera con activación hidráulica para elevar una carga nominal de 3000kg salvando una elevación entre cotas de 4m en el interior de un almacén*.
- Shi, Y. (2012). Analyses on docking dynamic characteristics of the jack-up platform with two-piece units guide cable. *Petroleum Exploration and Development*, 39(5), 652-659. [https://doi.org/10.1016/S1876-3804\(12\)60089-5](https://doi.org/10.1016/S1876-3804(12)60089-5)
- Smith, J. (2015). *Changing a Gearbox*. BreakerLink Blog. <https://www.breakerlink.com/blog/maintenance/changing-gearbox/>
- Stawiński, Ł., Kosucki, A., Morawiec, A., & Sikora, M. (2019a). A new approach for control the velocity of the hydrostatic system for scissor lift with fixed displacement pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 19(4), 1104-1115. <https://doi.org/10.1016/j.acme.2019.06.001>
- Stawiński, Ł., Kosucki, A., Morawiec, A., & Sikora, M. (2019b). A new approach for control the velocity of the hydrostatic system for scissor lift with fixed displacement

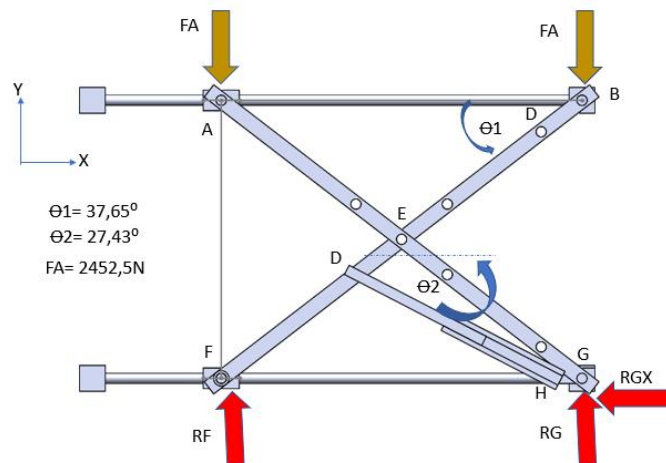
- pump. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 19(4), 1104-1115.
<https://doi.org/10.1016/j.acme.2019.06.001>
- Torres, S. (2019). *Diseño y cálculo de un elevador de tijera para vehículos*.
- Toyota, T. of D. (2018). *How Much is a Transmission? | Replacement, Repair Cost*. Toyota of Downtown LA. <https://www.toyotaofdowntownla.com/how-much-is-a-transmission/>
- Venkatesh, R., Karunakaran, V., Arun Shenbaga Raj, A., Dhinesh Kanna, R., & Mohammed Safiur Rahman, H. (2021). Design and structural analysis of inbuilt car jack system. *Materials Today: Proceedings*, S2214785321017788.
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2021.02.627>

6. Anexos de cálculo de modelo tres

6.1 Modelo tres

El siguiente modelo tiene el sistema de accionamiento acoplado en el punto H, a una distancia de 100 mm del punto G en el eje x, y este se acopló en las tijeras desde una distancia de 100 mm desde el punto E al punto D. Se puede apreciar el diagrama de cuerpo libre en la Figura 6-1 y la tabla 7-1 la distribución de las fuerzas:

Figura 6- 1: Diagrama estático Modelo 3.



Fuente: Propia.

Tabla 6- 1 Simbología de variables del modelo tres.

SIMBOLOGIA PARA VARIABLES DEL MODELO 3

FUERZA O REACCIÓN	UNIDAD
FA	Newton (N)
Nodo A: FAE	Newton (N)

Nodo B: FEB, FA	Newton (N)
Nodo H: FDH, FHG	Newton (N)
Nodo G: FEG, FHG, RG, RGX	Newton (N)
Nodo E: FAE, FBE, FDE, FEG	Newton (N)
Node D: FFD, FED, FDH	Newton (N)
Ángulos: $\phi 1, \phi 2$	Grados ($^{\circ}$)

Fuente: Propia.

$$FA = \frac{500\text{Kg}}{2} * 9.81\text{m/s}$$

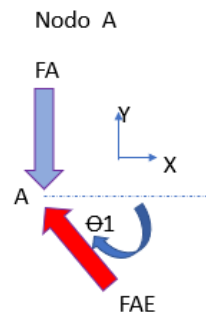
$$FA = 2452,5 \text{ N}$$

$$\phi 1 = 37,65^{\circ}$$

$$\phi A = \text{ABERTURA DE TIJERAS} = 104,7^{\circ}$$

Nodo A

Figura 6- 2: *Nodo A.*



Fuente: Propia.

Con sumatoria de fuerzas en el eje Y según la Figura 6-2:

$$-FA + FAE * \text{SEN}\phi 1 = 0$$

(7.1)

$$FAE = 4014,98\text{N}$$

Para determinar R_F y R_G se debe analizar en general con sumatoria de fuerza en Y:

$$-FA - FA + RF + RGY = 0$$

(7.2)

Con sumatoria de momentos en G y con sentido horario positivo:

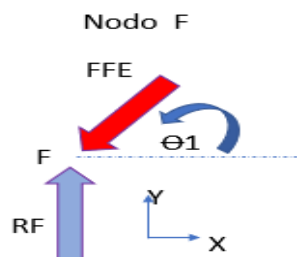
$$RF * 700\text{mm} - FA * 700\text{mm} = 0$$

(7.3)

$$RF = FA = 2452,5 \text{ N}$$

Nodo F

Figura 6- 3: *Nodo F.*



Fuente: Propia.

Con sumatoria de fuerzas en el eje Y según la Figura 6-3:

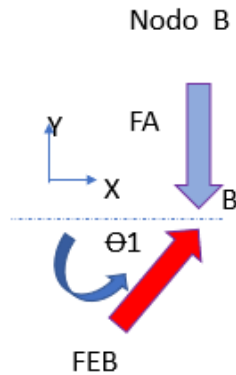
$$RF - FFD * \text{SEN } \theta_1 = 0$$

(7.4)

$$FFD = 4014,98 \text{ N}$$

Nodo B

Figura 6- 4: *Nodo B.*



Fuente: Propia.

Con sumatoria de fuerzas en el eje Y, según la Figura 6-4:

$$-F_A + F_{EB} * \text{SEN } \theta_1 = 0$$

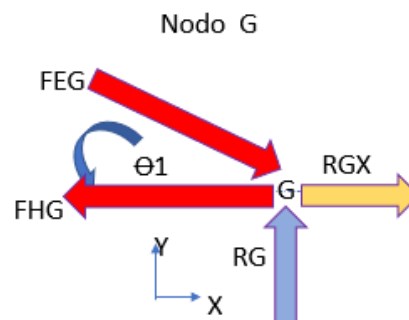
(7.5)

$$F_{EB} * \text{SEN } \theta_1 = F_A$$

$$F_{EB} = 4014,98\text{N}$$

Nodo G

Figura 6- 5: *Nodo G.*



Fuente: Propia.

Con sumatoria de fuerzas en el eje Y, según la Figura 6-5:

$$-FEG * \text{SEN } \vartheta 1 + RG = 0$$

(7.6)

$$FEG = 4014,98 \text{ N}$$

Con sumatoria de fuerzas en el eje x:

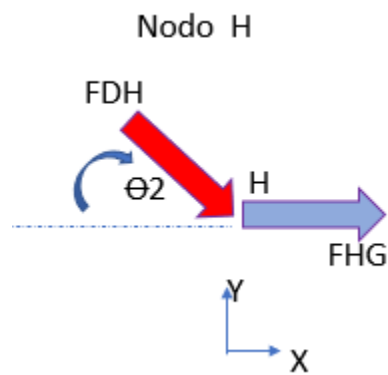
$$+ RGX - FHG + FEG \times \cos \vartheta 1 = 0$$

(7.7)

$$-FGH = -3178,88 - RGX$$

Nodo H

Figura 6- 6: *Nodo H.*



Fuente: Propia.

Con sumatoria de fuerzas en el eje x según la Figura 6-6:

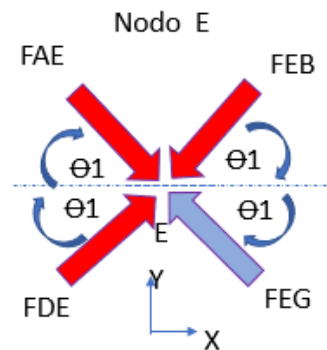
$$-FDH * \text{COS } \vartheta 2 + FHG = 0$$

(7.8)

$$FDH = (3178,88\text{N} + RGX) / \text{COS } 27,43^\circ$$

Nodo E

Figura 6- 7: *Nodo E.*



Fuente: Propia.

Con sumatoria de fuerzas en el eje x, según la Figura 6-7:

$$-FAE * \cos \vartheta_1 + FBE * \cos \vartheta_1 - FDE * \cos \vartheta_2 + FEG * \cos \vartheta_1 = 0 \quad (7.9)$$

$$FAE = FBE$$

$$-FDE * \cos \vartheta_1 = -FEG * \cos \vartheta_1$$

$$FDE = FEG$$

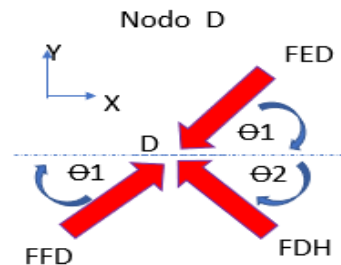
Con sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$+FAE * \sin \vartheta_1 + FBE * \sin \vartheta_1 - FDE * \sin \vartheta_1 - FEG * \sin \vartheta_1 = 0 \quad (7.10)$$

$$FDE = FAE = 4014,98 \text{ N}$$

Nodo D

Figura 6- 8: *Nodo D.*



Fuente: Propia.

Con sumatoria de fuerzas en el eje Y, según la Figura 6-8:

$$+FFD * \text{SEN } \vartheta_1 + FED * \text{SEN } \vartheta_1 - FDH * \text{SEN } \vartheta_2 = 0$$

(7.11)

$$4904,39\text{N} - FDH * \text{SEN } \vartheta_2 = 0$$

$$FDH = -4904,39\text{N} / \text{SEN } 27,43^\circ$$

$$FDH: 10647,64 \text{ N}$$

La fuerza que se requiere para levantar los 500 kg está dada por $FDH=10647,64 \text{ N}$.

Ahora se procedió a determinar la masa y conocer su valor en toneladas:

$$F = M \times A \quad \text{y} \quad F = M \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$M = 10647,64 \text{ N} / 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$= 1085,38 \text{ Kg}$$

$$M = 1100 \text{ kg} = 1 + 1/4 \text{ Toneladas}$$

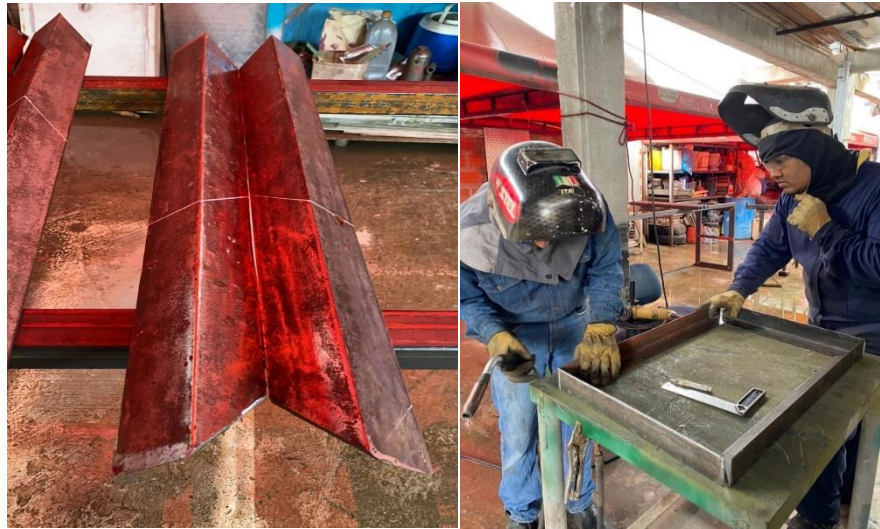
Con el valor de $1 - 1/4$ de tonelada se procede a buscar una gata hidráulica con este valor mínimo para lograr levantar la carga de 500 Kg.

7. Anexos Fotográficos

7.1 Evidencia de fotografías

Evidencias de corte en los ángulos, según la Figura 7-1:

Figura 7- 1: *Evidencias de corte para los rieles.*



Fuente: Propia.

Evidencia en armado de brazos de las tijeras según la Figura 7-2:

Figura 7- 4: *Evidencias de perforación de brazos de las tijeras*



Fuente: Propia.

Postura de la plataforma sobre los rieles y tijeras según Figura 7-3:

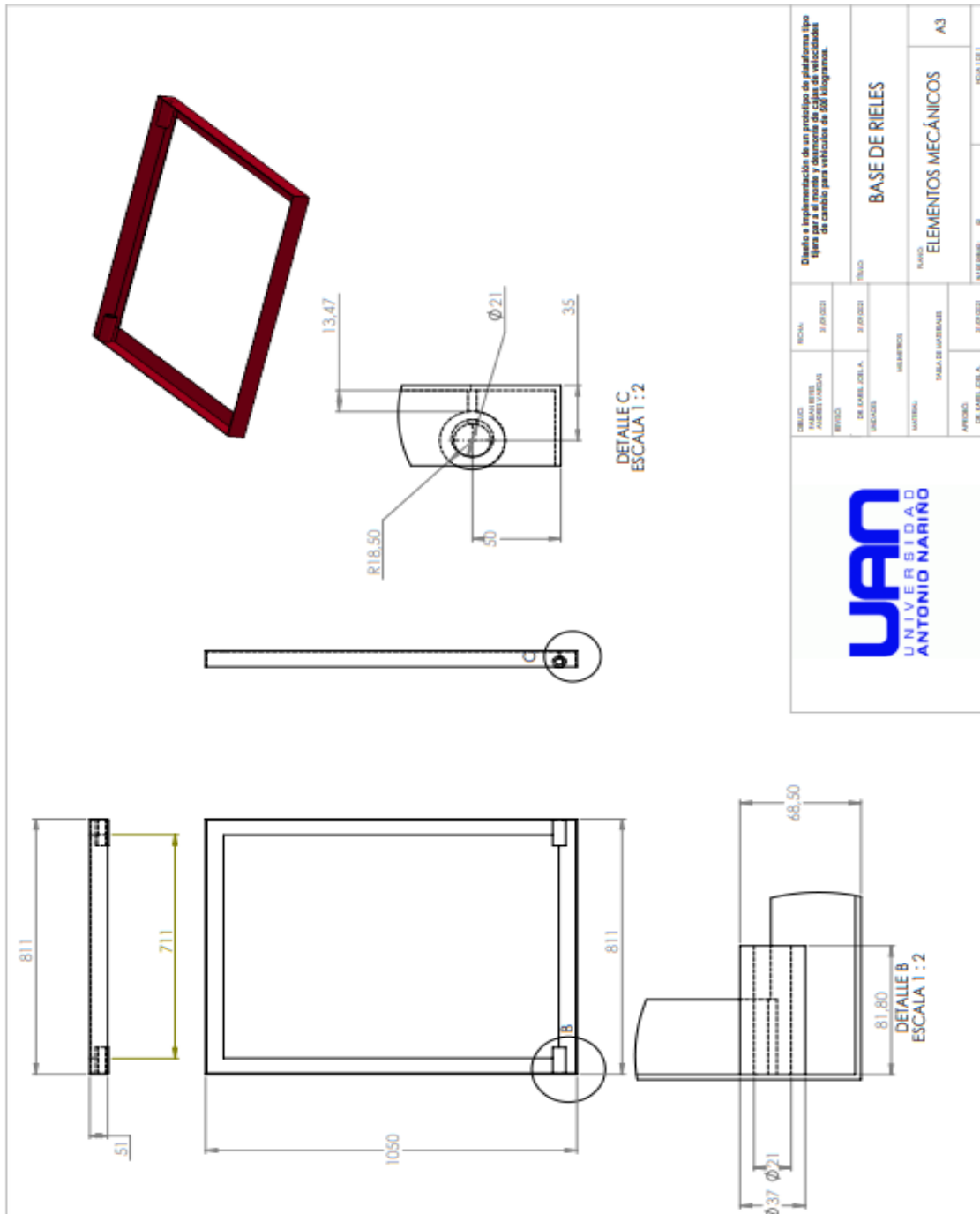
Figura 7-7: *Evidencia de postura de plataforma sobre estructura.*



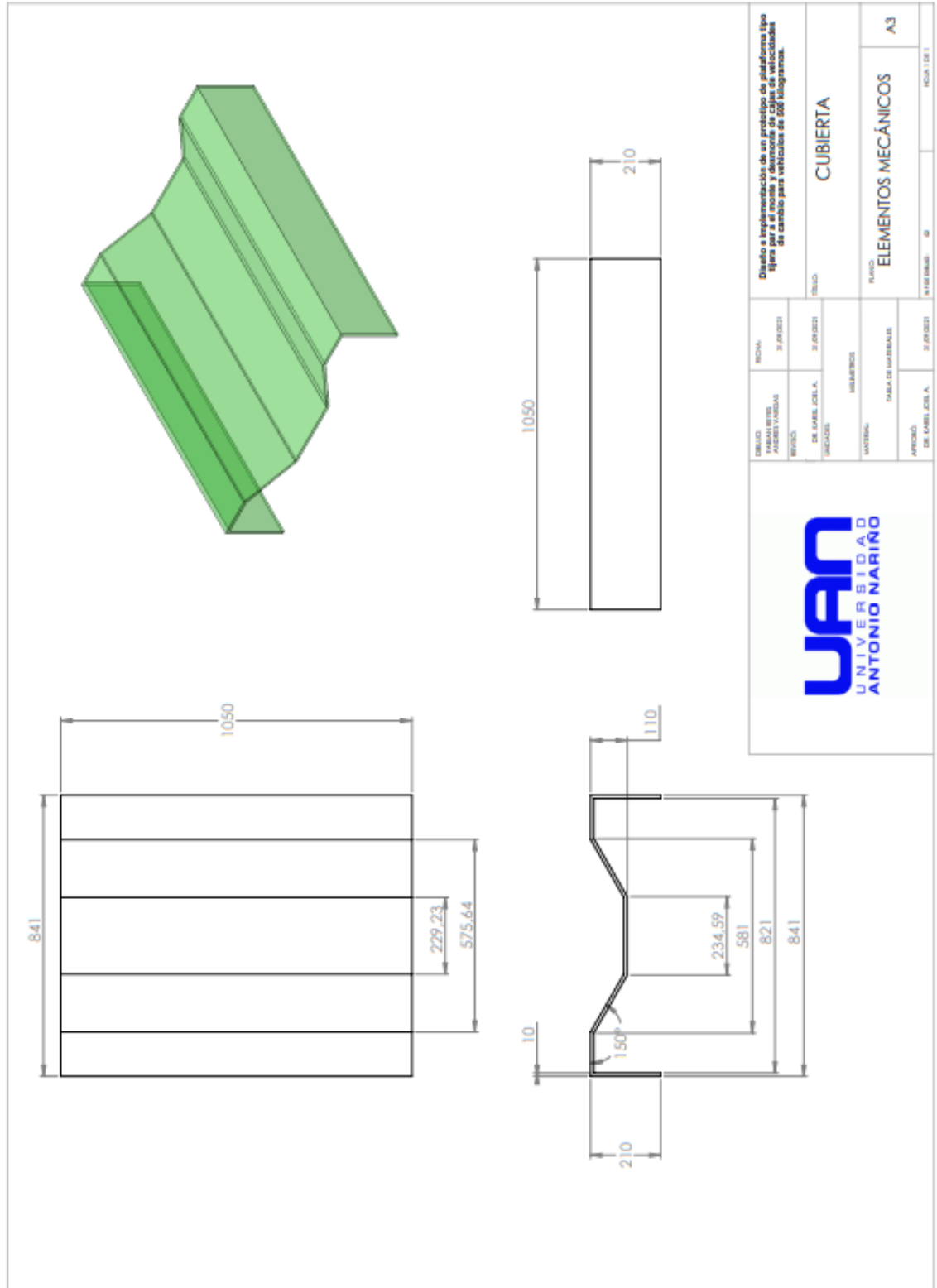
Fuente: Propia.

8. Anexos de planos

8.1 Plano uno - Base de rieles

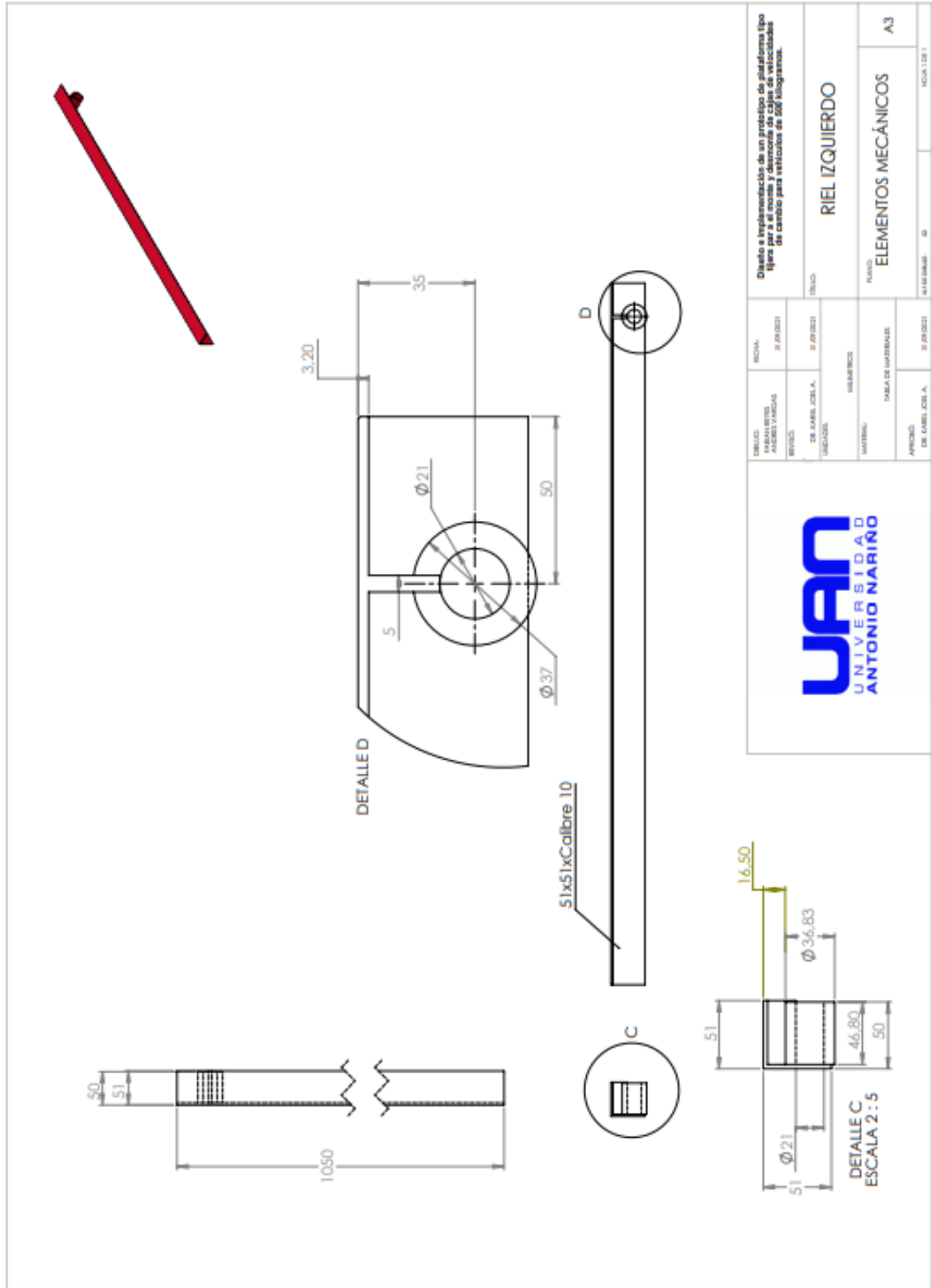


8.2 Plano dos – Cubierta

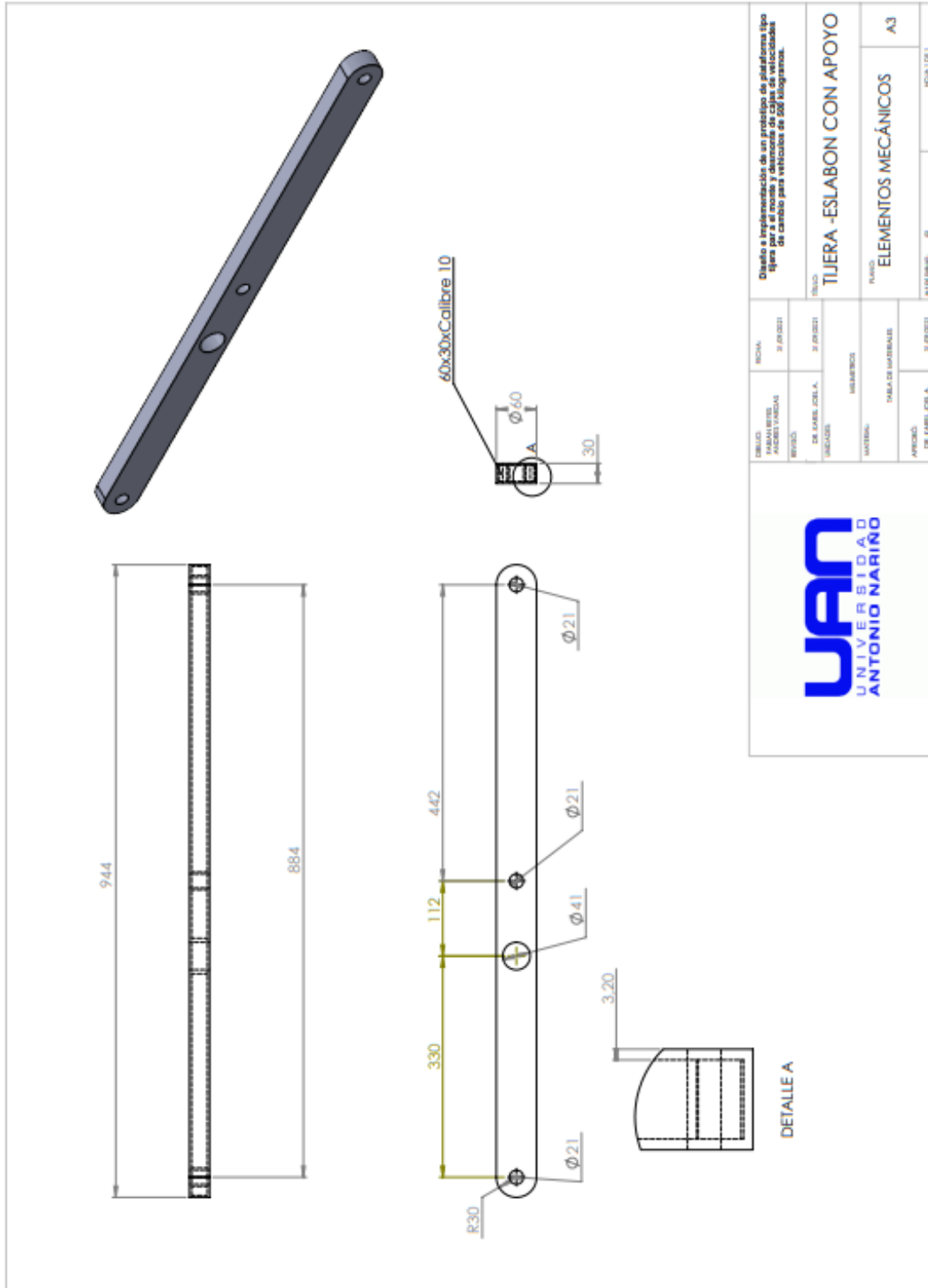


UNIVERSIDAD ANTONIO NARIÑO		DISEÑO: FABIAN RIVERA / 21 DE FEBRERO DE 2021 ASISTENTE: ANDRÉS VAQUERO / 21 DE FEBRERO DE 2021		TÍTULO: CUBIERTA	
DE: DE LA ESCUELA DE INGENIERIA		DE: DE LA ESCUELA DE INGENIERIA		PLANEO: ELEMENTOS MECÁNICOS	
MATERIA: DISEÑO DE MATERIALES		MATERIA: DISEÑO DE MATERIALES		A3	
APROBADO: DE LA ESCUELA DE INGENIERIA		APROBADO: DE LA ESCUELA DE INGENIERIA		N.º DE DINAMIO: 02	
N.º DE DINAMIO: 02		N.º DE DINAMIO: 02		ESCALA: 1:1	

8.4 Plano cuatro – Riel izquierdo



8.5 Plano cinco – Tijera eslabón con apoyo



		DISEÑO Y DIBUJO: INGENIERO REVISADO: DE LA UNIV. COLOMBIANA DE LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA APROBADO: DE LA UNIV. COLOMBIANA DE LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	FECHA: 27 JUN 2021	TITULO: TIJERA -ESLABON CON APOYO	DESCRIPCION: ELEMENTOS MECANICOS	ESCALA: 1:1
		DISEÑO Y DIBUJO: INGENIERO REVISADO: DE LA UNIV. COLOMBIANA DE LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA APROBADO: DE LA UNIV. COLOMBIANA DE LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	FECHA: 27 JUN 2021	TITULO: TIJERA -ESLABON CON APOYO	DESCRIPCION: ELEMENTOS MECANICOS	ESCALA: 1:1

8.6 Plano seis – Eslabón sin apoyo

