



# POSGRADOS

## MAESTRÍA EN INGENIERÍA MECÁNICA CON MENCIÓN EN DISEÑO DE SISTEMAS MECÁNICOS, HIDRÁULICOS Y TÉRMICOS

RPC-SO-24-NO.540-2020

### OPCIÓN DE TITULACIÓN:

PROYECTO DE TITULACIÓN CON  
COMPONENTES DE INVESTIGACIÓN  
APLICADA Y/O DE DESARROLLO

### TEMA:

PROPUESTA DE DISEÑO DE UN SISTEMA PARA  
LA ELEVACIÓN DE MATERIALES, REPUESTOS Y  
HERRAMIENTAS PARA EL DESARROLLO DE  
TAREAS DE MANTENIMIENTO EN LA  
PLATAFORMA CARGA SILOS DE LA PLANTA 1  
DE LA EMPRESA GRAIMAN

### AUTOR:

SARMIENTO NOVILLO CARLOS ISRAEL

### DIRECTOR:

OLENA LEONIDIVNA NAIDIUK

CUENCA – ECUADOR

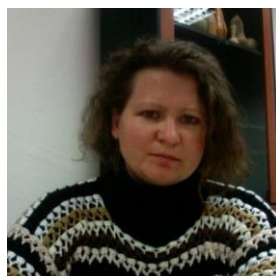
2024

**Autor:****Carlos Israel Sarmiento Novillo**

Ingeniero Mecánico.

Candidato a Magíster en Ingeniería Mecánica con mención en Diseño de Sistemas Mecánicos, Hidráulicos Y Térmicos por la Universidad Politécnica Salesiana – Sede Cuenca.

csarmienton@est.ups.edu.ec

**Dirigido por:****Olena Leonidivna Naidiuk**

Ingeniera Mecánico.

Magister Métodos Numéricos para diseño en Ingeniería.

Universidad Politécnica Salesiana – Sede Cuenca.

oneira@ups.edu.ec

Todos los derechos reservados.

Queda prohibida, salvo excepción prevista en la Ley, cualquier forma de reproducción, distribución, comunicación pública y transformación de esta obra para fines comerciales, sin contar con autorización de los titulares de propiedad intelectual. La infracción de los derechos mencionados puede ser constitutiva de delito contra la propiedad intelectual. Se permite la libre difusión de este texto con fines académicos investigativos por cualquier medio, con la debida notificación a los autores.

**DERECHOS RESERVADOS**

2024 © Universidad Politécnica Salesiana.

CUENCA – ECUADOR – SUDAMÉRICA

CARLOS ISRAEL SARMIENTO NOVILLO

Propuesta de diseño de un sistema para la elevación de materiales, repuestos y herramientas para el desarrollo de tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la planta 1 de la empresa Graitman

## ***DEDICATORIA***

El presente proyecto lo dedico a mis queridos padres Carlos y Janeth, a mis hermanos David y Sofía que constituyen la fuerza y razón que me impulsa a seguir adelante y conseguir los objetivos trazados en mi vida personal y profesional.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco primeramente a Dios por haberme dado el regalo más grande que es la vida y haberme permitido llegar a ser profesional, a mis padres y hermanos que sin su cariño y amor no podría lograr mis objetivos, a la Universidad Politécnica Salesiana y de manera especial a la Ing. Olena Leonidivna Naidiuk M. Sc., por su gran apoyo y guía durante la realización del trabajo de titulación.

A la empresa Graitman perteneciente al Grupo Industrial Graitman por permitirme desarrollar este proyecto y facilitarme todo lo necesario para poder culminarlo.

# TABLA DE CONTENIDO

1.	Introducción .....	10
2.	Determinación del Problema.....	12
2.1.	Problemas .....	15
1.1.	Objetivos .....	15
1.1.1.	Objetivo General.....	15
2.2.1	Objetivos Específicos .....	16
2.	Marco teórico referencial.....	16
3.1.	Tipos de sistema de elevación.....	17
2.1.1.	El sistema de pluma de elevación: .....	17
2.1.2.	Elevación por rieles: .....	18
2.1.3.	Elevador hidráulico:.....	19
2.2.	Métodos de diagnóstico de las actividades de mantenimiento industrial.....	21
2.3.	Requerimientos para los sistemas de elevación.....	22
2.3.1.	Normativas internacionales para los sistemas de elevación de carga .....	24
2.3.2.	Normativas nacionales para los sistemas de elevación de carga.....	25
2.4.	Condiciones funcionales para los sistemas de elevación para alturas de 22.3 [m] o superior .....	25
3.	Materiales y metodología.....	26
3.1.	Hipótesis .....	29
3.1.1.	Hipótesis general .....	29
3.1.2.	Hipótesis específicas.....	29
3.2.	Marco metodológico.....	30
3.2.1.	Tratamiento de la hipótesis específica 1 .....	30
3.2.2.	Tratamiento de la hipótesis específica 2 .....	33
3.2.3.	Tratamiento de la hipótesis específica 3 .....	35
3.2.4.	Tratamiento de la hipótesis específica 4 .....	44
4.	Resultados y discusión.....	44
4.1.	Especificaciones y datos iniciales.....	45
4.2.	Dimensionamiento de la cabina .....	47
4.3.	Especificaciones para el equipo motriz .....	64

4.4.	Especificaciones del cable.....	68
4.5.	Placa base del equipo motriz.....	70
4.6.	Dimensionamiento de la grúa.....	74
4.7.	Dimensionamiento del tubo principal .....	81
4.8.	DISEÑO DE LA PLACA BASE .....	84
4.8.1.	Determinar la carga axial y el momento último en la placa base. ....	84
4.8.2.	Proponer las dimensiones de B y N de la placa base. ....	86
4.8.3.	Calcular la excentricidad e y la excentricidad crítica $\epsilon$ . ....	87
4.8.4.	Determinación del caso de estudio. ....	88
4.8.5.	Cálculo de la longitud de soporte Y. ....	88
4.8.6.	Verificar la presión de soporte $q \leq q_{max}$ . ....	90
4.8.7.	Cálculo del espesor de placa requerido. ....	90
4.8.8.	Cálculo para los pernos de anclaje. ....	92
4.9.	Dimensionamiento de la polea motriz del sistema de elevación.....	94
4.10.	Dimensionamiento del eje de la polea. ....	99
4.11.	Fijación de la cabina. ....	102
4.12.	Sistema de amortiguación de cabina. ....	107
4.13.	Análisis de factibilidad técnica y económica.....	111
5.	Conclusiones.....	115
6.	Referencias .....	117
7.	Anexos .....	126
A1.	Protocolo de seguridad para uso de ascensor de carga .....	126
A.2	Funcionamiento del sistema de elevación de carga. ....	130
A.3	Proformas de construcción. ....	132
A4.	Planos .....	133

PROPUESTA DE DISEÑO  
DE UN SISTEMA PARA  
LA ELEVACIÓN DE  
MATERIALES,  
REPUESTOS Y  
HERRAMIENTAS PARA  
EL DESARROLLO DE  
TAREAS DE  
MANTENIMIENTO EN  
LA PLATAFORMA CARGA  
SILOS DE LA PLANTA 1  
DE LA EMPRESA  
GRAIMAN

AUTOR:

SARMIENTO NOVILLO CARLOS ISRAEL

## RESUMEN

---

El mantenimiento industrial es un conjunto de prácticas planificadas y sistemáticas destinadas a preservar, reparar y optimizar la maquinaria, equipos y sistemas utilizados en entornos industriales. Su finalidad principal radica en asegurar la disponibilidad operativa, la eficiencia y la seguridad de las instalaciones, minimizando los períodos de inactividad no planificados.

Teniendo en cuenta lo antes mencionado, el presente estudio trata de agilizar el desarrollo de las diferentes tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la empresa Graitman que se encuentra ubicada a 22.3 [m] de altura desde el piso, en la cual se ubica maquinaria y elementos mecánicos importantes en el proceso industrial que requieren mantenimiento, actualmente el traslado de materiales, repuestos y herramientas a dicha plataforma se ha tornado un trabajo complicado que demanda tiempo y un alto grado de esfuerzo físico que puede recurrir en accidentes o lesiones al personal de mantenimiento.

Para la realización del trabajo primeramente se realizó un diagnóstico de las actividades de mantenimiento que se desarrollan en la plataforma del cual se obtuvo la información necesaria para iniciar el proceso del diseño. Posterior a eso se revisó de acuerdo a lo que se necesita que tipo de elevador es el más adecuado. Una vez establecido el tipo de elevador requerido, se procedió a diseñar los elementos que compondrían el sistema de elevación, empleando cálculos analíticos y simulaciones mediante software especializado.

Finalmente se realizó un análisis de factibilidad técnica y económica del sistema de elevación diseñado teniendo como resultado que el sistema de elevación es viable.

**Palabras clave:**

Sistemas de elevación, Vigas, equipo motriz, cabina de carga, amortiguación.



## ABSTRACT

---

Industrial maintenance is a set of planned and systematic practices aimed at preserving, repairing, and optimizing machinery, equipment, and systems used in industrial environments. Its main purpose is to ensure operational availability, efficiency, and safety of facilities, minimizing unplanned downtime.

Considering the aforementioned, this study aims to streamline the development of various maintenance tasks on the silo loading platform of Graiman Company's Plant 1. The platform is located at a height of 22.3 meters from the floor and houses machinery and mechanical elements crucial to the industrial process that require maintenance. Currently, the transfer of materials, spare parts, and tools to this platform has become a complicated task, demanding time and a high degree of physical effort that may result in accidents or injuries to maintenance personnel.

To carry out the work, a diagnostic of maintenance activities on the platform was initially conducted, providing the necessary information to initiate the design process. Following this, a review was conducted to determine the most suitable type of elevator based on the requirements. Once the required type of elevator was established, the elements composing the lifting system were designed using analytical calculations and simulations with specialized software.

Finally, a technical and economic feasibility analysis of the designed lifting system was conducted, resulting in the determination that the lifting system is viable.

Keywords:

Lifting systems, Beams, Drive equipment, Loading cabin, Damping.

# 1. INTRODUCCIÓN

---

La industria de la ingeniería es uno de los sectores prioritarios en los que la aplicación de tecnologías innovadoras modernas permite aumentar la productividad. Para producir nuevos equipos y dispositivos es necesario desarrollar sus métodos de diseño o dimensionamiento, además de su validación previa a la implementación en la planta (Nyemba et al., 2020).

En la plataforma de carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman se requiere de un sistema de elevación bien diseñado y eficiente que pueda ayudar a reducir el tiempo y el esfuerzo necesarios para realizar las tareas de mantenimiento en la plataforma de carga silos. La dificultad principal tiene relación con la altura que alcanzan los silos, la cual sobrepasa los 20 metros [m]. Entre otras cosas, el tratamiento al problema contribuiría a mejorar la productividad al no paralizar actividades en las zonas lindantes por razones de seguridad y, adicional, podría reducir los costos asociados con el mantenimiento en los equipos instalados y la infraestructura.

El presente estudio se enfoca en la propuesta de diseño de un sistema para la elevación de carga con el fin de facilitar las tareas de mantenimiento en la plataforma de carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman. El diseño que se propone busca generar ahorros económicos debido a que se generarán menores tiempos en las tareas de mantenimiento, aparte de una mejor respuesta ante un mantenimiento correctivo emergente que se presente.

El sistema de elevación requiere de una solución eficiente y segura para la manipulación de cargas pesadas y voluminosas, lo que se traduce en un desafío importante para la industria. El sistema que se va a proponer cuenta con el respaldo en cálculos de manera analítica y con el detalle para la simulación en un software especializado, con el fin de otorgar una mayor confiabilidad a la propuesta de diseño (Tsang & Lee, 2022).

La propuesta de diseño se basará en la simulación y análisis de sistemas de ingeniería utilizando herramientas especializadas como es el software Ansys

Mechanical. De esta forma, se podrán evaluar de manera precisa el rendimiento y la capacidad de carga del sistema propuesto, identificar posibles fallas o problemas, y optimizar el diseño antes de su implementación (Alshoaibi & Fageehi, 2022). Se espera que los resultados de este estudio sean útiles para la Empresa Graiman, contribuyendo a mejorar la eficiencia y rentabilidad de la empresa, así como a la seguridad laboral de los trabajadores involucrados en tareas de mantenimiento en la plataforma de carga silos.

El documento consta de 4 secciones básicas luego de la Introducción, empezando con la determinación del problema, donde se detallan los problemas y los objetivos del estudio, con sus variables iniciales para el desarrollo de la segunda sección. En este apartado se encuentra el marco teórico referencial, el diagnóstico de las actividades de mantenimiento, los requerimientos, condiciones funcionales y de factibilidad para la implementación de un sistema de elevación para alturas de 22.3 [m] o superior.

La tercera sección corresponde a la metodología, en la que se describen las hipótesis de la investigación y el marco metodológico que permita alcanzar los objetivos planteados y verificar las hipótesis. La cuarta parte base del presente documento contiene los resultados y discusión, en donde se describen y caracterizan las operaciones de cálculo, dimensionamiento y diseño del sistema de elevación de carga. El resto del documento cumple con los requerimientos académicos solicitados, conclusiones y referencias.

## 2. DETERMINACIÓN DEL PROBLEMA

El presente trabajo se realiza con la finalidad de agilizar el desarrollo de las diferentes tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman, debido a que actualmente el traslado de materiales, repuestos y herramientas a dicha plataforma se ha tornado un trabajo complicado que demanda tiempo y un alto grado de esfuerzo físico.

La plataforma a la que se quiere llegar con los insumos para mantenimiento se encuentra a una altura de 22.3 [m] desde el piso (Ilustraciones 1 y 2), y para la cual existen dos vías de acceso, una de ellas es por una plataforma en “zigzag” junto a bandas transportadoras la cual es de extenso recorrido y con espacios reducidos para el tránsito con materiales lo que puede recurrir a accidentes, otra de las vías es una escalera que se encuentran junto a los Silos, dicha escalera cuentan con espacio reducido y al momento de trasladar materiales por esta vía se torna un trabajo extenuante, lo que ocasiona retrasos en el desarrollo de mantenimiento y posibles lesiones de trabajadores debido a esfuerzos físicos en posiciones inadecuadas.

En la plataforma a la que se quiere llegar se encuentran diferentes elementos mecánicos, como bandas transportadoras, sistemas de aspiración, reductores, motores, etc., dichos elementos requieren de un mantenimiento periódico con repuestos de considerable peso y volumen.

## Ilustración 1

*Fotografía lateral de los silos de la Planta 1 de la empresa Graitman, 2023*



## Ilustración 2

*Fotografía frontal de los silos de la Planta 1 de la empresa Graitman, 2023*



La necesidad del diseño un sistema para la elevación de materiales, repuestos y herramientas hacia la plataforma carga silos de la Planta 1, surge a partir de tratar de humanizar el trabajo del personal de mantenimiento de la empresa, ya que los insumos para las tareas de mantenimiento en muchos de los casos son de peso y volumen considerable, lo que puede incurrir en cansancio, fatiga o incluso lesiones al personal de mantenimiento.

## 2.1. PROBLEMAS

### 2.1.1 PROBLEMA GENERAL

¿Qué características debe tener un sistema para la elevación de materiales, repuestos y herramientas para el desarrollo de tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman?

### 2.1.2 PROBLEMAS ESPECIFICOS

- ¿Qué inconvenientes se presentan durante las actividades de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman?
- ¿Qué requerimientos establece el estado de la técnica para los sistemas de elevación para alturas de 22,3 [m]?
- ¿Sería funcional un sistema de elevación, de materiales, repuestos y herramientas, que permita la ejecución de las tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman?
- ¿Es factible la implementación del sistema de elevación diseñado para la empresa Graiman?

## 1.1. OBJETIVOS

### 1.1.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema para la elevación de materiales, repuestos y herramientas para el desarrollo de tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman.

## 2.2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Elaborar un diagnóstico de las actividades de mantenimiento que se desarrollan en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman para la obtención de información requerida para el diseño.
- Establecer los requerimientos teórico-técnicos de los sistemas de elevación, para alturas de 22.3 [m], para la elaboración del diseño del sistema.
- Simular un sistema de elevación funcional que permita la ejecución de las tareas de mantenimiento en la plataforma de carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman.
- Determinar la factibilidad técnica y económica de la implementación del sistema de elevación diseñado para la empresa Graiman.

## 2. MARCO TEÓRICO REFERENCIAL

A inicios del siglo XIX, ya se utilizaban ascensores de pistón hidráulico en algunas fábricas europeas. En estos diseños, la cabina se encontraba montada sobre un émbolo de acero hueco que descendía dentro de un agujero cilíndrico en el suelo. Al aplicar presión al agua dentro del cilindro, el émbolo y la cabina se elevaban, y luego caían por efecto de la gravedad cuando se liberaba la presión del agua. En las primeras instalaciones, el flujo de agua se controlaba manualmente mediante cuerdas que operaban verticalmente a través de la cabina. La incorporación de una palanca de control y válvulas piloto que regulaban la aceleración y desaceleración representaron mejoras posteriores en el sistema (Castañeda Romero, 2021).

Los ascensores de carga son un sistema de elevación también conocido como montacargas, consta con una cabina la cual está destinada únicamente para el transporte de carga. El elevador al ser inaccesible para las personas debe estar limitada



en sus dimensiones de la cabina, además de soportar cargas nominales antes establecidas, uno de los requerimientos de seguridad más importantes para este tipo de sistema es que los mandos para el funcionamiento deben estar ubicados en el exterior, así pues, no puede ser manipulado desde el interior de la cabina (Miravete & Pellicer, 2007).

Los ascensores o elevadores son un sistema de transporte de personas, carga o de personas y carga, instalados principalmente para cubrir el transporte vertical a distancia considerable, principalmente consta de cabina, sistema de arrastre, guías y suspensión. En adición, todo el sistema requiere de una gestión de mantenimiento y costos de operación (Castañeda Romero, 2021).

### 3.1. TIPOS DE SISTEMA DE ELEVACIÓN

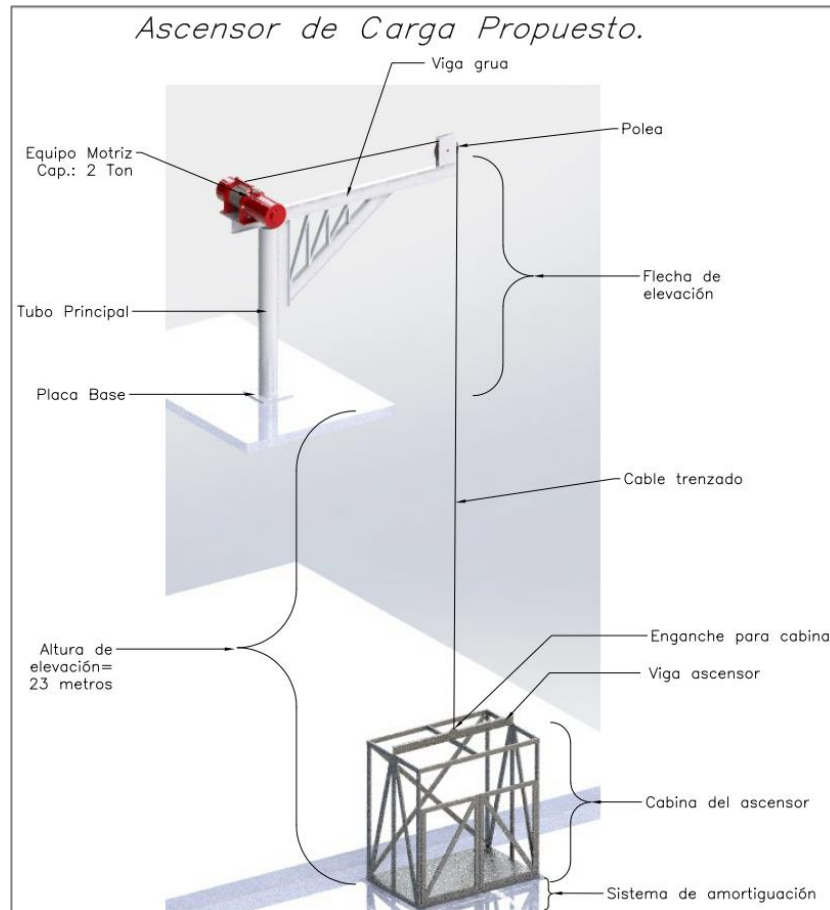
Entre los principales sistemas de elevación utilizados habitualmente en empresas se encuentran:

#### 2.1.1. EL SISTEMA DE PLUMA DE ELEVACIÓN:

Es una opción comúnmente utilizada para levantar cargas ligeras en lugares donde no hay espacio para instalar un ascensor convencional, consiste en una pluma o brazo que se extiende horizontalmente desde un punto fijo y la carga es elevada mediante un sistema de cables y poleas como se muestra en la Ilustración 3. (Barreno Barreno, 2020; Robayo Villagómez, 2016).

### Ilustración 3

*Ascensor de carga con sistema de pluma de elevación (Barreno Barreno, 2020; Robayo Villagómez, 2016)*



#### 2.1.2. ELEVACIÓN POR RIELES:

El ascensor de carga con rieles es una opción robusta y eficiente para el transporte de cargas pesadas y grandes alturas. Este sistema consta de un elevador que se mueve a lo largo de un conjunto de rieles, impulsado por un motor eléctrico. Como se observa en la Ilustración 4. Sin embargo, la instalación del ascensor de carga con rieles requiere más espacio y puede ser más costosa que la del sistema de pluma de elevación (Pascacio Pérez, 2016).

#### Ilustración 4

*Elevador por rieles (Pascacio Pérez, 2016).*

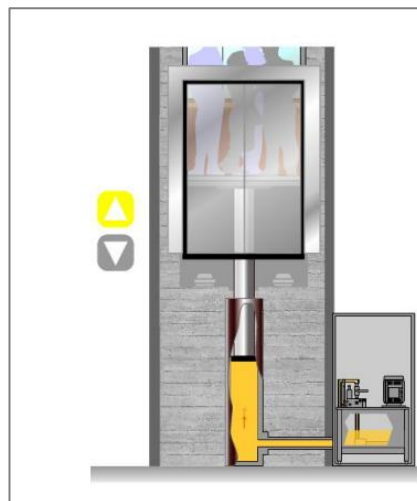


#### 2.1.3. ELEVADOR HIDRÁULICO:

Ascensor en el que la energía para la elevación de la carga se transmite por una bomba con motor eléctrico que transmite un fluido hidráulico a un cilindro que actúa directa o indirectamente sobre la cabina, como se indica en la Ilustración 4. (Pascacio Pérez, 2016).

#### Ilustración 5

Elevador hidráulico (Pascacio Pérez, 2016)



En la tabla 1, se muestra un resumen con la principales ventajas y desventajas de los diferentes tipos de elevadores mencionados anteriormente.

**Tabla 1**

*Ventajas y desventajas de los elevadores para uso industrial.*

	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
<b>Elevador Pluma</b>	Altura de elevación Facilidad de Mantenimiento Costo de implementación y funcionamiento Tiempo de construcción	Limitación de carga
<b>Elevador de Rieles</b>	Capacidad de carga Seguridad de Funcionamiento Altura de elevación	Tiempo de construcción Costo elevado de implementación Costo de mantenimiento
<b>Elevador Hidráulico</b>	Gran capacidad de carga Seguridad de Funcionamiento Altura de elevación	Altura limitada de elevación Tiempo de construcción Costo elevado de implementación Costo de mantenimiento

Nota: Adaptado de (Pascacio Pérez, 2016)

Desde una perspectiva de costo, tiempo de instalación y mantenibilidad, resulta más conveniente optar por un sistema de elevación con pluma en lugar de un sistema de elevación de carga con rieles.

En primer lugar, el costo inicial de implementar un sistema de pluma tiende a ser inferior en comparación con el sistema de rieles, ya que este último requiere una infraestructura más compleja y costosa, como la instalación de rieles y sistemas de guiado.

Los componentes y repuestos para un sistema de pluma suelen ser más accesibles y económicos.

En cuanto al tiempo de instalación, el sistema de pluma también resulta más favorable. Su configuración es relativamente rápida y sencilla, ya que no requiere la instalación de rieles ni de una estructura compleja. Por el contrario, la instalación de un sistema de rieles es un proceso más laborioso y prolongado, que involucra construcción civil y ajustes precisos.

En términos de mantenibilidad, el sistema de pluma nuevamente ofrece ventajas significativas. Al tener una estructura más simple, las tareas de mantenimiento son más directas y menos costosas. La inspección y el acceso a los componentes del sistema de pluma son más fáciles, lo que facilita la detección y solución de posibles problemas. En contraste, los sistemas de elevación con rieles suelen requerir un mantenimiento más complejo y periódico, incluyendo la inspección de los rieles, la lubricación de los mecanismos y la atención a los sistemas de guiado.

Entonces, el marco teórico referencial para la presente investigación se desarrolla en 4 partes, en correspondencia con cada uno de los objetivos específicos para el planteamiento de los métodos o técnicas que se proponen en las hipótesis.

## 2.2. MÉTODOS DE DIAGNÓSTICO DE LAS ACTIVIDADES DE MANTENIMIENTO INDUSTRIAL

Para el diagnóstico de las actividades de mantenimiento en los equipos asociados con la plataforma de carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman se requiere la determinación de un sistema de gestión del mantenimiento sólido que asegure su fiabilidad y seguridad de forma eficaz.

Los tres elementos principales de los sistemas de gestión del mantenimiento son: la evaluación de riesgos, la selección de la estrategia de mantenimiento y la determinación del intervalo de las tareas de mantenimiento. La aplicación de estos elementos determinará en general el nivel de seguridad y fiabilidad del sistema de la planta (González Gutiérrez, 2013).

El mantenimiento industrial es la combinación de actividades emprendidas para restablecer un componente o una máquina a un estado en el que pueda seguir desempeñando sus funciones designadas. El mantenimiento industrial suele implicar una acción correctiva (una reparación) o una acción preventiva. El mantenimiento también puede definirse como la combinación de las acciones técnicas y administrativas, destinadas a mantener un elemento en un estado en el que pueda realizar una acción requerida, o a devolverlo a dicho estado.

En este apartado se analizan los elementos del sistema de mantenimiento, las herramientas utilizadas para realizar estas tareas y algunas de las limitaciones de las distintas herramientas. Cada elemento del sistema de gestión del mantenimiento se examina por separado. La información proporciona bases teóricas sobre las herramientas de optimización del mantenimiento y permitirá el desarrollo de herramientas alternativas que puedan aplicarse a los equipos asociados con la plataforma de carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graitman para mejorar su seguridad y la fiabilidad.

### 2.3. REQUERIMIENTOS PARA LOS SISTEMAS DE ELEVACIÓN

De acuerdo con Strakosch (1998) los sistemas de elevación de carga deben ser diseñados, construidos y operados con un enfoque en la seguridad, la confiabilidad y la eficiencia para garantizar la protección del personal y la integridad de la carga. Los requerimientos generales para los sistemas de elevación de carga se construyen en base a:

- *Capacidad de carga:* El sistema debe estar diseñado para soportar la carga máxima prevista y cumplir con las normas y regulaciones de seguridad aplicables de acuerdo con el contexto y tipo de industria.
- *Diseño de la cabina:* La cabina de carga debe tener un tamaño adecuado para la carga y estar diseñada para evitar desplazamientos o caídas de la carga.

- *Diseño de las puertas:* Las puertas de acceso al elevador de carga deben estar aseguradas para evitar la apertura accidental durante la operación y diseñadas para facilitar el acceso de materiales y herramientas.
- *Estabilidad:* El sistema debe ser estable durante la operación de elevación de carga y no debe permitir que la carga se balancee o se desplace de manera que represente un riesgo o peligro para el personal de operación y el entorno cercano.
- *Mantenibilidad:* El sistema debe ser fácil de mantener y reparar, con componentes accesibles y repuestos disponibles.
- *Seguridad y Fiabilidad:* El sistema debe cumplir con las normas y regulaciones de seguridad aplicables.
- *Control:* El sistema debe tener un control preciso y seguro de la elevación de carga, con sistemas de paro de emergencia y sistemas de control de velocidad. El límite de carga debe ser detectable para prevenir daños al sistema.
- *Ergonomía:* El sistema debe estar diseñado para minimizar la fatiga y el esfuerzo físico del operador, con controles ergonómicos y una interfaz de usuario intuitiva.

En correspondencia con el tipo de estudio en el que se centra el presente trabajo de investigación, nos limitaremos a los sistemas de elevación de carga ligera, es decir, para hasta 1,0 toneladas de capacidad (alrededor de 2.205 libras), teniendo en consideración el contexto ecuatoriano.

En general, los sistemas de elevación para carga ligera están diseñados para transportar cargas de menor peso y volumen, y son utilizados en diversos sectores, como la industria, el comercio y la construcción (Niu et al., 2022). Estos sistemas de elevación pueden ser utilizados para transportar materiales, herramientas, suministros y otros productos, y deben cumplir con los requisitos de seguridad establecidos en las normas y regulaciones aplicables en el Ecuador.

### 2.3.1. NORMATIVAS INTERNACIONALES PARA LOS SISTEMAS DE ELEVACIÓN DE CARGA

La Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos (ASME) ha establecido una serie de normas y reglamentos de seguridad para los elevadores y escaleras mecánicas utilizados en lugares de trabajo y áreas de acceso público, como la ASME A17.7/B44.7, la norma tiene como objetivo garantizar la seguridad de los usuarios y prevenir accidentes, estableciendo requisitos de diseño, construcción, instalación, inspección, mantenimiento y prueba de los elevadores y escaleras mecánicas. En la tabla 2, se presenta un resumen general de los aspectos clave de la norma ASME A17.7/B44.7

**Tabla 2**

*Aspectos clave de la norma ASME.*

ASPECTO	DESCRIPCIÓN
Alcance	Aplicada a ascensores y escaleras mecánicas utilizados en aplicaciones industriales.
Objetivo	Garantizar la seguridad de los usuarios en ascensores y escaleras mecánicas residenciales.
Áreas cubiertas	Diseño, fabricación, instalación, mantenimiento y operación de ascensores y escaleras mecánicas.
Temas abordados	Construcción de la máquina y equipo, resistencia de componentes estructurales, requisitos eléctricos, protección contra incendios, accesibilidad, sistemas de control, procedimientos de prueba.
Formación y certificación	Establece requisitos para la formación y certificación de profesionales involucrados en instalación, inspección y mantenimiento.
Objetivo principal	Proteger la vida y seguridad de los usuarios en entornos residenciales privados.

Nota: Adaptado de (ASME A17.7/B44.7)



### 2.3.2. NORMATIVAS NACIONALES PARA LOS SISTEMAS DE ELEVACIÓN DE CARGA

La INEN-ISO 22559-1:2014 es la norma principal en Ecuador que establece los requisitos de seguridad para los sistemas de elevación de carga, incluyendo elevadores y escaleras mecánicas, esta norma obligatoria para los fabricantes, importadores y usuarios de elevadores de carga ligera, para garantizar la seguridad y protección de los trabajadores y de la carga transportada.

La norma establece:

- Requisitos de diseño y construcción para garantizar la seguridad de los usuarios
- Protección contra caídas y atrapamiento,
- Resistencia y estabilidad de los componentes estructurales
- Seguridad eléctrica,
- Sistemas de control seguros

La norma también proporciona recomendaciones adicionales, como asegurarse de que el centro de gravedad de la carga no se desplace fuera de la base de apoyo del elevador, que la carga no sobrepase la capacidad máxima de carga del elevador y que los elementos de fijación de la carga sean adecuados y resistentes.

## 2.4. CONDICIONES FUNCIONALES PARA LOS SISTEMAS DE ELEVACIÓN PARA ALTURAS DE 22.3 [M] O SUPERIOR

Para determinar las dimensiones de un elevador de 22.3 [m] de altura o superior y una carga de 1 tonelada, se debe tener en cuenta varios factores de diseño relacionados con el material de la estructura y el espacio disponible. Es recomendable contar con la asesoría de un profesional en la materia para garantizar un diseño y construcción seguros y eficientes (Cho & Rajamani, 2001).

Características básicas para sistemas de elevación:

- **Capacidad de carga:** Para elevadores de 1 tonelada [Tn] la capacidad de carga debe ser suficiente para transportar el peso de la carga y el peso del elevador mismo (Sujith Kumar et al., 2020).
- **Velocidad del elevador:** Según Cargua Cargua & Gualacata Noroña (2022) la velocidad del elevador debe ser suficiente para transportar la carga a la altura máxima deseada en un tiempo razonable. Según un modelo, para un elevador de 22.3 [m] de altura, la velocidad recomendada es de aproximadamente 1 metro por segundo.
- **Tamaño de la cabina:** Las dimensiones de la cabina deben ser suficientes para acomodar la carga y permitir la manipulación del mismo (Niu et al., 2022).
- **Potencia del motor:** La potencia debe ser suficiente para levantar la carga a la altura deseada. La potencia del motor se mide en caballos de fuerza [HP] o kilovatios [kW]

El desarrollo del modelado de la propuesta elegible se realizará en AutoCAD y SolidWorks, para la verificación de la propuesta, se hará uso de Ansys Mechanical una herramienta útil para hacer un diseño mecánico. Ya, que permite simular el comportamiento de los componentes y las estructuras antes de fabricarlos, lo que ayuda a ahorrar tiempo y costos en el proceso de diseño.

### 3. MATERIALES Y METODOLOGÍA

La metodología de investigación obedece a un diseño experimental, de tipo pre-experimento, porque se manipulan ciertas variables para ajustar el diseño del sistema de elevación a los requerimientos de la empresa. Los datos se obtienen de forma transeccional, con una recopilación de los requerimientos de la planta y su respectivo ajuste (Pereyra, 2022).

El alcance de la investigación es correlacional, por valorar la dependencia de ciertas variables con factores propios del diseño industrial ligado a las especificaciones y normas descritas en el marco teórico del presente estudio (Reyes, 2022). En este sentido, la metodología de investigación para diseñar un sistema de elevación de materiales para el desarrollo de tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman incluye: la identificación del problema, la revisión bibliográfica, la recopilación de información, la selección y evaluación de alternativas, el diseño del sistema de elevación de materiales, la validación del diseño y la implementación del sistema.

En primer lugar, se identifica el problema que se busca solucionar. En este caso, se trata de la necesidad de contar con un sistema de elevación de materiales para el desarrollo de tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman. A continuación, se realiza una revisión bibliográfica para sentar las bases teóricas pertinentes, conocer los sistemas de elevación de materiales existentes en el mercado y sus características. Además, se deben identificar los requisitos y normativas aplicables al diseño del sistema de elevación de carga.

Luego, se recopila información sobre la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman, como su capacidad de carga, dimensiones, altura, tipo de carga que se manipula, entre otros aspectos relevantes. También se identifican las tareas de mantenimiento que se realizan en la plataforma carga silos y los materiales, repuestos y herramientas que se utilizan durante las tareas de mantenimiento por desarrollar. A partir de la revisión bibliográfica y la información recopilada, se identifican las alternativas posibles para el diseño del sistema de elevación de carga, considerando los requisitos y normativas aplicables, las características de la plataforma carga silos y las tareas de mantenimiento que se realizan (Pereyra, 2022).

También, se valida el diseño del sistema de elevación de carga a través de simulaciones, para verificar su funcionamiento y detectar posibles problemas (Alshoabi & Fageehi, 2022). Con esto, se puede implementar el sistema de elevación en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman, asegurándose de su

correcto funcionamiento y cumplimiento de las normativas y requisitos aplicables, Véase la tabla 3.

**Tabla 3**

Fases y criterios para el desarrollo de la propuesta.

FASE	ACTIVIDAD
Elaborar un diagnóstico de las actividades de mantenimiento que se desarrollan en la PCSP1 de la Empresa Graiman y obtener información requerida para el diseño.	<p>Identificar la frecuencia de mantenimiento de elementos mecánicos dentro de la PCSP1</p> <p>Caracterizar los materiales, repuestos y herramientas más críticos necesarios para la ejecución del mantenimiento en la plataforma.</p> <p>Realizar un Layout en software CAD de la plataforma carga silos, con el fin de facilitar el análisis de ubicación y posibles inconvenientes al momento de proponer el diseño del sistema.</p>
Revisar el estado de la técnica de sistemas de elevación para alturas de hasta 22 [m].	<p>Búsqueda bibliográfica sobre los diferentes tipos y funcionamiento de elevadores a 22 [m] de altura.</p> <p>Clasificar la información adquirida.</p>
Diseñar y simular mediante software especializado un sistema para la elevación de materiales, repuestos y herramientas que permita ejecutar las tareas de mantenimiento en la PCSP1.	<p>Diseño y cálculo de elementos que intervienen en el funcionamiento del sistema de elevación.</p> <p>Diseño de conjunto y subconjuntos.</p> <p>Simulación en software especializado.</p>
Determinar la factibilidad técnica y económica del sistema diseñado para la empresa Graiman.	<p>Estudio técnico de funcionamiento del sistema de elevación</p> <p>Estudio económico de funcionamiento del sistema de elevación.</p>

## 3.1. HIPÓTESIS

### 3.1.1. HIPÓTESIS GENERAL

Mediante la determinación de las características que requiere el sistema para la elevación de materiales, repuestos y herramientas para el desarrollo de tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman, es posible la propuesta de un diseño conveniente.

### 3.1.2. HIPÓTESIS ESPECÍFICAS

1. Mediante la recopilación de datos sobre las actividades de mantenimiento que se desarrollan en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman, es posible la elaboración de un diagnóstico de esas actividades.
2. Mediante la aplicación de normas técnicas es posible el establecimiento de los requerimientos para los sistemas de elevación para alturas de 22.3 [m].
3. Mediante la aplicación de un software especializado para un sistema de elevación que permita la ejecución de las tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman, es posible la simulación de su funcionalidad.
4. Mediante la aplicación de un estudio de factibilidad pertinente es posible su determinación para la implementación del sistema de elevación diseñado para la empresa Graiman.

## 3.2. MARCO METODOLÓGICO

El estudio desarrollado obedece a un diseño experimental de tipo pre-experimental en el que se manipulan algunas variables de cálculo para determinar la incidencia en la conformación estructural del sistema de elevación de carga. El alcance de la investigación inicia como exploratorio, para establecer las bases teóricas y metodológicas que se requieren previo al diseño del sistema, terminado como correlacional por la naturaleza de las especificaciones que interrelacionan de forma matemática las diferentes partes de la estructura por evaluar (Reyes, 2022).

### 3.2.1. TRATAMIENTO DE LA HIPÓTESIS ESPECÍFICA 1

Para cumplir con el **primer objetivo específico**, trabajamos con documentos de control, que son una herramienta útil para llevar un registro de las actividades de mantenimiento industrial realizadas en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman, en la Tabla 4 se presenta un resumen de las actividades de mantenimiento realizadas y previstas en la Plataforma Carga Silos Planta 1 como también materiales y equipos necesarios.

**Tabla 4**

*Resumen de tareas de mantenimiento que se realizan en la plataforma carga silos planta 1, 2023*

MANTENIMIENTO PREVENTIVO					
EQUIPOS	CANT	TAREA	MATERIALES	PESO	FRECUENCIA
Elementos de transmisión	7	Ajuste de niveles de aceite reductor	Engrasadora manual Aceite 1 Galón - Movilgear 600xp320	25 kg	6 veces al mes
	5	Lubricación de cadenas	Herramientas manuales Lubricante OMYA CCL-21 - 500 g herramientas manuales		
MANTENIMIENTO CORRECTIVO					
	7		retenedores	20 kg	1 vez al mes

Bandas de transmisión		Cambios de retenedores y ajuste de niveles manuales	Aceite 1 Galón - Movilgear 600xp320 Alineador de poleas OPTIBELT Herramientas manuales		
Motor	7	Cambios de rodamientos	Herramientas manuales Extractor de rodamientos Repuestos rodamientos	40 kg	1 vez al mes
Rodillos	162	Cambio de rodillos cambio y retorno	herramientas manuales Repuestos	30 kg	3 veces al mes
	120	Reparación de ARTESAS	Amoladora 4 1/2 " Soldadora herramientas manuales	30 kg	1 vez al mes
Sistema de transmisión	7	Cambio de catalinas	Catalinas Extractor de rodamientos SKF herramientas manuales	25 kg	1 vez cada 3 meses
		Cambio de cadenas de transmisión	Cadenas de transmisión herramientas manuales	20 KG	2 veces al año
Cambio de motor	7	Desmontaje y traslado de motor	herramientas manuales Motor Extractor de rodamientos SKF	30 kg	1 ves al año
Banda transportadora	7	Cambio de chumaceras y rodamientos	herramientas manuales Extractor de rodamientos SKF Repuestos	20 kg	2 veces al mes
	13	Cambio de tambor	Tambor de tracción y servicio Extractor de rodamientos SKF herramientas manuales	70kg	3 veces al año
	6	Pegado de bandas transportadoras 1720x1000 mm	Prensas manuales 24 " y 36 " herramientas manuales Pegador de bandas Amoladora 9 " Tensor	120 kg	2 veces al año
	6	Cambio de banda transportadora	herramientas manuales Amoladora 9 " Prensas manuales 24 " y 36 " Tensor	250 kg	1 vez al año

			Banda transportadora 24 " 2 lonas Pegador de bandas		
	12	Cambio de desviadores	Desviadores poliméricos herramientas manuales	15kg	1 vez al mes
	2	Reparación de tolvas	herramientas manuales repuesto	40kg	1 vez al año
Reductores	7	Cambio del reductor	herramientas manuales Extractor de rodamientos SKF Traslado del reductor	38 kg	1 vez al mes

Nota: Elaborado a partir de informes y documentos de las tareas de mantenimiento, Graiman, 2022

#### PARAMETROS DE DISEÑO:

De acuerdo al análisis realizado sobre las tareas de mantenimiento en la tabla 3, se pudo determinar factores necesarios para el diseño del sistema de elevación como son: la carga, dimensiones y la frecuencia.

#### Carga:

Para el diseño del sistema se utiliza la carga más crítica que es de 515 Kg, la cual corresponde a las tareas de mantenimiento de bandas transportadoras. Al diseñar un elevador de carga, es importante considerar un margen de seguridad adicional para situaciones imprevistas o fluctuaciones en la carga real, por lo que se decide utilizar una carga de 800 Kg que corresponde al 55% adicional a la carga obtenida anteriormente.

Un elevador de carga con una capacidad más alta puede permitir una utilización más eficiente del equipo. Si en ocasiones se necesitan levantar cargas más pesadas o se requiere transportar múltiples objetos al mismo tiempo, tener una capacidad de diseño más alta puede mejorar la productividad y eficiencia en las operaciones.

#### Dimensiones:

De la tabla 3, se obtiene las dimensiones del pegador de bandas, el cual posee la mayor área entre los equipos y herramientas a transportar (1720x1000 mm). Esta



información nos ayudara a determinar el dimensionamiento de la cabina correspondiente a 2000x1250x2100 mm, este volumen brinda estabilidad al sistema y a su vez permite incorporar herramientas manuales, repuestos, y un pallet para facilitar la carga y descarga de materiales.

#### **Frecuencia:**

Según el análisis realizado en la tabla 3 se obtiene la frecuencia en la cual el personal de mantenimiento accede a la plataforma de carga silos Planta 1, teniendo un promedio aproximado de 32 veces al mes, teniendo en cuenta inspecciones de rutina, mantenimiento preventivos, predictivos y correctivos. Este parámetro nos permitirá realizar un análisis económico de la factibilidad del sistema.

En la tabla 5, se presenta un resumen de los principales parámetros de diseño obtenidos de las tareas de mantenimiento efectuado en la plataforma de carga silos Planta 1.

**Tabla 5**

*Parámetros de diseño del sistema de elevación*

PARAMETROS DE DISEÑO		
Carga (Kg)	Área (mm)	Frecuencia (Mes)
800	2000x1250	32

Nota: Adaptado a partir de la tabla 4

### 3.2.2. TRATAMIENTO DE LA HIPÓTESIS ESPECÍFICA 2

Para atender al **segundo objetivo específico**, a nivel práctico, se realiza el establecimiento de los requerimientos para los sistemas de elevación para alturas de 22.3 [m] empezando con una propuesta de las geometrías para la cabina, incluyendo el establecimiento de las cargas por aplicar y la definición de las condiciones de borde. Luego, se procede con el cálculo de los desplazamientos máximos en cada una de las

geometrías propuestas y el análisis de esfuerzos de la cabina, tomando como referencia la geometría con los menores desplazamientos (Wu et al., 2023).

La estructura se puede diseñar con el Ansys Mechanical, que es un software de simulación por elementos finitos que se utiliza para analizar el comportamiento mecánico de estructuras y componentes (Ali Fageehi, 2022). Según Alshoaibi & Fageehi (2022) algunos pasos generales que se pueden seguir para utilizar Ansys Mechanical para hacer el diseño mecánico son:

- **Configurar el modelo:** En primer lugar, se debe crear un modelo de CAD en un software de diseño como SolidWorks luego se realizará el análisis en software especializado en diseño en este caso Ansys, se deben definir las propiedades del material, como el módulo de elasticidad, la densidad, la conductividad térmica, etc.
- **Definir las restricciones:** Después de configurar el modelo, es importante definir las restricciones para simular las condiciones reales de los componentes y estructuras. Las restricciones pueden incluir fijaciones, apoyos, cargas, fuerzas y momentos aplicados.
- **Análisis:** Una vez que se han definido todas las propiedades y parámetros, se puede ejecutar el análisis para simular el comportamiento de los componente y estructura bajo las condiciones especificadas.
- **Analizar los resultados:** Después de que se complete el análisis mediante Ansys Mechanical se obtendrá los resultados en forma de gráficos y tablas que muestren el comportamiento mecánico del modelo. Los resultados se pueden analizar para identificar áreas críticas.

Para los cálculos de dimensionamiento de la cabina se puede emplear el método de Diseño por Factor de Carga y Resistencia (LRFD por Load Resistance Factor Design), que se utiliza en ingeniería para diseñar estructuras y componentes de manera que

puedan soportar las cargas y fuerzas a las que estarán expuestas. Este método se basa en la idea de que las cargas máximas que se esperan en una estructura o componente pueden ser estimadas y se utilizan factores de carga y resistencia para garantizar que la estructura o componente sea capaz de soportar estas cargas sin fallar. Los factores de carga se aplican a las cargas máximas esperadas y los factores de resistencia se aplican a las capacidades de carga y resistencia del material utilizado en la estructura o componente (Ali Fageehi, 2022).

El objetivo es diseñar una estructura o componente que tenga un factor de seguridad adecuado, lo que significa que será capaz de soportar las cargas esperadas sin fallar y sin comprometer la seguridad de las personas o equipos que interactúan con ella. En definitiva, el cálculo se logra mediante la aplicación de factores de carga y resistencia a las cargas máximas esperadas y las capacidades de carga y resistencia del material utilizado en la estructura o componente. Según Ali Fageehi (2022).

### 3.2.3. TRATAMIENTO DE LA HIPÓTESIS ESPECÍFICA 3

Para trabajar sobre el **tercer objetivo específico**, haciendo la simulación de la funcionalidad del sistema de elevación mediante la aplicación de un software especializado, empleamos el Ansys Mechanical. Para los cálculos estructurales se empieza elaborando la hipótesis de carga. Según Ferrán Gozávez et al. (2017), con el momento flector máximo ( $M_{max}$ ) tomado de la simulación en Ansys Mechanical determinamos la resistencia a la flexión mediante la relación (Shigley, s. f.):

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{flex}} \quad (1)$$

donde,

$\eta$ : Es el esfuerzo a la flexión máximo permisible [MPa],

$S_y$ : Es la resistencia a la flexión [MPa],

$\sigma_{flex}$ : Es el factor de seguridad.

El módulo de resistencia ( $W_x$ ) se relaciona con el momento flector máximo ( $M_{max}$ ) y con el factor de seguridad ( $\sigma_{flex}$ ), mediante la relación (Shigley, s. f.):

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{W_x} \quad (2)$$

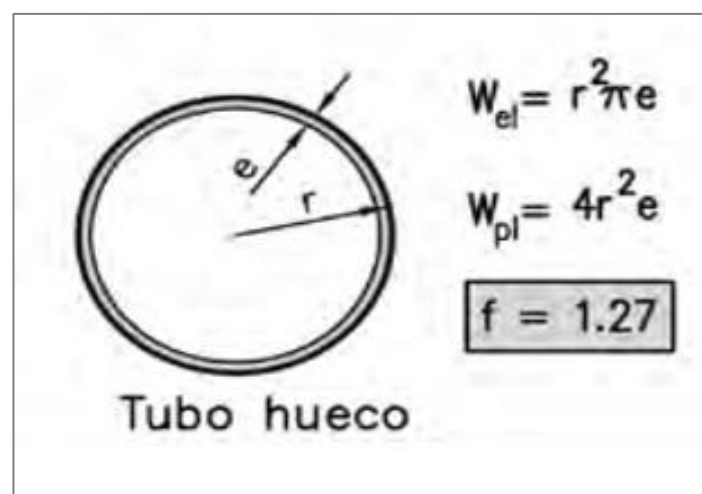
Debe tenerse en cuenta que, en general, el esfuerzo ( $\sigma$ ) se establece como la relación entre la fuerza aplicada ( $F$ ) y el área ( $A$ ) donde se proyecta. Así:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3)$$

El módulo de resistencia a la flexión de diferentes tipos de secciones transversales se muestra en la ilustración 6 (Shigley, s. f.). En función esto, los factores por tipo de perfil se establecen en la tabla 6. Por ejemplo:

$$W_{el} = \frac{r^3 * \pi}{4} \quad (4)$$

**Ilustración 6.** Módulo de resistencia a la flexión de diferentes tipos de secciones transversales respecto al eje y, con sus factores de forma. Fuente: (Ferrán Gozávez et al., 2017).



**Tabla 6***Factores de forma por tipo de perfil.*

Perfil	IPN	IPE	HEB	UPN	SHS	RHS
F	1.16 – 1.18	1.13 – 1.16	1.12 – 1.16	1.18 – 1.20	1.16 – 1.22	1.12 – 1.22

Nota: Tomado de (Ferrán Gozávez et al., 2017).

Para las otras partes de la estructura se atenderán los requerimientos de la norma AISC 360-10 "Specification for Structural Steel Buildings", publicada por el Instituto Americano de Construcción en Acero (AISC), que establece los requisitos para el diseño, análisis, construcción y verificación de edificios y otras estructuras de acero (Bui & Nguyen, 2022). De acuerdo con Leblouba & Tabsh (2020) y Osman et al. (2022) el proceso de cálculo estructural detallado en la AISC 360-10 incluye los siguientes procedimientos:

1. *Determinar la carga axial.*
2. *Establecer el momento último.*
3. *Proponer las dimensiones de B y N.*
4. *Calcular la excentricidad normal e:*

Para esto se puede emplear la siguiente relación (Shigley, s. f.):

$$e = \frac{Mu}{Pu} \quad (5)$$

Donde,

*e*: Es la excentricidad [mm],

*Mu*: Es el momento de reacción [N·m],

*Pu*: es la fuerza de reacción [N].

**5. Calcular la excentricidad crítica  $\varepsilon$ .**

Para calcular la excentricidad crítica  $\varepsilon$  se emplea la relación:

$$\varepsilon = \frac{N}{2} - \frac{Pr}{2 \times q_{max}} \quad (6)$$

La presión de soporte ( $q_{max}$ ) se obtiene a partir de (Shigley, s. f.):

$$q_{max} = f_{max} \times B \quad (7)$$

La fuerza máxima aplicable sobre el material de soporte ( $f_{max}$ ), se calcula con:

$$f_{max} = \emptyset * 0.85 * F'c * \sqrt{\frac{A2}{A1}} \quad (8)$$

Donde:

$\emptyset$ : Es el factor de disminución de resistencia por aplastamiento,

$F'c$ : Es la resistencia a la compresión del material de soporte [MPa],

$A2/A1$ : Es la relación entre las áreas de contacto placa y montante.

**6. Determinar la regla de decisión sobre el caso.**

**7. Calcular la longitud de soporte  $Y$ .**

Se calcula mediante (Shigley, s. f.):

$$Y = \left(f + \frac{N}{2}\right) - \sqrt{\left(f + \frac{N}{2}\right)^2 - \frac{2 \times Pu \times (e + f)}{q_{max}}} \quad (9)$$

Donde  $f$  es la distancia del eje del agujero al eje del perfil principal [m].

### 8. Verificar la presión de soporte.

Para el contraste se compara la presión generada por la placa  $q$  con la máxima  $q_{max}$ , donde  $q$  se determina mediante la relación (Shigley, s. f.):

$$q = \frac{Pu}{Y} \quad (10)$$

Si  $q \leq q_{max}$ , se estima que no hay riesgo de falla.

Si  $q > q_{max}$ , se estima que existe un riesgo de falla.

### 9. Calcular el espesor de placa requerido.

Espesor de placa en zona sometida a tensión (Shigley, s. f.):

$$tp = 2.11 * \sqrt{\frac{Tu * x}{B * Fy}} \quad (11)$$

donde,

$tp$ : Es el espesor de la placa [mm],

$Fy$ : la resistencia a la fluencia de nuestra placa [MPa],

$Tu$ : es la fuerza aplicada en los puntos de unión [N],

$X$ : es la distancia desde el punto de unión hasta el borde externo de la placa [m].

Espesor de placa en zona sometida a compresión (Shigley, s. f.):

$$tp = 2.11 * \sqrt{\frac{fp_{max} * Y * (m - Y/2)}{Fy}} \quad (12)$$

Donde:

$fp_{max}$ : Es la fuerza máxima aplicable sobre el punto de soporte [N],

Y: Es la longitud de soporte o apoyo [m],

m: Es el voladizo de la placa [m].

Para complementar los cálculos, se indica la ecuación de cálculo de la fuerza aplicada en los puntos de unión (Shigley, s. f.):

$$Tu = (q_{max} * Y) - Pu \quad (13)$$

Para el voladizo de la placa:

$$m = \frac{N - 0.95 * d}{2} \quad (14)$$

Donde,  $d$  es el diámetro externo del punto de soporte  $\emptyset_{ext}$  [m].

Para la distancia desde el punto de unión hasta el borde externo de la placa:

(Shigley, s. f.)

$$x = f - d/2 \quad (15)$$

### **10. Calcular las dimensiones de los pernos de anclaje.**

Para determinar las dimensiones de los pernos, se establece el área requerida para la distribución de las fuerzas (Shigley, s. f.):

$$Area_{req} = \frac{Tp}{F_{adm}} \quad (16)$$

Donde,

$Tp$ : Es la fuerza soportada por cada elemento de unión [N]. Se calcula (Shigley, s. f.):



$$Tp = \frac{T}{n} \quad (17)$$

Las fuerzas se distribuyen según la relación (Shigley, s. f.):

$$F_{adm} = 0.6 * Fy \quad (18)$$

El método completo detallado en la AISC 360-10, según Bui & Nguyen (2022), comprende los siguientes pasos:

- *Diseño de cargas:* Las cargas que actúan sobre la estructura se deben determinar de acuerdo con las normas aplicables.
- *Selección de miembros:* Los miembros de la estructura se seleccionan de acuerdo con los requisitos de carga y los criterios de diseño.
- *Diseño de miembros:* Los miembros se diseñan para soportar las cargas aplicables y cumplir con los requisitos de seguridad y estabilidad.
- *Análisis estructural:* Se realiza un análisis estructural para verificar que la estructura cumpla con los requisitos de resistencia, estabilidad y deformación.
- *Documentación y planos:* Se deben preparar documentos y planos que muestren el diseño de la estructura.

Para el dimensionamiento de la polea se puede emplear la norma DIN 15061, extendida por la Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR) y que es normalmente aceptada en el Ecuador. A continuación, se detallan algunos procedimientos de cálculo pertinentes al presente caso según Stange et al. (2022).

Para calcular la presión del cable en la ranura de la polea (Shigley, s. f.):

$$p = \frac{2F}{dD} \quad (19)$$

Donde:

$p$ : es presión del cable o presión de apoyo [MPa],

$F$ : es la fuerza de tensión del cable [N],

$d$ : es el diámetro del cable [m],

$D$ : es el diámetro de la polea [m].

Para calcular la fuerza de tensión del cable se emplea la relación (Shigley, s. f.):

$$F = C_o + m_1 * a_1 \quad (20)$$

Donde:

$C_o$ : Es la carga estática [Mpa],

$m_1$ : Es la masa de la carga y la canasta [Kg].},

$a_1$ : Es la aceleración del equipo motriz[m/s<sup>2</sup>],

Para calcular la resistencia del eje de la polea ( $\sigma_f$ ) se usa el esfuerzo último del material ( $\sigma_{ult}$ ), con la relación (Shigley, s. f.):

$$\sigma_{f'} = \frac{\sigma_{ult}}{2} \quad (21)$$

Luego, se incorporan los factores de minoración de la resistencia, mediante:

$$\sigma_f = \left( K_a * K_b * K_c * K_e * \frac{1}{K_f} \right) * \sigma_{f'} \quad (22)$$

Donde:

$K_a$ : Es el factor de acabado superficial.

$K_b$ : Es el factor de tamaño.

$K_c$ : Es el factor de esfuerzo.

$K_d$ : Es el factor de temperatura.

$K_e$ : Es el factor de confiabilidad.

$K_f$ : Es el factor de entallamiento.

$\sigma_f$ : Es la resistencia inicial del eje de la polea [MPa].

Adicional, según Cuichán Simba & Dueñas Jaramillo (2008), para calcular el diámetro mínimo requerido para un eje sometido a cargas cíclicas, teniendo en cuenta tanto la tensión como el momento flector, se puede emplear una relación matemática que se deriva de consideraciones teóricas y de pruebas experimentales. Esta se utiliza para garantizar que el eje no falle por fatiga bajo las cargas cíclicas. La ecuación es aplicable a ejes de sección transversal circular y se utiliza en el diseño de ejes para diversas aplicaciones, como en maquinaria industrial, y su forma es (Shigley, s. f.):

$$d = \left\{ \frac{32 * n}{\pi} * \left[ \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (23)$$

Donde:

d: es el diámetro mínimo requerido del eje [m],

n: es el factor de seguridad según la velocidad de rotación del eje,

T: es el torque máximo en el eje [Nm],

M: es el momento flector máximo en el eje [Nm],

$S_y$ : es el límite de resistencia a la fluencia del material del eje [MPa],

$S_e$ : es el límite de resistencia a la fatiga del material del eje [MPa].

### 3.2.4. TRATAMIENTO DE LA HIPÓTESIS ESPECÍFICA 4

El **cuarto objetivo específico** se puede cumplir con la aplicación de un estudio de factibilidad pertinente para la implementación del sistema de elevación diseñado para la empresa Graiman. Así, de acuerdo con Ruiz (2023) y con Lopez & Enamorado (2023), para comprobar la factibilidad de implementación del sistema de elevación diseñado para la empresa Graiman, a nivel metodológico, se pueden seguir los siguientes pasos:

- Definir los objetivos del sistema de elevación (los cuales ya se han establecido) y los requerimientos técnicos necesarios para cumplirlos (que forman parte de la verificación de la hipótesis anterior).
- Realizar una investigación de mercado para identificar proveedores potenciales de los componentes necesarios para el sistema de elevación y estimar los costos asociados a la adquisición y mantenimiento de estos componentes.
- Identificar los posibles riesgos asociados a la implementación del sistema de elevación y desarrollar planes de contingencia para mitigarlos (que se establece dentro de la gestión del mantenimiento).
- Evaluar la disponibilidad de los recursos necesarios para la implementación del sistema de elevación, incluyendo la disponibilidad de capital, el personal técnico especializado y los tiempos de construcción.
- Realizar un análisis financiero detallado que permita determinar si la implementación del sistema de elevación es rentable a largo plazo.

## 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En concordancia con lo establecido en las normas ASME A17.7/B44.7 y la B30.20, sobre los requisitos de diseño para los elevadores de carga, se detallan los parámetros para: el diseño de la cabina, su estructura base, los sistemas de soporte, suspensión y control.

## 4.1. ESPECIFICACIONES Y DATOS INICIALES

Se realizó el levantamiento de requerimientos y especificaciones iniciales durante la jornada laboral del autor en la empresa Graiman, consultando también al personal técnico de la fábrica: ideas u opiniones sobre la propuesta a desarrollar. Depurando de esta manera los datos iniciales que se muestran en la Tabla 7:

**Tabla 7**

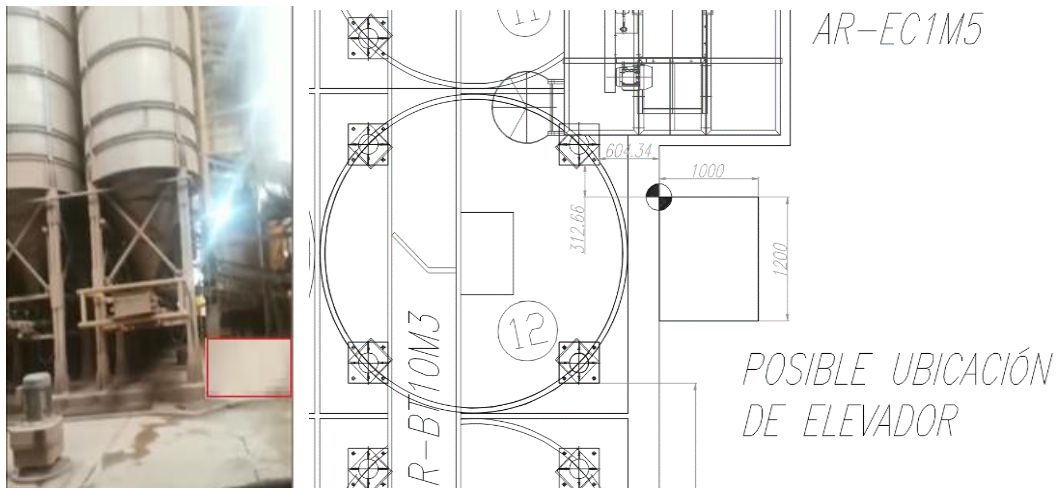
*Parámetros de diseño del sistema de elevación*

PARAMETRO	ESPECIFICACIONES
Velocidad de ascenso:	20 cm/s (de acuerdo a norma ASME A17.1, la cual especifica rangos de velocidad para elevadores de carga sin pasajeros).
Altura:	22.3 m (medido en sitio)
Tiempo (t) de subida:	110 s
Longitud de viga:	3 m (de acuerdo al espacio que se dispone, véase Ilustración 7 y 8).
Área ascensor:	2000x1250x2105 mm (obtenido de la Tabla 5).
Masa por levantar:	800 kg (obtenido de la Tabla 5).
Factor de Seguridad:	2

Nota: Elaborado a partir de mediciones realizadas en el interior de la empresa Graiman, 2022

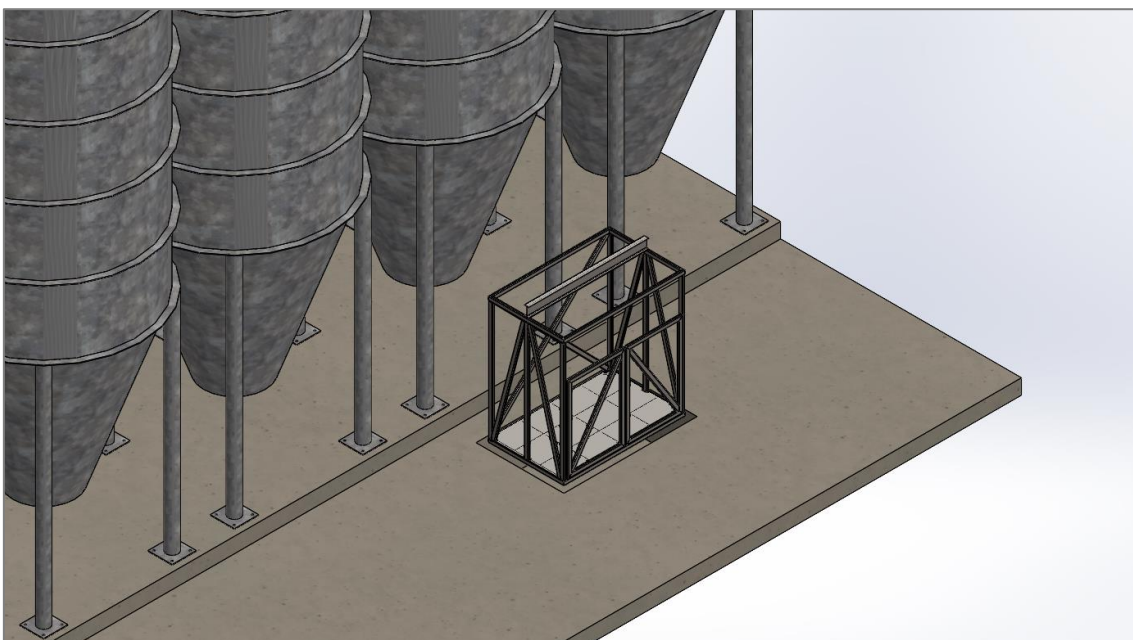
### Ilustración 7

Ubicación del ascensor: fotografía y vista parcial del esquema en plano



### Ilustración 8

Modelado 3D de espacio de la cabina del elevador

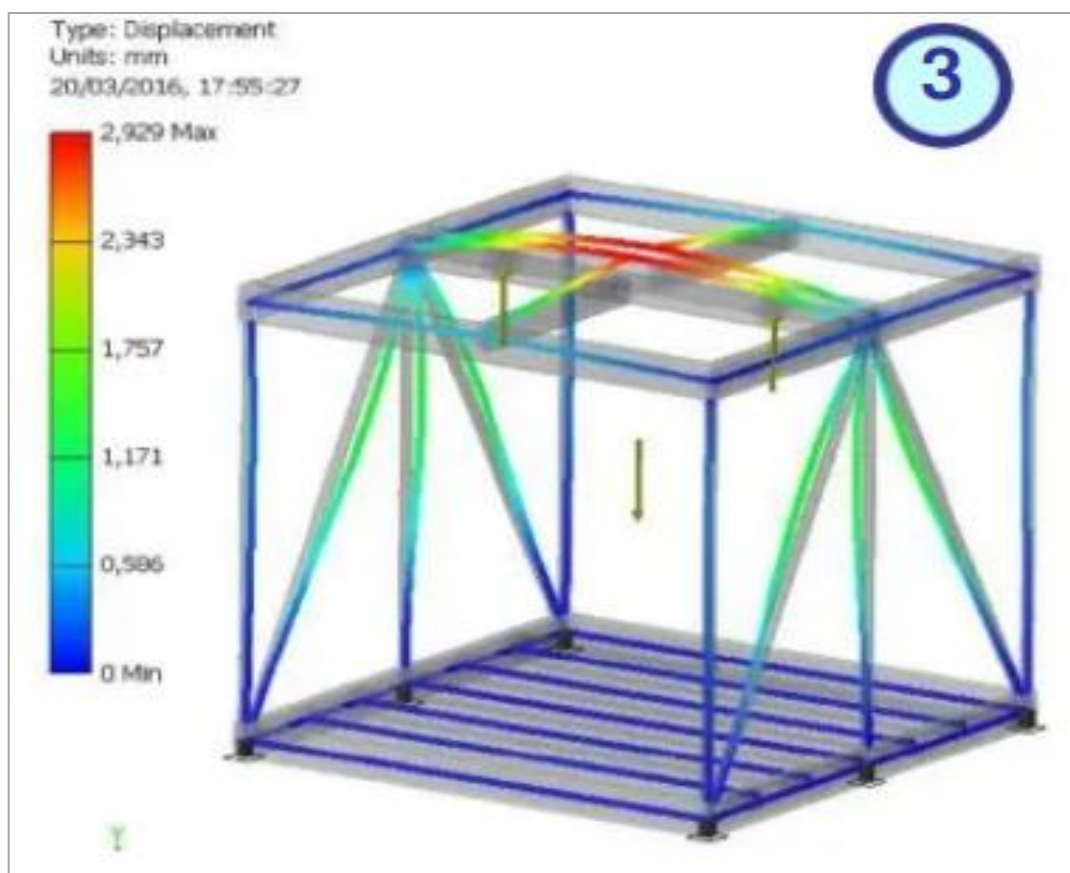


## 4.2. DIMENSIONAMIENTO DE LA CABINA

De acuerdo con Viggiani et al. (2018) la geometría para cabinas de ascensores con mejor desempeño se muestra en la ilustración 9. Luego, teniendo las dimensiones como entrada (input) de la Tabla 7, se crea el modelo con elementos de barra en el software Ansys Mechanical, para la extracción del momento flector y fuerza cortante de la viga, véase Ilustración 10.

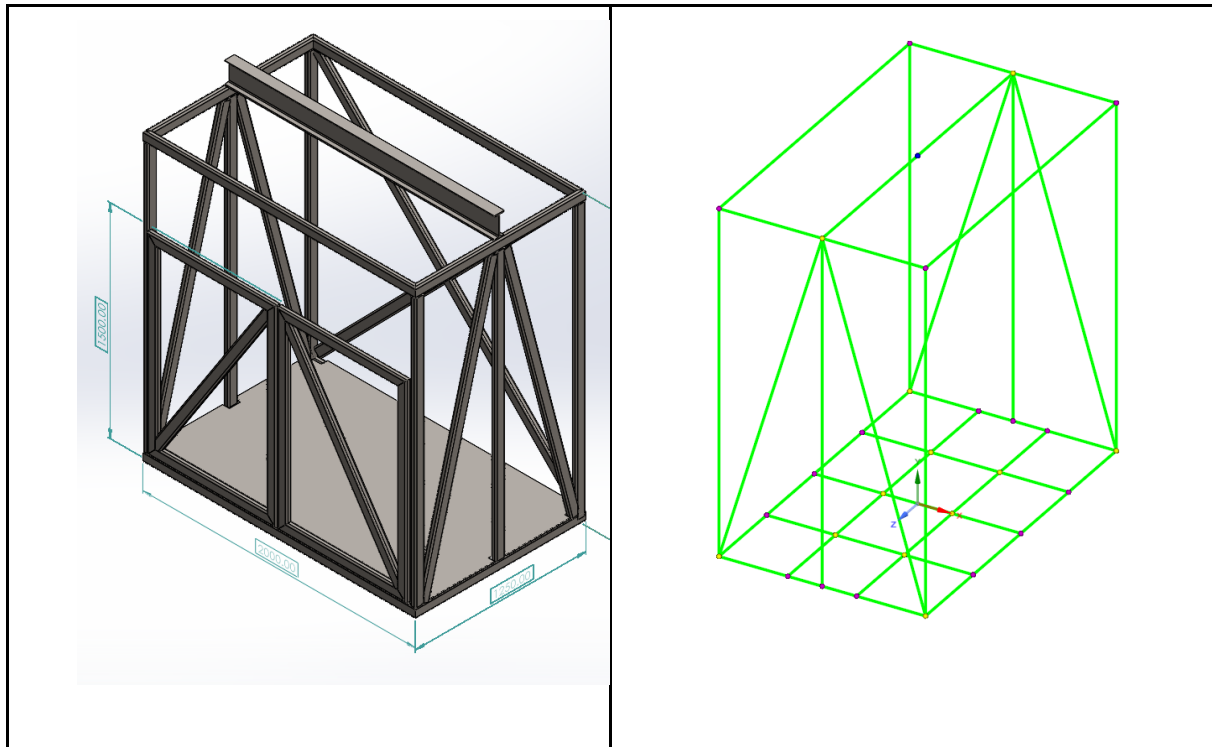
### Ilustración 9

*Representación de los desplazamientos (en mm) de los elementos de la cabina, para una de las geometrías propuestas, (Viggiani et al., 2018)*



## Ilustración 10

Esquemas de representación inicial elaboradas con el software Ansys Mechanical



Usando el método de Diseño por Factor de Carga y Resistencia (LRFD por Load Resistance Factor Design), se elabora la hipótesis de carga:

$$U_{Carga} = 1.4 * D = 1.4 * 800 \text{ Kg} = 1120 \text{ Kg (aprox. 10987.2 [N])}$$

Donde:

$U_{Carga}$  = Es la hipótesis de carga [N],

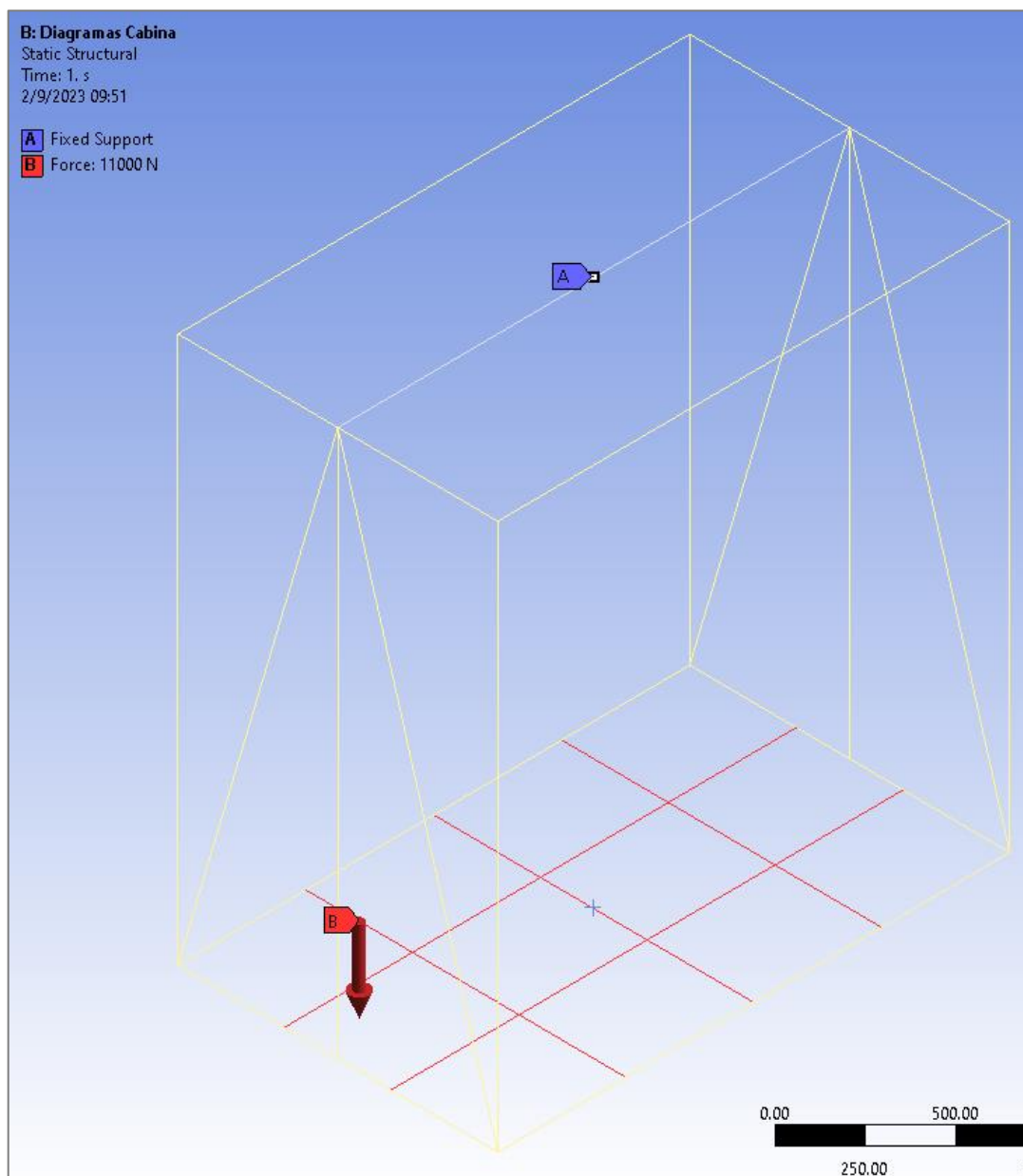
$D$  = Es la carga a levantar [Kg].



Este valor es el que se configura en la simulación como carga en la simulación como se muestra en la ilustración 11.

### Ilustración 11

*Diagrama de cabina con las especificaciones iniciales cargadas en el Ansys Mechanical.*

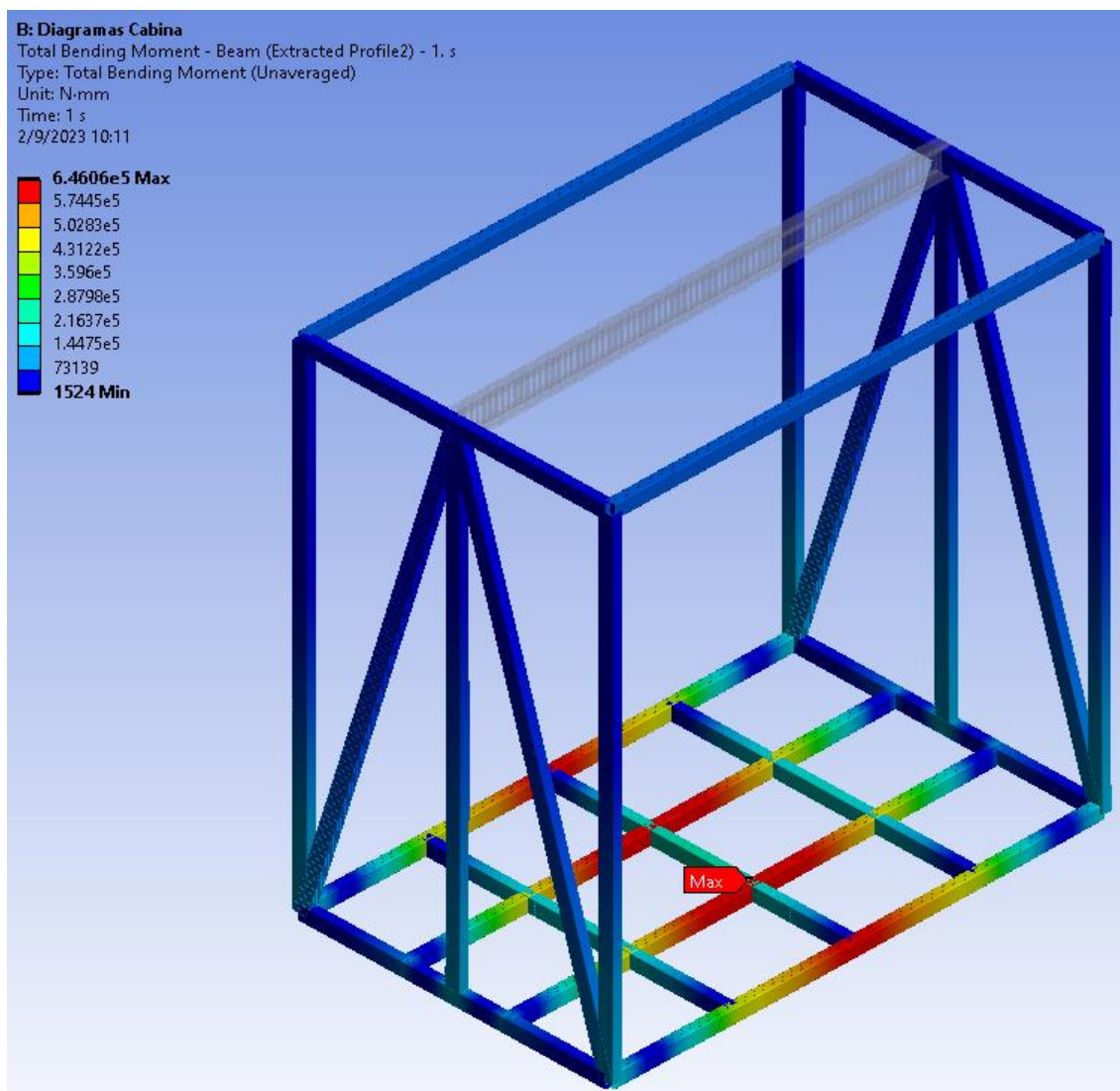


***Dimensionamiento del perfil en la base de cabina.***

Para el resto de la estructura se evalúa mediante diferentes resultados de la simulación el elemento estructural más crítico. los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector de la estructura propuesta se muestran en la Ilustración 12, 13 y 14.

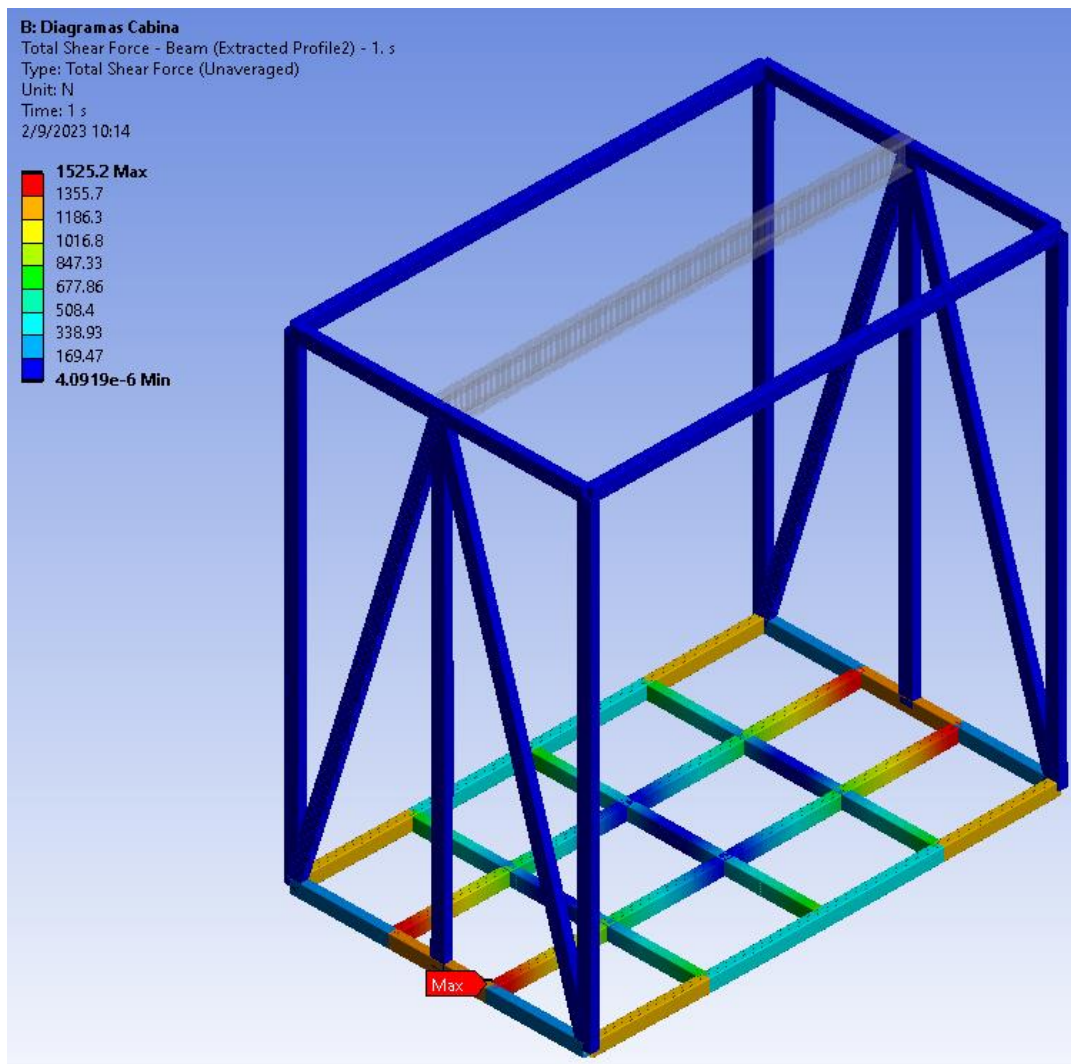
## Ilustración 12

*Visualización del momento flector sobre el perfil en la base de cabina.*



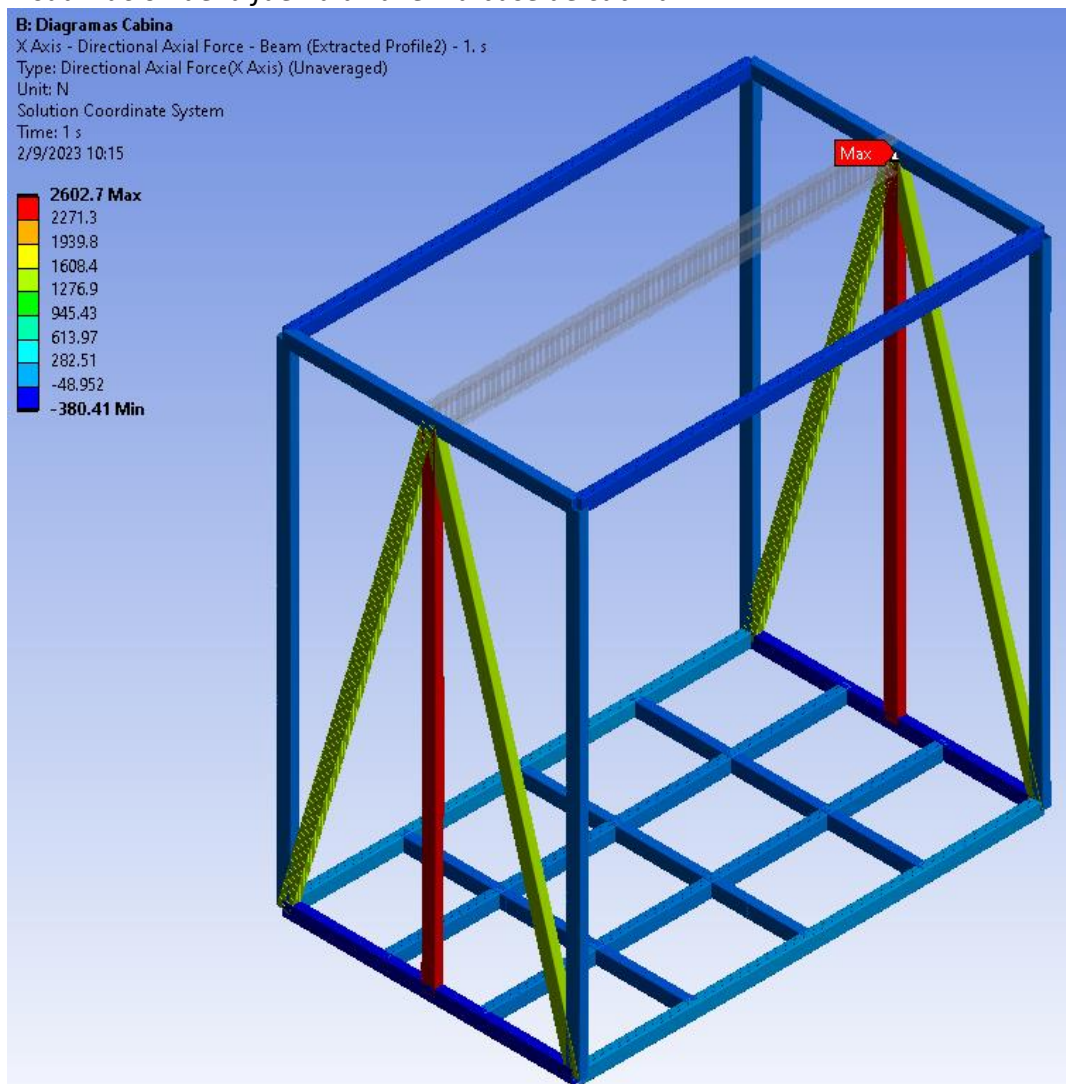
### Ilustración 13

Visualización de la fuerza cortante en la base de cabina.



## Ilustración 14

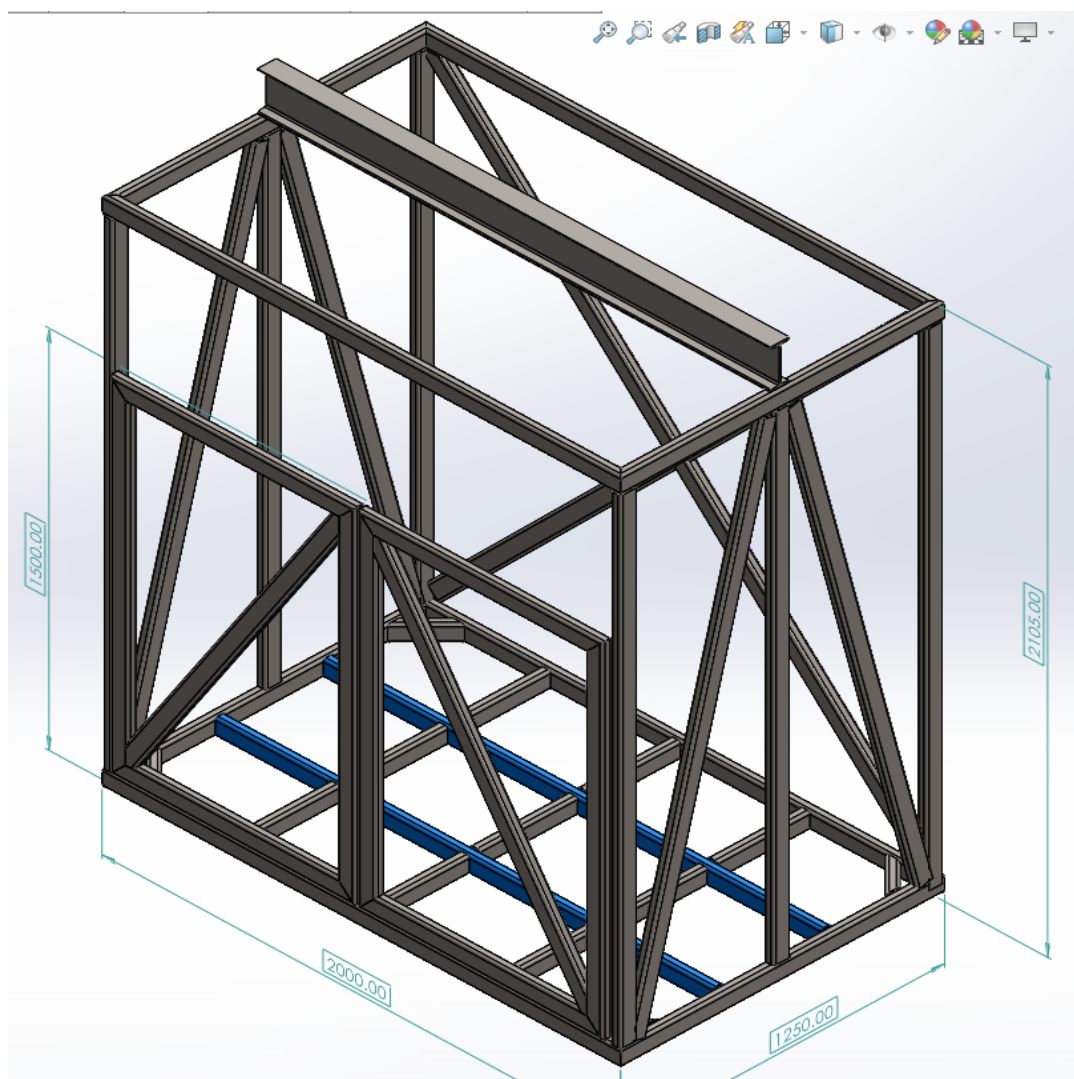
### Visualización de la fuerza axial en la base de cabina



Con los resultados visualizados se puede concluir que los elementos más críticos para el diseño de la cabina corresponden a aquellos ubicados en la base de la plataforma del elevador véase en la ilustración 15.

**Ilustración 15**

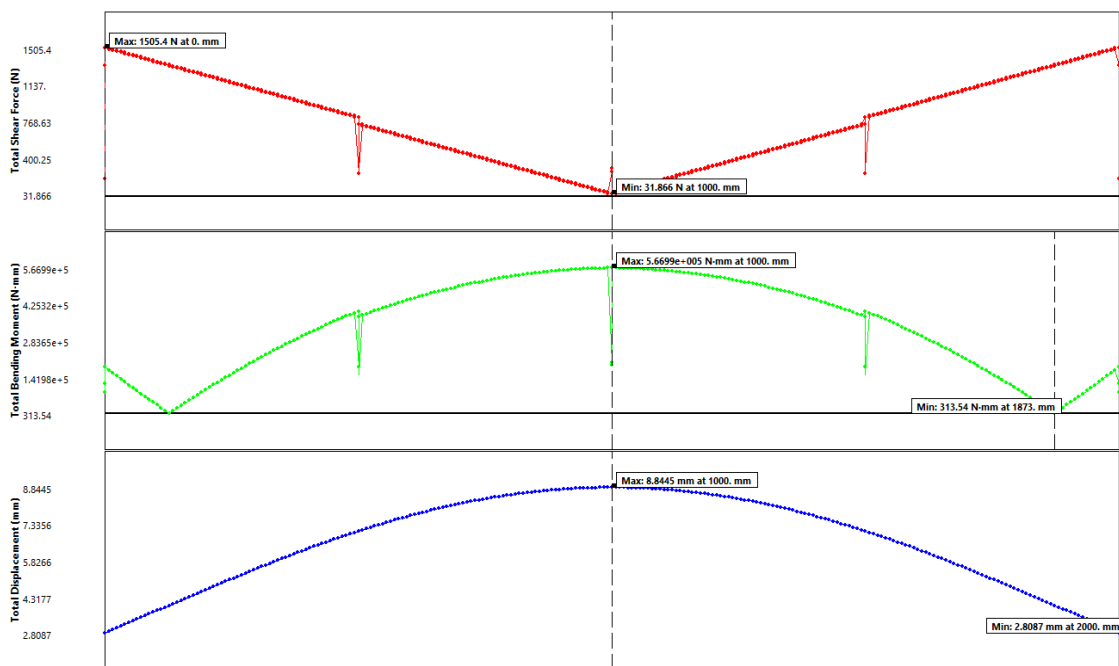
*Vista completa del diseño de la cabina del elevador.*



Para los elementos críticos, determinados mediante el software Ansys Mechanical, se obtienen las gráficas que se presentan en la Ilustración 16 y 17:

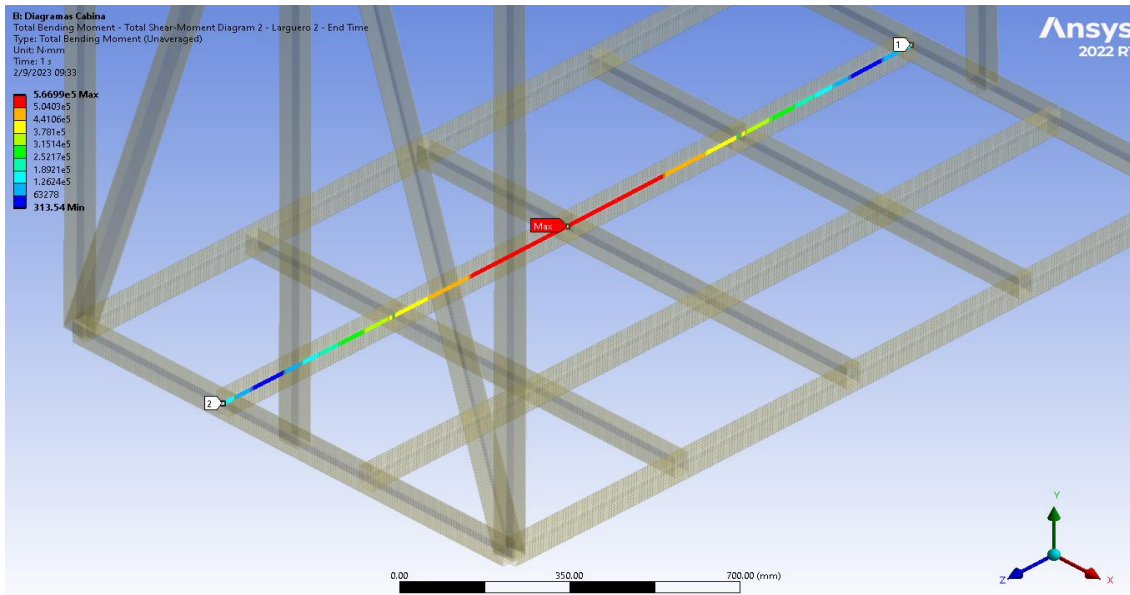
### Ilustración 16

Gráficas de los puntos críticos sobre la base de la cabina (fuerza cortante, momento flector y cedencia de la cabina).



### Ilustración 17

Visualización de la fuerza cortante y momento flector en uno de los largueros de la base de cabina.



Con la misma lógica antes aplicada, con el momento flector máximo tomado de la simulación en Ansys ( $5.6699 \times 10^5 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ), el factor de seguridad de 2 y las propiedades mecánicas del material tomadas del catálogo de Dipac ( $24 \text{ kg}/\text{mm}^2 = 235 \text{ MPa}$ ) se determina el perfil rectangular idóneo para la estructura. Así:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{flex}} \therefore \sigma_{flex} = \frac{235 \text{ MPa}}{2} = 117.5 \text{ [MPa]}.$$

Este es el esfuerzo a la flexión máximo permisible de la estructura.

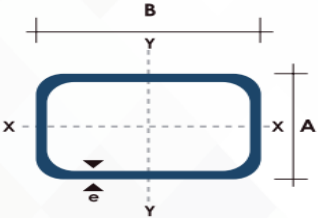
$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{W_x} \therefore W_x = \frac{M_{max}}{\sigma_{flex}} = \frac{5.6699 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}}{117.5 \text{ MPa}} = 4825.44 \text{ mm}^3 = 4.82 \text{ [cm}^3\text{]}$$

Estos cálculos nos permiten determinar el perfil rectangular 30x70 Y espesor de 2 mm ( $W_x = 6.34 \text{ cm}^3$ ) como mejor opción, en comparación al perfil 30x50x3 ( $W_x = 5,11 \text{ cm}^3$ ) debido a que tiene un peso menor entre los dos perfiles analizados. De acuerdo con el catálogo de Dipac (2023), el tubo estructural rectangular tiene las siguientes especificaciones, véase la Ilustración 18:

- Norma: ASTM A-500.
- Dimensiones: de 12\*25 a 40\*80mm.
- Espesor: de 2 a 3mm.

### Ilustración 18

Extracto de un catálogo de perfiles (tubo estructural rectangular) de la empresa Dipac.



Dimensiones				Área	Ejes Y-Y			Ejes X-X		
A mm	B mm	Espesor (e) mm	Peso Kg/m	Área cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm	i cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm <sup>3</sup>
20	40	1.2	1.09	1.32	2.61	1.30	1.12	0.88	0.88	0.83
20	40	1.5	1.35	1.65	3.26	1.63	1.40	1.09	1.09	0.81
20	40	2.0	1.78	2.14	4.04	2.02	1.37	1.33	1.33	0.79
25	50	1.5	1.71	2.10	6.39	2.56	1.74	2.19	1.75	1.02
25	50	2.0	2.25	2.74	8.37	3.35	1.75	2.80	2.24	1.01
25	50	3.0	3.30	4.14	12.56	5.02	1.74	3.99	3.19	0.99
30	50	1.5	1.88	2.25	7.27	2.91	1.80	3.32	2.21	1.21
30	50	2.0	2.41	2.94	9.52	3.81	1.80	4.28	2.85	1.21
30	50	3.0	3.30	4.21	12.78	5.11	1.74	5.66	3.77	1.16
30	70	2.0	3.03	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.48	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	60	1.5	2.29	2.91	14.90	4.97	2.26	7.94	3.97	1.65
40	60	2.0	3.03	3.74	18.08	6.13	2.22	9.81	4.90	1.62
40	60	3.0	4.48	5.41	25.31	8.44	2.16	13.37	6.69	1.57
30	70	1.5	2.34	2.91	18.08	5.17	2.49	4.76	3.17	1.28
30	70	2.0	2.93	3.74	22.20	6.34	2.44	5.85	3.90	1.25
30	70	3.0	4.25	5.41	30.50	8.71	2.37	7.84	5.23	1.20
40	80	1.5	2.76	3.74	31.75	7.94	2.91	10.77	5.39	1.70
40	80	2.0	3.66	4.54	37.32	9.33	2.87	12.70	6.35	1.67
40	80	3.0	5.42	6.61	52.16	13.04	2.81	17.49	8.75	1.63
50	100	2.0	4.52	5.74	74.94	14.99	3.61	25.65	10.26	2.11
50	100	3.0	6.71	8.41	106.34	21.27	3.56	35.97	14.39	2.07
50	150	2.0	6.17	7.74	207.45	27.66	5.18	37.17	14.87	2.19
50	150	3.0	9.17	11.41	298.35	39.78	5.11	52.54	21.02	2.15

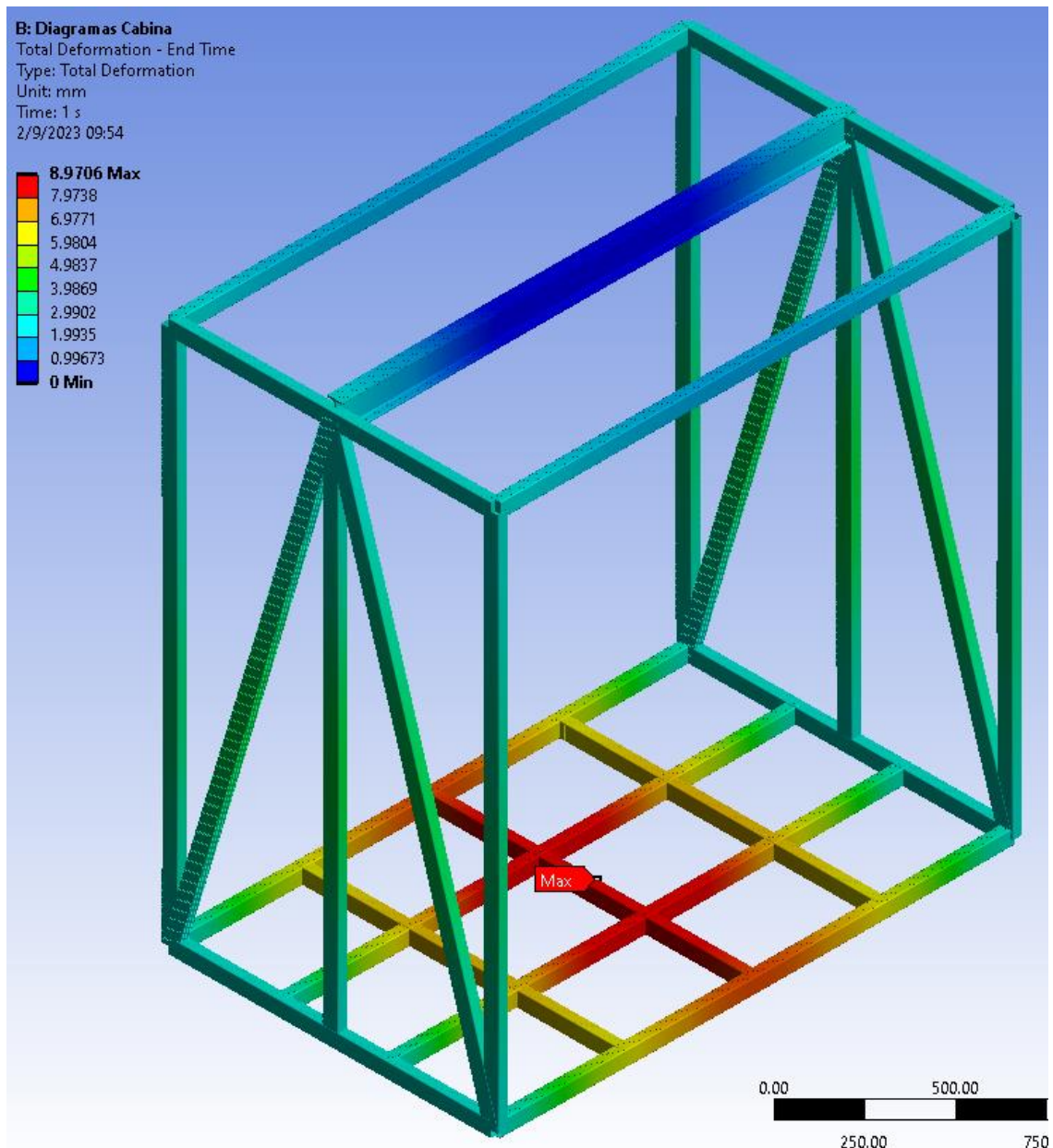
Fuente: (Dipac, 2023).

Con la configuración detallada se realiza la simulación estructural preliminar obteniendo una deformación de 8.9706 mm, como se muestra en la Ilustración 19:



## Ilustración 19

*Deformación total en los largueros de la cabina del elevador.*

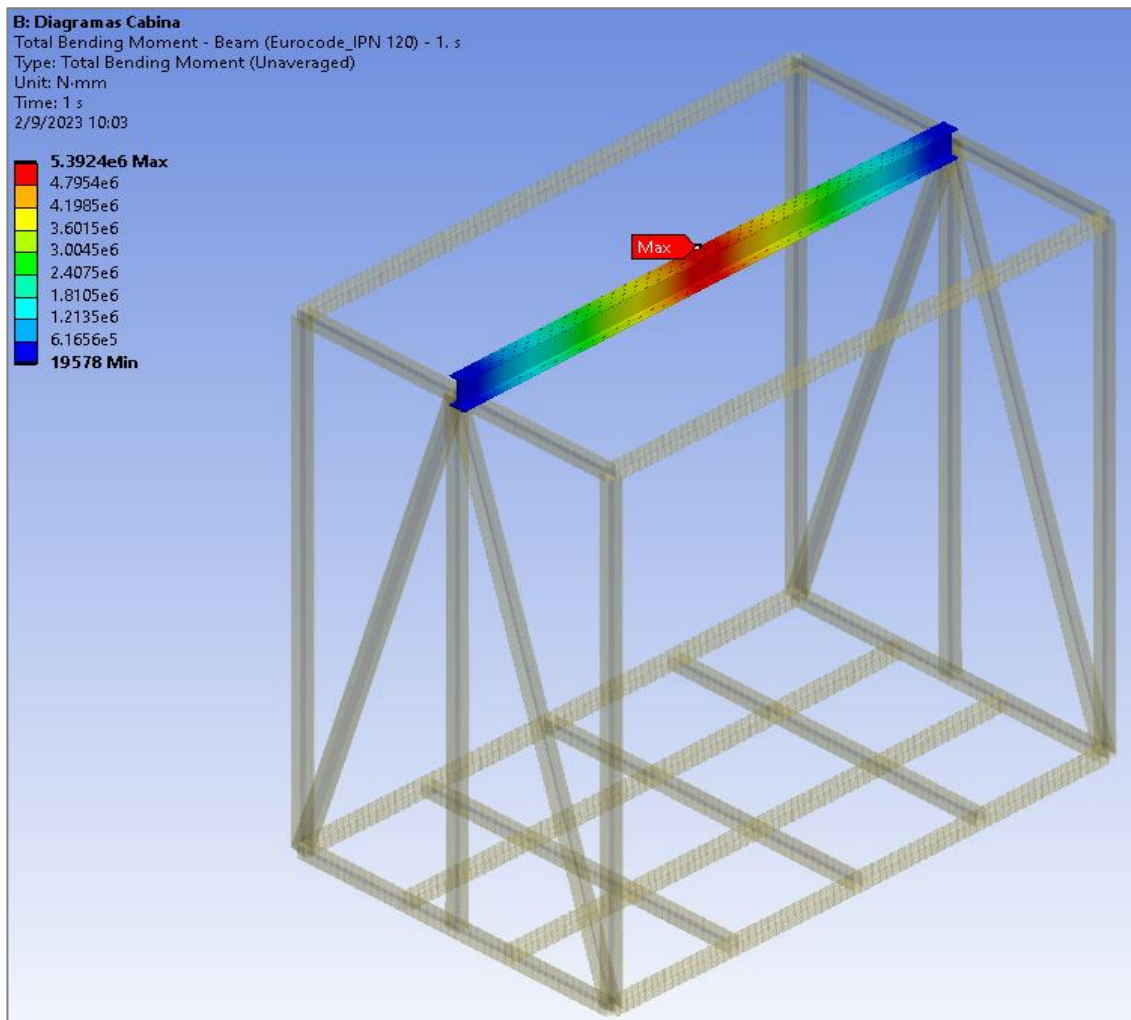


### ***Dimensionamiento de las vigas.***

Los elementos de barra en Ansys Mechanical permiten obtener los diagramas de cortante y momento flector de la estructura propuesta, véase Ilustración 20, 21 y 22.

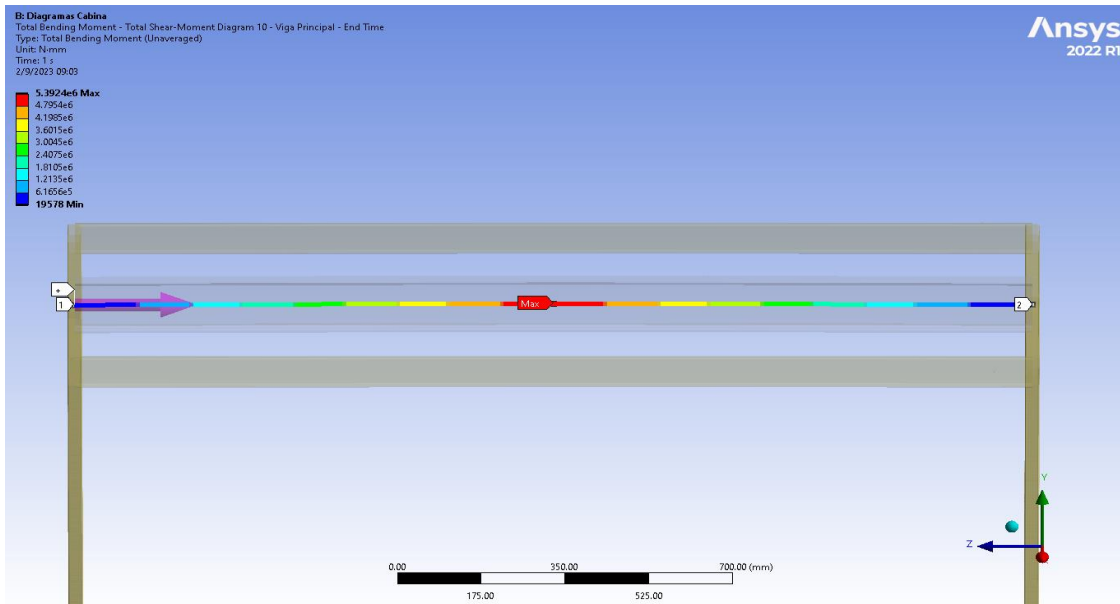
## Ilustración 20

Diagrama de fuerza cortante de la cabina.



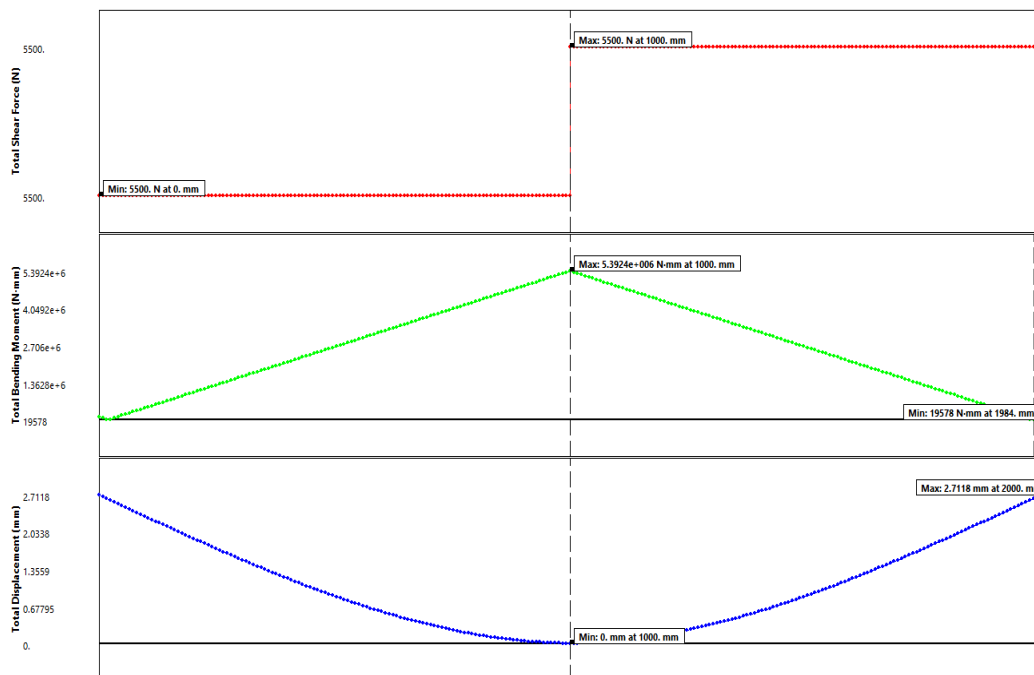
## Ilustración 21

Diagrama de momento flector de la cabina.



## Ilustración 22

Gráficas de la fuerza cortante, momento flector y cedencia de la cabina.



Con el momento flector máximo tomado de la simulación en Ansys ( $5.3924 \times 10^6$  N\*mm), el factor de seguridad de 2 y las propiedades mecánicas del material tomadas del catálogo de Dipac ( $24 \text{ kg/mm}^2 = 235 \text{ MPa}$ ) se determina el perfil de viga IPN idóneo para la estructura.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_{flex}} \therefore \sigma_{flex} = \frac{235 \text{ MPa}}{2} = 117.5 \text{ [MPa]}$$

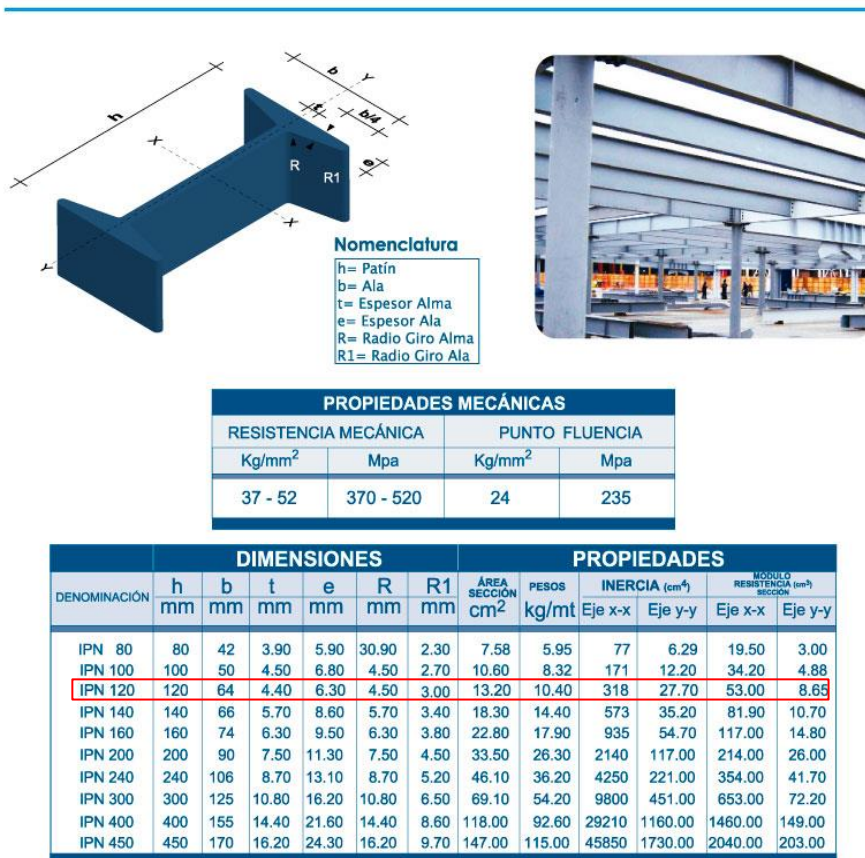
Este es el esfuerzo a la flexión máximo permisible de la estructura

$$\begin{aligned} \sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{W_x} \therefore W_x = \frac{M_{max}}{\sigma_{flex}} &= \frac{5.3924 \times 10^6 \text{ N} * \text{mm}}{117.5 \text{ MPa}} = 45892.75 \text{ mm}^3 \\ &= 45.89 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

De la Ilustración 23, se logra determinar que el perfil IPN 120 ( $W_x=53 \text{ cm}^3$ ) es la mejor opción para el momento flector obtenido.

### Ilustración 23

Extracto de un catálogo de perfilierías (IPN) de la empresa Dipac (Dipac, 2023).

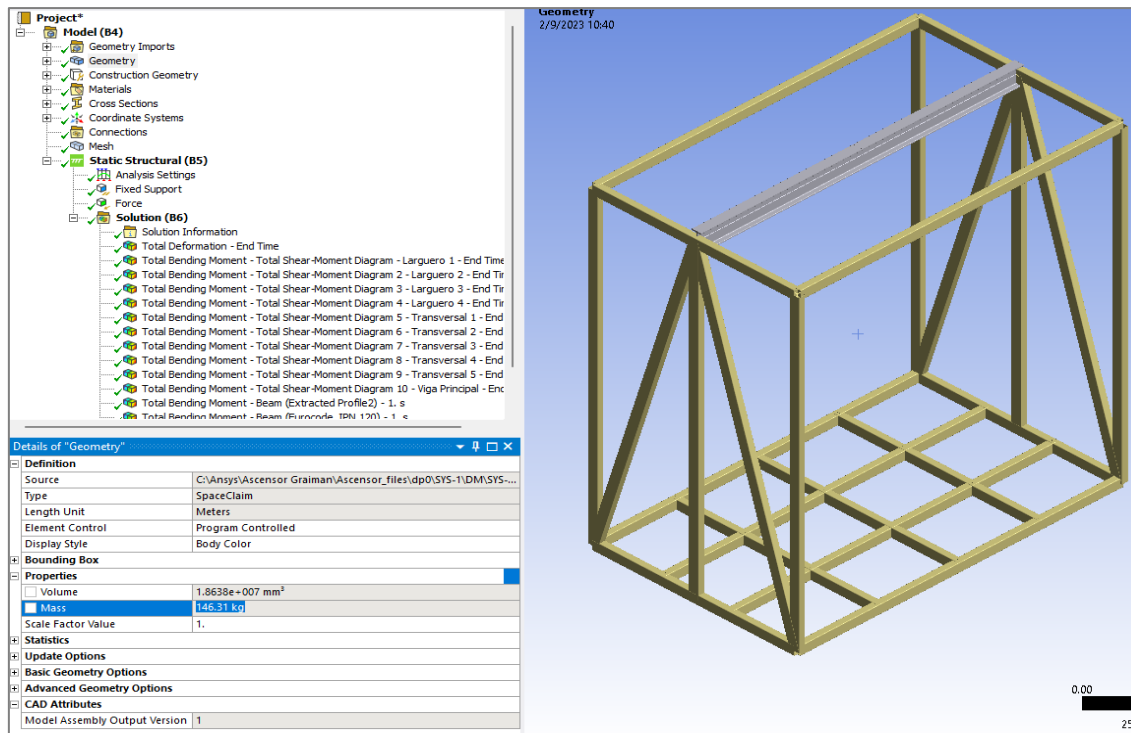


### PESO DE LA CABINA

De Ansys obtenemos el peso de la cabina como 146.31 kg a esto se debe sumar el peso de la plancha antideslizante en la plataforma y el peso de las puertas (aproximadamente 80 kg). Redondeando nos da como resultado 230 kg. Véase la ilustración 24.

## Ilustración 24

Vista de los parámetros configurados en el Ansys Mechanical.



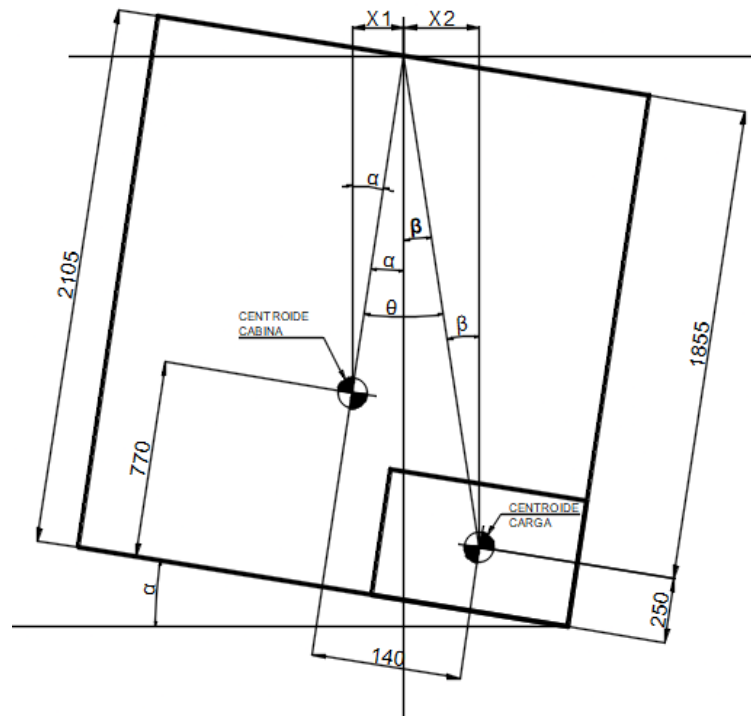
### RIESGO DE VOLTEO DE CABINA POR MAL UBICACIÓN DE CARGA

En la norma **EN 81-1:1998+A3:2009** "Reglas de seguridad para la construcción e instalación de ascensores. Ascensores eléctricos", publicada por la Comisión Europea, se establece que el ángulo de volteo máximo permitido para una cabina de ascensor es de 15 grados en cualquier dirección. Esto significa que la cabina no debe inclinarse más de 15 grados hacia adelante, hacia atrás o hacia los lados, en caso de un fallo en el sistema de seguridad del ascensor, ver Ilustración 24 (Muñoz Íñigo, 2013).

Para el presente diseño se evalúa el caso más crítico que sería ubicar la carga de 800 kg en el extremo derecho de la cabina, pudiendo determinar el siguiente diagrama para el análisis estático (Cunalata & Herrera, 2019):

### Ilustración 25

Diagrama de análisis estático para el diseño del elevador (Cunalata & Herrera, 2019):



$$\sum f_y = 0$$

$$R_{cable} - P_{cabina} - P_{carga} = 0$$

Donde

$R_{cable}$  = Reacción del cable [N],

$P_{cabina}$  = Peso de la cabina [Kg],

$P_{carga}$  = Peso de la carga [Kg]

Resolviendo la sumatoria de fuerzas en y  $\sum f_y$ :

$$R_{cable} = 230kg * 9.81m/s^2 + 800kg * 9.81m/s^2$$

$$R_{cable} = 10104.3N$$

Resolviendo la sumatoria de fuerzas en x  $\sum f_x$ :

$$\sum f_x = 0$$

$$0 = 0$$

Resolviendo la sumatoria de momentos  $\Sigma M$ :

$$\Sigma M_0 = 0$$

$$P_{cabinas} * x_1 - P_{carga} * x_2 = 0$$

$$P_{cabinas} * 1335 * \text{sen}(\alpha) - P_{carga} * \sqrt{1855^2 + 140^2} * \text{sen}(\beta) = 0$$

$$\text{Arctan}(\theta) = 140/1855 = 4.31^\circ$$

$$800kg * 1335 * \text{sen}(\alpha) - 230kg * \frac{\beta = \theta - \alpha}{\sqrt{1855^2 + 140^2}} * \text{sen}(4.31 - \alpha) = 0$$

$$\alpha = 3.57^\circ$$

El resultado obtenido  $3.57^\circ$  es menor a los  $15^\circ$  permitidos por lo que se puede concluir que la cabina no se voltea y el desplazamiento de la cabina será seguro con la carga ubicada de manera incorrecta.

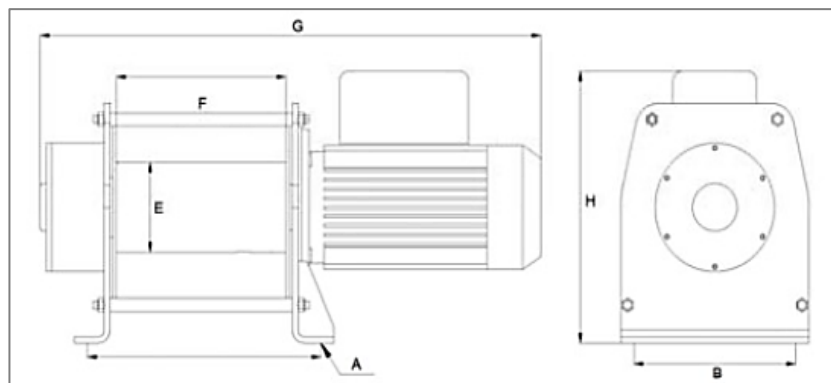
### 4.3. ESPECIFICACIONES PARA EL EQUIPO MOTRIZ

Con base en los cálculos antes detallados se pueden identificar las especificaciones técnicas que se requieren para la maquinaria asociada al sistema de elevación, se puedan buscar proveedores potenciales y estimar los costos asociados a la adquisición y mantenimiento de los mismos. Uno de estos es el equipo motriz que se muestra en la Ilustración 27 y 28, en la tabla 10 se muestran las dimensiones del equipo seleccionado.



## Ilustración 26

Esquema para identificar las dimensiones básicas del equipo motriz, (ALLMAN INDUSTRY, 2023).



**Tabla 8**

Cuadro con las dimensiones básicas del equipo motriz (wincha eléctrica).


Model	AMW-500E	AMW-1000E	AMW-2000E	AMW-3000E	AMW-5000E
Rated Capacity (Kg)	500	1000	2000	3000	5000
Rope Length (m) (by requirements)	100	100	100	100	100
Working Speed (m/min)	10~14	12~18	7~13	7~13	9~16
Motor Power (Kw/hp)	1.5kW (2.0hp)	3.0kW (4.1hp)	5.5kW (7.5hp)	7.5kW (10.2hp)	15.0kW (20.4hp)
Rope DiaMeter (mm)	7	10	13	16	18
Power Supply (volt. freq. ph)	220V / 380V / 440V, 50/60Hz / 3Phases				
	220V, 50Hz, 1Phase			N/A	
Basic Dimensions (mm)	AMW-500E	AMW-1000E	AMW-2000E	AMW-3000E	AMW-5000E
A	4-φ10	4-φ13	4-φ17	4-φ17	4-φ26
B	220	270	385	385	710
E	100	140	180	180	240
F	267	283	386	486	790
G	769	837	1246	1352	1750
H	303.5	418	585	585	745

Modelo	Capacidad nominal (Kg)	Velocidad nominal (Min/m)	Motor (Kw)	Poste	Fase	Voltaje (V)	Frecuencia (Hz)	Nivel de trabajo	Diámetro de la cuerda (Mm)	Cuerda de alambre Capacidad (M)
AMW-500	500	13 ~ 19	1,5	4	3	220-480	50/60	M4	9	60
AMW-1000	1000	13 ~ 19	3,0	4	3	220-480	50/60	M4	10	60
AMW-2000	2000	8 ~ 14	5,5	4	3	220-480	50/60	M4	13	100
AMW-3000	3000	8 ~ 14	7,5	4	3	220-480	50/60	M4	16	100
AMW-5000	5000	8 ~ 14	15	4	3	220-480	50/60	M4	20	100

Nota: Obtenido de (ALLMAN INDUSTRY, 2023)

## Ilustración 27


Particularidades del equipo motriz (wincha eléctrica), (ALLMAN INDUSTRY, 2023)




**Model: AMW E Series**

**PRODUCT FEATURES**


- ▲ Single / Inverter Working Speed Mode for Options.
- ▲ Flexible Wire Rope Volume Capacity for Options.
- ▲ High Strength (1770MPa) Steel Wire Rope Adopted.
- ▲ Forged Alloy Steel Made Hook With Safety Latch.
- ▲ Wide Range Voltage Available. (220V/380V/440V, etc)
- ▲ 3Phases/1Phase Are Optional. (Consult Supplier!)
- ▲ Pendant Control & Wireless Remote Control Available.
- ▲ Emergency Stop Button for Safety Assurance.
- ▲ Solid And Free-fumigation Wooden Box Packing.
- ▲ Stainless Wire Rope & Fastener Upgrade Are Optional.
- ▲ Standard / Customized Installing Base Are Optional.




**COMPACT ENCLOSURE**  
Advanced Compact Design  
High Enclosure Class  
Protection Class IP54  
Outdoor Applicable




**POWERFUL MOTOR**  
High Strength Output  
Aluminum Frame With Cooling Fan  
Good Heat Dissipation Performance.  
Insulation Class F




**CONTROL PANEL**  
Compact Size Control Panel  
Power & Control Cable Separated  
High Protection Class IP55  
Waterproof Sockets Adopted




**WIRE ROPE**  
High Tensile Strength Wire Rope  
With 1770MPa for High Working And  
Safety Performance.  
Stainless Wire Rope Are Optional




**FANCY PAINTING**  
Integrated Painting Processing  
Multiple Layers Painting Processing  
Include Base Coat Painting With  
Epoxy Finishing Coat as Standard



**STEEL DRUM**  
Seamless Steel Drum Q345(Fe52)  
Class Steel Materials Made  
Special Design Drum Structure  
With Flexible Rope Volume Capacity



**FOOT MOUNTING**  
Adjustable Size Fixing Holes Are  
Reserved for easy Installation.  
Exact Installing Base and Lifting  
Handle Are Optional By Requirement



**PENDANT CONTROL**  
Ergonomic Design Pendant Control  
IP65 High Protection Class  
Emergency Stop Button for Safety  
Flexible Length of Control Cable

Nota: Obtenido de (ALLMAN INDUSTRY, 2023)

Página 66 de 135

De acuerdo a las especificaciones requeridas en la Tabla 7, se logró determinar que el modelo AMW-2000 de ALLMAN INDUSTRY, cumple con los requerimientos necesarios los cuales se detallan a continuación:

**Capacidad de carga:** El equipo motriz tipo wincha seleccionado tiene una capacidad de carga de 2000 kg, lo cual cumple con el requisito de levantar una carga de 1712 kg.

**Potencia y velocidad:** El equipo motriz cuenta con una potencia de 5.5 kW y una velocidad de operación que oscila entre 7 m/min y 13 m/min. La velocidad mínima de 7 m/min cumple con el requisito de velocidad de 12 m/min, lo cual es adecuado para las necesidades de tu proyecto.

**Tamaño y dimensiones:** El equipo motriz tipo wincha se acopla a las dimensiones necesarias para tu proyecto, y su peso de 430 kg lo hace manejable y adaptable al entorno de trabajo.

**Fuente de energía:** La wincha utiliza una fuente de energía de 220V a 60Hz, la cual está disponible en el recinto donde se instalará el equipo.

**Seguridad y características de control:** El equipo seleccionado cuenta con freno de seguridad, sistema de limitación de carga, botones de emergencia y un enclavamiento que se activa cuando se deja de accionar. Estas características cumplen con los requisitos de seguridad necesarios para garantizar la protección tanto del personal como de los materiales.

**Mantenimiento sencillo:** El equipo motriz tipo wincha seleccionado tiene un mantenimiento sencillo, lo cual facilita su operación y reduce los tiempos de inactividad.

**Costo y disponibilidad:** El equipo seleccionado cuenta con un costo accesible y está disponible de manera inmediata, lo cual asegura una adquisición rápida y eficiente.

**Diámetro del cable:** El equipo seleccionado detalla que utiliza un cable de diámetro de 13 mm.

Teniendo en cuenta estos aspectos, el equipo motriz tipo wincha seleccionado cumple con los criterios de selección requeridos para tu proyecto, brindando la capacidad de carga necesaria, la velocidad adecuada, las dimensiones y peso acordes, además de cumplir con los estándares de seguridad, disponibilidad y costos accesibles.

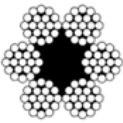
## 4.4. ESPECIFICACIONES DEL CABLE

De la Tabla 10, se obtiene el diámetro del cable a utilizar correspondiente a 13 mm, del cual se puede calcular:

### PESO DEL CABLE:

Para determinar el peso del cable utilizado se utiliza la relación de la Ilustración 27, para cables de 13 mm.

**Cables de Acero 6x19 +1**



(180 Kg/mm<sup>2</sup>)

mm	Peso kg/100mt	C.M.R. 180 Kg/mm <sup>2</sup> Kgf	C.M.R. 200 Kg/mm <sup>2</sup> Kgf
2	-	-	-
2.5	-	-	-
3	3.2	460	-
4	5.7	830	-
5	8.9	1290	-
6.3	14.2	2370	2630
8	23.0	3820	4240
9.5	32.3	5380	5980
	43.3	7210	8010
11	60.7	10100	11220
13	70	11600	13000
14	92	15300	16900

**Ilustración 28.** Propiedades del cable de Acero 6x19x1 para aplicaciones estructurales: Izaje (Izajes y Transmisiones SA).

$$W_{cable} = 70 \times \frac{kg}{100 m}$$

Donde:

$W_{cable}$  = Es el peso del cable [Kg],

Resolviendo:

Longitud máxima del cable = 22.3 m

$$W_{cable} = 70 \times \frac{Kg}{100 m} \times 22.3 m = 15,61 [Kg],$$

**Factor de Seguridad:**

Según la tabla 9, proporcionada por Engineering ToolBox, el factor de seguridad (FS) para cables de acero debe estar entre el valor de 8 y 9.

**Tabla 9**

*Factor de seguridad típica de los equipos, de Engineering ToolBox:*

<b>EQUIPO</b>	<b>FACTOR DE SEGURIDAD –</b>
Componentes de aeronaves	1.5 – 2.5
Calderas	3.5 – 6
Pernos	8.5
Ruedas de hierro fundido	20
Componentes del motor	6 – 8
Eje de alta resistencia	10 – 12
Equipos de elevación – ganchos	8 – 9
Recipientes a presión	3,5 – 6 (especificado en el código de diseño)
Componentes de la turbina – estáticos	6 – 8
Componentes de la turbina – giratorios	2 – 3
Muelle, grande y resistente	4.5
Trabajos de estructura de acero en edificios	4 – 6
Trabajos de acero estructural en puentes	5 – 7
Cables de acero	8 – 9

$$FS = \frac{P_{ult}}{P_{adm}}$$

Donde:

$P_{ult}$  = Es la carga ultima [Kg],

$P_{adm}$  = Es la carga admisible, 11.600 kg de la Ilustración 27.

Resolviendo:

$$P_{ult} = U_{Cabina} + U_{Carga}$$

Hipótesis de carga de la cabina:

$$U_{Cabina} = 1.4 * 230 \text{ kg} = 322 \text{ kg}$$

$$P_{ult} = 1120 \text{ kg} + 322 \text{ kg} = 1442 \text{ kg}$$

$$FS = \frac{11600 \text{ kg}}{1442 \text{ kg}} = 8.04$$

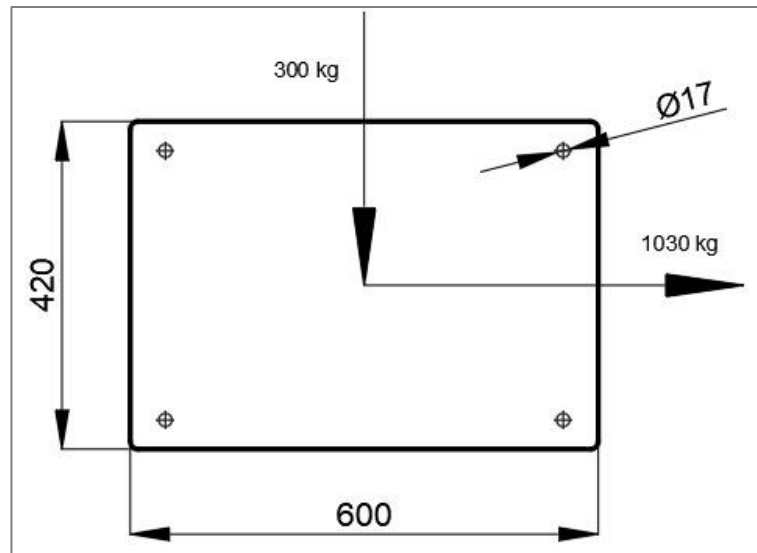
El factor de seguridad obtenido se encuentra en el rango permitido para cables de acero en aplicaciones industriales por lo que el cable analizado es óptimo para el sistema de elevación propuesto.

## 4.5. PLACA BASE DEL EQUIPO MOTRIZ

El sistema motriz seleccionado se encontrará fijado a una placa, en la Ilustración 29, se muestran las dimensiones requeridas (600x420 mm).

### Ilustración 29

*Dimensiones de la placa base del equipo motriz*



**Esfuerzo de compresión:**

$$\sigma_{Comp} = \frac{P_{ult}}{At}$$

Donde:

$t$  = Es el espesor de la placa,

$At$  = Es el área menor transversal de la placa,

Resolviendo:

$$\sigma_{Comp} = \frac{1442 \text{ Kg}}{420 \text{ mm}(t) - 2(17\text{mm})t} = \frac{1442 \text{ Kg}}{386 \text{ mm} * t} = \frac{3.73 \text{ Kgf}}{t * \text{mm}^2}$$

**Esfuerzo de corte**

$$\tau_{xy} = \frac{300\text{Kg}}{420 \text{ mm}(t) - 2(17\text{mm})t} = \frac{300 \text{ Kg}}{386 \text{ mm} * t} = \frac{0.7 \text{ Kgf}}{t * \text{mm}^2}$$

**Esfuerzo de flexión en la placa**

$$\sigma_{flex} = \frac{M \left(\frac{t}{2}\right)}{I}$$

Donde:

$I$  = Es el momento de inercia transversal de la placa,

$M$  = Es el momento de la carga ultima con respecto a la placa.

$$M = Fuerza * distancia$$

$$M = 1030 \text{ kgf} * 3750 \text{ mm} = 3862500 \text{ kgf} * \text{mm}$$

$$I = \frac{a * t^3}{12}$$

Donde:

$a$  = Es el ancho de la placa.

Resolviendo:

$$I = \frac{420 \text{ mm} * t^3}{12} = 35 \text{ mm} * t^3$$

$$\sigma_{flex} = \frac{3862500 * \text{mm} \left(\frac{t}{2}\right)}{35 \text{ mm} * t^3} = \frac{55178.6 \text{ kgf}}{t^2 * \text{mm}^2}$$

**Esfuerzo total en X**

$$\sigma_{total x} = \sigma_{Comp} + \sigma_{flex}$$

$$\sigma_{total x} = \frac{3.73 \text{ Kgf}}{t * \text{mm}^2} + \frac{55178.6 \text{ kgf}}{t^2 * \text{mm}^2}$$

**Esfuerzos principales**

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_{total x} + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{total x} + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Donde:

$$\sigma_y = 0$$

Resolviendo:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\frac{3.73 \text{ Kgf}}{t * \text{mm}^2} + \frac{55178.6 \text{ kgf}}{t^2 * \text{mm}^2} + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\frac{3.73 \text{ Kgf}}{t * \text{mm}^2} + \frac{55178.6 \text{ kgf}}{t^2 * \text{mm}^2} + 0}{2}\right)^2 + \frac{0.7 \text{ Kgf}^2}{t * \text{mm}^2}}$$

**El esfuerzo cortante máximo se obtiene a partir de**



$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_{total x} + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

$$\tau_{max} = \pm \sqrt{\left(\frac{\frac{3.73 \text{ Kgf}}{t * \text{mm}^2} + \frac{55178.6 \text{ kgf}}{t^2 * \text{mm}^2} + 0}{2}\right)^2 + \frac{0.7 \text{ Kgf}^2}{t * \text{mm}^2}}$$

### El esfuerzo de Von Mises

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + 3(\tau_{xy})^2}$$

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\left(\frac{\frac{3.73 \text{ Kgf}}{t * \text{mm}^2} + \frac{55178.6 \text{ kgf}}{t^2 * \text{mm}^2}}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{0.7 \text{ Kgf}}{t * \text{mm}^2}\right)^2 =}$$

### Factor de seguridad

$$Fs = \frac{f_y}{\sigma_{Mises}}$$

Donde:

$f_y$  = Es el esfuerzo de la fluencia 250 MPa

Se asume un espesor de placa de 8 mm y se comprueba con el factor de seguridad recomendado en la Tabla.

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\left(\frac{\frac{3.73 \text{ Kgf}}{8 * \text{mm}^2} + \frac{77250 \text{ kgf}}{8^2 * \text{mm}^2}}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{0.7 \text{ Kgf}}{8 * \text{mm}^2}\right)^2} = 431.32 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$Fs = \frac{250 \text{ Mpa}}{431.32 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} * 10 \text{ Mpa}} = 0.58$$

Este factor de seguridad no cumple con los requerimientos, por lo que se comprobó con una placa de 1/2 pulgada 12.7 mm de espesor.

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\left(\frac{\frac{3.73 \text{ Kgf}}{12.7 * \text{mm}^2} + \frac{55178.6 \text{ kgf}}{12.7^2 * \text{mm}^2}}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{0.7 \text{ Kgf}}{12.7 * \text{mm}^2}\right)^2} = 171.201 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$F_s = \frac{250 \text{ Mpa}}{171.201 \frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}} = 1.46$$

Por motivos de seguridad se elige una placa de 12,7 mm de espesor con un factor de seguridad de 1.46 que cumple con los requerimientos necesarios según Robert Mott.

## 4.6. DIMENSIONAMIENTO DE LA GRÚA

Las armaduras son estructuras compuestas por una serie de elementos interconectados, diseñadas para proporcionar soporte, resistencia y estabilidad a diversas estructuras. Existen diferentes tipos de armaduras, y cada una tiene sus propias características y aplicaciones específicas.

**Armadura tipo Pratt:** La armadura tipo Pratt es ampliamente utilizada en diferentes aplicaciones estructurales. Se compone de elementos horizontales y verticales intercalados en forma de triángulos, siendo los elementos horizontales compresivos y los verticales tensionados.

**Armadura tipo Warren:** La armadura tipo Warren es otro tipo común de armadura utilizada en diversas estructuras. Consiste en una disposición de elementos diagonales en forma de triángulos alternados, con los elementos diagonales en tensión y los elementos horizontales en compresión.

**Armadura tipo Howe:** La armadura tipo Howe también es ampliamente utilizada en estructuras. Se caracteriza por tener elementos verticales y diagonales en forma de "V" invertida, con los elementos verticales en compresión y los elementos diagonales en tensión.

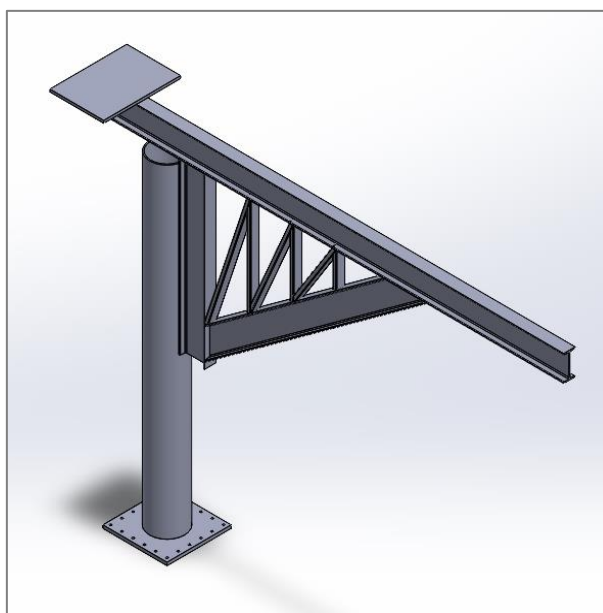
**Armadura tipo Pratt modificada:** Esta variante de la armadura tipo Pratt incluye diagonales adicionales que forman triángulos más pequeños dentro de los triángulos principales. Esta modificación proporciona una mayor resistencia y rigidez estructural.

**Armadura tipo K:** La armadura tipo K es similar a la armadura tipo Warren, pero con elementos adicionales diagonales que forman "Ks" invertidas. Estos elementos diagonales adicionales mejoran la capacidad de carga y rigidez de la estructura.

En el caso de una pluma de elevación, que es utilizada en grúas y maquinaria de construcción para levantar objetos pesados, la armadura tipo Pratt es especialmente conveniente para la construcción de una pluma de elevación debido a su resistencia estructural, eficiencia en el uso de materiales, facilidad de fabricación y montaje, así como su capacidad de facilitar el mantenimiento y la reparación. Esta estructura proporciona una distribución eficiente de cargas, resistiendo fuerzas externas y soportando el peso de los objetos levantados. Además, su diseño triangular optimiza el uso de materiales, reduciendo costos. La armadura tipo Pratt es fácil de fabricar y montar debido a su simplicidad de conexiones, y en caso de ser necesario, permite el reemplazo o reparación de secciones específicas sin desmontar por completo la pluma de elevación, véase la Ilustración 28.

### Ilustración 30

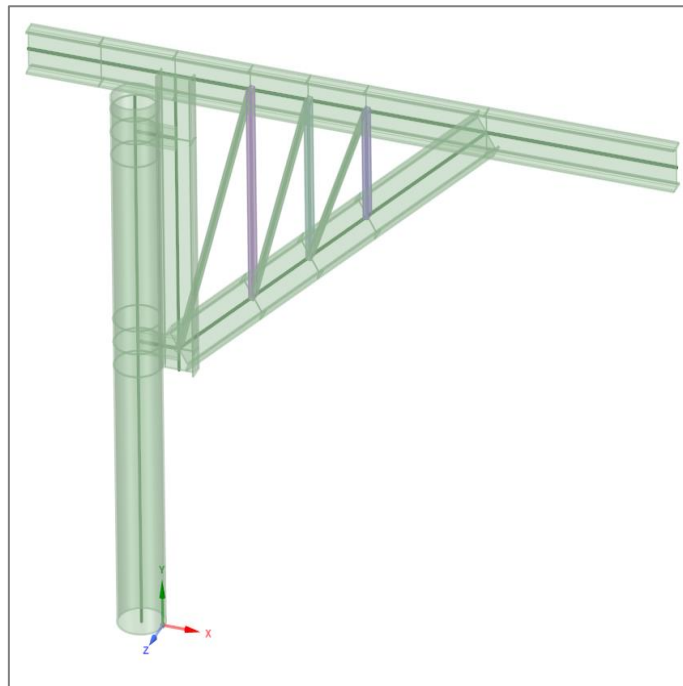
*Representación de la estructura de tipo Pratt.*



De esta propuesta realizada se aplica la simplificación del modelo a elementos de vigas, con la finalidad de poder realizar el dimensionamiento de cada una de las partes como se muestra en la Ilustración 29.

### Ilustración 31

*Esquema de la simplificación del modelo a elementos de vigas.*



Luego se establece la hipótesis de carga, usando el método LDRF, se consideran las cargas a las que va a estar sometida la viga principal.

$$U_{Viga} = 1.2D + 1.6 * L + 0.5 * (Lr, S, R)$$

Donde:

$U_{Viga}$  = Es la hipótesis de carga en la viga principal,

D = Corresponde a cargas muertas (0 en nuestro caso),

L = Corresponde a cargas vivas, móviles o en movimiento (Peso de la cabina 230 kg, peso de la carga 800 kg, peso del cable 15,61 kg),

Lr = Es la carga de techo,

S = Es la carga de nieve (no aplica, pero se considera por seguridad),

R = Es la carga de lluvia.

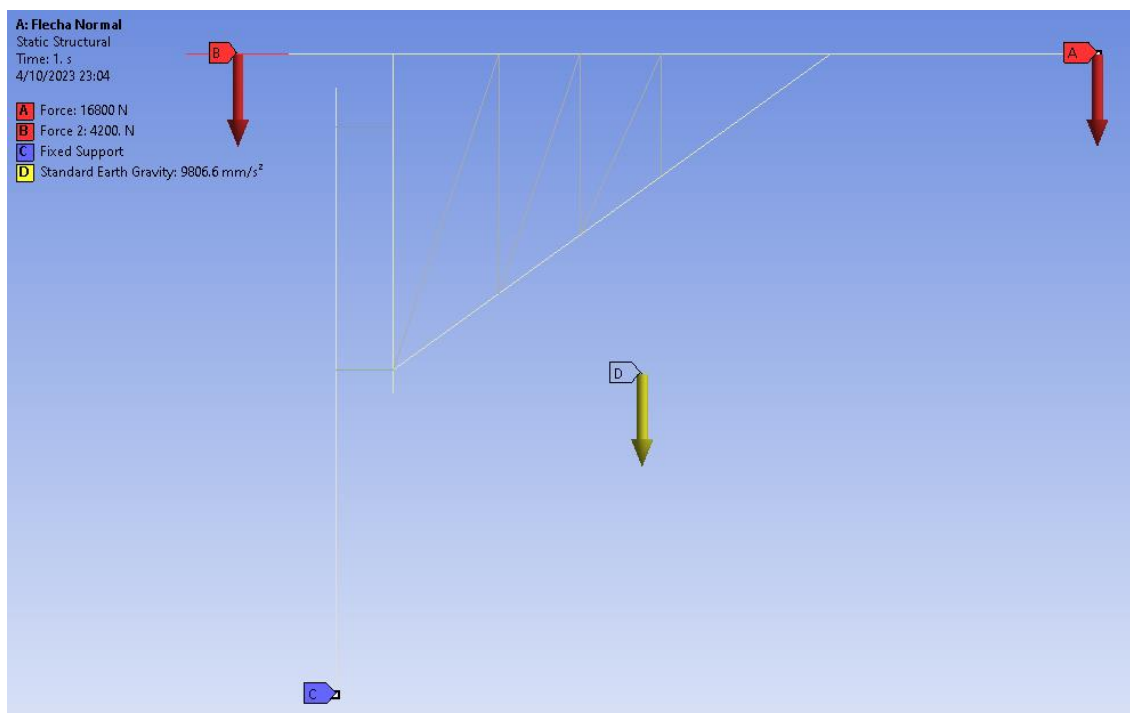
Con esto en consideración se determina la hipótesis de carga para nuestra flecha:

$$U = 1.2D + 1.6 * L + 0.5 * (Lr, S, R)$$
$$= 1.2 * 0 + 1.6 * (230 \text{ kg} + 800 \text{ kg} + 15,61 \text{ kg}) + 0.5x0 = 1673 \text{ kg}$$

Aproximadamente 16754.72 N.

La masa del motor y sus componentes es de 300 Kg obtenida de las especificaciones técnicas de la ilustración 28, por lo que se requiere una hipótesis de carga del motor para realizar la simulación del sistema en Ansys Mechanical, como se muestra en la Ilustración 31:

$$U_{motor} = 1.4 * 300 \text{ kg} = 420 \text{ Kg (aproximadamente 4120.2 N)}.$$



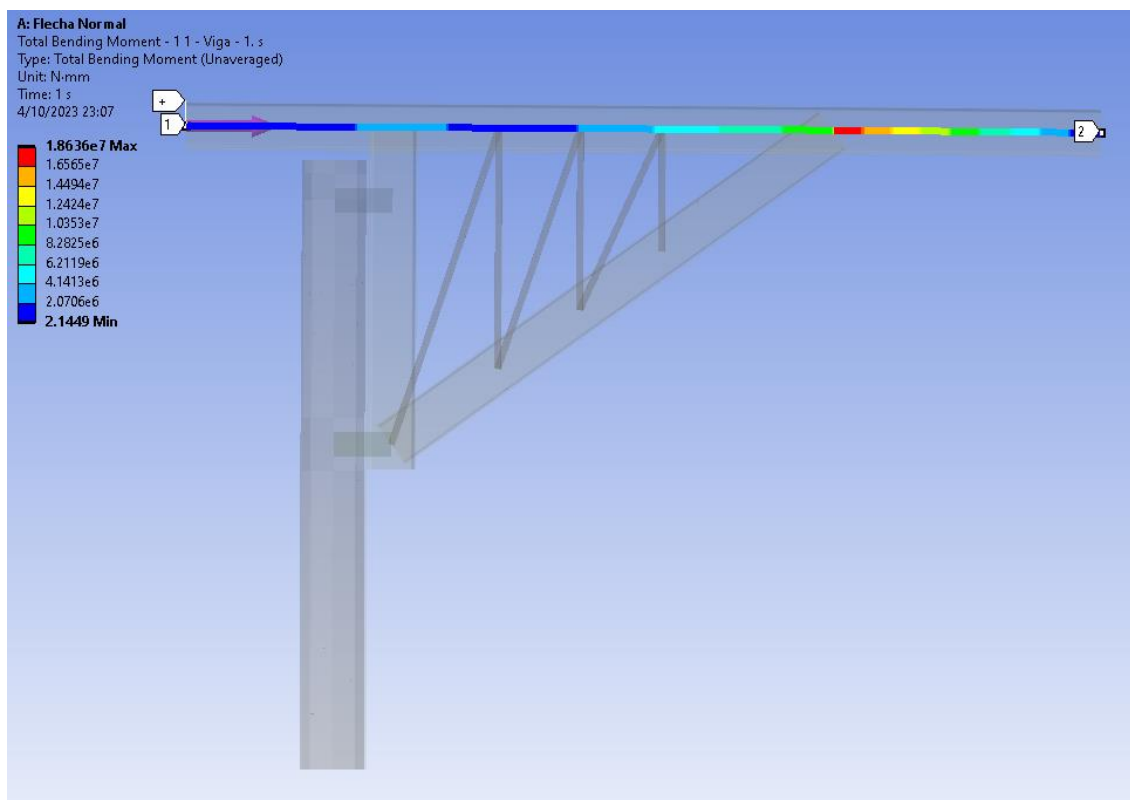
**Ilustración 32.** Visualización del diseño inicial de la estructura de la grúa.

## DIMENSIONAMIENTO DE LA VIGA DE LA GRÚA.

Los elementos de barra simulados en el Ansys Mechanical permiten obtener los diagramas de cortante y momento flector de la estructura propuesta, véase la Ilustración 32 y 33.

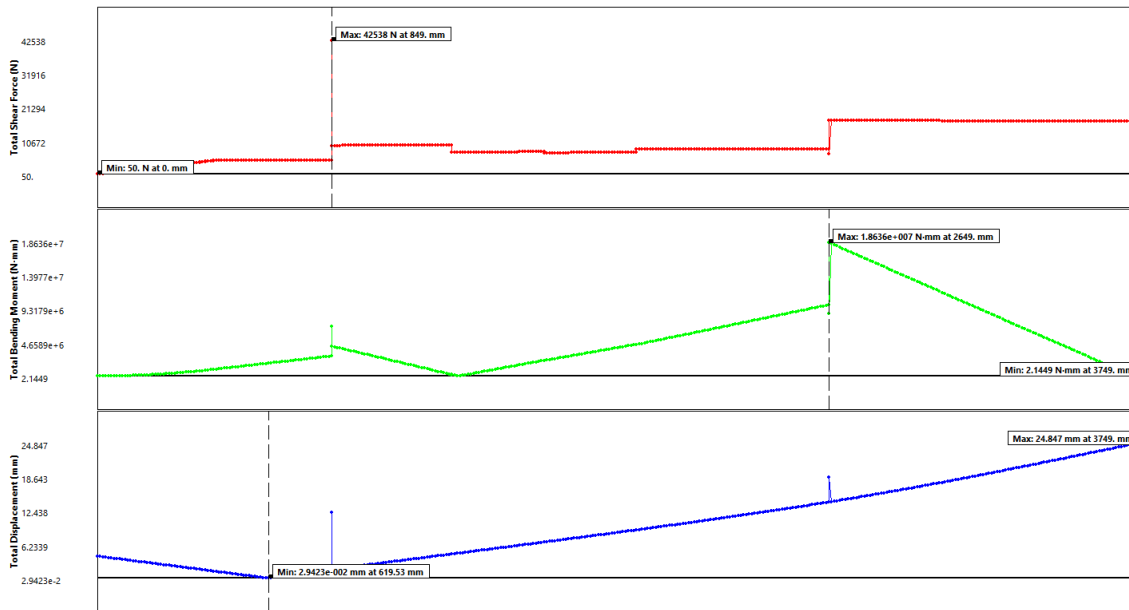
### Ilustración 33

*Visualización inicial del momento flector en la viga de la grúa.*



### Ilustración 34

Diagramas de la fuerza cortante y momento flector en la viga de la grúa.



Con el momento flector máximo obtenido de la simulación en Ansys de  $1.8636 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{mm}$ , el factor de seguridad de 2 según Robert Mott y las propiedades mecánicas del material del catálogo de Dipac de  $24 \text{ kg}/\text{mm}^2 = 235 \text{ MPa}$  se determina el perfil de viga IPN idóneo para la grúa.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{flex}} \therefore \sigma_{flex} = \frac{S_y}{FS} = 117.5 \text{ MPa}.$$

Donde:

$F_s$  = Es el factor de seguridad en vigas,

$S_y$  = Es el esfuerzo de fluencia del material [ MPa],

$\sigma_{flex}$  = Es el esfuerzo máximo permisible a la flexión de la estructura [ MPa].

Resolviendo:

$$\sigma_{flex} = \frac{235}{2} = 117.5 \text{ [MPa]}$$

Para determinar el tipo de perfil a utilizar en el sistema de elevación es necesario determinar el modulo de resistencia a la flexión mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{W_x} \therefore W_x = \frac{M_{max}}{\sigma_{flex}}$$

Donde:

$M_{max}$  = Es el momento flector máximo [Nm],

$W_x$  = Es el modulo de resistencia a la flexión de la sección.

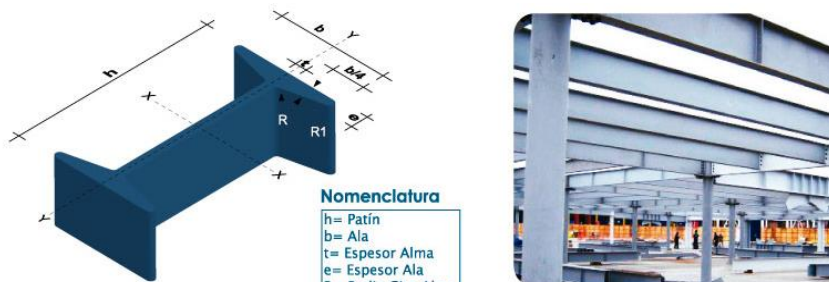
Resolviendo:

$$W_x = \frac{1.8636 \times 10^7 \text{ N} * \text{mm}}{117.5 \text{ MPa}} = 158604 \text{ mm}^3 = 158.6 \text{ cm}^3$$

En la ilustración 34 se observa una lista de los perfiles IPN de la empresa Dipac donde los cálculos obtenidos permiten determinar que el perfil de viga IPN 200 ( $W_x=214 \text{ cm}^3$ ) como la mejor opción para este caso.

### Ilustración 35

Extracto de un catálogo de perfilerías (IPN para la viga de la grúa) de la empresa Dipac.



**Nomenclatura**

- h= Patin
- b= Ala
- t= Espesor Alma
- e= Espesor Ala
- R= Radio Giro Alma
- R1= Radio Giro Ala

PROPIEDADES MECÁNICAS			
RESISTENCIA MECÁNICA		PUNTO FLUENCIA	
Kg/mm <sup>2</sup>	Mpa	Kg/mm <sup>2</sup>	Mpa
37 - 52	370 - 520	24	235

DENOMINACIÓN	DIMENSIONES						PROPIEDADES						
	h mm	b mm	t mm	e mm	R mm	R1 mm	ÁREA SECCIÓN cm <sup>2</sup>	PESOS kg/mt	INERCIA (cm <sup>4</sup> )		MÓDULO RESISTENCIA (cm <sup>3</sup> ) SECCIÓN		
									Eje x-x	Eje y-y	Eje x-x	Eje y-y	
IPN 80	80	42	3.90	5.90	30.90	2.30	7.58	5.95	77	6.29	19.50	3.00	
IPN 100	100	50	4.50	6.80	4.50	2.70	10.60	8.32	171	12.20	34.20	4.88	
IPN 120	120	64	4.40	6.30	4.50	3.00	13.20	10.40	318	27.70	53.00	8.65	
IPN 140	140	66	5.70	8.60	5.70	3.40	18.30	14.40	573	35.20	81.90	10.70	
IPN 160	160	74	6.30	9.50	6.30	3.80	22.80	17.90	935	54.70	117.00	14.80	
IPN 200	200	90	7.50	11.30	7.50	4.50	33.50	26.30	2140	117.00	214.00	26.00	
IPN 240	240	106	8.70	13.10	8.70	5.20	46.10	36.20	4250	221.00	354.00	41.70	
IPN 300	300	125	10.80	16.20	10.80	6.50	69.10	54.20	9800	451.00	653.00	72.20	
IPN 400	400	155	14.40	21.60	14.40	8.60	118.00	92.60	29210	1160.00	1460.00	149.00	
IPN 450	450	170	16.20	24.30	16.20	9.70	147.00	115.00	45850	1730.00	2040.00	203.00	



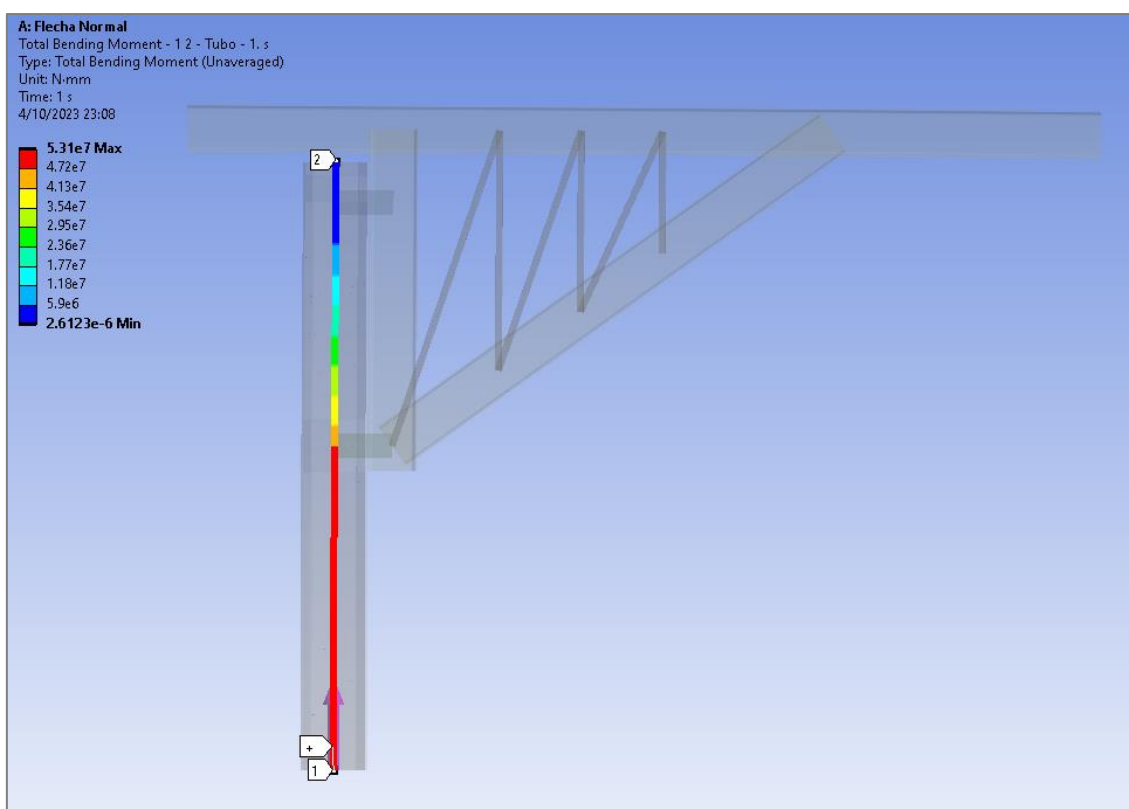
## 4.7. DIMENSIONAMIENTO DEL TUBO PRINCIPAL

De la revisión bibliográfica se determina que un perfil de propiedades seccionales homogéneas (tubo redondo) cumpliría con el requerimiento. Ya que los mismos no presentan una orientación preferencial al esfuerzo de flexión.

En la Ilustración 35 y 36 se pueden observar los resultados de la simulación obtenida en ANSYS, momento flector y esfuerzo cortante del tubo principal.

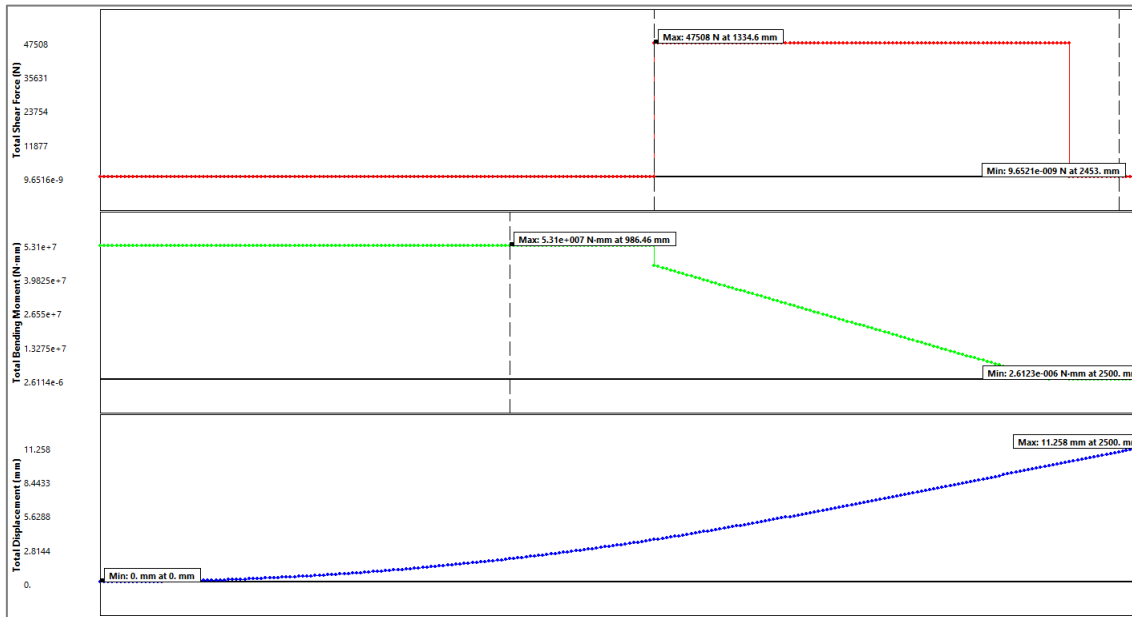
### Ilustración 36

*Resultado de la determinación del momento flector en el tubo principal.*



### Ilustración 37

*Gráficas de la fuerza cortante, momento flector y cedencia del tubo principal de la estructura de soporte*



Con el momento flector máximo tomado de la simulación en Ansys ( $5.31 \times 10^7$  N\*mm), el factor de seguridad de 2 según Robert Mott y las propiedades mecánicas del material para tubos cedula 40 tomadas del catálogo de Dipac ( $24.6 \text{ kg/mm}^2 = 241.24 \text{ MPa}$ ) se determina el tubo idóneo para el soporte de la flecha y sus componentes.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{flex}} \therefore \sigma_{flex} = \frac{241.24}{2} = 120.62 \text{ MPa.}$$

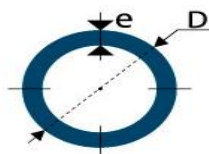
Esfuerzo a la flexión máximo permisible.

$$\sigma_{flex} = \frac{M_{max}}{W_x} \therefore W_x = \frac{M_{max}}{\sigma_{flex}} = \frac{5.31 \times 10^7 \text{ N} * \text{mm}}{120.62} = 440226 \text{ mm}^3 = 440.23 \text{ cm}^3$$

Con ese requerimiento y con los datos de la tubería cedula 40 del catálogo de Dipac, se calcula el módulo de resistencia a la flexión para una sección tubular, dando como resultado que la sección idónea para la estructura es de 10", según la Ilustración 37.

### Ilustración 38

*Extracto de un catálogo de perfilierías (tubo estructural cilíndrico) de la empresa Dipac. (Dipac, 2023).*



COMPOSICIÓN QUÍMICA %			
C Max	Mn	P Max	S Max
0.3	1.2	0.05	0.06

PROPIEDADES MECÁNICAS				
RESISTENCIA MECÁNICA		PUNTO DE FLUENCIA		Elongación %
Kg/mm <sup>2</sup>	Psi	Kg/mm <sup>2</sup>	Psi	Min
42.2	60000	24.6	35000	30 - 35

DIÁMETRO			PROPIEDADES				
INTERIOR	EXTERIOR (D)		ESPESOR (e)		PRESIÓN/PRUEBA		PESO
pulg	mm	pulg	mm	pulg	kg/cm <sup>2</sup>	lb/pulg <sup>2</sup>	kg/mts
1/2"	21.30	0.84	2.77	0.10	49	700	1.27
3/4"	26.70	1.05	2.87	0.11	49	700	1.68
1"	33.40	1.31	3.38	0.13	49	700	2.50
1 1/4"	42.20	1.66	3.56	0.14	91	1300	3.38
1 1/2"	48.30	1.90	3.68	0.14	91	1300	4.05
2"	60.30	2.37	3.91	0.15	176	2500	5.44
2 1/2"	73.00	2.87	5.16	0.20	176	2500	8.62
3"	88.90	3.50	5.49	0.21	176	2500	11.29
4"	114.30	4.50	6.02	0.23	155	2210	16.07
5"	141.30	5.56	6.55	0.25	137	1950	21.78
6"	168.30	6.62	7.11	0.28	125	1780	28.26
8"	219.10	8.62	8.18	0.32	110	1570	42.53
10"	273.00	10.75	9.27	0.36	101	1430	60.29
12"	323.80	12.75	10.31	0.40	94	1340	79.65
14"	355.60	14.00	11.13	0.43	92	1310	94.55

Considerando los factores de forma se puede corroborar el dato del espesor del perfil seleccionable, véase la Tabla 10.

**Tabla 10**

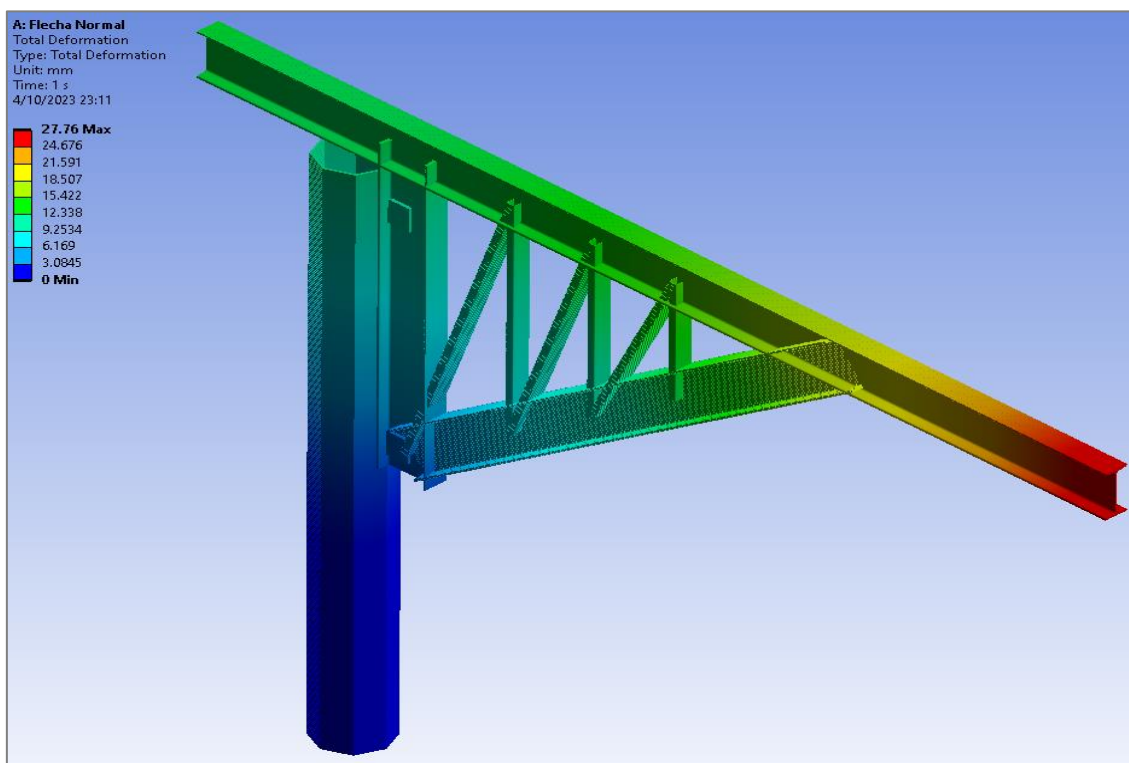
Extracto de una hoja de cálculo elaborada para estimar los módulos de resistencia.

Denominación	D int (mm)	Esp (mm)	D ext (mm)	mm <sup>3</sup>	cm <sup>3</sup>
1/2	15,76	2,77	21,3	987,0265998	0,9870266
3/4	20,96	2,87	26,7	1606,920164	1,606920164
1	26,64	3,38	33,4	2961,416657	2,961416657
1 1/4	35,08	3,56	42,2	4979,259731	4,979259731
1 1/2	40,94	3,68	48,3	6742,670871	6,742670871
2	52,48	3,91	60,3	11166,09356	11,16609356
2 1/2	62,68	5,16	73	21596,59593	21,59659593
3	77,92	5,49	88,9	34077,3447	34,0773447
4	102,26	6,02	114,3	61770,17517	61,77017517
5	128,20	6,55	141,3	102710,6564	102,7106564
6	154,08	7,11	168,3	158171,3107	158,1713107
8	202,74	8,18	219,1	308409,6366	308,4096366
10	254,46	9,27	273	542618,8906	542,6188906
12	303,18	10,31	323,8	848989,3356	848,9893356
14	333,34	11,13	355,6	1105372,23	1105,37223

Con esta configuración se obtiene una deformación de 27.76 mm en la simulación, como se puede observar en la Ilustración 38:

### Ilustración 39

*Resultado de la deformación total en la viga anclada al tubo principal.*



## 4.8. DISEÑO DE LA PLACA BASE

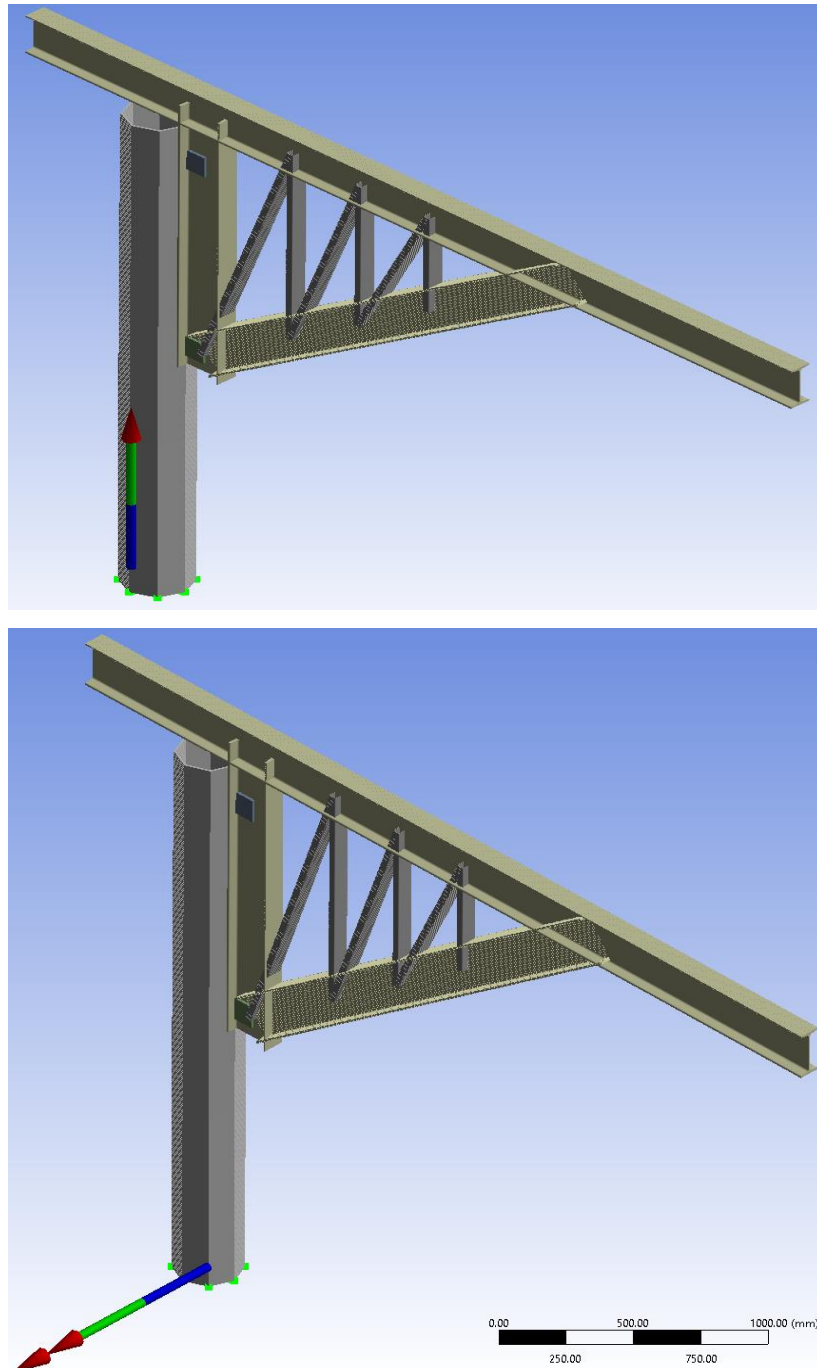
Tomando como guía el proceso detallado en la AISC 360 -10: “*American Institute of Steel Construction*” se desarrolla el siguiente proceso de cálculo.

### 4.8.1. DETERMINAR LA CARGA AXIAL Y EL MOMENTO ÚLTIMO EN LA PLACA BASE.

En la Ilustración 39, se observa el resultado de la simulación en ANSYS y se logra determinar la fuerza y el momento de reacción en la placa base de la grúa.

**Ilustración 40**

Resultado de los cálculos sobre la placa base. Fuerza de reacción  $P_u$  (arriba) de 20920 N y Momento de reacción  $M_u$  (abajo) de  $55.8 \times 10^6$  N\*mm.



#### 4.8.2. PROPONER LAS DIMENSIONES DE B Y N DE LA PLACA BASE.

De acuerdo a los resultados obtenidos anteriormente donde el tubo principal se fabricará en tubería cédula 40 con diámetro de 10". Debido a las dimensiones de la placa base y de los componentes se recomienda el uso de pernos M20 y un incremento de 50 mm por lado para su fijación, adicionando que, por norma general, se deja 1.5 veces el diámetro del perno desde el borde y se determinan las dimensiones iniciales. Entonces, se tendría: (Bonilla Choca, 2015)

$$N = \varnothing_{ext} + 50 * 2 + 3 * \varnothing_{perno}$$

Donde:

$N$  = es el ancho de la placa.

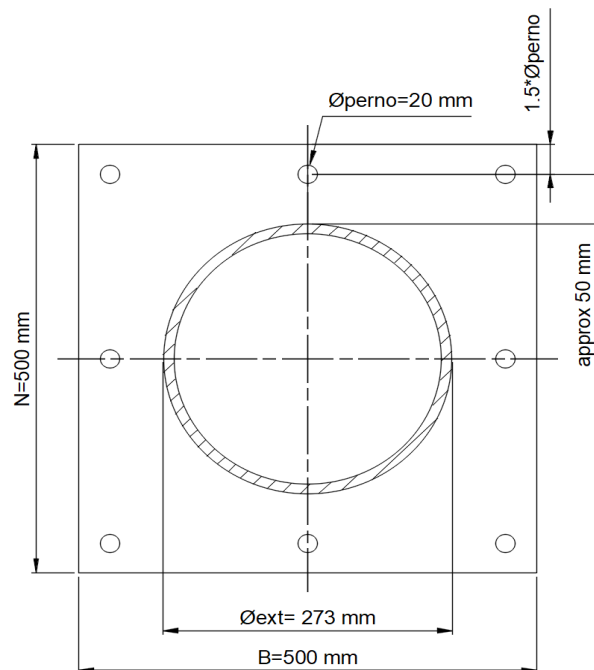
Resolviendo:

$$N = 273 + 100 + 3 * 20 = 433 \text{ mm} \approx 500 \text{ mm}$$

Para el caso de B se determina el mismo valor de N, por cuanto es un perfil circular y la base es cuadrada como se puede ver en la Ilustración 42.

#### Ilustración 41

Esquema de las dimensiones de B y N.



### 4.8.3. CALCULAR LA EXCENTRICIDAD E Y LA EXCENTRICIDAD CRÍTICA $\varepsilon$ .

Para determinar el tipo de momento aplicado a la placa es necesario realizar el cálculo de la excentricidad debido a la combinación de fuerzas y momentos junto con la excentricidad crítica de la geometría, mediante la siguiente relación:

$$e = \frac{Mu}{Pu}$$

Donde:

$e$  = Es la excentricidad.

$Mu$  = Es el momento de reacción abajo  $5.58 * 10^7 N * mm$  (Ilustración 39)

$Pu$  = Es la fuerza de reacción  $20920 N$

Resolviendo:

$$e = \frac{5.58 * 10^7 N * mm}{20920 N} = 2667.304 mm$$

Para calcular la excentricidad crítica  $\varepsilon$  se emplea la relación:

$$\varepsilon = \frac{N}{2} - \frac{Pu}{2 * q_{max}}$$

Es decir, que es necesario primero determinar la fuerza máxima aplicable sobre el material de soporte ( $f_{max}$ ), mediante la siguiente ecuación:

$$f_{max} = \phi * 0.85 * F'c * \sqrt{\frac{A2}{A1}}$$

Donde:

$f_{max}$  = Es la fuerza máxima aplicable sobre el material [N],

$\phi$  = Es el factor de resistencia al aplastamiento aplicado en el método LRFD 0,65

$F'c$  = Es el esfuerzo de fluencia a compresión [MPa].

$A1$  = Es el área de apoyo de la placa base [m<sup>2</sup>],

$A_2$  = Es el área de sujeción [ $m^2$ ].

Resolviendo:

$$f_{max} = 0.6 * 0.85 * 28 * 1 = 14.28 \text{ N/mm}^2$$

La presión de soporte ( $q_{max}$ ) sería:

$$q_{max} = f_{max} * B = 14.28 * 500 = 7140 \text{ N/mm}$$

Logrando finalmente calcular la excentricidad crítica:

$$\varepsilon = \frac{N}{2} - \frac{Pr}{2 * q_{max}} = \frac{500}{2} - \frac{20920}{2 * 7140} = 248.53 \text{ mm}$$

Comparando:

$$e > \varepsilon$$

$$2667.304 > 248.53 \text{ mm}$$

#### 4.8.4. DETERMINACIÓN DEL CASO DE ESTUDIO.

Considerando el caso de que  $e > \varepsilon$ , se determina que es un momento de magnitud grande.

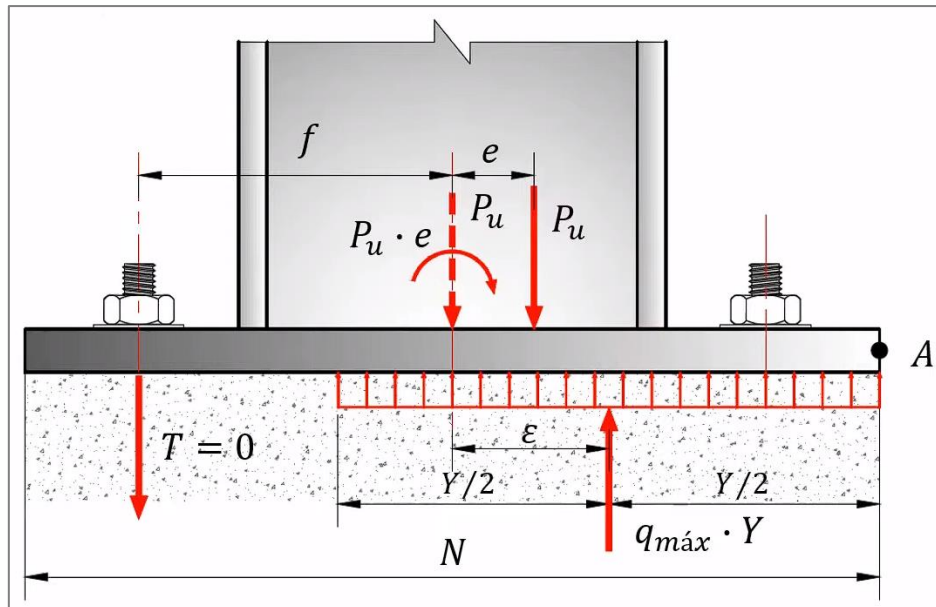
#### 4.8.5. CÁLCULO DE LA LONGITUD DE SOPORTE Y.

En la Ilustración 41, se puede observar un esquema para momentos de magnitud grande de acuerdo al cálculo y comparación de excentricidades.



### Ilustración 42

Esquema para momento de magnitud grande.



Por lo tanto, es necesario determinar la longitud del soporte en el cual se apoyará la placa base al momento de aplicar la fuerza y momento de diseño, mediante la siguiente ecuación:

$$Y = \left( f + \frac{N}{2} \right) - \sqrt{\left( f + \frac{N}{2} \right)^2 - \frac{2 \times Pu \times (e + f)}{q_{max}}}$$

Donde:

$Y$  = Es la longitud del soporte [m],

$f$  = Es la distancia del eje del agujero al eje del perfil principal [mm].

Resolviendo:

$$f = \frac{N}{2} - 1.5 * \phi_{perno} = \frac{500}{2} - 1.5 * 20 = 220 \text{ mm}$$

$$Y = \left(220 + \frac{500 \text{ mm}}{2}\right) - \sqrt{\left(220 + \frac{500 \text{ mm}}{2}\right)^2 - \frac{2 * 20920 * (2667.304 + 220)}{7140}} =$$

$$Y = 18.35 \text{ mm}$$

#### 4.8.6. VERIFICAR LA PRESIÓN DE SOPORTE $Q \leq Q_{MAX}$ .

Con la finalidad de no causar daños al soporte es necesario comparar la presión generada por la placa  $q$  con la presión máxima  $q_{max}$ , mediante la siguiente ecuación:

$$q = \frac{Pu}{Y} = \frac{20920 \text{ N}}{18.35 \text{ mm}} = 1140.05 \text{ N/mm}$$

Siendo  $q_{max} = 7140$ , se determina que no hay riesgo de fallo.

#### 4.8.7. CÁLCULO DEL ESPESOR DE PLACA REQUERIDO.

Para los casos de generación de un momento grande es necesario considerar que la placa se tensiona en un lado mientras que en el otro se comprime, debido al volteo generado por el momento aplicado. Primero se debe calcular la fuerza de tracción generada sobre los pernos, ya que estos deben compensar el momento aplicado. Entonces:

$$Tu = (q_{max} * Y) - Pu$$

Donde

$Tu$  = Es la tensión del perno.

Resolviendo:

$$Tu = \left(7140 \frac{\text{N}}{\text{mm}} * 18.35 \text{ mm}\right) - 20920 \text{ N} = 110099 \text{ N}$$

Posteriormente, también necesitaremos el voladizo ( $m$ ) de la placa. Así:

$$m = \frac{N - 0.95 * d}{2} = \frac{500 \text{ mm} - 0.95 * 273 \text{ mm}}{2} = 120.325 \text{ mm}$$

Donde:

$m$  = Es el voladizo de la placa,

$d$  = Es el diámetro exterior la columna.

Se conoce como  $x$  a la distancia desde el agujero del perno hasta el borde externo del perfil. Se determina mediante la siguiente expresión:

$$x = f - \frac{d}{2} = 220 \text{ mm} - 273 \text{ mm}/2 = 83.5 \text{ mm}$$

Espesor de placa en zona a tensión:

$$tp_{ten} = 2.11 * \sqrt{\frac{Tu * x}{B * Fy}} =$$

Donde:

$tp_{ten}$  = Es el espesor de la placa en la zona de tensión

$Fy$  = Es el esfuerzo de fluencia del acero estructural A36, 250 MPa.

Resolviendo:

$$tp_{ten} = 2.11 * \sqrt{\frac{110099 \text{ N} * 83.5 \text{ mm}}{500 \text{ mm} * 250 \text{ Mpa}}} = 18,09 \text{ mm}$$

**Espesor de placa en zona a compresión:**

La norma específica dos casos definidos en función de la relación entre la longitud de apoyo ( $Y$ ) y el voladizo de la placa ( $m$ ). Para nuestro caso,  $Y < m$ , tendremos:

$$tp_{comp} = 2.11 * \sqrt{\frac{fp_{max} * Y * \left(m - \frac{Y}{2}\right)}{Fy}}$$

$$tp_{comp} = 2.11 * \sqrt{\frac{14.28 \text{ N/mm}^2 * 18.35 \text{ mm} * \left(120.325 \text{ mm} - \frac{18.35 \text{ mm}}{2}\right)}{250 \text{ Mpa}}}$$

$$tp_{comp} = 22.77 \text{ mm}$$

Comparando los valores de espesor obtenidos a compresión y tensión, tomamos el mayor, después, verificando los espesores comerciales del proveedor Reiproacero, se define un espesor de plancha de 24 mm, como se indica en la Tabla 11.

**Tabla 11**

Espesores disponibles de acero estructural A36

DIMENSIÓN	ESPESOR(mm)	PESO KG POR UNIDAD
1.22mtx2.44mt	2.00mm	46,73
1.22mtx2.44mt	3.00mm	70,10
1.22mtx2.44mt	4.00mm	93,47
1.22mtx2.44mt	6.00mm	140,20
1.22mtx2.44mt	8.00mm	186,94
1.22mtx2.44mt	10.00mm	233,68
1.22mtx2.44mt	12.00mm	280,41
1.22mtx2.44mt	15.00mm	350,51
1.22mtx2.44mt	18.00mm	420,62
1.22mtx2.44mt	24.00mm	560,82
1.22mtx2.44mt	30.00mm	701,03
1.22mtx2.44mt	38.00mm	887,98
1.22mtx2.44mt	50.00mm	1168,40

Nota: Tomado de (Reiproacero, 2023).

#### 4.8.8. CÁLCULO PARA LOS PERNOS DE ANCLAJE.

Se configura la aplicación de 6 pernos por lado ( $n$  será el número de pernos). Por tanto:  $Tu = 110099$  N. Es la fuerza total para soportar por los pernos por cada lado.

Mientras que:

$$Tp = \frac{Tu}{n} = \frac{110099 \text{ N}}{6} = 18349.833 \text{ N. Es la fuerza para soportar por cada perno.}$$

Luego, por deducción, las fuerzas se distribuyen con los siguientes parámetros:

$$F_{adm} = 0.6 * Fy = 0.6 * 250 \text{ Mpa} = 150 \text{ N/mm}^2$$

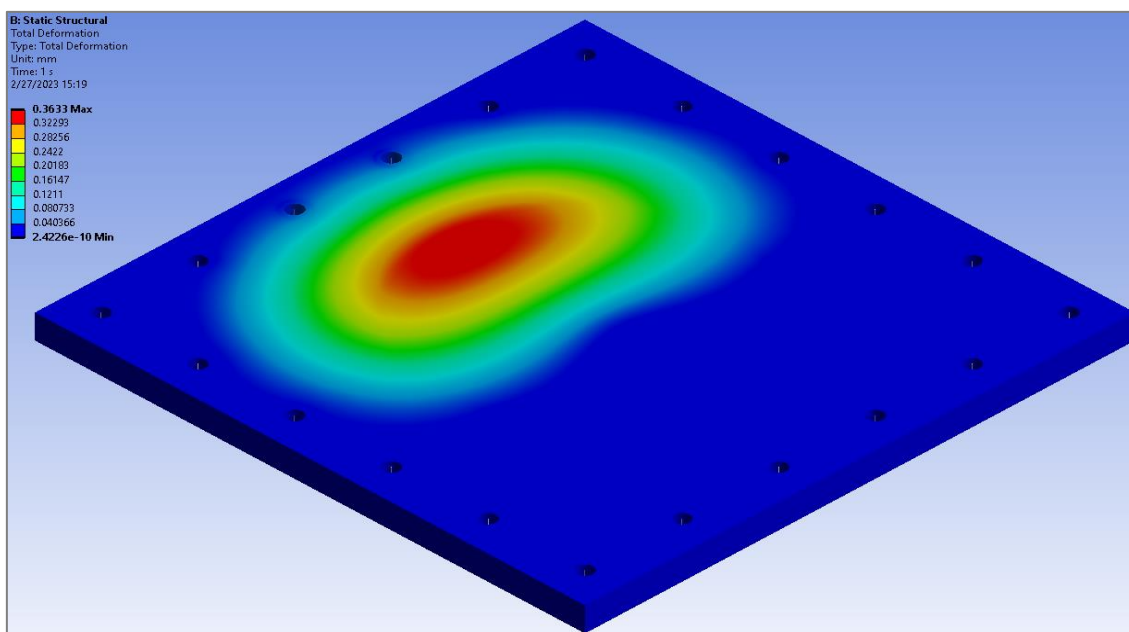
$$Area_{req} = \frac{T_p}{F_{adm}} = \frac{18349.833 \text{ N}}{150 \text{ N/mm}^2} = 122.33 \text{ mm}^2$$

$$Area_{cir} = \pi * r^2 \therefore r = \sqrt{\frac{Area_{cir}}{\pi}} = \sqrt{\frac{122.33}{3.14159265}} = 6.24 \text{ mm}^2$$

Se define el uso de 6 pernos M14 Grado 12.9 por cada lado sometidos a momento. Con estos datos se realiza la simulación y se obtiene lo siguiente. véase la Ilustración 42 y 43:

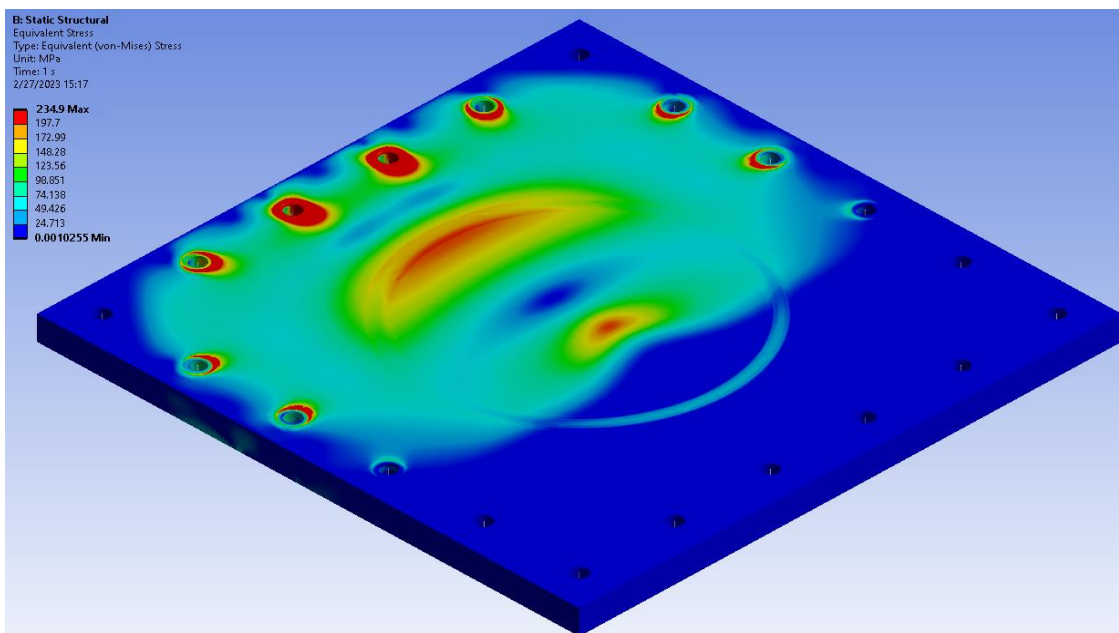
### Ilustración 43

*Contorno de esfuerzos de la deformación total de la placa base.*



### Ilustración 44

Resultado de la tensión equivalente sobre la placa base.



#### 4.9. DIMENSIONAMIENTO DE LA POLEA MOTRIZ DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN

El catálogo del equipo motriz seleccionado detalla que viene provisto con un cable de diámetro de 13 mm y usando como guía una tabla propuesta por Shigley et al. (1990), con la que se determina el diámetro mínimo de la polea véase la tabla 12.

**Tabla 12**

*Propiedades mecánicas de cables metálicos, compilada de la American Steel and Wire Company Handbook.*

Cable	Peso por pie, lbf	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tamaños estándares $d$ , pulg	Material	Tamaño de alambres exteriores	Módulo de elasticidad,* Mpsi	Resistencia, kpsi
De arrastre de 6 × 9	$1.50d^2$	$42d$	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero monitor	$d/9$	14	100
				Acero de arado	$d/9$	14	88
				Acero dulce de arado	$d/9$	14	76
De izar o estándar de 6 × 19	$1.60d^2$	$26d-34d$	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero monitor	$d/13-d/16$	12	106
				Acero de arado	$d/13-d/16$	12	93
				Acero dulce de arado	$d/13-d/16$	12	80
Flexible especial de 6 × 37	$1.55d^2$	$18d$	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero monitor	$d/22$	11	100
				Acero de arado	$d/22$	11	88
Extraflexible de 8 × 19	$1.45d^2$	$21d-26d$	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero monitor	$d/15-d/19$	10	92
				Acero de arado	$d/15-d/19$	10	80
Aeronáutico de 7 × 7	$1.70d^2$	—	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	124
				Acero al carbono	—	—	124
Aeronáutico de 7 × 9	$1.75d^2$	—	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	135
				Acero al carbono	—	—	143
Aeronáutico de 19 alambres	$2.15d^2$	—	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	165
				Acero al carbono	—	—	165

\* El módulo de elasticidad sólo es aproximado; es afectado por las cargas en el cable y, en general, se incrementa con la vida del cable.

† La resistencia se basa en el área nominal del cable. Las cifras dadas sólo son aproximadas y se basan en tamaños de cable de 1 pulg y en cable aeronáutico de  $\frac{1}{4}$  pulg.

Nota: Tomado de (Shigley et al., 1990).

El diámetro de la polea se determina mediante la siguiente ecuación:

$$D_{pol} = 26d_{cable} \sim 34d_{cable} = 26 \text{ mm} * 13 \text{ mm} = 338 \text{ mm}$$

Donde:

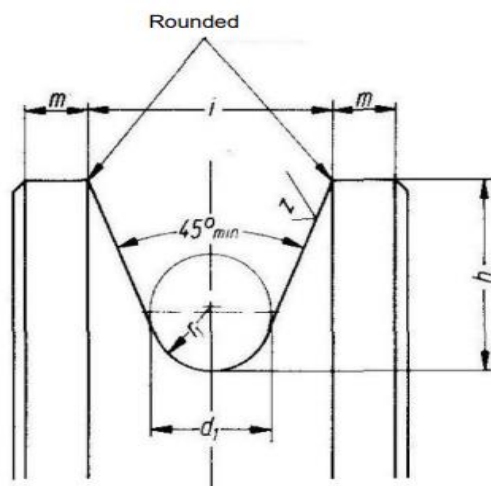
$D_{pol}$  = Es el diámetro de la polea,

$d_{cable}$  = Es el diámetro del cable.

Mediante la norma **DIN 15061** y el diámetro del cable se define el perfil de la polea con la forma que se muestra en la ilustración 45 y tabla 13.

**Ilustración 45.**

*Representación de los parámetros para el redondeado de la polea, (aenor, 2020)*



**Tabla 13**

*Cuadro para verificar la desviación admisible del radio de la ranura para mayor precisión y establecer el diámetro nominal del cable.*

Groove radius permissible deviation for accuracy				Approximate			Nominal Rope Diameter, d1
r1	1	2	3 <sup>(1)</sup>	h <sup>(2)</sup>	i	m	d1
1.6	+0.4	+0.2	+0.1	8.0	9	2	3
2.2				10.0	11	2	4
2.7				12.5	14	2	5
3.2				12.5	15	3	6
3.7				15.0	17	4	7
4.2				15.0	18	4	8
4.8				17.5	21	4.5	9
5.3	+0.6	+0.3	+0.2	17.5	22	4.5	10
6.0				20.0	25	5	11
6.5				20.0	25	5	12
7.0				22.5	28	5	13

Nota: Tomado de (AENOR, 2020).

Para poder determinar el material y la configuración de la polea es necesario calcular la presión del cable en la ranura de la polea, mediante la siguiente ecuación:

$$p = \frac{2F}{dD}$$

Donde:

*p* = Es la presión del cable,



$F$  = Es la fuerza de tensión del cable,

$d$  = Es el diámetro del cable,

$D$  = Es el diámetro de la polea.

La fuerza de tensión del cable se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F = C_o + m_1 * a_1$$

Donde:

$C_o$ : Es la carga estática (1712 kg).

$m_1$  : Es la masa de la carga y la canasta (1712 kg).

$a_1$ : Es la aceleración del equipo motriz (1.5 m/s<sup>2</sup>).

Resolviendo:

$$F = C_o + m_1 * a_1 = 1712 * 9.81 + 1712 * 1.5 = 19362.72 \text{ N}$$

Determinada la tensión del cable, se procede con el cálculo de la presión de apoyo:

$$p = \frac{2F}{dD} = \frac{2 * 19362.72 \text{ N}}{13 \text{ mm} * 338 \text{ mm}} = 8.813 \text{ MPa} \approx 1278.2176 \text{ psi}$$

Con esta información, con lo indicado por Shigley et al. (1990) en la tabla 14 se determina que el material idóneo para la polea es el acero al manganeso.

**Tabla 14**

*Cuadro de presiones radiales máximas permisibles para cables sobre poleas.*

Cable	Material de la polea				
	Madera <sup>a</sup>	Hierro fundido <sup>b</sup>	Acero fundido <sup>c</sup>	Hierros fundidos enfriados <sup>d</sup>	Acero al manganeso <sup>e</sup>
Torzal regular:					
6 × 7	150	300	550	650	1 470
6 × 19	250	480	900	1 100	2 400
6 × 37	300	585	1 075	1 325	3 000
8 × 19	350	680	1 260	1 550	3 500
Torzal Lang:					
6 × 7	165	350	600	715	1 650
6 × 19	275	550	1 000	1 210	2 750
6 × 37	330	660	1 180	1 450	3 300

<sup>a</sup> En veta extrema de madera de haya, de nogal americano o de goma.

<sup>b</sup> Para  $H_B(\text{mín}) = 125$ .

<sup>c</sup> Carbono 30-40;  $H_B(\text{mín}) = 160$ .

<sup>d</sup> Se emplea únicamente con dureza superficial uniforme.

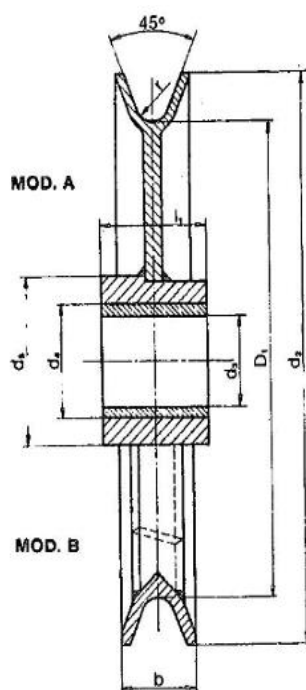
<sup>e</sup> Para altas velocidades con poleas balanceadas que posean superficie esmerilada.

Nota: Tomado de (Shigley et al., 1990).

En concordancia con lo indicado por Larrodé (1996), se detallan las dimensiones recomendadas para poleas de buje en bronce fosfórico, véase la Ilustración 45 y tabla 15.

**Ilustración 46**

*Esquema de las dimensiones para las poleas de buje, (Larrodé, 1996).*



**Tabla 15**

Cuadro detallado de las dimensiones recomendadas para las poleas de buje.

D <sub>1</sub>	∅ de cable	r	d <sub>2</sub>	b	d <sub>3</sub> E <sub>g</sub>	d <sub>4</sub> H <sub>7</sub>	d <sub>5</sub>	i <sub>1-0,2</sub>	Peso aprox.Kg.	Referencia
100	Hasta 5	2,5	125	18	12	18	40	25	1,5	002.10.02 002.10.03 002.10.04 002.10.05
					15	22				
					20	26				
					25	32				
125	5-6,5	3,2	150	22	20	26	50	30	2	002.12.04 002.12.05 002.12.06
					25	32				
					30	38				
160	6-8	4	190	28	35	45	70	40	3	002.16.07 002.16.08 002.16.10
					40	50	70			
					50	60	90			
200	8-10	5	235	32	40	50	75	50	4	002.20.08 002.20.10 002.20.12
					50	60	80	40		
					60	72	100	40		
250	10-12,5	6,3	290	36	50	60	90	60	7	002.25.10 002.25.12 002.25.14
					60	72	100	60		
					70	85	115	50		
315	12-15	8	359	40	60	72	100	70	10	002.31.12 002.31.14 002.31.16 002.31.18
					70	85	115	70		
					80	95	125	80		
					90	105	140	60		
355	14-17	9	411	48	70	85	115	80	16	002.35.14 002.35.16 002.35.18 002.35.20
					80	95	125	70		
					90	105	140	70		
					100	115	150	60		
400	16-20	10	456	50	70	85	115	60	21	002.40.14 002.40.16 002.40.18 002.40.20 002.40.22
					80	95	125	100		
					90	105	140	90		
					100	115	150	80		
					110	125	165	80		

Nota: Tomado de (Larrodé, 1996).

De los resultados se extrae las dimensiones recomendadas para la manzana de la polea y el buje de la estructura para el sistema de elevación.

#### 4.10. DIMENSIONAMIENTO DEL EJE DE LA POLEA.

Tomando en consideración que el eje de la polea va a estar sometido a esfuerzos cíclicos debido a sus movimientos de giro, se debe hacer un análisis más exhaustivo para el dimensionamiento del componente. Para este proceso de diseño se usa el esfuerzo último del material y con ello obtenemos la resistencia para el cálculo.

$$\sigma_{f'} = \sigma_{ult} / FS$$

Donde:

$\sigma_{f'}$  = Es el esfuerzo de fluencia teórico [Mpa],

$\sigma_{ult}$  = Es el esfuerzo ultimo [Mpa],

FS = Es el factor de seguridad, igual a 2 según Robert Mott.

Resolviendo:

$$\sigma_{f'} = 565/2 = 282.5 \text{ MPa}$$

Para tener una aproximación real se aplica factores de minorización de la resistencia, mediante:

$$\sigma_f = \left( K_a * K_b * K_c * K_e * \frac{1}{K_f} \right) * \sigma_{f'}$$

Donde:

$\sigma_f$  = Es el esfuerzo de fluencia real [Mpa],

$K_a$  = Es el factor de acabado superficial, para elementos torneados se tiene 0.84,

$K_b$  = Es el factor de tamaño, para el diámetro de 70 se determina 0.75,

$K_c$  = Es el factor de esfuerzo, ya que no hay cambios de sección en el eje es 1,

$K_d$  = Es el factor de temperatura, el elemento trabajará a temperatura ambiente será 1,

$K_e$  = Es el factor de confiabilidad, considerando una confiabilidad de 99.99% se tiene 0.702,

$K_f$  = Es el factor de entallamiento, se determina como 1.

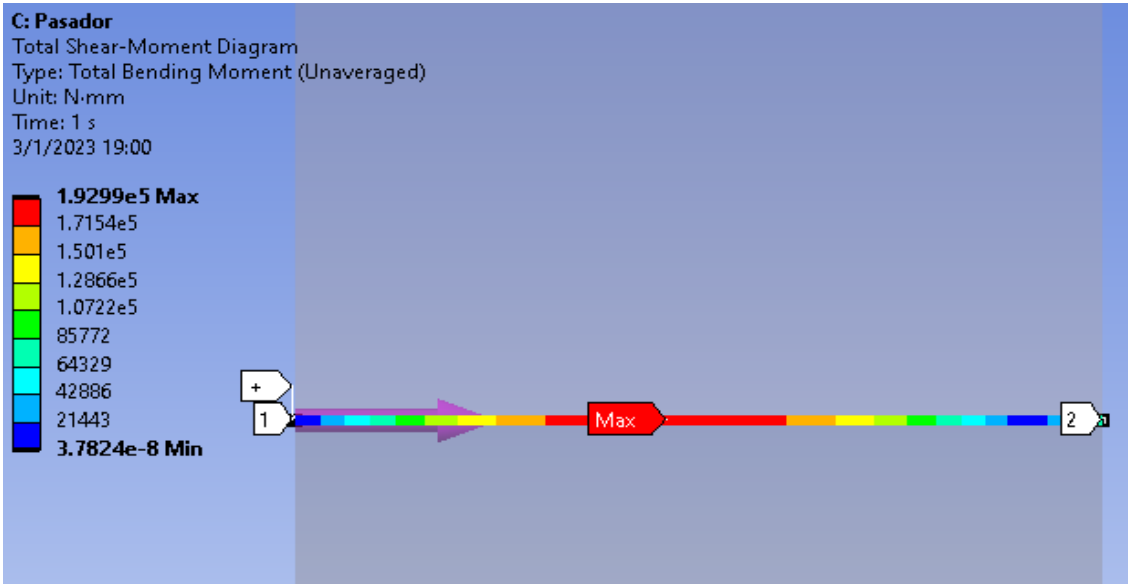
Resolviendo:

$$\sigma_f = [0.84 * 0.75 * 1 * 1 * 0.702 * 1] * 282.5 = 124.94 \text{ [Mpa]},$$

De la simulación se obtiene que el momento cortante máximo es de  $0.193 \times 10^6$  N\*mm., que actúa sobre el eje de la polea como se muestra en la Ilustración 46 y 47.

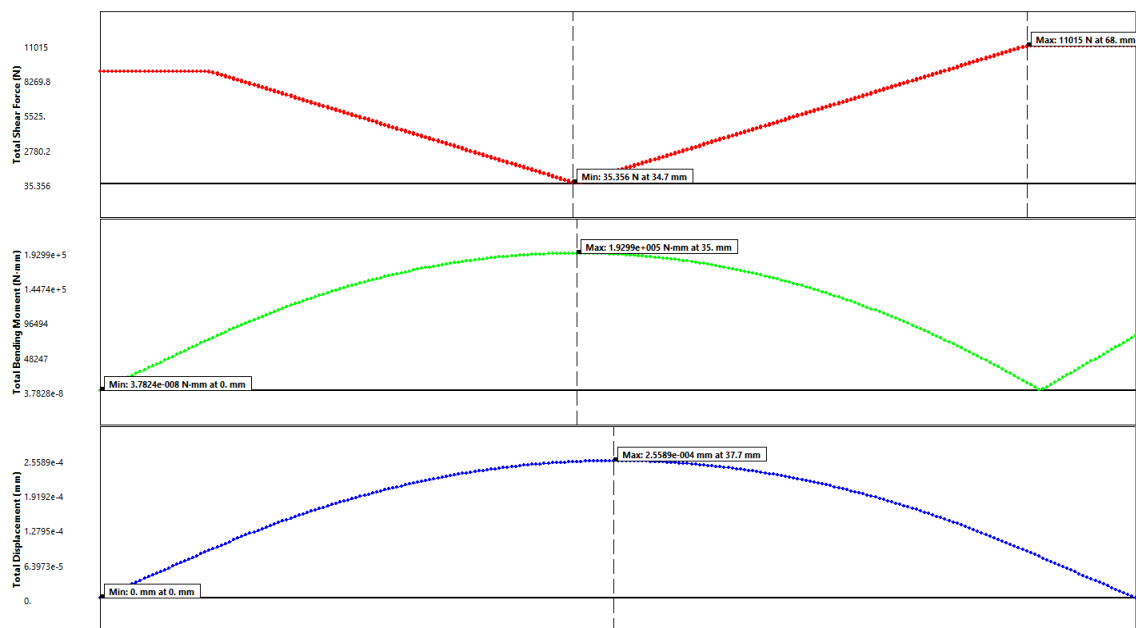
### **Ilustración 47**

*Diagrama del momento cortante total en el eje de la polea.*



### Ilustración 48

Gráficas de la fuerza cortante, momento flector y cedencia del eje de la polea.



El diámetro del eje, se determina mediante la ecuación de Soderberg, imponiéndose un factor de seguridad  $n = 2.5$ . Así:

$$d = \left\{ \frac{32 * n}{\pi} * \left[ \left( \frac{T}{S_y} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$d$  = Es el diámetro del eje [m],

$n$  = Es el Factor de seguridad,

$S_y$  = Es el esfuerzo a la flexión máximo permisible de la estructura (117,5 Mpa),

$M$  = Es el momento cortante máximo en el eje de la polea ( $0,193 \times 10^6$  N\*mm),

$S_e$  = Es el momento de fluencia real (124,94 Mpa),

$T$  = Es el torque (0).

Resolviendo:

$$d = \left\{ \frac{32 * 2.5}{\pi} * \left[ \left( \frac{0}{117.5 \text{ MPa}} \right)^2 + \left( \frac{0.193 \times 10^6 \text{ N} * \text{mm}}{124.94 \text{ Mpa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 34.00 \text{ mm}$$



El diámetro del eje de la polea será de 34 mm.

## 4.11. FIJACIÓN DE LA CABINA.

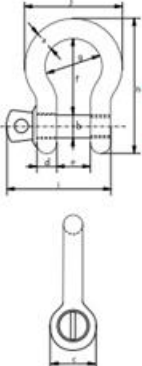
El enganche de la cabina será mediante grilletes, para lo cual es necesario utilizar la carga utilizada anteriormente en la sección de las especificaciones del cable de 1030 kg, para lo cual mediante la Tabla 16, se seleccionó un grillete U de ½ pulgada y de 2 toneladas de carga limite el cual cumple con los requerimientos de carga necesarios para el sistema de elevación:

Tabla 16.

Cuadro con las dimensiones de los grilletes U con pin y tuerca con pasador.

**G-4161**

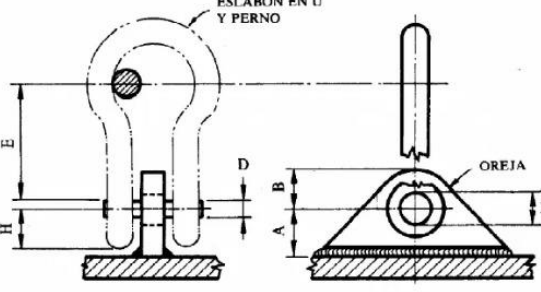


### Green Pin® Grillete lira SC

**Grillete de arco con pasador de tornillo**

- **Material:** cuerpo y pasador de acero aleado de alta resistencia, grado 6, templado y revenido
- **Factor de seguridad:** CMR = 6 x CMT
- **Norma:** EN 13889 y cumple con los requisitos de rendimiento de US Fed. Spec. RR-C-271 Tipo IVA Clase 2, grado A, desde 2 t y superior, estos grilletes cumplen con ASME B30.26
- **Acabado:** galvanizado en caliente
- **Rango de temperatura:** -40°C hasta +200°C
- **Certificación:** 21 22 33 MTC DNV GL 0378 CE ABS PDA ABS MA

carga máxima de trabajo	diámetro del arco	diámetro pasador	diámetro ojo	ancho ojo	ancho interior	longitud interior	ancho arco	longitud arco	longitud perno	ancho perno	peso por unidad
t	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	kg
0.33	5	6	12	5	9.5	22	16	36	29.5	26	0.02
0.5	7	8	16.5	7	12	29	20	48.5	38	34	0.05
0.75	9	10	20	9	13.5	32	22	56	46.5	40	0.1
1	10	11	22.5	10	17	36.5	26	63.5	54	46	0.14
2	13.5	16	34	13	22	51	32	89	73	58	0.36
3.25	16	19	40	16	27	64	35	110	89	73	0.63
4.75	19	22	46	19	31	76	51	129	103	89	1.01
6.5	22	25	52	22	36	83	58	144	119	102	1.5
8.5	25	28	59	25	43	95	68	164	137	118	2.21
9.5	28	32	66	28	47	108	75	185	153	131	3.16
12	32	35	72	32	51	115	83	201	170	147	4.31
13.5	35	38	80	35	57	133	92	227	186	162	5.55
17	38	42	88	38	60	146	99	249	203	175	7.43
25	45	50	103	45	74	178	126	300	243	216	12.84
35	50	57	111	50	83	197	138	331	272	238	18.15
42.5	57	65	130	57	95	222	160	377	310	274	26.29
55	65	70	145	65	105	260	180	433	344	310	37.6



**DIMENSIONES MINIMAS DE LAS OREJAS PARA LEVANTAR UTILIZANDO GRILLETES**

Carga, lb	Diám. del perno del grillete, D	Diám. del agujero de la oreja, D <sub>1</sub>	H	A	B	Brazo del momento, E
710	5/16	3/8	.50	.65		.84
1060	3/8	7/16	.56	.73		.97
1600	7/16	1/2	.63	.82	7/8	1.16
2170	1/2	5/8	.69	.90	1-1/8	1.44
2820	5/8	3/4	.94	1.22	1-1/4	1.75
4420	3/4	7/8	1.13	1.47	1-1/2	2.12
6375	7/8	1	1.19	1.55	1-3/4	2.25
8650	1	1-1/8	1.31	1.70	2	2.59
11300	1-1/8	1-1/4	1.50	1.95	2-1/4	2.94
13400	1-1/4	1-3/8	1.63	2.12	2-7/16	3.06
16500	1-3/8	1-1/2	1.75	2.28	2-5/8	3.62
20000	1-1/2	1-5/8	1.88	2.45	2-7/8	4.06
23750	1-5/8	1-3/4			3-1/16	4.19
32350	2	2-1/8	2.25	2.93	3-3/4	4.75
42500	2-1/4	2-3/8	2.56	3.33	4-1/8	5.25
54000	2-1/2	2-5/8	2.81	3.66	4-9/16	6.00
67600	2 3/4	2-7/8	2.94	3.82	5	7.00
81000	3	3-1/8			5-7/16	8.61
97000	3-1/4	3-3/8			5-7/8	9.74

Todas las dimensiones expresadas en pulgadas.

Nota: Tomado de (CS Beaver, 2023).

## Diseño de orejas para izaje

Datos:

Carga de izado = 1030 Kgf

Impacto = 25 %

Carga de izado teórico = 1287 Kgf

Material: Acero estructural A36

$F_y$  = Esfuerzo de fluencia 25,48 Kg/mm<sup>2</sup>

$F_u$  = Esfuerzo ultimo 40,77 Kg/mm<sup>2</sup>

$E$  = Es el modulo de elasticidad 2090418 Kg/cm<sup>2</sup>

Peso específico 7833 Kg/cm<sup>2</sup>

Material de aporte soldadura E70XX  $F_u = 49,55$  Kg/mm<sup>2</sup>

Se debe tener en cuenta las dimensiones del grillete como son el diámetro del perno, en nuestro caso 16 mm como se observó en la tabla 16, el espacio interno del grillete, distancia del centro del perno al extremo del grillete.

## Ilustración 49

*Enganche de cabina para elevación*





## ANÁLISIS DE RESISTENCIA DEL MATERIAL

Resistencia por fluencia del material:

$$Rd1 = 0,9 * F_y * A_g$$

Donde:

$A_g$  = Es el área gruesa [ $mm^2$ ]

$$A_g = D * t$$

Donde:

$D$  = Es la longitud de la soldadura [m],

$t$  = Espesor de la placa [mm].

Resolviendo:

$$A_g = 150 \text{ mm} * 22 \text{ mm} = 3300 \text{ mm}^2$$

$$Rd1 = 0,9 * 25,48 \frac{Kg}{mm^2} * 3300 \text{ mm}^2 = 75675,6 \text{ kg}$$

## Resistencia por fractura debido a la tensión

$$Rd2 = 0,75 * F_u * A_e$$

Donde:

$A_e$  = Es el área efectiva [ $mm^2$ ].

$$A_e = (D - A) * t = 3300 \text{ mm}^2$$

Donde:

$A$  = Es el diámetro del agujero [mm].

$t$  = Es el espesor de la placa [mm].

Resolviendo:

$$A_e = (D - A) * t = 3300 \text{ mm}^2$$

$$dh = A = 62 \text{ mm}$$

$$dh' = 64 \text{ mm} = 1/16" * 62 \text{ mm} = 64 \text{ mm}$$

$$A_e = (150 - 64) * 22 = 1892 \text{ mm}^2$$

$$Rd2 = 0,75 * 40.77 \frac{Kg}{mm^2} * 1892 mm^2 = 57852,6 Kg$$

### Resistencia por desgarramiento cortante

$$Rd3 = 2 * L_c * t + Z_{up}$$

Donde:

$Z_{up}$  = Es el esfuerzo por fractura a la cortante.

$$Z_{up} = 0.6 * F_u = 0,6 * 25.48 \frac{Kg}{mm^2} = 24.46 \frac{Kg}{mm^2}$$

$$L_c = \frac{D - dh'}{2 mm} = 43 mm$$

$$Rd3 = 2 * 43 mm * 22 mm + 24.46 \frac{Kg}{mm^2} = 46278.3 Kg$$

### Resistencia de la soldadura

$$Rd4 = 0.75 * (0,6 * F_{soldadura}) * A_{es} * (1 + 0.5 * \text{sen}(\emptyset))^{1.5}$$

$$A_{es} = g_e * l_s$$

$g_e$  = Es la garganta efectiva 4

$l_s$  = Es la longitud de la soldadura 150 mm

$$g_e = h * \cos(45)$$

$h$  = Es el cateto de la garganta 6 mm

$$A_{es} = 600 mm^2$$

$$Rd4 = 0.75 * \left(0,6 * 49.55 \frac{Kg}{mm^2}\right) * 600 mm^2 * (1 + 0.5 * \text{sen}(90))^{1.5}$$

$$Rd4 = 19032.8 kg$$

### Máxima carga de diseño:

$$Rd_{min} = (Rd1, Rd2, Rd3, Rd4) = 19032.8 Kg$$

### Factor de seguridad:

$$FS = \frac{Rd_{min}}{Carga MAX} = \frac{19032.8 Kg}{1787.5 kgf} = 14.78$$

$$FS > 5$$

$$14.78 > 5$$

El factor de seguridad obtenido cumple con la condición de diseño.

## 4.12. SISTEMA DE AMORTIGUACIÓN DE CABINA.

**Velocidad de ascenso:** 20 cm/s (de acuerdo a norma ASME A17.1, la cual especifica rangos de velocidad para elevadores de carga sin pasajeros).

Debido a las dimensión de la base y peso de la cabina se recomienda el uso de dos amortiguadores, (Bonilla Choca, 2015).

En la Tabla 8, se detallan los parámetros técnicos necesarios para el sistema de elevación requerido.

**Tabla 17.**

*Datos de diseño para el amortiguador de la cabina.*

Carga nominal [Qn]	800 (7848)	kg (N)
Masa cabina [K]	230 (2256.3)	kg (N)
Velocidad nominal [Vn]	0.2	m/s
Cantidad de amortiguadores	2	
Factor de Wahl [Kw]	1.4	
Índice de resorte [C]	4	

Nota: Elaboración Propia

El factor de Wahl [Kw] se define como la relación entre el diámetro del alambre del resorte y el diámetro medio de la bobina del resorte. Un factor de Wahl alto significa que el diámetro del alambre es grande en relación con el diámetro medio de la hélice, lo que indica que el resorte puede soportar cargas más pesadas sin sufrir deformaciones

plásticas, un factor de Wahl bajo indica que el diámetro del alambre es pequeño en relación con el diámetro medio de la bobina, lo que significa que el resorte puede soportar cargas más ligeras antes de sufrir deformaciones permanentes. En este caso se asume un valor de 1.4 para asegurar que el resorte no se vaya a deformar por cargas altas como la del impacto del ascensor en descenso (Toro Bermúdez & Cruz Guevara, 2021).

El índice de resorte [C] se refiere a la relación entre el diámetro del alambre del resorte y el diámetro medio de la hélice del resorte. Es una medida importante en el diseño de resortes porque afecta a la rigidez, la carga y la durabilidad del resorte.

Se ha tomado la decisión de instalar dos unidades de resortes en el fondo del foso de manera simétrica para lograr una distribución más uniforme de la fuerza a la que se someterán (Barcenas Beltran, 2021).

Primeramente, se llevará a cabo un cálculo para determinar la fuerza máxima de compresión ( $F_c$ ) que cada uno de los resortes soportará.

$$\begin{aligned} F_c &= [3 * (Qn + K)]/n = \\ &= [3 * (7848 + 2256.3)]/2 = \\ &= 15156.45 \text{ N} \end{aligned}$$

Durante el proceso de revisión bibliográfica se determina que la norma del acero ASTM A-227 especifica que las aplicaciones de este tipo de acero corresponden a la fabricación de este tipo de resortes, por lo cual cumpliría con los requerimientos de resistencia a la fatiga y a la corrosión del ambiente de trabajo. Dicho acero tiene las siguientes características, Véase la tabla 9.

**Tabla 18.**

*Características técnicas del acero ASTM A-227.*

Material	ASTM A-227
Esfuerzo Tensión [MPa]	1960 - 1010 [MPa]
Módulo de corte (G)	80 GPa

Nota: Tomado (AENOR, 2021).

Con el dato del esfuerzo a la tensión se calcula el esfuerzo cortante máximo ( $\tau_p$ ):

$$\begin{aligned}\tau_p &= 0.28 * \sigma = \\ &= 0.28 * 1485 = \\ &= 415.8 \text{ [MPa]}\end{aligned}$$

Con la fuerza de compresión sobre cada resorte y la resistencia al corte, podemos calcular el diámetro del alambre ( $dw$ ), mediante de la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned}dw &\geq \sqrt{\frac{8 * F_c * K_w * C}{\pi * \tau_p}} \\ dw &\geq \sqrt{\frac{8 * 15156 * 1.4 * 4}{\pi * 415.8}} \\ dw &\geq 22.79 \\ dw &= 24 \text{ mm}\end{aligned}$$

Conociendo el índice del resorte y el diámetro del alambre, determinamos el diámetro de la helicoidal:

$$C = \frac{D}{dw} \therefore D = C * dw = 4 * 24 = 96 \text{ [mm]}$$

La deformación del resorte se determina con la siguiente formula:

$$Y = 0.135 * Vn^2 = 0.135 * 0.2^2 = 0.0054 \text{ mts} \approx 5.4 \text{ mm}.$$

Determinada la deflexión se calcula la constante de rigidez del resorte (Kr), mediante la ley de Hooke:

$$Kr = Fc/Y = 15156.45/0.0054 = 2806.75 \text{ kN/mt}$$

Con el dato de la rigidez se calcula el número de espiras efectivas (Ne):

$$Ne = \frac{G * dw^4}{8 * D^3 * Kr} = \frac{80 * 10^9 * (24 * 10^{-3})^4}{8 * (96 * 10^{-3})^3 * 2806.75} = 9.4 \text{ espiras} \approx 10 \text{ espiras}$$

El número total de espiras se determina:

$$Nt = Ne + 2 = 10 + 2 = 12 \text{ espiras}$$

Podremos calcular la longitud del resorte comprimido multiplicando el número total de espiras por el diámetro del alambre:

$$Ls = dw * Nt = 24 * 12 = 288 \text{ mm} = 0.29 \text{ [m]}$$

La deformación del resorte al momento del impacto corresponde al 15% de la deformación total, sumándola con la deformación del resorte y la longitud comprimida, obtenemos la longitud total del resorte, Ver la Ilustración 26:

$$Lt = Ls + 1.15Y = 288 + 1.15 * 33.75 = 326.81 \text{ mm} \approx 327 \text{ mm}$$

Para finalizar, calculamos el factor de seguridad del resorte diseñado.

$$Sut = 1753.3 * dw^{-0.1822} = 1753.3 * (24 * 10^{-3})^{-0.1822} = 982.61 \text{ MPa}$$

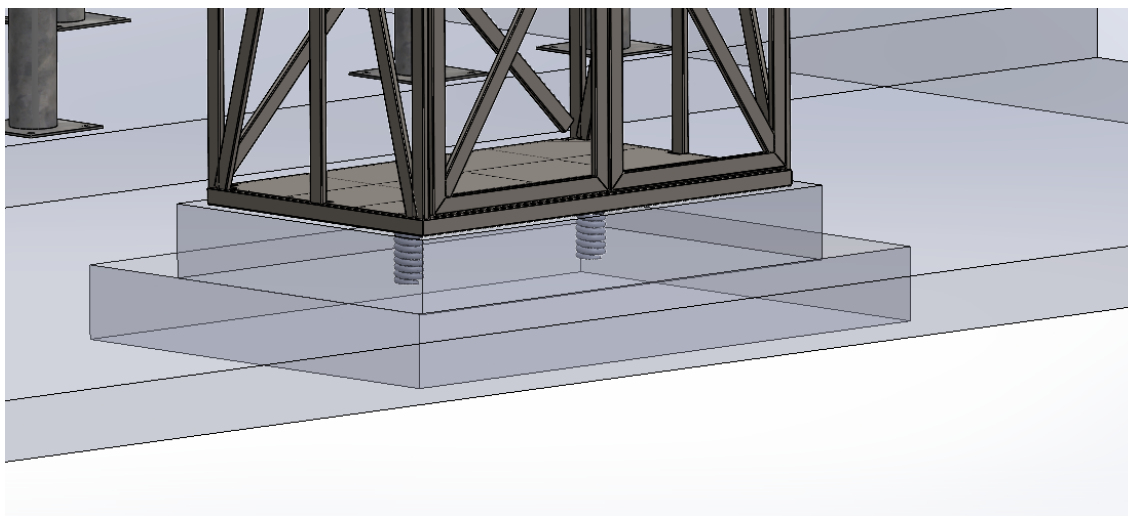
$$Sys = 70\% * Sut = 70\% * 982.61 = 687.83 \text{ MPa}$$

$$FS = Sys/\tau_p = 687.83/415.8 = 1.65$$

Se concluye que el resorte cumple con la carga solicitada

## Ilustración 50

*Vista de la ubicación de los resortes para el elevador.*



### 4.13. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD TÉCNICA Y ECONÓMICA.

#### **Factibilidad Técnica:**

Requisitos técnicos: De acuerdo a la hipótesis de carga el sistema de elevación debe tener una capacidad de carga de al menos 1712 kg, una velocidad nominal de 20 centímetros por segundo y cumplir con las normas de seguridad y regulaciones locales.

Diseño y construcción: Durante el desarrollo del presente trabajo se ha demostrado y evaluado que el diseño del sistema es factible y se puede adaptar a la estructura del edificio.

Mantenimiento y operación: Se cuenta con personal de mantenimiento capacitado y se han identificado proveedores de servicios para el mantenimiento y reparación del sistema de elevación.

### Factibilidad Económica:

En la tabla 19, se muestra un resumen consolidado de los gastos de mantenimiento que se tienen actualmente para la planta silos 1 de la empresa Graiman.

**Tabla 19.**

*Gatos actuales en tareas de mantenimiento.*

	<b>ACUAL</b>	
Número de trabajadores	2	
Sueldo por hora del trabajador (\$)	3,75	
Tiempo de trabajo requerido (h)	1,17	
Tareas de mantenimiento aproximadas	32,00	
Horas totales de trabajo mensual (h)	37,44	
<b>GASTO MENSUAL \$</b>	<b>280,8</b>	<b>ANUAL \$ 3369,6</b>

Nota: Elaborado a partir de informes y documentos la empresa Graiman 2022

El sistema de elevación propuesto reducirá el tiempo de transporte en los materiales y equipos de mantenimientos requeridos como también el número de trabajadores, se muestra en la tabla 20, también se detalla los costos de implementación, funcionamiento y mantenimiento de la misma.

**Tabla 20**

*Gatos previstos en tareas de mantenimiento con la implementación del sistema de elevación.*

	<b>PROYECTO</b>
Inversión directa	7850
Inversión indirecta	1570
Inversión total	9420
Número de trabajadores	1,00
Sueldo por hora del trabajador (\$)	3,75
Tiempo de trabajo requerido (h)	0,17
Tareas de mantenimiento aproximadas	32



Gasto por consumo eléctrico mensual (\$)	29,92
Gasto por mantenimiento (\$)	10,00
Horas totales de trabajo mensual (h)	5,44

<b>GASTO MENSUAL (\$)</b>	<b>60,32</b>	<b>ANUAL (\$)</b>	<b>723,84</b>
---------------------------	--------------	-------------------	---------------

Nota: Elaborado a partir de la información de la tabla 19

### Flujo de caja anual:

La implementación del sistema de elevación reducirá anualmente \$ 2645,76, en los costos de mantenimiento de la planta silos 1, en la tabla 21, se muestra un flujo de caja para un periodo de 5 años.

### Tabla 21.

Flujo de caja de ahorros anual con el sistema de elevación.

FLUJO DE CAJA ANUAL						
Periodo	0	1	2	3	4	5
Año	2024	2025	2026	2027	2028	2029
Flujo de caja anual (\$)	0	2645,76	2645,76	2645,76	2645,76	2645,76

### VPN y TIR

El valor presente neto VPN, permite determinar cuánto se va a ganar o perder en un proyecto o una inversión, para lo cual se requiere una tasa de descuento en Ecuador este valor es del 12%, mientras que la tasa interna de retorno TIR permite determinar la rentabilidad del proyecto, en la tabla 22, se indica los valores obtenidos de VPN Y TIR.

### Tabla 22.

Valores de VPN y TIR

VPN						
Periodo	0	1	2	3	4	5
Año	2024	2025	2026	2027	2028	2029

Flujo Ahorro de gastos (\$)	-9420	2645,76	5291,52	7937,28	10583,04	13228,8
<b>TIR</b>	45%					
<b>VPN</b>	\$9.535,97					

### Periodo de recuperación payback

El periodo de recuperación permite determinar el tiempo el tiempo que se requiere para recuperar el capital invertido inicialmente, se determina mediante la siguiente ecuación, los resultados obtenidos se muestran en la tabla 23.

$$ROI = (\text{Costo de la Inversion}) \frac{\text{Ultimo flujo acumulado negativo}}{\text{Flujo del siguiente periodo}}$$

**Tabla 23.**

Periodo de recuperación de la inversión.

PERIO DE RECUPERACION PAYBACK						
Periodo	0	1	2	3	4	5
Año	2024	2025	2026	2027	2028	2029
Flujo Ahorro de gastos (\$)	-9420	2645,76	5291,52	7937,28	10583,04	13228,8
<b>PAYBACK (Años)</b>	3,56041364		<b>Meses</b>	42		

### Rentabilidad ROI

El retorno de la inversión ROI, permite determinar cuánto será el beneficio o perdida del proyecto, se calcula mediante la siguiente ecuación, los resultados se muestran en la tabla 24.

$$ROI = \frac{\text{Beneficio Neto} - \text{Costo de Inversion}}{\text{Costo de Inversion}} \times 100$$

**Tabla 24.**

Retorno de la inversión.

ROI RENTABILIDAD						
Periodo	0	1	2	3	4	5

Año	2024	2025	2026	2027	2028	2029
Flujo Ahorro de gastos (\$)	-9420	2645,76	5291,52	7937,28	10583,04	13228,8
<b>ROI</b>	-72%	-44%	-16%	12%	40%	69%

Otros aspectos a considerar:

En base a este análisis de factibilidad técnica y económica, se determina que el sistema de elevación es viable tanto desde el punto de vista técnico como económico.

Beneficios: Se espera que la instalación del sistema de elevación mejore la eficiencia en el transporte vertical, lo que reducirá los tiempos de espera y aumentará la productividad del personal de mantenimiento de la planta. Además, se espera que de manera indirecta mejore la calidad del mantenimiento en equipos ubicados en zonas de difícil acceso, debido a la facilidad de transportar equipos y/o materiales que no se podían transportar de manera manual anteriormente.

## 5. CONCLUSIONES

Se diseñó un sistema de elevación tipo pluma el cual puede suplir las necesidades de elevación de materiales, repuestos y herramientas para el desarrollo de tareas de mantenimiento en la plataforma carga silos de la Planta 1 de la Empresa Graiman, dicho diseño representa una solución integral y adaptada a las necesidades específicas de la de la Empresa y el proceso. Este proyecto contribuirá significativamente a la seguridad, eficiencia y productividad en las tareas de mantenimiento, marcando un avance significativo en la mejora de las condiciones laborales y la operación general de la planta.

Se elaboró un diagnóstico de las actividades de mantenimiento que se realiza en la plataforma carga silos, logrando obtener información crucial de frecuencias de mantenimiento, cantidad de equipos mantenibles existentes en la plataforma, tiempos de mantenimiento, identificación de repuestos, herramientas y equipos necesarios para realizar el trabajo. Los datos obtenidos sirvieron para orientar el desarrollo del diseño

del sistema de elevación buscando que el sistema sea eficiente, seguro y adaptado a las necesidades de la Empresa.

Se realizó un análisis de los diferentes tipos de elevadores de carga que existen, se seleccionó el sistema de elevación tipo pluma como la opción más adecuada y eficiente para satisfacer las necesidades de: capacidad de carga, altura alcanzable, eficiencia operativa, versatilidad y costos. Este enfoque ha contribuido significativamente a la formulación de los requerimientos teórico-técnicos necesarios para el diseño del sistema de elevación, garantizando así una implementación exitosa y segura en el entorno de trabajo.

Se llevó a cabo un análisis numérico y computación de los diferentes elementos mecánicos que componen el sistema de elevación tipo pluma, para lo cual se aplicaron los conocimientos adquiridos durante la maestría en el manejo de software de diseño como son ANSYS y SolidWorks.

Mediante un análisis de factibilidad económica se identificó que con la implementación del sistema de elevación los gastos en mantenimiento se reducirá \$ 264.56 al año, debido a que el tiempo y la cantidad de trabajadores serán menores, los resultados de VPN Y TIR de \$ 9,535.97 y el 45 % respectivamente, indican que existe viabilidad en la ejecución del proyecto a largo plazo, esto se ratifica con un periodo de recuperación de la inversión de 42 meses en donde se obtendrá una rentabilidad cercana al 70%.

## 6. REFERENCIAS

---

- AENOR. (2020, mayo 10). *Din 15061*. <https://es.scribd.com/doc/205967922/Din-15061-Translate-Eng>
- Ahmed, S., & Gu, X.-C. (2020). Accident-based FMECA study of Marine boiler for risk prioritization using fuzzy expert system. *Results in Engineering*, 6, 100123. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2020.100123>
- Ali Fageehi, Y. (2022). Prediction of fatigue crack growth rate and stress intensity factors using the finite element method. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2022, 1-17.
- ALLMAN INDUSTRY. (2023, febrero 10). *China Electric Hoist, Manual Hoist Suppliers and Manufacturers*. Nantong Allman Industry Co.,Ltd. <https://www.allmanlift.com/>
- Al-Najjar, B., & Alsyouf, I. (2003). Selecting the most efficient maintenance approach using fuzzy multiple criteria decision making. *International Journal of Production Economics*, 84(1), 85-100. [https://doi.org/10.1016/S0925-5273\(02\)00380-8](https://doi.org/10.1016/S0925-5273(02)00380-8)
- Alshoaibi, A. M., & Fageehi, Y. A. (2022). 3D modelling of fatigue crack growth and life predictions using ANSYS. *Ain Shams Engineering Journal*, 13(4), 101636.
- Andrade Quiroz, R. H., & Ramos Ramos, M. A. (2020). *Propuesta de la metodología RCM en la gestión de mantenimiento que permita mejorar la disponibilidad de la Línea de Chancado Primario en una empresa minera*.

- Antomarioni, S., Ciarapica, F. E., & Bevilacqua, M. (2022). Association rules and social network analysis for supporting failure mode effects and criticality analysis: Framework development and insights from an onshore platform. *Safety Science*, 150, 105711. <https://doi.org/10.1016/j.ssci.2022.105711>
- Ayo-Imoru, R. M., & Cilliers, A. C. (2018). A survey of the state of condition-based maintenance (CBM) in the nuclear power industry. *Annals of Nuclear Energy*, 112, 177-188. <https://doi.org/10.1016/j.anucene.2017.10.010>
- Barney, G., & Al-Sharif, L. (2015). *Elevator traffic handbook: Theory and practice*. Routledge.
- Bialy, L. (2009). Innovation with Safety in the Elevator Industry. *EBSCO*, 57(9), 85-92.
- Bui, V.-C., & Nguyen, P.-C. (2022). Designing Pre-engineering Steel Beam Using American and Vietnamese Standards. *ICSCEA 2021: Proceedings of the Second International Conference on Sustainable Civil Engineering and Architecture*, 777-784.
- Cárcel Carrasco, F. J. (2016). Características de los sistemas TPM y RCM en la ingeniería del mantenimiento. *3c Tecnología: glosas de innovación aplicadas a la pyme*, 5(3), 68-75.
- Cargua Cargua, S. J., & Gualacata Noroña, E. S. (2022). *Rediseño de un ascensor de 800 kg de capacidad para 5 personas implementado por la empresa Asytec*. <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/23530>
- Carretero, J., Pérez, J. M., García-Carballeira, F., Calderón, A., Fernández, J., García, J. D., Lozano, A., Cardona, L., Cotaina, N., & Prete, P. (2003). Applying RCM in large scale systems: A case study with railway networks. *Reliability Engineering*

& *System Safety*, 82(3), 257-273. [https://doi.org/10.1016/S0951-8320\(03\)00167-4](https://doi.org/10.1016/S0951-8320(03)00167-4)

Castañeda Romero, D. F. (2021). Diseño e implementación de un ascensor de carga de capacidad de una tonelada para la empresa Cerrejón en faenas mineras.

*instname:Universidad Antonio Nariño.*

<http://repositorio.uan.edu.co/handle/123456789/4753>

Cho, Y. M., & Rajamani, R. (2001). Identification and experimental validation of a scalable elevator vertical dynamic model. *Control Engineering Practice*, 9(2), 181-187. [https://doi.org/10.1016/S0967-0661\(00\)00112-X](https://doi.org/10.1016/S0967-0661(00)00112-X)

Cisneros Narita, H. M. (2021). *La sostenibilidad en el sistema de producción del denim en la empresa textil Nuevo mundo durante los 2016 al 2020 en Lima.*

Cuichán Simba, F., & Dueñas Jaramillo, W. (2008). *Rediseño y construcción de la máquina de viga rotatoria sometida a flexión para ensayos de resistencia a la fatiga* [Escuela Politécnica Nacional].

<https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/1023/1/CD-1462%282008-05-22-08-41-30%29.pdf>

Dipac. (2023, febrero 10). *Vigas*. DIPAC Productos de acero.

<https://dipacmanta.com/categoria-producto/vigas/>

Enjavimadar, M., & Rastegar, M. (2022). Optimal reliability-centered maintenance strategy based on the failure modes and effect analysis in power distribution systems. *Electric Power Systems Research*, 203, 107647.

<https://doi.org/10.1016/j.epsr.2021.107647>

Eriksen, S., Utne, I. B., & Lützen, M. (2021). An RCM approach for assessing reliability challenges and maintenance needs of unmanned cargo ships. *Reliability*

*Engineering & System Safety*, 210, 107550.

<https://doi.org/10.1016/j.res.2021.107550>

Ferrán Gozávez, J. J., Redón Santafé, M., & Sánchez Romero, F. J. (2017). *Proyecto de nave de estructura de acero (según EAE)* (Primera). Universitat Politècnica de Valencia.

<https://www.google.com/url?sa=i&url=https%3A%2F%2Fdocplayer.es%2F70420941-Proyecto-de-nave-de-estructura-de-acero-segun-eae.html&psig=AOvVaw2ICuQ5KDxFaLciBN4xp-bv&ust=1679536064235000&source=images&cd=vfe&ved=2ahUKEwjzyZ7Fte79AhXtcjABHY-PD7wQr4kDegUIARDzAQ>

González Gutiérrez, J. A. (2013). *Utilización y Seguridad de Equipos de Elevación (Carretilla Elevadora y Puente Grúa)*.

Hoyos Vásquez, O. (2011, abril 1). *¿Es el intervalo PF una distracción?* [Post].

<https://www.livingreliability.com/wordpress/posts/%c2%bfes-el-intervalo-pf-una-distraccion/>

Hurt, M., & Schrock, S. D. (2016). Chapter 4—Preventative Maintenance. En M. Hurt & S. D. Schrock (Eds.), *Highway Bridge Maintenance Planning and Scheduling* (pp. 155-180). Butterworth-Heinemann. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-802069-2.00004-0>

Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social. (2018, octubre 10). *Seguro Riesgos de Trabajo—IESS*. <https://www.iess.gob.ec/es/seguro-riesgos-de-trabajo>

International Organization for Standardization. (2023, marzo 15). *ISO - International Organization for Standardization*. ISO. <https://www.iso.org/home.html>



- Júnior, S. M., Frandoloso, M. A. L., & Brião, V. B. (2023). Technical and economic feasibility study for a university zero energy building in Southern Brazil. *Energy and Buildings*, 281, 112748. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2022.112748>
- Kayid, M., Izadkhah, S., & Alshami, S. (2016). Laplace transform ordering of time to failure in age replacement models. *Journal of the Korean Statistical Society*, 45(1), 101-113. <https://doi.org/10.1016/j.jkss.2015.08.001>
- Kumtekar, R., Kamble, S., & Rane, S. (2022). Chapter 22—Integration of TPM, RCM, and CBM: A practical approach applied in Shipbuilding industry. En P. Johri, A. Anand, J. Vain, J. Singh, & M. Quasim (Eds.), *System Assurances* (pp. 389-402). Academic Press. <https://doi.org/10.1016/B978-0-323-90240-3.00022-9>
- Larrodé, E. (1996). *Grúas*. Reverte.
- Laurent, G., Bertrand, G., Germain, L., & Bourbonnière, R. (2019). Sécurité des machines d'extraction commandées par des systèmes programmables électroniques. *Fiche technique, RF-1049*, 57.
- Leblouba, M., & Tabsh, S. W. (2020). Reliability-based shear design of corrugated web steel beams for AISC 360 specification and CSA-S16 standard. *Engineering Structures*, 215, 110617. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2020.110617>
- Li, H., Díaz, H., & Soares, C. G. (2021). A failure analysis of floating offshore wind turbines using AHP-FMEA methodology. *Ocean Engineering*, 234, 109261. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2021.109261>
- Llácer Pantión, R. (2003). *Seguridad en las instalaciones de ascensores* (pp. 845-854). Fundación Aparejadores. <http://www.riarte.es/handle/20.500.12251/2248>
- Lopez, N. X. G., & Enamorado, C. A. D. (2023). *Pre-factibilidad para la implementación de una planta fotovoltaica en la granja avícola yojoa, Honduras*.

- Meda, J. T., Gudukeya, L., & Mbohwa, C. (2020). Design of an industrial elevator: Power Station in Zimbabwe. *Procedia Manufacturing*, 43, 143-150.  
<https://doi.org/10.1016/j.promfg.2020.02.128>
- Ministerio de Telecomunicaciones y de la Sociedad de la Información. (2023, febrero 25). *Guía Oficial de Trámites y Servicios*.  
[https://gobecforms.gobiernoelectronico.gob.ec/tramites/buscar?search\\_api\\_fulltext=permiso%20construccion&page=1](https://gobecforms.gobiernoelectronico.gob.ec/tramites/buscar?search_api_fulltext=permiso%20construccion&page=1)
- Ministerio del Trabajo. (2021, agosto 10). *Código del Trabajo*.  
<https://www.trabajo.gob.ec/>
- Miravete, A., & Pellicer, E. L. (2007). *Elevadores: Principios e innovaciones*. Reverte.
- Moubray, J. (1991). Introducción a Reliability-centred Maintenance (Mantenimiento centrado en la Fiabilidad). *Aladon Ltd, EE. UU.*
- Narayanan, R., Harilal, G. K., & Golder, S. (2021). Feasibility study on the solar absorption cooling system for a residential complex in the Australian subtropical region. *Case Studies in Thermal Engineering*, 27, 101202.  
<https://doi.org/10.1016/j.csite.2021.101202>
- Niu, D., Guo, L., Zhao, W., & Li, H. (2022). Operation performance evaluation of elevators based on condition monitoring and combination weighting method. *Measurement*, 194, 111091.  
<https://doi.org/10.1016/j.measurement.2022.111091>
- Nyemba, W. R., Chikuku, T., Chiroodza, J. R., Dube, B., Carter, K. F., Mbohwa, C., & Magombo, L. (2020). Industrial design thinking and innovations propelled by the Royal Academy of Engineering in Sub-Saharan Africa for capacity building. *Procedia CIRP*, 91, 770-775. <https://doi.org/10.1016/j.procir.2020.02.233>

- Organización Internacional de Normalización. (2015, diciembre 10). *ISO 9001:2015, Sistemas de gestión de la calidad*.  
<https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:9001:ed-5:v1:es>
- Osman, M., Awad, M., Kambal, M. E. M., & Burhaneldain, I. (2022). A structural behaviour of concrete-filled steel tubular stub columns-comparative study. *Journal of Karary University for Engineering and Science*.
- Özcan, E. C., Ünlüsoy, S., & Eren, T. (2017). A combined goal programming – AHP approach supported with TOPSIS for maintenance strategy selection in hydroelectric power plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews, 78*, 1410-1423. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.039>
- Parra, C., & Crespo, A. (2012). *Ingeniería de Mantenimiento y Fiabilidad aplicada a la Gestión de Activos*. INGECON.
- Pereyra, L. E. (2022). *Metodología de la investigación*. Klik.
- Qingdao Daxin Machinery Co. Ltd. (2021, agosto 20). *Elevador de carga vertical de carga eléctrico eléctrico a medida Levantamiento de mercancías*. Made-in-China.com. [https://es.made-in-china.com/co\\_daxlifter/product\\_300kg-500kg-1000kg-Custom-Electric-Hydraulic-Vertical-Freight-Cargo-Elevator-Goods-Lift\\_uoehiiyrug.html](https://es.made-in-china.com/co_daxlifter/product_300kg-500kg-1000kg-Custom-Electric-Hydraulic-Vertical-Freight-Cargo-Elevator-Goods-Lift_uoehiiyrug.html)
- Reiproacero. (2023, febrero 10). *Plancha negra – Reiproacero S.A.*  
<https://reiproacero.ec/m/producto/plancha-negra/>
- Reyes, E. (2022). *Metodología de la investigación científica*. Page Publishing Inc.
- Ruiz, L. M. C. (2023). *Análisis de la factibilidad de implementación de un sistema de riego alimentado por energía solar fotovoltaica en Amatitlán, Guatemala*.

- Selvik, J. T., & Aven, T. (2011). A framework for reliability and risk centered maintenance. *Reliability Engineering & System Safety*, 96(2), 324-331.  
<https://doi.org/10.1016/j.ress.2010.08.001>
- Servicio Ecuatoriano de Normalización. (2023, enero 10). *Index of /buzon/normas*.  
<http://www.normalizacion.gob.ec/buzon/normas/>
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., Bocanegra, F. P., & Correa, C. O. (1990). *Diseño en ingeniería mecánica*.
- SKY Group. (2022, diciembre 20). *Ascensores de Carga*.  
<https://www.skygroup.ec/ascensores-de-carga/ascensores-de-carga.html>
- Souza, N. M. de, & Filho, A. T. de A. (2020). A systematic airport runway maintenance and inspection policy based on a delay time modeling approach. *Automation in Construction*, 110, 103039. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2019.103039>
- Stange, K., Müller, C., & Golder, M. (2022). Untersuchung der Quersteifigkeit geflochtener hochfester Faserseile. *innoTRAC Journal*, 2, 101-120.
- Strakosch, G. R. (1998). *The vertical transportation handbook*. John Wiley & Sons.
- Sujith Kumar, R., Swaminathan, G., & Babu Loganathan, G. (2020). Design and analysis of composite belt for high rise elevators. *Materials Today: Proceedings*, 22, 663-672. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.09.063>
- Suzhou Larsson Elevator Co. Ltd. (2017, octubre 20). *Elevadores de Carga – Larsson Elevator*. <https://www.larssonelevators.com/portafolio/elevadores-de-carga/>
- The American Society of Mechanical Engineers. (2012, noviembre 30). *Performance-Based Safety Code for Elevators and Escalators—ASME*.  
<https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/a17-7-csa-b44-7-performance-based-safety-code-elevators-escalators>

- The American Society of Mechanical Engineers. (2022, febrero 20). *B30.20 Below-the-Hook Lifting Devices—ASME*. <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/b30-20-hook-lifting-devices>
- Tongo Pizarro, E., & Soplín Villacorta, H. (2022). Evaluación de la sostenibilidad de los sistemas de producción pecuaria en la provincia de Oxapampa/Pasco/Perú. *Ecología Aplicada*, 21(1), 67-75.
- Tsang, Y. P., & Lee, C. K. M. (2022). Artificial intelligence in industrial design: A semi-automated literature survey. *Engineering Applications of Artificial Intelligence*, 112, 104884. <https://doi.org/10.1016/j.engappai.2022.104884>
- Viggiani, P., Ferreira, D., & Hernández, S. (2018). Diseño de la cabina de un ascensor de carga. *JIFI 2018*.  
[https://www.academia.edu/37898733/DISE%C3%91O\\_DE\\_LA\\_CABINA\\_DE\\_UN\\_ASCENSOR\\_DE\\_CARGA](https://www.academia.edu/37898733/DISE%C3%91O_DE_LA_CABINA_DE_UN_ASCENSOR_DE_CARGA)
- Werbińska-Wojciechowska, S. (2019). Chapter 1—Delay-Time-Based Maintenance Modeling for Technical Systems—Theory and Practice. En M. Ram & J. P. Davim (Eds.), *Advances in System Reliability Engineering* (pp. 1-42). Academic Press.  
<https://doi.org/10.1016/B978-0-12-815906-4.00001-4>
- Wu, W., Xia, R., Qian, G., Liu, Z., Razavi, J., Berto, F., & Gao, H. (2023). Mechanostructures: Rational mechanical design, fabrication, performance evaluation, and industrial application of advanced structures. *Progress in Materials Science*, 131, 101021.  
<https://doi.org/10.1016/j.pmatsci.2022.101021>
- Wut, T. M. (2020). Elevator Energy-Efficient Projects in the Next Generation of High-Rise Green Buildings. En J. Fu & A. W. Ng (Eds.), *Sustainable Energy and Green*

*Finance for a Low-carbon Economy: Perspectives from the Greater Bay Area of China* (pp. 245-258). Springer International Publishing.

[https://doi.org/10.1007/978-3-030-35411-4\\_13](https://doi.org/10.1007/978-3-030-35411-4_13)

Yavuz, O., Doğan, E., Carus, E., & Görgülü, A. (2019). Reliability Centered Maintenance Practices in Food Industry. *3rd WORLD CONFERENCE ON TECHNOLOGY, INNOVATION AND ENTREPRENEURSHIP"INDUSTRY 4.0 FOCUSED INNOVATION, TECHNOLOGY, ENTREPRENEURSHIP AND MANUFACTURE" June 21-23, 2019, 158, 227-234.* <https://doi.org/10.1016/j.procs.2019.09.046>

Zammori, F., & Gabrielli, R. (2012). ANP/RPN: a multi criteria evaluation of the Risk Priority Number. *Quality and Reliability Engineering International, 28.*

Zhao, X., Al-Khalifa, K. N., Hamouda, A. M., & Nakagawa, T. (2017). Age replacement models: A summary with new perspectives and methods. *Reliability Engineering & System Safety, 161, 95-105.*

<https://doi.org/10.1016/j.res.2017.01.011>

## 7. ANEXOS

### A1. PROTOCOLO DE SEGURIDAD PARA USO DE ASCENSOR DE CARGA

#### **Carga y descarga a nivel del piso:**

En este lugar no existe mayor inconveniente en el ingreso de personal a la cabina para la colocación y fijación de los elementos de materiales y herramientas de mantenimiento los cuales deben estar sobre pallets que facilitará la carga y descarga mediante un carro transportador.

### **Carga y descarga a nivel de plataforma:**

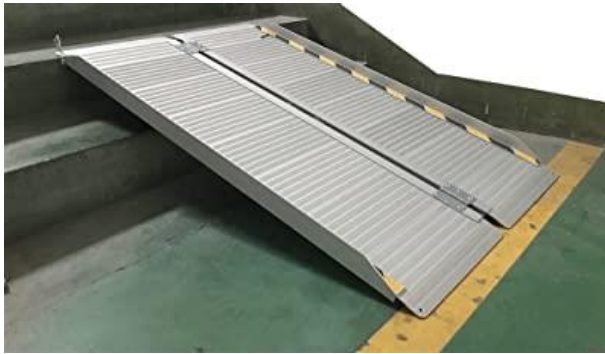
En este lugar está totalmente prohibido el ingreso de personal a la cabina, por lo que la carga y descarga de los materiales y herramientas de mantenimiento se hará mediante un carro transportador cual se utilizará rampas abatibles que se encuentran fijadas en la plataforma para el ingreso del mismo, los pallets facilitarán este proceso.

Para la carga de material en la cabina del elevador, no existe inconveniente debido a que esta actividad se la realiza a nivel del piso, por lo que el ingreso del personal al interior del recinto es seguro, los equipos y materiales a trasladar deben estar correctamente ubicados y asegurados al interior de la cabina sobre un pallet, esto con el fin de facilitar la descarga.

En el proceso de descarga de los materiales y herramientas de mantenimiento desde la altura de 22.3 [m], es fundamental seguir un procedimiento seguro y eficiente. A continuación, se detallan los pasos a seguir:

Enganche de la cabina a la plataforma superior: Para garantizar la estabilidad y seguridad durante la descarga, se debe realizar el enganche de la cabina a la plataforma superior mediante ganchos debidamente asegurados. Este paso es esencial para asegurar la integridad de la cabina y evitar cualquier desplazamiento indeseado.

Colocación de la rampa abatible (Ilustración 50) con el fin de facilitar la descarga de los materiales y herramientas, se debe instalar una rampa abatible en la plataforma superior. Esta rampa permitirá un acceso seguro y controlado al momento de transferir los elementos desde la cabina a la plataforma. Se debe asegurar que la rampa esté adecuadamente fijada y que cuente con el ángulo y la resistencia necesarios para soportar la carga.



**Ilustración 51.** Propuesta de sistema de carga y descarga a implementar (Tomado de: Amazon.com).

Restricción del acceso al interior de la cabina: Por razones de seguridad, queda estrictamente prohibido que el personal acceda al interior de la cabina durante la descarga. Esta medida busca prevenir riesgos innecesarios y garantizar la integridad de los individuos involucrados en el proceso. El acceso a la cabina debe limitarse únicamente a personal autorizado y capacitado.

Se requiere obligatoriamente el uso de un carro transportador de pallet (Ilustración 51). Este dispositivo garantiza una manipulación segura y evita que el personal tenga que ingresar a la cabina.



**Ilustración 52.** propuesta de sistema de carga y descarga a implementar (tomado de: amazon.com).



Es fundamental respetar estas indicaciones y seguir los procedimientos establecidos con el objetivo de garantizar la seguridad y el éxito en la descarga de los materiales y herramientas de mantenimiento desde la altura de 22.3 [m]. El cumplimiento de estas medidas contribuirá a minimizar cualquier riesgo y a mantener un entorno de trabajo seguro para todos los involucrados en el proyecto.

### **Protocolo de seguridad para uso de ascensor de carga.**

Los ascensores de carga de flecha son una herramienta indispensable en la industria de la construcción y la logística. Sin embargo, su uso puede ser peligroso si no se toman las medidas adecuadas de seguridad. Por esta razón, es importante contar con un protocolo que establezca las normas y procedimientos a seguir en el uso de este tipo de equipos.

En primer lugar, es necesario realizar una revisión exhaustiva de la estructura de la flecha antes de su uso. Esto incluye inspeccionar las piezas metálicas, cables y sistemas hidráulicos para asegurarse de que estén en buen estado. Además, se debe comprobar que el equipo cuenta con los dispositivos de seguridad requeridos por las normativas, como frenos, limitadores de velocidad y sistemas de control de sobrecarga.

Una vez que se ha verificado el correcto funcionamiento del equipo, se debe proceder a la carga del material. Es importante no exceder el peso máximo permitido por el fabricante, y distribuir la carga de manera uniforme en la flecha. Asimismo, es fundamental asegurarse de que las puertas del ascensor estén cerradas y que nadie se encuentre dentro de la flecha antes de iniciar el ascenso.

Durante el traslado de la carga, es necesario mantener la atención y el control sobre el equipo en todo momento. Se debe evitar movimientos bruscos o aceleraciones repentinas, así como circular a velocidades excesivas. En caso de detectar alguna anomalía en el funcionamiento del ascensor, se debe detener inmediatamente el equipo y notificar a los responsables de su reparación.

Por último, es importante realizar una limpieza y mantenimiento adecuados del equipo después de cada uso. Esto incluye la inspección de las piezas, la lubricación de los sistemas mecánicos y la limpieza de las superficies expuestas. Asimismo, se deben realizar inspecciones periódicas para detectar y corregir posibles fallos o desgastes en el equipo.

En conclusión, el uso de ascensores de carga de flecha puede ser seguro si se siguen las normas y protocolos establecidos para su correcto funcionamiento. La seguridad en el manejo de este tipo de equipos es una responsabilidad compartida entre los operadores y los responsables de su mantenimiento y supervisión. Por esta razón, es importante contar con una formación adecuada y conocer las normativas de seguridad aplicables para reducir al mínimo los riesgos en su uso. (González Gutiérrez, 2013).

## A.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ELEVACIÓN DE CARGA.

Antes de comenzar:

Asegúrate de que el área de trabajo esté despejada y segura antes de operar la pluma de elevación de carga.

Verifica que la carga a levantar esté correctamente asegurada y equilibrada.

Familiarízate con la ubicación de los pulsantes en la parte superior e inferior, así como con los pulsantes de emergencia.

Encendido y apagado:

Localiza el interruptor de encendido/apagado de la pluma y asegúrate de que esté en la posición de apagado antes de comenzar cualquier operación.

Para encender la pluma, mueve el interruptor a la posición de encendido.

Operación de elevación:

Para elevar la carga, ubica el pulsante de elevación en la parte superior. Mantén presionado el pulsante hasta que la carga alcance la altura deseada.

Si necesitas detener la elevación en cualquier momento, suelta el pulsante de elevación.

Operación de descenso:

Para descender la carga, busca el pulsante de descenso en la parte inferior. Mantén presionado el pulsante hasta que la carga alcance la posición deseada. Si necesitas detener el descenso en cualquier momento, suelta el pulsante de descenso.

Pulsantes de emergencia:

En caso de una emergencia o situación de riesgo, la pluma de elevación está equipada con pulsantes de emergencia tanto en la parte superior como en la inferior. Presiona el pulsante de emergencia correspondiente en función de la ubicación del peligro para detener inmediatamente todas las funciones de elevación y descenso.

Apagado:

Cuando hayas completado todas las operaciones y deseas apagar la pluma, mueve el interruptor de encendido/apagado a la posición de apagado. (Barreno Barreno, 2020; Robayo Villagómez, 2016)

### A.3 PROFORMAS DE CONSTRUCCIÓN.



OFRECEMOS SERVICIOS DE CÁLCULO, DISEÑO Y MONTAJE DE ESTRUCTURAS METÁLICAS.  
 PROPORCIONAMOS PUERTAS ENROLLABLES Y DE ALTA SEGURIDAD  
 TRABAJAMOS CON DIFERENTES MATERIALES COMO ALUMINIO, VIDRIO Y ACERO INOXIDABLE  
 SUMINISTRAMOS VIDRIO LAMINADO Y TEMPLADO  
 REALIZAMOS SERVICIOS DE MANTENIMIENTO ELECTROMECÁNICO  
 OFRECEMOS SERVICIOS DE INSPECCIÓN DE SOLDADURAS Y ESTAMOS CERTIFICADOS EN ASNT NIVEL II PARA VP, PT Y MT.

<b>Fecha:</b> Viernes, 28 de Abril de 2023	<b>PROFORMA No:</b> LB 00104
--	------------------------------

<b>DESTINATARIO</b>	
<b>Cliente:</b> Ing. Carlos Sarmiento	<b>Teléfono:</b> 024007000
<b>Ruc / Id:</b>	<b>Correo:</b> csarmiento@graiman.com
<b>Dirección:</b> Panamericana Norte, Km 4 ½, Parque Industrial.	

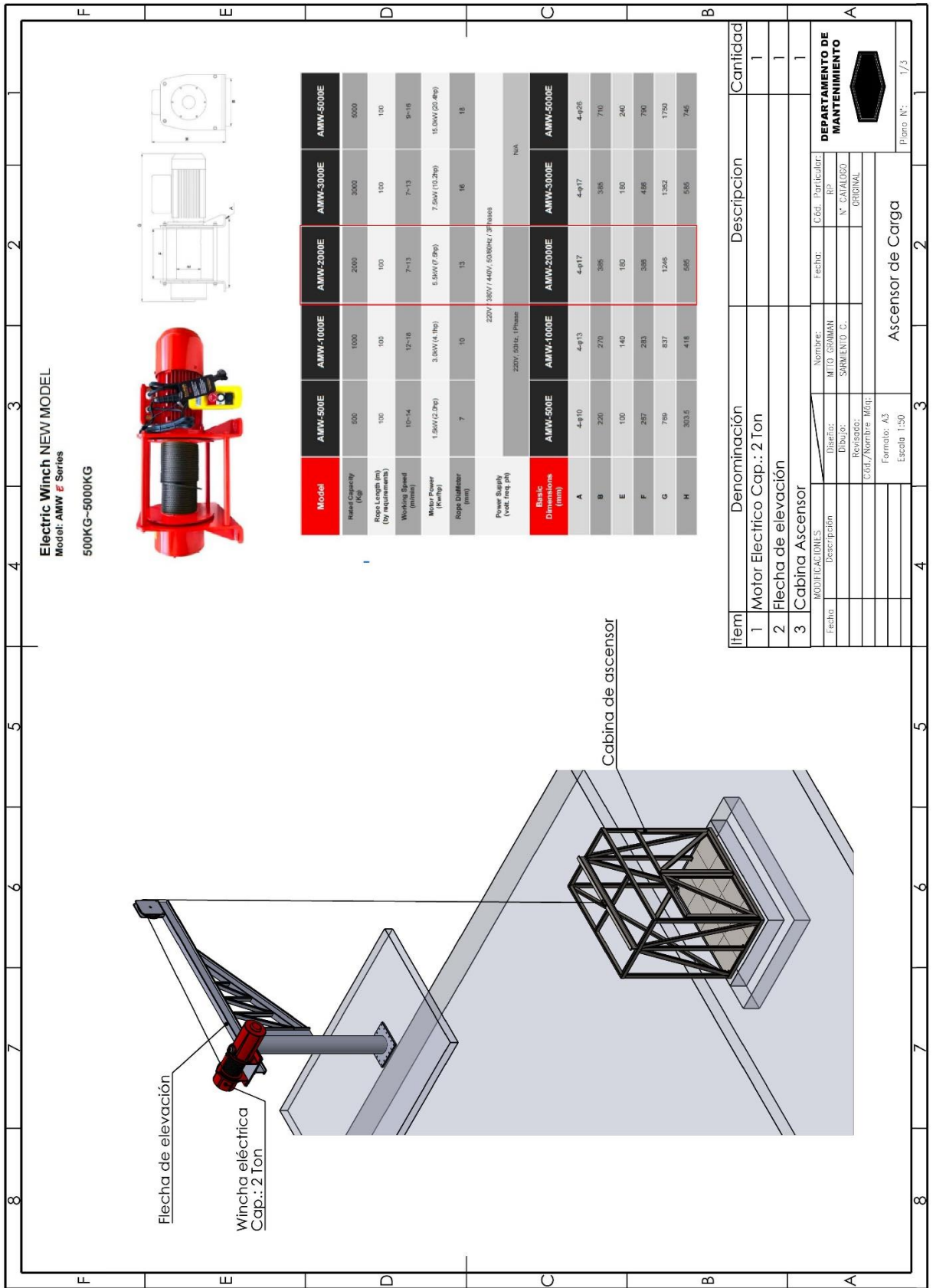
DESCRIPCION	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
<b>FLECHA DE ELEVACION EN ACERO ESTRUCTURAL A36</b> <b>Incluye:</b> - Placa Base en A36 de 24 mm - Placa en esp 20 mm - Tubo estructural 10" SCH 40 - Perfiles IPN 200 - Sistema de polea - Consumibles - Suelda E7018 e inspección de la misma - Proveeduría, logística e instalación de equipo.	431.15	kg	\$ 5	\$ 2155.75
<b>CABINA PARA ASCENSOR DE CARGA</b> <b>Incluye:</b> - Perfil IPN 120 - Sistema de amortiguación en acero ASTM A227 - Perfiles en tubo rectangular 30*70 esp 2 - Consumibles - Suelda E7018 e inspección de la misma - Proveeduría, logística e instalación de equipo. - Obra civil	277.78	kg	\$6	\$ 1666.68
<b>TOTAL</b>				<b>\$ 3822.43</b>

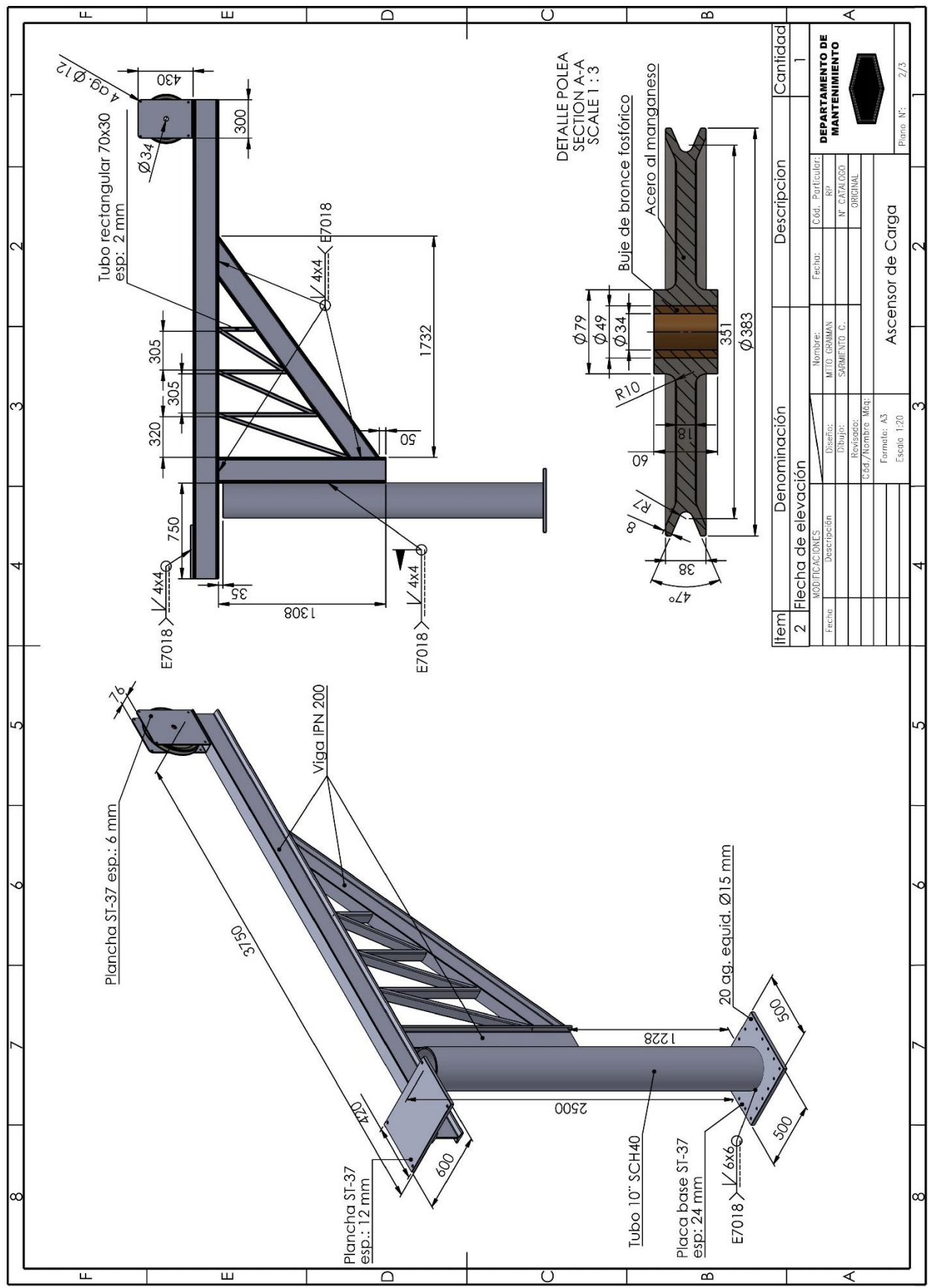
Atentamente,

**Ing. Juan Plaza Tepan**  
 RUC: 0105678338001  
 Producción & Montaje Estructural

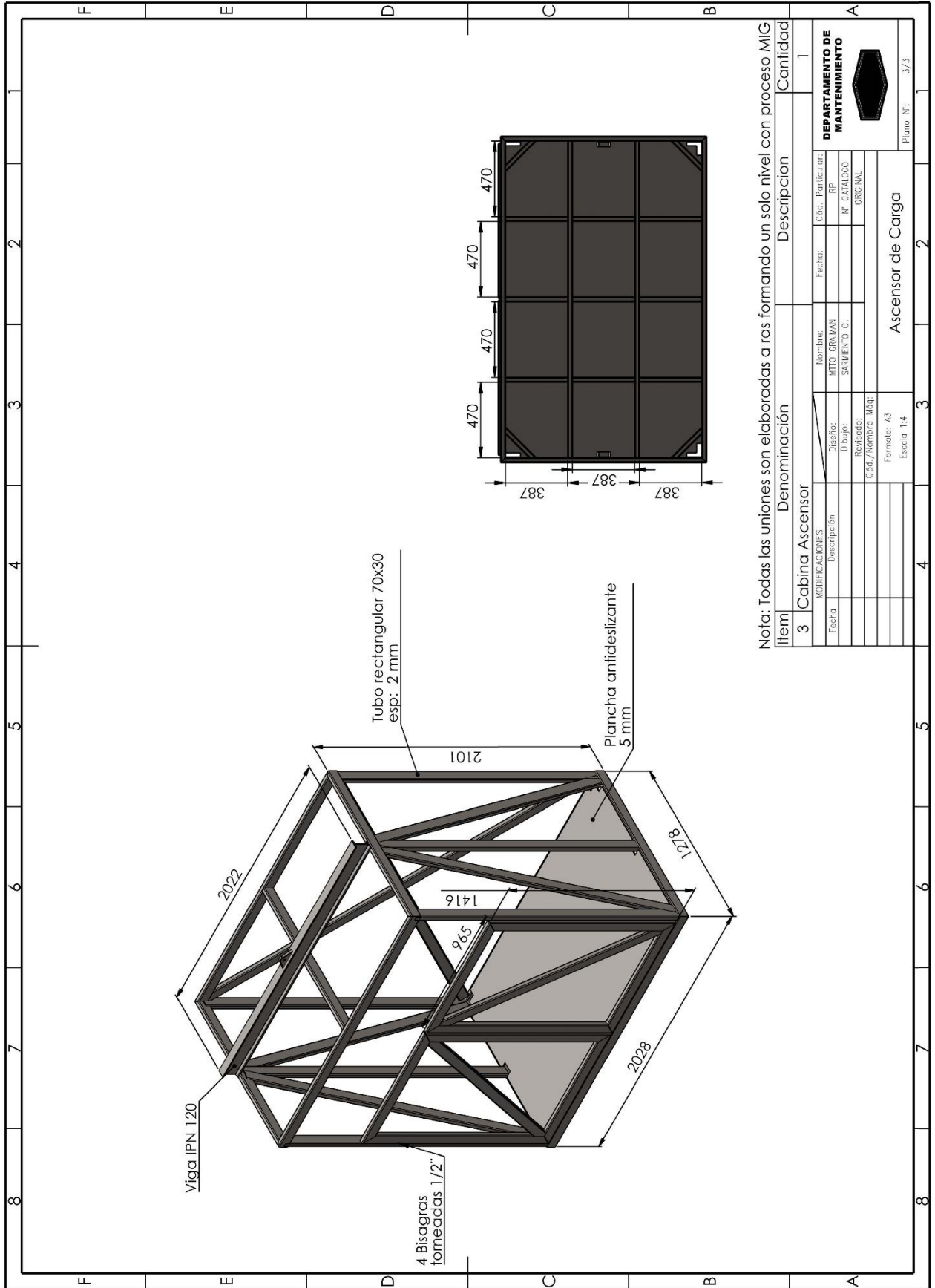
  
 Digitally signed by LUIS DAVID BENAVIDES PAREDES  
 Date: 2023.05.22 21:14:25 -05'00'  
**Ing. Luis Benavides Paredes**  
 RUC: 0302808266001  
 Cálculo y Diseño Estructural

## A4. PLANOS





Item	Denominación	Descripción	Cantidad
2	Flecha de elevación		1
MODIFICACIONES			
Fecha	Descripción	Nombre:	Cód. Particular:
		MTO. DOMIN	REP
		Dibuj:	N° CATALOGO
		Revisar:	ORIGINAL
		Cód./Nombre. Mat:	
		Formato: A3	
		Escala: 1:20	
Ascensor de Carga			
			Plano N°: 2/3



Nota: Todas las uniones son elaboradas a ras formando un solo nivel con proceso MIG

Item	Denominación	Descripción	Cantidad
3	Cabina Ascensor		1
MODIFICACIONES			
Fecha	Descripción	Nombre:	C.Ord. Particular
		MTO. GRAMAN	RP
		SARMIENTO C.	N° CATALOGO
			ORIGINAL
		Revisado:	
		C.Ord./Nombre: Mtq:	
		Formular: A3	
		Escala: 1:4	
		Ascensor de Carga	
			Plano N°: 3/3